

K 13 304  
4



მ. წაგრიძე

გათბობა  
და  
ვენტილაცია

ვენტილაცია

# გათბობა და პენსიონირება

ნაწილი I

გათბობა

საქართველოს სსრ უმაღლესი და საშუალო სპეციალური განათლების სამინისტროს მიერ დამტკიცებული სახელმძღვანელოდ პოლიტექნიკური ინსტიტუტის თბოაირმომარაგებისა და ფენტილაციის სპეციალობის სტუდენტებისათვის

K 13-304  
4

სკპ-2000  
შემოწმებულია

გამომცემლობა "ბანათლება"  
თბილისი  
1967





### წინასიტყვაობა

წინამდებარე სახელმძღვანელო შედგება ორი ნაწილისაგან: პირველ ნაწილში („გათბობა“) განხილულია: თბოტექნიკის ძირითადი საკითხები, შენობების თბოდანაკარგების განსაზღვრის მეთოდები, სათბობი ხელსაწყოებისა და სისტემების გაანგარიშების სხვადასხვა მეთოდები და გათბობის სისტემების კონსტრუირებისა და ექსპლუატაციის საკითხები. მეორე ნაწილში („ვენტილაცია“) განხილული იქნება: ვენტილაციის სისტემების გაანგარიშების, ექსპლუატაციისა და კონსტრუირების საკითხები, აგრეთვე პაერთ სათბობი სისტემები, რომლებიც კონსტრუქციულად ვენტილაციის სისტემებს მსგავსია და უმეტეს შემთხვევაში მათთან არის შეთავსებული.

წიგნში შეტანილი არ არის ის მასალა, რომელსაც სტუდენტები საფუძვლიანად გადიან ისეთი მონათესავე დისციპლინების შესწავლისას, როგორც არის „თბოგადაცემა და თერმოდინამიკა“, „საქვებუ დანადგარები“, „ტუმბოები და ვენტილატორები“, „თბომომარაგება“, „აირმომარაგება“, „შიდრაულიკა“ და ა. შ.

წიგნის ცალკეული ნაწილების მოკულობა განსაზღვრულია მარტოოდენ მათი პრაქტიკული მნიშვნელობით და შეესაბამება სასწავლო პროგრამას.

სასწავლო პროგრამისაგან განსხვავებით, „ადგილობრივი გათბობის სისტემები“ სახელმძღვანელოში განხილულია ბოლო ნაწილში, რადგანაც ამ ნაწილის თავდაპირველად შესწავლა იწვევდა ცენტრალური გათბობის სისტემების დაგეგმარების საკურსო პროექტის შესრულების კალენდარული ვადის გაუმართლებელ უკან გადაწევას.

სახელმძღვანელო განკუთვნილია უმაღლესი სასწავლებლების სამჭენებლო ფაკულტეტების, როგორც თბოაირმომარაგების და ვენტილაციის სპეციალობის, ისე ყველა იმ სპეციალობის სტუდენტთათვის, რომლებიც სასწავლო პროგრამის მიხედვით გადიან გათბობისა და ვენტილაციის კურსს.

დღემდე ქართულ ენაზე არ მოგვეპოვებოდა სა-  
ხელმძღვანელო თბოაირმომარაგებისა და ვენტილაციის  
სპეციალობის სტუდენტებისათვის, წინააღმდეგარე სა-  
ხელმძღვანელო პირველად გამოდის ქართულ ენაზე და,  
აღბათ, მას ექნება ნაკლოვანებანი.

ავტორი ყოველგვარ საქმიან შენიშვნას დიდი  
მადლობით მიიღებს და გაითვალისწინებს წიგნის შემ-  
დეგ გამოცემაში.

## ზოგადი ხმოვაი

### გატოგონსა და პენსიონის დანიშნულება

§ 1

ადამიანი სიცოცხლის უმეტეს ნაწილს ატარებს სადგომში, ამიტომ მისი ჯანმრთელობისა და კარგი გუნება-განწყობისათვის საჭიროა ჰაერი აკმაყოფილებდეს განსაზღვრულ სანიტარულ-ჰიგიენურ მოთხოვნებს.

სადგომის ჰაერის აუცილებელი სანიტარულ-ჰიგიენური პირობების უზრუნველყოფა უმთავრესად ხდება სათბობი და სავენტილაციო დანადგარებით.

გათბობის სისტემის დანიშნულებაა წლის ცივ პერიოდში სათავსში უზრუნველყოს ჰაერის ისეთი ტემპერატურა, რომელიც მიზანშეწონილი იქნება შრომისა და დასვენებისათვის.

სავენტილაციო მოწყობილობით ხდება გაბინძურებული ჰაერის გაყვანა და მ-სი შეცვლა ახალი, სუფთა ჰაერით;

სათავსებში და სადგომებში გათბობისა და ვენტრაციის სისტემები საჭიროა არა მარტო ადამიანის ჯანმრთელობის დაცვის მიზნით, არამედ თვით სამშენებლო კონსტრუქციების ხანგრძლივობისა და დაცვის თვალსაზრისითაც. ცნობილია, რომ ის შენობები, რომლებსაც ცუდი გათბობა და ვენტილაცია აქვთ, სამშენებლო კონსტრუქციების დანესტიანების, გაყინვისა და დაბრეკის გამო ადრე ინკრევა.

გათბობის ტექნიკა მჭიდრო კავშირშია სამშენებლო ტექნიკასთან. შენობის დაგეგმვა, მოკულობა, დანიშნულება და საერთო არქიტექტურული კომპოზიცია, აგრეთვე სამშენებლო კონსტრუქციების სახე, მასალა, სამშენებლო სამუშაოების წარმოების მეთოდები დიდ გულენას ახდენენ შენობისათვის საჭირო ამა თუ იმ სახის გათბობის სისტემის შერჩევაზე.

გათბობისა და ვენტრაციის სისტემებს ხშირად სპეციალურ მოთხოვნებს უყენებენ. მრეწველობის ბევრი დარგის (მაგალითად, საფეიქრო ხისა და ქაღალდის დასამუშავებელი, ლითონდასამუშავებელი, პოლიგრაფიული და ა. შ.) საწარმოო სათავსებში საჭიროა განსაზღვრული ტემპერატურისა და ტენიანობის ჰაერი. საზოგადოებრივი დანიშნულების ისეთ შენობებში, როგორცაა მღუფში, სამხატვრო გალერეა, არქივი, წიგნსაცავი და ა. შ. მხატვრული, კულტურული და ისტორიული განძეულის დაცვა შეიძლება მხოლოდ განსაზღვრული ტემპერატურის და ტენიანობის პირობებში.



ნორმალური ფიზიოლოგიური პროცესებისათვის ადამიანის ორგანიზმს აუცილებლად ესაჭიროება ჭანგბადი. ამიტომ ჰაერი უნდა შეიცავდეს ორგანიზმისთვის საჭირო რაოდენობით ჭანგბადს, ანაისთან მასში არ უნდა შეიძლოს მანკე ქიმიური და მექანიკური მინარევები.

ატმოსფერული სუფთა ჰაერი წარმოადგენს აიროვან ნარევეს, რომლის შემადგენლობაშიც შედის: ჭანგბადი (20,9%), აზოტი (78,13%), არგონი (0,94%), ნახშირორჟანგი (0,03%), წყლის ორთქლი, უმნიშვნელო რაოდენობით ჰელიუმი და სხვა აირები.

ჰაერში ორთქლის რაოდენობა დიდ ზღვრებში ნერყეობს და დამოკიდებულია ჰაერის ტემპერატურასა და მის ტენიანობაზე. ჰაერის ტენიანობის ზრდისას წყლის ორთქლის ხსნადობის ხარისხი შესაძინეველ იზრდება. საშუალოდ შეიძლება ჩავთვალოთ, რომ 1 კგ გარე ჰაერში, როდესაც მისი ტემპერატურაა +15°, 5 გ წყლის ორთქლია.

ატმოსფერული ჰაერის გაბინძურება ხდება ლუმელების საკვამლე მიღებიდან, საქვამეებიდან. სამრეწველო და საზოგადოებრივი დანიშნულების შენობებიდან გაცოყოფილი აირებით, ორთქლით და სტერით. დახურულ სათავსებში სხვა მინარეველებიც შეიძლება იყოს.

მცხედ სადგო-ბარეობაში ადამიანი ერთი საათის განმავლობაში ჩაისუნთქავს დაახლოებით 500 ლ ჰაერს. ადამიანი ჰაერიდან შთანთქავს ჭანგბადს, ხოლო ამოსუნთქულ ჰაერთან ერთად გამოყოფს ნახშირორჟანგს, რომელიც მასში 145 ჯერ უფრო მეტია, ვიდრე სუფთა ატმოსფერულში.

სადგოის 1 მ<sup>3</sup> ჰაერის შედგენილობაში დასაშვებია იყოს მხოლოდ 1-2 ლ (0,1-0,2%) ნახშირორჟანგი. ჰაერში ნახშირორჟანგის რაოდენობის ასეთი შეზღუდვა იმით არის გამოწვეული, რომ სადგოის ჰაერი იმდენად გაბინძურებულია სხვა მანე (ამიაკით, წყალბადგოგირდით) აირებით, რომლებსაც ადამიანი გამოყოფს ნახშირორჟანგთან ერთად, რომ სათავსის ჰაერში ნახშირორჟანგის უფრო მეტად გაზრდისას ჰაერი უუარვის ხდება სუნთქვისათვის. ამრიგად, ნახშირორჟანგის შემცველობის მიხედვით შეიძლება ვისჯელოთ ჰაერის ქიმიურ სისუფთავესა და ვარგისიანობაზე.

სამრეწველო დანიშნულების შენობებში ჰაერის გაბინძურება ხდება ტექნოლოგიური პროცესებისათვის საჭირო დანადგარებიდან გამოყოფილი აირებით. საწარმოს სახეობის მიხედვით შეიძლება გამოყოფილ იქნეს სხვადასხვა მონწილავი აირები (ნახშირჟანგი, წყალბადგოგირდი, ამიაკი, ფორმალინი, აზოტჟეა და სხვ.), რომელთა შემცველობა ჰაერში მეტად უმნიშვნელო რაოდენობით დაიშვება.

კონცენტრაციის დასაშვებ ნორმაზე მეტი რაოდენობით მონწილავი აირების არსებობა ჰაერში იწვევს ადამიანის დაავადებას, ხოლო ზოგ შემთხვევაში სიცოცხლისათვის საცხიცი არის.

ჰაერისა და აირის ნარევის ქიმიური გასუფთავება ვენტილაციის ძირითადი ამოცანაა. ვენტილაციის მნიშვნელოვან ამოცანას წარმოადგენს აგრეთვე ჰაერის სხვადასხვა მექანიკური მიანერეთებით (მტკრისაგან) გაბინძურებასთან ბრძოლა.

მცვერი ამა თუ იმ რაოდენობით ყოველთვის არის ჰაერის შედგენილობაში. ის შეიძლება იყოს როგორც არაორგანული, ისე ორგანული წარმოშობისა. არაორგანული მტვერი წარმოიქმნება როგორც შენობის კონსტრუქცი-



ემის, ქვის, ასფალტფენრის და სხვა მსგავსი კონსტრუქციების გამოფიტვის შედეგად, ისე სხვადასხვა სახის არაორგანული ნედლეულის დამუშავების გამო. ორგანული მტვერი კი წარმოიქმნება ბამბის, მატყლის, ხის და სხვა მსგავსი ორგანული ნივთიერებების დამუშავების შედეგად.

მტვერთან ერთად სასუნთქ ორგანოებში შეიძლება მოხვდნენ ბაქტერიები, რომლებიც სხვადასხვა დაავადებას იწვევენ.

სათბობი ხელსაწყოების ცხელ ზედაპირებთან ორგანული მტერის შეხების შედეგად (როცა ზედაპირის ტემპერატურა აღემატება 70°-ს) ხდება მისი მშრალად აქროლება და ამის შედეგად ნახშირჟანგის წარმოშობა. ჰაერში ნახშირჟანგის არსებობა კი ძალიან არასასურველი მოვლენაა, რადგანაც ეს აირი სისხლის ჰემოგლობინთან რეაქციაში 200-ჯერ უფრო ინტენსიურად შედის, ვიდრე ენაგბადი. მაგრამ, თუ ენაგბადი ხელს უწყობს ორგანიზმის ცხოველმოქმედებას, ნახშირჟანგი, პირიქით, ფიზიოლოგიურ პროცესიდან გამოთიშავს სისხლის იმ ნაწილს, რომლის ჰემოგლობინთანაცაა რეაქციაში შესული.

ჰაერს სუნი არა აქვს, მაგრამ სხვადასხვა მინარევები მას აძლევენ სასიამოვნო ან არასასიამოვნო სუნს. როდესაც ჰაერს აქვს არასასიამოვნო აუნი (თუნდაც სრულიად უვნებელი აირისაგან გამოწვეული), ნორმალური სუნთქვა ირღვევა, ადამიანი იწყებს ხშირ, ზერეულ სუნთქვას, რის გამოც ორგანიზმი იღებს ენაგბადის ნაკლებ რაოდენობას. ეს კი თავის ზხრიც იწვევს ორგანიზმის მთლიანი ფიზიოლოგიური პროცესის დარღვევას.

## გათბობის კიბინური მნიშვნელობა

§ 3

ადამიანის ორგანიზმის ყველა ფიზიოლოგიურ და ცხოველმოქმედებით პროცესს (სისხლის მიმოქცევა, საჭმლის მონელება, გადაადგილება, მუშაობა და სხვ.) თან ახლავს მნიშვნელოვანი რაოდენობის სითბოს გამოყოფა. ჰიგიენური გამოკვლევებით დადგენილია, რომ მშვიდ მდგომარეობაში ადამიანის ორგანიზმი 70-დან 100 კკალ/სთ სითბოს გამოჰყოფს (დამოკიდებულია ადამიანის წლოვანებაზე, წონაზე და ა. შ.), ხოლო მუშაობის დროს 100-200 და ზეტ კკალ/სთ, ამასთან, დაბალ ზღვარს იღებენ მსუბუქი ფიზიკური სამუშაოს შემთხვევაში, ხოლო მაღალს—მძიმე ფიზიკური სამუშაოს დროს.

ადამიანის ორგანიზმი ცდილობს შეინარჩუნოს მუდმივი (36,6°), ტემპერატურა. ამ პირობის დასაცავად კი საჭიროა, რომ ორგანიზმში გამოიშვას ვეებული სითბო გადაეცეს გარემოს.

მშვიდ მდგომარეობაში მყოფი ადამიანის ორგანიზმი დღე-ღამის განმავლობაში საშუალოდ გამოყოფს 2400 კკალ სითბოს. ამ სითბოს საერთო რაოდენობიდან 10% გარემოს გადაეცემა ადამიანის მდგომარეობისაგან დამოუკიდებლად. დარჩენილი 90% გარემოს გადაეცემა ჰაერის პარამეტრისა და გარემოს მდგომარეობის მიხედვით. ამ სითბოს გარემო არესადმი გადაეცემა ხდება კანის (80%), ფილტვების (14%) და ამოსუნთქული ჰაერის (6%) საშუალებით.

კანიდან სითბოს გაცემა ხდება ა) კონვექციით ანუ ადამიანის ორგანიზმის ირგვლივ მყოფი ჰაერის გათბობით, ბ) გამოსხივებით, ადამიანის ორგანიზმსა და მის ირგვლივ მდებარე საგნებს (გარე კედლები, ფანჯრები და სხვ.) შორის არსებულ ტემპერატურათა სხვაობის გამო; გ) კანიდან ტენის აორთქლებით.



კანიდან ტენის აორთქლებაზე ნორმალურ ტემპერატურულ პირობებში ( $t = +18^\circ$ ) იხარჯება სითბოს დაახლოებით 17%. დანარჩენი 83% მოდის კონვექციასა და გამოსხივებაზე.

თუ გარემოს ტემპერატურა ნორმალურთან შედარებით იხრება ამა თუ იმ მხარეს, მაშინ კონვექციით, გამოსხივებითა და აორთქლებით (ცალკადაც) გაცემული სითბოს რაოდენობა შეიცვლება, მაგრამ სხეულის მიერ გაცემული მთლიანი სითბოს რაოდენობა უცვლელი დარჩება.

რაც უფრო მეტია ჰაერის ტემპერატურა, შით უფრო მეტ სითბოს დაკარგავს ორგანიზმი აორთქლებით და ნაკლებს — კონვექციითა და გამოსხივებით.

კანის ზედაპირიდან ტენის ინტენსიური აორთქლება შეიძლება მხოლოდ იმ შემთხვევაში მოხდეს, როდესაც ჰაერის შედგენილობაში წყლის აორთქლის ნაკლები რაოდენობა იქნება.

სხეულის მიერ თბოგაცემის ზრდა შეიძლება ირგვლივ მყოფი ჰაერის მოძრაობის სიჩქარის ზრდით, რომელიც ამ შემთხვევაში კონვექციით გაცემულ სითბოს მეტ რაოდენობას შეითვისებს. ამასთან, გაიზრდება აგრეთვე კანის ზედაპირიდან აორთქლების ინტენსიობაც.

ადამიანის ორგანიზმი თერმორეგულაციის უნარის შედეგად ეგუება გარემოს ცვლად პირობებს და ინარჩუნებს თბოგაცემის მუდმივობას, ე. ი. თავისი ტემპერატურის მუდმივობასაც.

ადამიანის ორგანიზმის თერმორეგულაციის უნარი შეზღუდულია გარეული ზღვრებით. ნშიდ მდგომარეობაში მყოფი ადამიანის თერმორეგულაციის ზღვარი დგება, როცა ჰაერის ტემპერატურა  $30-31^\circ$ -ია, ხოლო ფარდობითი ტენიანობა —  $85\%$  ან, როცა ჰაერის ტემპერატურა  $40^\circ$ -ია და ფარდობითი ტენიანობა —  $30\%$ . როდესაც ჰაერის ტემპერატურა და მისი ფარდობითი ტენიანობა გამოდის აღნიშნული ზღვრების გარეთ, მაშინ იწყება ადამიანის ორგანიზმის ტემპერატურის მატება, რაც თავის მხრივ, იწვევს ადამიანის გუნებ-განწყობის მკვეთრ გაუარესებას, ზოგჯერ კი ადამიანის ორგანიზმის სასიცოცხლო ფუნქციების მძიმე აშლილობას.

ზემოაღნიშნულიდან ნათელია, თუ რამდენად მნიშვნელოვანია ადამიანის კარგი გუნებ-განწყობისა და ჯანმრთელობისათვის სათავისი ჰაერის გარეული ტემპერატურის, ტენიანობის და მოძრაობის სიჩქარის დაცვა. ამ ფაქტორების ერთობლიობა სათავისი ქანის კომპორტის ამა თუ იმ პირობებს, ანუ ამა თუ იმ ხელოვნურ კლიმატს.

დახურულ სათავსებში მათ დანიშნულებაზე, მათში მყოფ ადამიანთა რაოდენობაზე, საწარმოო პროცესს ხასიათისა და სხვა პირობების მიხედვით საქირთა ისეთი სხვადასხვა ხელოვნური კლიმატის შექმნა, რომლებიც უზრუნველყოფენ ადამიანთა კარგი გუნებ-განწყობისათვის ხელსაყრელი პირობების შექმნას.

ადამიანის კარგი გუნებ-განწყობა დამოკიდებულია არა მარტო მის მიერ გარემოსადმი გადაცემული სითბოს რაოდენობაზე, არაჟედ დიდად არის აგრეთვე დამოკიდებული ამ სითბოს გაცემის ხერხზე. ადამიანი გაცილებით კარგად გრძნობს თავს, თუ მთლიანი გაცემული სითბოს მაქსიმალურ რაოდენობას (თბურა ბალანსის დაცვით) ის გასცემს კონვექციით და არა გამოსხივებით. ამის მიღწევა კი შეიძლება სათავისი გადამლობავი კონსტრუქციების (გარეთა კედლები, ფანჯრები და სხვ.) ზედაპირების ტემპერატურის გაზრდით.



სათავსში ხელოვნური კლიმატის შექმნა ხდება გათბობის და ვენტილაციის დანადგარების სათანადო ეუშაობის საშუალებით, რომლებიც ინარჩუნებენ ჰაერის საჭირო ტემპერატურის, ტენიანობის და მოძრაობის სიჩქარის სასურველ დონეს.

სათავსში შემოყვანილ ჰაერს წინასწარ ამუშავებენ, რაც გამოიხატება გარე ჰაერის გათბობით, ან გაცივებით, მისი დატენიანებით, მექანიკური და ქიმიური მინერალებისაგან გაწმენდით და ა. შ.

თანამედროვე ტექნიკას აქვს აუცილებელი მოწყობილობა და ხელსაწყოები იმისათვის, რომ უზრუნველყოს სათავსებში მუდმივი ტემპერატურის და საჭირო ხარისხის ჰაერის მიწოდება, ამასთან, შესაძლებელია მთელი დანადგარების მუშაობის პროცესის ავტომატიზაცია.

სათავსში საჭირო პარამეტრების ჰაერის შემქმნელი გათბობის და ვენტილაციის ავტონატურ დანადგარებს, ჰაერის კონდიციონირების დანადგარები ეწოდება.

**გათბობისა და ვენტილაციის ტექნიკის განვითარების მოქმედი ისტორია §. 4**

გათბობისა და ვენტილაციის ტექნიკის ისევე, როგორც მრეწველობის და მშენებლობის სხვა რომელიმე ნებისმიერი დარგის, განვითარების უმთავრესი ეტაპების განსაზღვრა წარმოებს საწარმოო ძალებსა და საწარმოო ურთიერთობათა განვითარების მიხედვით.

სათავსების გათბობის საქმის ჩასახეის პირველ პერიოდში სათბობის დაწვა ხდებოდა უშუალოდ საცხოვრებელ შენობაში. ნამწვი აირები ვადიოდა ატმოსფეროში, გადახურვაში დატოვებული ნახვრეტებიდან.

განვითარების შემდგომ ეტაპზე სათბობის დაწვა ხდებოდა სპციალურ მოწყობილობებში, რომლებიც იმავე დროს გამოიყენებოდა საკმლის მოსამზადებლად, ხოლო გამოყოფილი აირები ჯერ უშუალოდ სადგოაში გამოდიოდა, ხოლო შემდეგ — ატმოსფეროში.

კვანძადენი რეგენიანი ღია უბრალო ბუხრები პირველად გამოყენებულ იქნა პირველ საუკუნეში. დიდი დრო დასჭირდა ბუხრების და ლუივლების კონსტრუქციების გაუმჯობესებას.

გათბობისა და ვენტილაციის ტექნიკის განვითარების მესამე ეტაპზე წარმოიშვა გათბობის ცენტრალური სისტემა: რამდენიმე ოთახი ან მთლიანად შენობა თბება ერთი ცენტრიდან, სადაც მოთავსებულია თბური გენერატორი და ხდება თბოეკვივლის მიმზადება. ასეთ სისტემებში თბოეკვივლი (ჩვეულებრივ ცხელი ჰაერი) იატაკში დატანებული არხების ქსელში მოძრაობს და სათავსებს სითბოს გადასცემს გარე ზედაპირების საშუალებით. ევროპასა და აზიაში ეს სისტემები გამოჩნდა X—XIII საუკუნეებში.

ორთქლისა და წყლის სათბობი სისტემები დიდი ხნის წინათ არსებობდა, მაგრამ ევროპის ქვეყნებში ნხოლოდ გასული საუკუნის დასაწყისში გავრცელდა. მიუხედავად აიისა, ზეს მანაც ეჭვის თვალით უყურებდნენ, რადგან მათ თვლიდნენ ძალიან ძვირად, ტექნიკურად რთულად და არასაინტელიდოდ. მაგრამ ჩვენი საუკუნის დასაწყისიდან ამ სისტემებზე შესაფერისი აღვილი დაიკავა. განსაკუთრებით ფართოდ გავრცელდა წყლის სათბობი სისტემა იმ დროიდან, როდესაც შეიქმნა ტუმბოვანი სისტემები.

გათბობის ტექნიკის განვითარების შემდგომ ეტაპს მიეკუთვნება კვარ-

ტალღების, რაიონების ან მთლიანად ქალაქების ცენტრალიზებული თბომომარაგება. ეს ცენტრალიზაცია მიმდინარეობდა როგორც საქვაბეების გადღობით, ისე ელექტროენერჯისა და სარაიონო თბოქსელებისათვის სითბოს კომბინირებული გამოყენებით. ამ ეტაპის დამახასიათებელია გათბობის ტექნიკის განვითარების ეკონომიური პოოგრესი.

სამრეწველო დანიშნულების ფაბრიკებისა და ქარხნების განვითარებამდე ვენტილაციის ტექნიკა პრიმიტიულ მდგომარეობაში იყო. ბუნებრივი ვენტილაციისა და ჰაერის მექანიკური მიწოდების ცალკეულ ელემენტებს ვხვდებით მიწისქვეშა მალარობებში XVII საუკუნეში.

გასული საუკუნის დასაწყისში ხრახნული და ცენტრიდანული ვენტილატორების შექმნამ განაპირობა მექანიკური ვენტილაციის ფართო გავრცელება.

შენობების გათბობისა და ვენტილაციის ყველაზე რაციონალური მეთოდების გამოჩნება, გათბობისა და ვენტილაციის მოწყობილობების ახალი სრულყოფილი კონსტრუქციების შექმნა, მათი მონტაჟის და ინდუსტრიალიზაციის ყოველნაირი გაუმჯობესება და შემდეგი სრულყოფა—აი, ის არასრული ნუსხა ამოცანებისა, რომლებიც ამჟამად დგას გათბობისა და ვენტილაციის დარგში მომუშავე სპეციალისტების წინაშე.

**სამშენებლო მასალების თბოგაქონიერი თვისებები**

იმისათვის, რომ სწორად იქნეს დაგეგმარებული გათბობის სისტემები, აუცილებელ პირობას წარმოადგენს გასათბობი სათაფლების გადამღობი კონსტრუქციების საშენ მასალათა თბოტექნიკური თვისებებისა და მათი ნიშნულთა ცოდნა.

რა ზუსტი ფორმულებითაც არ უნდა ჩავატაროთ თბოტექნიკური განგარიშება, ვერაძღროს ვერ მივიღებთ დამაკმაყოფილებელ შედეგს, თუ მასალათა თბოტექნიკური ნიშნულები სიდიდეები არ შეესაბამება მათ ნამდვილ მნიშვნელობებს. ეს ნიშნულები ყოველთვის ერთი და იგივე დადგენილი სიდიდეები არ არის და სხვადასხვა პირობების მიხედვით მკვეთრად იცვლება. ამიტომ ანგარიშისთვის ამა თუ იმ ნიშნულების შერჩევა ზეტად მნიშვნელოვანია. განსაკუთრებით ეს იგრძნობა ახალი, ჯერ შეუსწავლელი საშენებლო მასალების გამოყენებისას.

განვიხილოთ საშენებლო მასალების ზოგიერთი უმთავრესი თბოტექნიკური თვისებები და მათზე მოკმედი დაქტორები.

**მასალის ფორიანობა და ეფსაქონიერი ეფსა**

§ 5

სამშენებლო მასალების უმეტესი ნაწილი ფორიანია, ე. ი. მასში არის ჭერით შეესებული სიქარიელები. ფორიანობა განსაზღვრავს მასალაში ფორების პროცენტულ შემცველობას და გამოისახება როგორც მასალის ფორების მოცულობის პროცენტული შეფარდება მასალის მიერ დაქავებულ მოცულობასთან.

მასალის მოცულობითი წონა  $\gamma$  კვ/მ<sup>3</sup> გამოისახება 1 მ<sup>3</sup> მასალის წონით კილოგრამობით, იმ სახით, რომლითაც ის გამოიყენება მშენებლობაში.

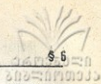
მოცულობითი და კუთრი წონა არ უნდა ავუროთ ერთმანეთში. კუთრი წონა  $\rho$  ეწოდება თვით მასალის წონას ფორების გარეშე, ხოლო მოცულობითი წონა — ფორებიანად.

იმ შემთხვევაში, როდესაც ცნობილია მასალის კუთრი წონა  $\rho$  და მოცულობითი წონა  $\gamma$ , შეგვიძლია განსაზღვროთ მასალის ფორიანობა  $p$ , ფორულით:

$$p = \frac{\rho - \gamma}{\rho} \cdot 100. \quad (1.2)$$

მასალის განსაზღვრული კუთრი წონისას მისი ფორიანობა მით უფრო მეტი იქნება, რაც უფრო ნაკლებია მისი მოცულობითი წონა და, პირიქით.





მასალაში თავისუფალი (ქიმიურად დაუკავშირებელი) წყლის არსებობას ტენიანობა ეწოდება. ტენიანობა დიდ გავლენას ახდენს მასალის თბოგამტარობაზე, თბოტევადობაზე და დიდი მნიშვნელობა აქვს გადამლობი კონსტრუქციის ტენიანობის რეჟიმის შეფასებაში.

განასხვავებენ წონითა და მოცულობით ტენიანობას.

ა) წონითი ტენიანობა ფ გამოიხატება პროცენტებით და განისაზღვრება მასალის ნიმუშში არსებული ტენის რაოდენობის შეფარდებით მშრალ მდგომარეობაში აღებულ ამავე ნიმუშის წონასთან და გამოითვლება ფორმულით:

$$\omega_5 = \frac{p_1 - p_2}{p_2} 100; \tag{2.2}$$

სადაც  $p_1$  — ნიმუშის წონაა გამოშრობამდე;

$p_2$  — ნიმუშის წონაა გამოშრობის შემდეგ;

ბ) მო ულობითი ტენიანობაც გამოიხატება პროცენტებით და განისაზღვრება მასალის ნიმუშში არსებული ტენის მოცულობის მასალის მოცულობასთან შეფარდებით და გამოითვლება ფორმულით:

$$\omega_3 = \frac{V_1}{V_2} 100; \tag{3.2}$$

სადაც  $V_1$  — მასალის ნიმუშში არსებული ტენის მოცულობაა,

$V_2$  — თვით ნიმუშის მოცულობა.

თუ ცნობილია მასალის მოცულობითი წონა მშრალ მდგომარეობაში და მისი წონითი ტენიანობა, შეგვიძლია განვსაზღვროთ მასალის მოცულობითი ტენიანობა შემდეგი ფორმულით:

$$\omega_3 = \frac{\omega_5 \cdot \gamma}{1000}. \tag{4.2}$$

გადამლობ კონსტრუქციებში სამშენებლო მასალა არასდროს არის აბსოლუტურად მშრალ მდგომარეობაში, მას წყლის ორთქლის შთანთქმისა და კონდენსაციის პროცესების შედეგად ყოველთვის აქვს რაღაც გარკვეული ტენიანობა.

სწორად დაპროექტებულ და ნორმალურ ექსპლოატაციაში მყოფ გადამლობი კონსტრუქციების მასალაში არსებულ ტენს უწოდებენ „ნორმალურ ტენიანობას“.

სითბოგაყვარობა

ტემპერატურის გაზრდისას მასალის ზეირ სითბოს შთანთქმის თვისებას ეწოდება თბოტევადობა. თბოტევადობის ნაწინებელია მასალის კუთრი თბოტევადობა  $C$ . კუთრი თბოტევადობა გვიჩვენებს იმ სითბოს რაოდენობას კკალორიებით, რაც საჭიროა ზივანიჭით 1 კგ რაიმე მასალას ზიელი ზისი მასის ტემპერატურის 1°-ით გაზრდის მიზნით.

კუთრი თბოტევადობის განზომილებაა კკა/კგ. გრ.



სამშენებლო მასალების კუთრი თბოტევადობა ცვალებადია. ბეტონებისათვის ის უდრის 0,18, ხისათვის კი—0,6. ყველაზე დიდი თბოტევადობა ჰქვს წყალს—1,0 კკალ/კგ. გრ.

მასალის კუთრი თბოტევადობა დამოკიდებულია მის ტენიანობაზე. მასალაში ტენის გაზრდით იზრდება სითბოტევადობაც, რაც წყლის დიდი თბოტევადობის ვაელებით აიხსნება.

მასალის კუთრი სითბოტევადობის დამოკიდებულება მის ტენიანობაზე გამოისახება შემდეგი ფორმულით:

$$C = C' + 0,01 w, \quad (5.2)$$

სადაც  $C$ —მასალის კუთრი თბოტევადობა ტენიან მდგომარეობაში,  
 $C'$ —ამავე მასალის კუთრი თბოტევადობა მშრალ მდგომარეობაში,  
 $w$ —მასალის წონითი ტენიანობა %-ში.

### შენიშვნის მიერ სითბოს კარგვა

## სითბოს შეთვისება გადამღობი კონსტრუქციის ზედაპირის მიერ



სამშენებლო გადამღობ კონსტრუქციებში ერთი სხეულისაგან მეორისათვის სითბოს გადაცემა ხორციელდება კონვექციით, თბოგამტარობითა და გამოსხივებით.

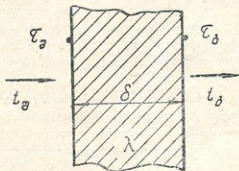
განივილით (ნახ. 1.II) სითბოს გადაცემა გადამღობი კონსტრუქციის ზე სისქის ელემენტში, რომელიც შედგება ერთგვაროვანი მასალისაგან და რომლის თბოგამტარობის კოეფიციენტიცაა  $\lambda$  კკალ/მ. სთ.გრ

განსახილველ ელემენტს ერთი მხრიდან გარს ეკვრის სადგომის ჰაერი, რომლის ტემპერატურაა  $t_a$ , ხოლო მეორე მხრიდან—გარე ჰაერი, რომლის ტემპერატურაა  $t_b$ .

წლის ცივ პერიოდში  $t_a > t_b$  და თბური ნაკადი მიმართული იქნება შიგნიდან გარეთ.

შიგა და გარე ზედაპირების ტემპერატურა შესაბამისად აღვნიშნოთ  $t_a$  და  $t_b$ .

იმისათვის, რომ სადგომის ჰაერის ტემპერატურა ელემენტის სისქის გავლით გადაეცეს გარე ჰაერს, საჭიროა, რომ: 1) ელემენტის შიგა ზედაპირმა შიგა ჰაერისგან შეითვისოს სითბო; 2) შიგა ზედაპირისაგან სითბოს ეს რაოდენობა ელემენტის სისქის გავლით გადაეცეს გარე ზედაპირს; 3) გარე ზედაპირმა სითბოს ეს რაოდენობა გადასცეს გარე ჰაერს.



ნახ. 1.II

დამყარებული სითბური მდგომარეობისას, ანუ იმ დროს, როდესაც თბოგაცვლაში მონაწილე სხეულების ტემპერატურა განსახილველი დროის პერიოდში უცვლელი რჩება, ელემენტის შიგა ზედაპირის მიერ შეთვისებული სითბოს რაოდენობა, რომელაც გაივლის მის სისქეში და გადაეცემა გარე ჰაერს, ერთმანეთის ტოლი უნდა იყოს.

იმისათვის, რომ ელემენტის შიგა ზედაპირმა სითბო შეითვისოს სათავ-

სის შიგა ჰაერიდან, აუცილებელია მათ შორის არსებობდეს ტემპერატურული დაწნევა ანუ ტემპერატურათა სხვაობა. ჩვენს შემთხვევაში ეს პირობა დაცულია, რადგანაც  $t_2 > t_3$  ამიტომ  $t_2 > t_3$ .

გადამლობი კონსტრუქციების მიერ სითბოს შეთვისება ხორციელდება კონვექციით და გამოსხივებით.

ჰაერის ცხელი და ცივი ნაწილაკების სიმკვრივეთა სხვაობით გამოწვეულ მოძრაობას, ჰაერის თავისუფალ მოძრაობას ანუ ბუნებრივ კონვექციას უწოდებენ. ბუნებრივი კონვექციით სითბოს გადაცემა ხდება იმის შედეგად, რომ სათავეს მალალი ტემპერატურის ჰაერი ეხება გარეგანადამლობი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირს (რომლის ტემპერატურა ნაკლებია შიგა გადამლობ კონსტრუქციების შიგა ზედაპირების ტემპერატურაზე). ამის შედეგად ჰაერი ცივდება და მძიმდება, რაც, ცხადია, იწვევს ჰაერის შეკუმშვასა და მისი სიმკვრივის გადიდებას. ცხელი და ცივი ნაწილაკების სიმკვრივეთა სხვაობა წარმოშობს ამწევე ძალას, რომლის მოქმედებით ცივი ნაწილაკები იწვევებენ გადაადგილებას ზემოდან ქვემოთ. მათ ადგილს კი კედლის ზედაპირთან იკავებს შიგა ჰაერის თბილი ნაწილაკები, რომლებიც აგრეთვე ცივდება და ქვემოთ დაეშვება. ამგვარად, ჰაერის თავისუფალი მოძრაობა მთლიანად განისაზღვრება მიწოდებული ან ართმეული სითბოს რაოდენობით, რაც უფრო მეტი რაოდენობით გადაეცემა ჰაერს სითბო, ე. ი., რაც უფრო ინტენსიურია თბოგადაცემა, მით უფრო ინტენსიური იქნება მოძრაობაც.

გადამლობი კონსტრუქციისადმი თავისუფალი კონვექციით გადაცემული სითბოს რაოდენობა დამოკიდებულია კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტის სიდიდეზე და ჰაერისა და გადამლობი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირის ტემპერატურათა სხვაობაზე.

კონვექციით თბოგაცემის კოეფიციენტი აღინიშნება  $\alpha_3$ . მისი განზომილებაა კკალ/მ<sup>2</sup> სთ. გრ. თბოგაცემის კოეფიციენტის რიცხობრივი სიდიდე, როგორც ზემოთ იყო აღნიშნული, განისაზღვრება მართაოდენ ტემპერატურული დაწნევით  $t_2 - t_3 = \Delta t$ , ე. ი. ბუნებრივი კონვექციის დროს  $\alpha_3$  პროპორციულია  $\Delta t$  სი.

გადამლობი კონსტრუქციის მიერ სითბოს კონვექციით შეთვისებისას თბოგაცემის კოეფიციენტის სიდიდე განისაზღვრება ბუნებრივი კონვექციის ძირითადი საანგარიშო ფორმულებით:

1. ვერტიკალური ზედაპირებისათვის

$$\alpha_3 = 1,43 \sqrt[3]{\Delta t} \quad (6.2)$$

2. ჰორიზონტალური ზედაპირებისათვის, როდესაც თბოგაცემა ზედა ზედაპირიდან ხდება

$$\alpha_3 = 1,86 \sqrt[3]{\Delta t} \quad (7.2)$$

3. ჰორიზონტალური ზედაპირებისათვის, როდესაც თბოგაცემა ქვედა ზედაპირიდან ხდება

$$\alpha_3 = \sqrt[3]{\Delta t} \quad (8.2)$$

გადამლობი კონსტრუქციის ზედაპირის მიერ ბუნებრივი კონვექციით, შეთვი სეპული სითბოს მთლიანი რაოდენობა განისაზღვრება ფორმულით:

$$Q_d = \alpha_s \cdot F \cdot \Delta t \quad \text{კკალ/სთ.} \quad (9.2)$$

სადაც  $Q_d$  კონვექციის შედეგად შეთვისებული სითბოს რაოდენობაა, კკალ/სთ-ობით;

$\alpha_s$  — კონვექციის კოეფიციენტი, კკალ/მ<sup>2</sup> სთ გრ-ობით;

$F$  — გადამლობი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირის ფართი, მ<sup>2</sup>-ობით;

$\Delta t$  — შიგა ჰაერისა და გადამლობი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირის ტემპერატურათა სხვაობა ( $\Delta t = t_s - t_g$ )

გამოსხივებით სითბოს შეთვისება ხდება იმის შედეგად, რომ სათავისო განლაგებულ ზედაპირებს (ავეჯის, შიგა კედლებს და სხვ.) აქვთ შიგა ჰაერის ტემპერატურა, ანუ უფრო მაღალი, ვიდრე გარეგანობაში კედლის შიგა ზედაპირს. სითბო ამ შემთხვევაში შიგა ზედაპირებიდან გადდის გარე გადამლობი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირზე.

გარე გადამლობი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირის მიერ გამოსხივებით შეთვისებული სითბოს რაოდენობა, სტეფან-ბოლცმანის კანონის მიხედვით, გამოითვლება ფორმულით:

$$Q_s = C_{\text{ეს}} F \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \quad \text{კკალ/სთ,} \quad (10.2)$$

სადაც  $F$  — გადამლობი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირის ფართია, მ<sup>2</sup>-ობით;

$T_1$  — იმ ზედაპირების აბსოლუტური ტემპერატურა, რომლებიც ასხივებენ სითბოს გარე გადამლობი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირზე ( $T_1 = 273 + t_s$ );

$T_2$  — გადამლობი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირის აბსოლუტური ტემპერატურა ( $T_2 = 273 + t_g$ );

$C_{\text{ეს}}$  — სხივების დაყვანილი მუდმივა კკალ/მ<sup>2</sup> სთ. გრ. აბსლ<sup>4</sup>.

ორი ერთმანეთის ტოლი და პარალელური სიბრტყეებისათვის გამოსხივების დაყვანილი მუდმივა გამოითვლება ფორმულით:

$$C_{\text{ეს}} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} + \frac{1}{\epsilon_s}}, \quad (11.2)$$

სადაც  $\epsilon_1$  და  $\epsilon_2$  ზედაპირების სხივების მუდმივებია,

$\epsilon_s$  — აბსოლუტურად შავი სხეულის სხივების მუდმივა და უდრის — 4,95 კკალ/მ<sup>2</sup>. სთ. კ<sup>4</sup>

სხივების მუდმივას სიდიდე დამოკიდებულია სხივების სხეულის ქიმიურ შედგენილობაზე, ფერსა და ზედაპირის ხასიათზე. თეთრი ფერის სხეულებისათვის სხივების მუდმივას სიდიდე უფრო ნაკლებია, ვიდრე შავი ფერისა. მჭის ზედაპირების სხივების მუდმივას სიდიდე მეტია, ვიდრე გლუვი ზედაპირებისა. სამშენებლო პრაქტიკაში სხივების დაყვანილ მუდმივას სიდიდე  $C_{\text{ეს}}$ , ჩვეულებრივ, იღებენ 4,2-ს.

თუ გამოსახულებას (10.2) გავყოფთ  $\Delta t$  და  $F$ , მივიღებთ სითბოს იმ რაოდენობას, რომელიც 1 მ<sup>2</sup> ზედაპირმა გამოსხივებით შეითვისა 1 საათის განმავლობაში, როდესაც ტემპერატურათა სხვაობა უდრიდა 1°-ს. ამ სიდი-

დეს ეწოდება სხივფენის თბოგაცვლის კოეფიციენტი და აღინიშნება  $\alpha_6$  კკალ/მ<sup>2</sup> სთ. გრ ამრიგად:

$$\alpha_6 = \frac{C_{\text{ვყ}} F \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right]}{F \Delta t} \quad (12.2)$$

$F$  მ<sup>2</sup> ფართის მქონე გადამლობი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირის მიერ სხივფენით შეთვისებული სითბოს რაოდენობა იანგარიშება შემდეგი ფორმულით:

$$Q_6 = \alpha_6 \cdot F \cdot \Delta t \quad \text{კკალ/სთ.} \quad (13.2)$$

გადამლობი კონსტრუქციის მიერ ბუნებრივი კონვექციით და სხივფენით შეთვისებული სითბოს საერთო რაოდენობა იქნება:

$$Q_{\text{ვთ}} = \alpha_4 F \Delta t + \alpha_6 F \Delta t \quad (14.2)$$

ა5

$$Q_{\text{ვთ}} = (\alpha_4 + \alpha_6) F \Delta t$$

როდესაც  $\Delta t = t_3 - \tau_3 = 1^\circ$  და  $F = 1$  მ<sup>2</sup>, მაშინ

$$Q_{\text{ვთ}} = \alpha_4 + \alpha_6 = \alpha_{\text{ვთ}} \quad \text{კკალ/მ}^2 \text{ სთ. გრ.} \quad (15.2)$$

სადაც  $\alpha_{\text{ვთ}}$  სითბოს შეთვისების კოეფიციენტია.

გადავლობი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირის მიერ სათაგისის ჰაერიდან შეთვისებული სითბოს რაოდენობა შეიძლება საბოლოოდ გამოვსახოთ ფორმულით:

$$Q_{\text{ვთ}} = \alpha_{\text{ვთ}} F (t_3 - \tau_3) \quad \text{კკალ/სთ} \quad (16.2)$$

**მაგალითი.** ვიპოვოთ სითბოს შეთვისების კოეფიციენტი  $\alpha_{\text{ვთ}}$  კედლის შიგა ზედაპირისათვის იმ შემთხვევაში, როდესაც: სათაგისის ჰაერის ტემპერატურა  $t_3 = 16^\circ$ , კედლის შიგა ზედაპირის ტემპერატურა  $\tau_3 = 12^\circ$ . გადაწყვეტა:

1. ვსაზღვრავთ კონვექციის კოეფიციენტის სიდიდეს, რისთვისაც ვსარგებლობთ (6.2) ფორმულით:

$$\alpha_4 = 1,43 \sqrt[2]{16 - 12} = 2,4 \quad \text{კკალ/მ}^2 \text{ სთ. გრ}$$

2. ვსაზღვრავთ სხივფენის კოეფიციენტის სიდიდეს. დავეშვათ, რომ  $C_{\text{ვყ}} = 4,2$

$$T_1 = 273 + 16 = 289^\circ,$$

$$T_2 = 273 + 12 = 285^\circ,$$

$$\alpha_6 = \frac{4,2 \left[ \left( \frac{289}{100} \right)^4 - \left( \frac{285}{100} \right)^4 \right]}{16 - 12} = 3,85 \quad \text{კკალ/მ}^2 \text{ სთ. გრ.}$$

3. ვსაზღვრავთ სითბოს შეთვისების კოეფიციენტს.

$$\alpha_{\text{ვთ}} = \alpha_4 + \alpha_6 = 2,4 + 3,85 = 6,25 \quad \text{კკალ/მ}^2 \text{ სთ. გრ.}$$

ეთქვათ, რომ კედლის შიგა ზედაპირის ფართი  $F = 15$  მ<sup>2</sup>, მაშინ აღებული პირობებისათვის კედლის შიგა ზედაპირის მიერ შეთვისებული სითბოს რაოდენობა, გამოთვლილი ფორმულით (16.2), იქნება:

$$Q_{\text{ვთ}} = \alpha_{\text{ვთ}} \cdot F (t_3 - \tau_3) = 6,25 \cdot 15 (16 - 12) = 375 \quad \text{კკალ/სთ.}$$





მასალის უნარს, გაატაროს თავის მასაში სითბოს გარკვეული რაოდენობა სითბოგამტარობა ეწოდება. მასალის თბოგამტარობის ხარისხი ხასიათდება მისი თბოგამტარობის კოეფიციენტით  $\lambda$ .

იმისათვის, რომ განვსაზღვროთ მასალის  $\lambda$ , ავიღოთ რაიმე ერთი მასალისაგან შედგენილი ბრტყელი კედელი, რომლის სისქე იქნება  $\delta$  მ, ფართობი —  $F$  მ<sup>2</sup> და ზედაპირების ტემპერატურები  $\tau_2$  და  $\tau_1$ . ამასთან, დაუშვათ, რომ  $\tau_2 > \tau_1$ , მაშინ სითბოს  $Q$  რაოდენობა, რომელიც გაივლის ამ კედელში 1 სთ დროში ზედაპირების უცვლელი ტემპერატურების დროს გამოითვლება ფორმულით:

$$Q = F \frac{\lambda}{\delta} (\tau_2 - \tau_1) \quad (17.2)$$

აქედან თბოგამტარობის კოეფიციენტი ტოლი იქნება

$$\lambda = \frac{Q\delta}{(\tau_2 - \tau_1)F} \quad (18.2)$$

თუ მივიღებთ, რომ  $\delta = 1$  მ,  $F = 1$  მ<sup>2</sup>,  $\tau_2 - \tau_1 = 1^\circ$  მაშინ (18.2) ფორმულიდან მივიღებთ, რომ  $\lambda = Q$ , ანუ თბოგამტარობის კოეფიციენტი გვიჩვენებს სითბოს იმ რაოდენობას, რომელიც 1 საათის განმავლობაში გაივლის 1 მ სისქის მქონე 1 მ<sup>2</sup> ბრტყელ კედელში, რომლის ზედაპირების ტემპერატურათა სხვაობა უდრის  $1^\circ$ -ს. თბოგამტარობის კოეფიციენტის  $\lambda$  განზომილებაა კკალ/მ სთ. გრ.

სამშენებლო მასალებისათვის  $\lambda$  იცვლება ზღვრებში  $\lambda = 0,035 \div 3,0$  კკალ/მ სთ. გრ.-მდე,  $\lambda$  ლითონებისათვის უფრო დიდია, მაგალითად, თუჯისთვის უდრის 43, ფოლადისთვის 50 და ა. შ.

ერთი და იმავე მასალისათვის თბოგამტარობის კოეფიციენტის სიდიდე არ წარმოადგენს მუდმივ სიდიდეს და იცვლება მასალის სტრუქტურის, მოცულობითი წონის, ტენიანობის, ტემპერატურისა და თბური ნაკადის მიმართულების ცვლემადობასთან დაკავშირებით.

განტოლებაში (17.2) შემავალი ფარდობის  $\frac{\lambda}{\delta}$  შებრუნებულ სიდიდეს, ანუ  $\frac{\delta}{\lambda}$ , ეწოდება მასალის ფენის თბური, ან თერმული წინაღობა. მისი განზომილებაა მ<sup>2</sup> სთ. გრ/კკალ. სიდიდე  $\frac{\delta}{\lambda}$  განსაზღვრავს ტემპერატურის ვარდნას გრადუსობით მასალის ფენაში 1 საათის განმავლობაში 1 კკალორის თბური ნაკადის გავლისას.

სითბოს გაყვამ ბაღამლოზი კონსტრუქციის ბაჩა ზედაპირის მიერ



ბაღამლოზი კონსტრუქციის გარე ზედაპირი სითბოს გარე ჰაერს გადასცემს კონვექციით და გამოსხივებით. ეს პროცესი მიმდინარეობს ზუსტად სითბოს შეთვისების პროცესის ანალოგიურად იმ განსხვავებით, რომ აქ სითბოს გასაცემს ზედაპირი, ხოლო ითვისებს ჰაერი.





სითბოს რაოდენობა, რომელსაც კონსტრუქციის ზედაპირი გადასცემს ჰაერს, ხასიათდება თბური ვაცემის კოეფიციენტით— $\alpha_{\text{გაყ}}$ , ან, როგორც მას კიდევ უწოდებენ, გარე ზედაპირთან სითბოს გადასვლის კოეფიციენტით.

თბოვაცემის კოეფიციენტი რიცხობრივად ტოლია იმ სითბოს რაოდენობისა, რომელსაც ვასცემს გადამლობი კონსტრუქციის 1 მ<sup>2</sup> ზედაპირი 1 საათის განმავლობაში, როდესაც ტემპერატურათა სხვაობა გარე ზედაპირსა და გარე ჰაერს შორის 1°-ის ტოლია.

თბოვაცემის კოეფიციენტი წარმოადგენს კონვექციით და სხივებით თბოვაცემის კოეფიციენტების ჯამს.

$$\alpha_{\text{გაყ}} = \alpha_3 + \alpha_6.$$

გადამლობი კონსტრუქციის ზედაპირის მიერ გარე ჰაერისადმი სითბოს ვაცემა კონვექციით ხდება არა ბუნებრივი გზით, როგორც ამას ადგილი აქვს შიგა ჰაერიდან სითბოს შეთვისების დროს, არამედ—იძულებითი გზით. ამ შემთხვევაში იძულებითი კონვექცია ხდება, გარე ზედაპირზე ქარის შემოქმედებით და ამიტომ ის ფორმულები (8.2), (9.2) და (10.2), რომლებსაც ვიყენებდით  $\alpha_3$  განსასაზღვრავად თბოშეთვისების კოეფიციენტის  $\alpha_{\text{გაყ}}$  გამოთვლის დროს, აქ არ გამოგვადგება. გარე ზედაპირიდან გარე ჰაერისადმი კონვექციით სითბოს ვაცემის კოეფიციენტის განსაზღვრისათვის უნდა ვისარგებლოთ ფორმულით:

$$\alpha_3 = 5,42v^{0,8} \cdot l^{-0,2}, \quad (19.2)$$

სადაც

$v$  — ქარის სიჩქარეა ღია ადგილზე მ/წმ-ობით; ანგარიშის დროს ქარის სიჩქარედ  $v$  შეგვიძლია მივიღოთ 1,5 მ/წმ.

$l$  მსაზღვრელი ზომაა და მიიღება სართულის სიმაღლის ტოლი.

სხივებით თბოვაცემის კოეფიციენტის  $\alpha_6$  ანგარიშისათვის კი ვსარგებლობთ იმავე (12.2) ფორმულით. მასში  $T_1$ —გარე ზედაპირის აბსოლუტური ტემპერატურაა და უდრის  $273+t_3$ ,  $T_2$ —გარე ჰაერის აბსოლუტური ტემპერატურაა და უდრის  $273+t_6$ .

გარე ზედაპირის მიერ კონვექციით გაცემული სითბოს რაოდენობა შეგვიძლია განვსაზღვროთ შემდეგი ფორმულით:

$$Q_3 = \alpha_3 \cdot F \cdot (\tau_3 - t_6) \text{ კკალ/სთ.} \quad (20.2)$$

გარე ზედაპირის მიერ სხივებით გაცემული სითბოს რაოდენობა:

$$Q_6 = \alpha_6 \cdot F \cdot (\tau_3 - t_6) \text{ კკალ/სთ} \quad (21.2)$$

გარე ზედაპირის მიერ კონვექციითა და გამოსხივებით გაცემული მთლიანი სითბოს რაოდენობა იქნება:

$$Q_{\text{გაყ}} = \alpha_3 \cdot F(\tau_3 - t_6) + \alpha_6 \cdot F(\tau_3 - t_6) \text{ კკალ/სთ}$$

ან

$$Q_{\text{გაყ}} = \alpha_{\text{გაყ}} \cdot F \cdot (\tau_3 - t_6) \text{ კკალ/სთ} \quad (22.2)$$

სადაც

$\alpha_{\text{გაყ}}$  — თბოვაცემის კოეფიციენტია კკალ/მ<sup>2</sup> სთ. გრ-ობით;

$F$  — გარეთა ზედაპირის ფართი, მ<sup>2</sup>-ობით;

$\tau_3$  — გარე ზედაპირის ტემპერატურა;

$t_6$  — გარე ჰაერის ტემპერატურა.



სითბოს შეთვისების  $\alpha_{შვთ}$  და გაცემის  $\alpha_{გაც}$  კოეფიციენტების შებრუნებული სიდიდეები, ანუ  $\frac{1}{\alpha_{შვთ}} = R_{შვთ}$  და  $\frac{1}{\alpha_{გაც}} = R_{გაც}$  გამოხატავენ ტემპერატურათა იმ აუცილებელ სხვაობას ან იმ ტემპერატურულ დაწვევას, რომლის დროსაც გადამლობი კონსტრუქციის 1 მ<sup>2</sup> ზედაპირი 1 საათის განმავლობაში შეითვისებს ან გაცემს 1 კკალ სითბოს.

ეს სიდიდეები გვიჩვენებს მოცემული პირობებისათვის კონსტრუქციის მიერ სითბოს შეთვისების ან სითბოს გაცემისადმი გაწეულ თერმულ წინაღობას.

სიდიდეს  $\frac{1}{\alpha_{შვთ}} = R_{შვთ}$  ეწოდება სითბოს შეთვისების თერმული წინაღობა, ხოლო  $\frac{1}{\alpha_{გაც}} = R_{გაც}$  თბოგაცემის თერმული წინაღობა.

ფარდობას  $\frac{\delta}{\lambda} = R_{გამ}$  ეწოდება

მასალის ფენის თბური წინაღობა და გამოხატავს აღებული სისქის მასალის ფენაში სითბოს გატარების თერმულ წინაღობას.

ამ სამივე სიდიდის განზომილებაა მ<sup>2</sup> სთ. გრ/კკალ.

იმისათვის, რომ სითბო სათავის შიგა ჰაერიდან გადაეცეს გარე ჰაერს, საჭიროა მან თანმიმდევრობით გადალახოს სითბოს შეთვისების, თბოგამტარობისა და თბოგაცემის წინაღობები. ამ თერმული წინაღობების ჯამს ეწოდება გადამლობი კონსტრუქციის საერთო თერმული წინაღობა და შემდეგი სახე აქვს:

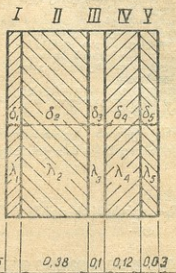
$$R_{საერთო} = \frac{1}{\alpha_{შვთ}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{გაც}} = R_{შვთ} + R_{გამ} + R_{გაც} \quad (23.2)$$

მ<sup>2</sup>·სთ. გრ / კკალ

გადამლობი კონსტრუქციის საერთო თერმული წინაღობა გამოხატავს იმ ტემპერატურულ დაწვევას, რომელიც უნდა არსებობდეს შიგა და გარე ჰაერს შორის, რათა  $\delta$  მ სისქის მქონე გადამლობი კონსტრუქციის 1 მ<sup>2</sup> ზედაპირში, რომლის მასალის თბოგამტარობის კოეფიციენტია  $\lambda$ , 1 საათის განმავლობაში გაიაროს 1 კკალ სითბო.

უმეტესი ტიპური სამშენებლო კონსტრუქციებისათვის სითბოს შეთვისების და სითბოს გაცემის კოეფიციენტების მნიშვნელობები, გამოთვლილი მოქმედი ნორმების თანახმად, მოცემულია ქვემოთ (ცხრილი 1.II).

თუ განვიხილავთ ნახაზზე (ნახ. 2.II) მოცემულ კედლის კრილს, შეგვიძლია დავწეროთ ადრე მიღებული განტოლების (23.2) ანალოგიური განტოლება



ნახ. 2.II



$$R_{\text{აერთო}} = R_{\text{შეთ}} + \Sigma R_{\text{გაშვ}} + \Sigma R_{\text{ქ}} + R_{\text{გაყ}} \frac{\text{მ}^2 \cdot \text{სთ.} \cdot \text{გრ}}{\text{კკალ}}$$

განტოლება (24.2) წარმოადგენს მრავალშრიან (ჰაერის შრის ჩათვლით)

ცხრილი 1.II

თბოგადასვლის კოეფიციენტების  $\alpha_{\text{შეთ}}$  და  $\alpha_{\text{გაყ}}$  და თბოგადაცემის  
წინალობების  $R_{\text{შეთ}}$  და  $R_{\text{გაყ}}$  მნიშვნელობები

გადამლობი კონსტრუქციის სახე და განლაგება	თბოგადაცემის წინალო- ბები მ <sup>2</sup> სთ.გრ/კკალ-ობით.		თბოგადასვლის კოეფიციენ- ტები კკალ/მ <sup>2</sup> სთ. გრ-ობით	
	$R_{\text{შეთ}}$	$R_{\text{გაყ}}$	$\alpha_{\text{შეთ}} = \frac{1}{R_{\text{შეთ}}}$	$\alpha_{\text{გაყ}} = \frac{1}{R_{\text{გაყ}}}$
კედლების შიგა ზედაპირები, იატაკი და ჰერი, რომლებსაც აქვთ გლუვი ზედაპირები	0,133	—	7,5	—
წიბოვანი ჰერები	0,167	—	6,0	—
ჰერისა და იატაკის ზედაპირები, როდესაც თბური დინება მიმართულია ზემოდან ქვემოთ	0,2	—	5,0	—
კედლებისა და სახურავების გარე ზედაპირები	—	0,05	—	20,0
სხვენზე და გაუმთბარ სარდაფებში გამავალი გადახურვების ზედაპირები	—	0,1	—	10,0

კონსტრუქციის საერთო თერმული წინალობის განსასაზღვრავ განტოლებას, სადაც  $\Sigma R_{\text{გაყ}}$  მასალის შრეების თერმული წინალობების ჯამია და ტოლია

$$\Sigma R_{\text{გაყ}} = \Sigma \frac{\delta}{\lambda} \quad (25.2)$$

$\Sigma R_{\text{ქ}}$ —ჰაერის შრის თერმული წინალობების ჯამია და აიღება მე-2.II ცხრილიდან.

**ჰაერის შრეების თერმული წინალობები**

როგორც ცნობილია, ჰაერი სითბოს ცუდი გამტარია და ამიტომ სითბურმა ნაკადმა ჩაკეტილი ჰაერის შრის გავლისასაც უნდა გადალახოს თბოშეთვისების  $R_{\text{შეთ}}$  და თბოგაცემის  $R_{\text{გაყ}}$  თერმული წინალობები.

ამიტომ გადამლობი კონსტრუქციების თერმული წინალობის გაზრდის თვალსაზრისით მათში ხშირად აწყობენ ჰაერის ერთ ან რამდენიმე შრეს. ჰაერის შრის კონფექციური და გამოსხივებითი თბოგაცვლის პროცესი განისაზღვრება ჰაერის შრის განლაგებით და სისქით, თბური ნაკადის მიმართულებით და სხვა ფაქტორებით. ჰაერის შრის საერთო თერმული წინალობაა  $R_{\text{ქ}} = R_{\text{შეთ}} + R_{\text{გაყ}}$  და განისაზღვრება ლაბორატორიული გზით.

პრაქტიკული ანგარიშებისათვის უნდა ვისარგებლოთ ლაბორატორიული ცდებით მიღებული მონაცემებით (ცხრილი 2.II). როგორც ცხრილიდან (2.II) ჩანს, ჰაერის შრის თერმული წინალობა  $R_{\text{ქ}}$  (და ე. ო. თბური დაცვის თვისება) იზრდება ჰაერის შრის სისქის გაზრდით, მხოლოდ გარკვეულ ზღვრამდე: მაგალითად, თბური ნაკადის ქვემოდან ზემოთ მოძრაობისას  $R_{\text{ქ}}$  მაქსიმალური მნიშვნელობა ექნება მაშინ, როდესაც ჰაერის შრის სისქეა დაახლოებით 7 სმ, ხოლო როდესაც თბური ნაკადი მიმართულია ზემოდან ქვე-

## ჰაერის შრეების თერმული წინაღობა

შრეების სახეობა	თბური დინების მიმართულება	თერმული წინაღობა მ <sup>2</sup> სთ. გრ/კკალ, როდესაც ჰაერთან შრეების სისქე გამოხატულია მ-ით					
		0,01	0,02	0,03	0,05	0,1	0,15—0,30
ვერტიკალური და ჰორიზონტალური	ქვემოდან ზემოთ	0,14	0,17	0,18	0,19	0,19	0,19
ჰორიზონტალური	ზემოდან ქვემოთ	0,17	0,19	0,2	0,21	0,23	0,24

მით, მაშინ—15 სმ. ჰაერის შრის სისქის შემდეგი ზრდით შეიქმნება კონვექციური თბოგაცვლის უფრო კარგი პირობები და ამიტომ თერმული წინაღობა  $R_1$  პრაქტიკულად უცვლელი რჩება.

## გადაღობი კონსტრუქციის თბოგადაცემის საერთო კოეფიციენტი

5.13

შენობების უმთავრესი სამშენებლო გადამღობი კონსტრუქციები, როგორცაა გარე კედლები, სართულშუა გადახურვები და სხვ., შედგება ერთი ან რამდენიმე მასალის შრეებისაგან. ყველა შემთხვევაში სითბოს გადასვლის პროცესი გადამღობი კონსტრუქციიდან გარე, უფრო ცივი ჰაერისადმი, ხასიათდება კონვექციური და გამოსხივებითი თბოგაცვლით გადამღობი კონსტრუქციის შიგა და გარე ზედაპირებთან და აგრეთვე უშუალოდ დამოკიდებულია თვით კონსტრუქციის მასალების შრეების სისქესა და მათ სითბოს გამტარუნარიანობაზე.

დამყარებული თბური მდგომარეობისას, როგორც უკვე აღვნიშნეთ, ელემენტის შიგა ზედაპირის მიერ შეთვისებული სითბოს რაოდენობა, გასული მის სისქეში და გადაცემული გარე ჰაერისადმი, ერთმანეთის ტოლი უნდა იყოს.

თუ მივმართავთ ნახაზს (იხ. ნახ. 1.11) და დავტოვებთ იმავე აღნიშვნებს, შეგვიძლია დავწეროთ

$$\left. \begin{aligned} Q_{\text{შეთ}} &= \alpha_{\text{შეთ}} F (t_{\text{შ}} - \tau_{\text{შ}}); \\ Q_{\text{გაგ}} &= \frac{\lambda}{\delta} F (\tau_{\text{შ}} - \tau_{\text{გ}}); \\ Q_{\text{გაგ}} &= \alpha_{\text{გაგ}} F (\tau_{\text{გ}} - t_{\text{გ}}); \end{aligned} \right\} \quad (a)$$

აბ

$$\left. \begin{aligned} \frac{Q_{\text{შეთ}}}{\alpha_{\text{შეთ}} F} &= t_{\text{შ}} - \tau_{\text{შ}}; \\ \frac{Q_{\text{გაგ}} \delta}{\lambda F} &= \tau_{\text{შ}} - \tau_{\text{გ}}; \\ \frac{Q_{\text{გაგ}}}{\alpha_{\text{გაგ}} F} &= \tau_{\text{გ}} - t_{\text{გ}}; \end{aligned} \right\} \quad (b)$$

ამ განტოლებების წევრების შეკრების შედეგად მივიღებთ

$$\frac{Q}{F} \left( \frac{1}{\alpha_{\text{შეთ}}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{გაგ}}} \right) = t_{\text{შ}} - t_{\text{გ}}. \quad (26.2)$$



როდესაც  $F=1$  მ<sup>2</sup>,  $t_3-t_2=1^\circ$ , მაშინ მივიღებთ

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{გეთ}}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{გაც}}}} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ. გრ.} \quad (27.2)$$

ადვილად შევამჩნევთ, რომ განტოლების (27.2) მნიშვნელში გვაქვს ყველა თერმული წინაღობის ჯამი, რომლის გადალახვაც უხდება თბურ ნაკადს, მაგალითად:

$$\frac{1}{\alpha_{\text{გეთ}}} = R_{\text{გეთ}} - \text{სითბოს შეთვისების წინაღობა;}$$

$$\frac{\delta}{\lambda} = R_{\text{ბას}} - \text{კედლის მასალის ნაფენის თერმული წინაღობა;}$$

$$\frac{1}{\alpha_{\text{გაც}}} = R_{\text{გაც}} - \text{თბოგაცემის წინაღობა.}$$

განტოლებიდან (27.2) შეგვიძლია დავწეროთ

$$Q = \frac{1}{R_{\text{საერთო}}} \text{ კკალ/სთ.} \quad (28.2)$$

ე. ი. 1 საათის განმავლობაში 1 მ<sup>2</sup> ზედაპირში გასულ სითბოს რაოდენობას, როდესაც შიგა და გარე ტემპერატურათა სხვაობა  $1^\circ$ -ის ტოლია, ეწოდება გადამლობი კონსტრუქციის თბოგაცემის საერთო კოეფიციენტი და აღინიშნება  $k$ -თი.

თბოგაცემის საერთო კოეფიციენტი არის საერთო თერმული წინაღობის შებრუნებული სიდიდე.

$$k = \frac{1}{R_{\text{საერთო}}} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ. გრ.}$$

გადამლობი კონსტრუქციის  $F$  მ<sup>2</sup> ზედაპირში გასული სითბოს რაოდენობა, როდესაც ტემპერატურათა სხვაობაა  $t_3-t_2$ , შეიძლება განისაზღვროს რომელიმე ქვემომოყვანილი ორი განტოლებიდან:

$$Q = kF(t_3-t_2) \quad (29.2)$$

ან

$$Q = \frac{1}{R} F(t_3-t_2). \quad (30.2)$$

ეს განტოლებები (29.2), (30.2) გამოიყენება იმ შემთხვევაში, თუ შენობის გასათბობად გამოყენებულია წყლის ცენტრალური გათბობა, როდესაც ვიყენებთ ლუმენურ გათბობას, მაშინ ამ ფორმულებში შეგვყავს შემასწორებელი მაშრავლი 0,6.

**მაგალითი 1.** განესაზღვროთ (2.II) ნახაზე მოცემული კედლის საერთო თერმული წინაღობა, თბოგაცემის საერთო კოეფიციენტი და კედელში გასული სითბოს რაოდენობა, როდესაც:

$$t_3=18^\circ, \quad t_2=-8^\circ \text{ და } F=10 \text{ მ}^2;$$

I. ცემენტის ხსნარით გარეთა ზედაპირის შელესვა:  $\delta_1=0,015$  მ,  $\lambda_1=0,8$  კკალ/მ სთ. გრ; (იხ. დანართი I)

II. აგურის წყობა:  $\delta_2=0,38$  მ,  $\lambda_2=0,7$  კკალ/მ სთ. გრ;



III. ჰაეროვანი შრე:  $\delta_3 = 0,1$  მ;

IV. აგურის წყობა:  $\delta_4 = 0,12$  მ,  $\lambda_4 = 0,7$  კკალ/მ სთ. გრ;

V. შიგა ზედამირის კირის ხსნარით შელესვა:  $\delta_5 = 0,03$  მ

$\lambda = 0,6$  კკალ/მ სთ. გრ.

ჩვენ შემთხვევისათვის განტოლება (24.2) გადაიწერება შემდეგი სახით:

$$R_{\text{საერთო}} = R_{\text{შეთ}} + R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 + R_{\text{გაფ}} \text{ მ}^2 \text{ სთ. გრ/კკალ.}$$

1.II ცხრილში ვპოულობთ, რომ

$$R_{\text{შეთ}} = 0,133; \quad R_{\text{გაფ}} = 0,05;$$

გარეთა შელესვის თერმული წინაღობა  $R_1$  იქნება

$$R_1 = \frac{\delta_1}{\lambda_1} = \frac{0,015}{0,8} = 0,019 \text{ მ}^2 \text{ სთ. გრ/კკალ}$$

აგურის წყობის თერმული წინაღობა  $R_2$  იქნება

$$R_2 = \frac{\delta_2}{\lambda_2} = \frac{0,38}{0,7} = 0,54 \text{ მ}^2 \text{ სთ. გრ/კკალ}$$

0,1 მ სისქის ჰაერის შრის თერმულ წინაღობას  $R_3$  ვპოულობთ მე-2.II ცხრილში

$$R_3 = 0,19 \text{ მ}^2 \text{ სთ. გრ/კკალ}$$

აგურის წყობის თერმული წინაღობა  $R_4$  იქნება

$$R_4 = \frac{\delta_4}{\lambda_4} = \frac{0,12}{0,7} = 0,17 \text{ მ}^2 \text{ სთ გრ/კკალ}$$

შიგა შელესვის თერმული წინაღობა  $R_5$  იქნება

$$R_5 = \frac{\delta_5}{\lambda_5} = \frac{0,03}{0,6} = 0,05 \text{ მ}^2 \text{ სთ. გრ/კკალ.}$$

ამრიგად,  $R_{\text{საერთო}} = 0,133 + 0,019 + 0,54 + 0,19 + 0,17 + 0,05 + 0,05 = 1,2 \text{ მ}^2 \text{ სთ. გრ/კკალ.}$

თბოვ გადაცემის საერთო კოეფიციენტი კი ტოლი იქნება:

$$k = \frac{1}{R} = \frac{1}{1,2} = 0,83 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ. გრ.}$$

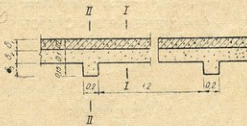
განვსაზღვროთ კედელში გასული სითბოს რაოდენობა ფორმულით (29.2)

$$Q = 0,83 \cdot 10[(18 - (-8))] = 216 \text{ კკალ/სთ}$$

თუ განვსაზღვრავთ ფორმულით (30.2) მივიღებთ სითბოს იმავე რაოდენობას

$$Q = \frac{1}{1,2} 10[18 - (-8)] = 216 \text{ კკალ/სთ}$$

მაგალითი 2: განვსაზღვროთ მე-3.II ნახაზზე მოცემული სასხვენო გადახურვის (წიბოვანი ქერის) საერთო თერმული წინაღობა და საერთო თბოვ გადაცემის კოეფიციენტი. კონსტრუქცია შედგება: 1. წილის ნაყარისაგან— $\delta_1 = 0,2$  მ;



ნახ. 3.II

2. რკინაბეტონის ფილისაგან  $\delta_2 = 0,1$  მ და 3. რკინაბეტონის კოპტბისაგან, რომელთა ზომებიც მოცემულია ნახაზზე.

1. II-ე ცხრილში ვპოულობთ, რომ წიბოვანი ქერებისათვის  $R_{გვთ} = 0,167$ ;  $R_{გაო} = 0,1$ ;

I დანართში ვპოულობთ, რომ თბოგამტარობის კოეფიციენტები წიბოსათვის  $\lambda_1 = 0,25$  და რკინაბეტონისთვის  $\lambda_{2,3} = 1,4$  კკალ/მ სთ. გრ.

ვიხილავთ კოჭის ორ კვეთს I-I და II-II-ს საერთო თერმული წინაღობა კვეთისათვის I-I იქნება

$$R_{სავთო}^I = R_{გვთ} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} R_{გაო} = 0,167 + \frac{0,2}{0,25} + \frac{0,1}{1,4} + 0,1 = 1,13 \text{ მ}^2 \text{ სთ. გრ/კკალ}$$

კვეთისათვის II-II

$$R_{სავთო}^{II} = 0,167 + \frac{0,15+0,1}{1,4} + \frac{0,2}{0,25} + 0,1 = 1,25 \text{ მ}^2 \text{ სთ. გრ/კკალ.}$$

გადახურვის საშუალო თერმული წინაღობა შეიძლება განისაზღვროს ფორმულით:

$$R_{სავთო}^{საშ} = \frac{R_{სავთო}^I F_1 + R_{სავთო}^{II} \cdot F_2}{F_1 + F_2} = \frac{1,13 \cdot 1,2 + 1,25 \cdot 0,2}{1,2 + 0,2} = 1,15 \text{ მ}^2 \text{ სთ. გრ/კკალ.}$$

თბოგადაცემის საშუალო საერთო კოეფიციენტი იქნება

$$k = \frac{1}{R} = \frac{1}{1,15} = 0,86 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ. გრ.}$$

## გადამლობი კონსტრუქციის ზედაპირის ვიშვარაჟა

(5-14)

თუ ცნობილია გადამლობი კონსტრუქციის თერმული წინაღობა ან მისი თბოგაცემის საერთო კოეფიციენტი, აღებული რომელიმე  $t_a$  და  $t_b$  ტემპერატურების დროს, შეიძლება ადვილად განვსაზღვროთ გადამლობი კონსტრუქციების ზედაპირების ტემპერატურა:

დამყარებული თბური მდგომარეობისათვის შეიძლება დაიწეროს თბური ბალანსის განტოლება:

$$\frac{1}{R} (t_a - t_b) = \frac{1}{R_{გვთ}} (t_a - \tau_a).$$

თუ ამ განტოლებას ამოვხსნით საძიებელი უცნობის  $\tau_a$  მიმართ, მივიღებთ, რომ გადამლობი კონსტრუქციის შივა ზედაპირის (რომელიც გამოადის სათავსში) ტემპერატურა ტოლია:

$$\tau_a = t_a - \frac{R_{გვთ}}{R} (t_a - t_b). \quad (31.2)$$

გადამლობი კონსტრუქციის გარე ზედაპირის  $\tau_b$  ტემპერატურა შეიძლება განისაზღვროს ანალოგიურად:

$$\frac{1}{R} (t_a - t_b) = \frac{1}{R_{გაო}} (\tau_b - t_b),$$

$$\tau_3 = t_3 + \frac{R_{\text{გაფ}}}{R} (t_3 - t_3)$$

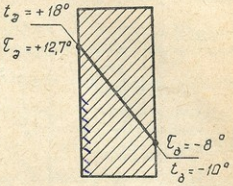
მაგალითი: დავუშვათ, რომ კედლის საერთო თერმული წინაღობა  $R = 0,7 \text{ მ}^2 \text{ სთ. გრ/კკალ}$ , თბოშეთვისების და თბოგაცემის თერმული წინაღობები შესაბამისად იქნება  $R_{\text{გაფ}} = 0,133$  და  $R_{\text{გაფ}} = 0,05 \text{ მ}^2 \text{ სთ. გრ/კკალ}$ . გარე ჰაერის ტემპერატურა  $t_3 = -10^\circ$ . შიგა ჰაერის ტემპერატურა  $t_3 = +18^\circ$ . განვსაზღვროთ კედლის შიგა და გარე ზედაპირის ტემპერატურები.

ფორმულით (31.2) ვპოულობთ:

$$\tau_3 = 18 - \frac{0,133}{0,7} [18 - (-10)] = 12,7^\circ$$

ფორმულით (32.2) ვპოულობთ:

$$\tau_3 = -10 + \frac{0,05}{0,7} [18 - (-10)] \approx -8,0^\circ$$



ნახ. 4.II

თუ მიღებული ტემპერატურების მიხედვით ავაგებთ გრაფიკს კედლის კრილზე (ნახ. 4.II), დაინახავთ, რომ ტემპერატურის ვარდნა ერთგვაროვანი მასალისაგან შემდგარი კედლის შიგნით მიმდინარეობს სწორი ხაზის კანონით.

**გამეორებადი არაერთგვაროვანი მასალისაგან შემდგარი გადამღობი კონსტრუქციის სიზრქეში**

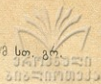
§ 15

დამყარებული თბური რეჟიმისას, მაგრამ არაერთგვაროვანი გადამღობი კონსტრუქციის დროს, რომელიც შედგება რამდენიმე მასალის შრეებისაგან და რომელთა სისქეებიცაა  $\delta_1, \delta_2$  და  $\delta_3$ , ხოლო თბოგამტარობის კოეფიციენტებია  $\lambda_1, \lambda_2$  და  $\lambda_3$ , ყოველი შრის საზღვარზე შეიძლება განვსაზღვროს ტემპერატურა თბური ბალანსის განტოლებიდან (განტოლება შედგენილია გადამღობი კონსტრუქციის გარე ზედაპირებისა და მისი ცალკეული შრეებისათვის):

$$\left. \begin{aligned} \frac{t_3 - t_3}{R} = \frac{t_3 - \tau_3}{R_{\text{გაფ}}}; \quad \frac{t_3 - \tau_3}{R_{\text{გაფ}}} &= \frac{\lambda_1 (\tau_3 - t_1)}{\delta_1}; \\ \frac{\lambda_1 (\tau_3 - t_1)}{\delta_1} = \frac{t_3 - \tau_3}{R_{\text{გაფ}}}; \quad \frac{\lambda_2 (t_1 - t_2)}{\delta_2} = \frac{t_3 - t_3}{R}; \quad \frac{\lambda_3 (t_2 - \tau_3)}{\delta_3} &= \frac{t_3 - t_3}{R} \end{aligned} \right\} (33.2)$$

არაერთგვაროვანი მასალისაგან შედგენილი გადამღობი კონსტრუქციის სიზრქეში ტემპერატურის ვარდნა მიმდინარეობს ტეხილი ხაზით.

მაგალითი: განვსაზღვროთ მე-5.II ნახაზზე მოცემული კედლის ცალკეული შრეების საზღვარზე არსებული ტემპერატურები, დამყარებული თბური რეჟიმისას, შემდეგი პირობებისათვის:



$t_3 = 18^\circ$ ;  $t_6 = -10^\circ$ ;  $\lambda_1 = \lambda_2 = 0,75$  კკალ/მ სთ. გრ  $\lambda_3 = 0,4$  კკალ/მ სთ. გრ.  
 ამოხსნა 1. ვსაზღვრავთ კედლის  $R$ -ს ფორმულით (23.2)

$$R = \frac{1}{\frac{1}{7,5} + \frac{0,125}{0,75} + \frac{0,1}{0,4} + \frac{0,25}{0,75} + \frac{1}{20}} = 0,93 \text{ მ}^2 \text{ სთ გრ/კკალ}$$

2. ვსაზღვრავთ ტემპერატურას კედლის შიგა ზედაპირზე ფორმულით (31.2)

$$\tau_3 = 18 - \frac{0,133}{0,93} (18 + 10) = 14,0^\circ$$

3. ვსაზღვრავთ ტემპერატურას აგურის წყობის პირველი შრის ზედაპირზე ფორმულით (33.2)

$$\frac{\lambda_1}{\delta_1} (\tau_3 - t_1) = \frac{t_3 - \tau_3}{R_{\text{აგო}}}$$

$$\frac{0,75}{0,125} (14,0 - t_1) = \frac{18 - 14}{0,133}$$

თუ ამ განტოლებას ამოვხსნით  $t_1$ -ის მიმართ, მივიღებთ  $t_1 = 9,0^\circ$ .

4. ვსაზღვრავთ  $t_2$  ტემპერატურას:

$$\frac{\lambda_2}{\delta_2} (t_1 - t_2) = \frac{t_3 - t_6}{R}$$

$$\frac{0,4}{0,1} (9,0 - t_2) = \frac{18 + 10}{0,93}$$

საიდანაც  $t_2 = 1,5^\circ$ ;

5. ვსაზღვრავთ  $\tau_6$  ტემპერატურას

$$\frac{\lambda_3}{\delta_3} (t_2 - \tau_6) = \frac{t_3 - t_6}{R}$$

$$\frac{0,75}{0,25} (1,5 - \tau_6) = \frac{18 + 10}{0,93}$$

საიდანაც  $\tau_6 = -8,5^\circ$ .

თვით კონტროლისთვის  $\tau_6$  ვსაზღვრავთ განმეორებით, ფორმულით, (32.2)

$$\tau_6 = t_6 + \frac{R_{\text{აგო}}}{R} (t_3 - t_6) = -10 + \frac{0,05}{0,93} \cdot 28 = -8,5^\circ$$

**გაღვლილი კონსტრუქციის თერმობრუნება** § 16

გარე ჰაერის უცვლელი ტემპერატურის დროს დამყარებული თბური მდგომარეობა დადგება მას შემდეგ, რაც გარე და შიგა გადამლობი კონსტრუქციების მთლიანი მასივი და სადგომში განლაგებული ავეჯი სადგომის ჰაერის ტემპერატურის ნორმებით გათვალისწინებული სიდიდის ნიღწევისას იმდენად ვათბება, რომ გადამლობი კონსტრუქციების შიგნით და მათ ზედაპირებზე დამყარდება გარკვეული უცვლელი ტემპერატურები. ამ მომენტიდან, იმისათვის, რომ ვგქონდეს დამყარებული თბური მდგომარეობა, საჭიროა, რომ ვათბობის სისტემაში დროის ყოველ ერთეულში მიაწოდოს სითბოს იმ-





დენი რაოდენობა, რამდენსაც სადგომი გარე გადამლობი კონსტრუქციებიდან კარგავს გარე ჰაერში.

თუ გარე ჰაერის ტემპერატურას მივიღებთ უცვლელ სიდიდედ  $t_a = \text{const}$ , მუდმივმოქმედი სათბობი სისტემის შემთხვევაში გასათბობ სადგომებში გვექნება დამყარებული თბური მდგომარეობა.

თუ დამყარებული თბური რეჟიმისას შევამცირებთ სადგომის გათბობას ან სრულებით შევწყვეტთ მას, მაშინ სადგომის ჰაერის ტემპერატურა და გადამლობი კონსტრუქციების ტემპერატურები დაიწყებენ ვარდნას და დროის ყოველ მონაკვეთში გვექნება განსხვავებული სიდიდეები.

იმავე მდგომარეობას ექნება ადგილი, თუ გარე ჰაერის ტემპერატურის დავარდნისას გათბობის სისტემა სიბზოს უცვლელ რაოდენობას მიაწოდებს სადგომს.

როგორც პირველ, ისე მეორე შემთხვევაში თბური რეჟიმი იქნება არა სტაციონარული.

რაც უფრო მეტია გადამლობი კონსტრუქციის მასალების თბოშემცველობა და მათი მოცულობითი წონა და ნაკლები მათი თბოგამტარობა, მით უფრო ნელა მოხდება როგორც სათავისის ჰაერის, ისე გადამლობი კონსტრუქციის ტემპერატურების ვარდნა.

გადამლობი კონსტრუქციების გაცივებაზე არსებით გავლენას ახდენს სათბობი სისტემების მუშაობის გაჩერების ან გათბობის შეწყვეტების ხანგრძლიობა.

საკმარისი თბოშემცველი და მცირე თბოგამტარი გადამლობი კონსტრუქციების შემთხვევაში, როდესაც გარე ჰაერის ტემპერატურის ვარდნა დროის მცირე მონაკვეთში ხდება, შეიძლება ტემპერატურის ვარდნა ხდებოდეს მხოლოდ გადამლობი კონსტრუქციის გარე ზედაპირზე და უშუალოდ ამ ზედაპირთან ახლოს განლაგებული მასალის ფენაზე, ხოლო კონსტრუქციის დანარჩენ ნაწილში და მის შიგა ზედაპირზე კი იყოს უცვლელი ტემპერატურა, ანუ ისეთი ტემპერატურა, რომელიც დამყარებული თბური რეჟიმისას იყო; იმ შემთხვევაში, როდესაც გარე ჰაერის ტემპერატურის ვარდნა გასტანს დროის დიდ პერიოდს და გათბობის სისტემის სითბური სიმძლავრე კი უცვლელი რჩება, კონსტრუქციის მასალა მთლიანად გაცივდება და შეიძლება მიაღწიოს მის შიგა ზედაპირს, რაც გამოიწვევს შიგა ზედაპირის ტემპერატურის ვარდნას და ამის შედეგად სათავისის ჰაერის ტემპერატურის ვარდნასაც.

გადამლობი კონსტრუქციის თვისებას, თბური ნაკადის რხევისას ან გარე გარემოს პირობების შეცვლისას წინააღმდეგობა გაუწიოს ტემპერატურულ ცვლილებებს და გარკვეულ ფარგლებში შეინარჩუნოს თავისი შიგა ზედაპირის უცვლელი ტემპერატურა, ეწოდება გადამლობავი კონსტრუქციის თბური მდგრადობა. რაც უფრო დიდი თბური მდგრადობა აქვს გადამლობ კონსტრუქციას, მით უფრო ნაკლებად რეაგირებს ის ზემოთ აღნიშნულ ფაქტორებზე.

**ეკთვებაკოვანი გადამლობი კონსტრუქციის მიერ სითბოს შეთვისება და მისი კოეფიციენტი**

§ 17

სამშენებლო თბოტექნიკაში დიდი მნიშვნელობა ენიჭება ტემპერატურებისა და თბური ნაკადის პერიოდულ რხევებთან დაკავშირებულ საკითხებს. ლუმელური გათბობისას, როდესაც საწვავად გამოყენებულია ჩქარა წვადი მა-

სალა (შეშა), ლუმელიდან სითბოს გაცემა ხდება არათანაბრად, რაც იწვევს მოცემული სათავსის გადამლობი კონსტრუქციების შიგა ზედაპირების მიერ შეთვისებული თბური ნაკადის სიდიდის პერიოდულ რხევას. ამ რხევებს აქვთ პერიოდი, რომელიც ლუმელის ორ თანამიმდევრობით დანთებას შორის არსებული დროის ტოლია. ლუმელიდან სითბოს არათანაბრად გაცემა იწვევს ჰაერის ტემპერატურის მერყეობას სათავსში და აგრეთვე გადამლობი კონსტრუქციების ზედაპირებზე. სათავსის შიგა ჰაერის ტემპერატურის დიდი მერყეობისას შეიძლება, მან ვერ დააკმაყოფილოს სანტიარულ-ჰიგიენური მოთხოვნები. გადამლობი, კონსტრუქციის გარე ზედაპირზე მზის რადიაციის მოქმედება აგრეთვე პერიოდულია. ეს პერიოდი ტოლია 24 საათისა. მზის სითბოს მაქსიმუმი გვაქვს შუადღეს, ხოლო მინიმუმი (0)—შუალამისას.

მზის რადიაცია იწვევს გადამლობი კონსტრუქციის გარე ზედაპირზე ტემპერატურის პერიოდულ მერყეობას, რომლებიც, თავის მხრივ, იძლევიან ტემპერატურის მერყეობას გადამლობი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირზე. გარე ჰაერის ტემპერატურის დღეღამური ცვლებადობავე პერიოდულია.

ყველა ამ საკითხში დიდი მნიშვნელობა აქვს გადამლობი კონსტრუქციების ზედაპირის თვისებას თბური ნაკადის ან ჰაერის ტემპერატურის პერიოდული მერყეობისას მეტად ან ნაკლებად შეითვისოს სითბო. ამ თვისებას ეწოდება „თბოშეთვისება“, და იგი ხმარებაში შემოიტანა პროფ. ო. ვლასოვმა.

პროფ. ო. ვლასოვმა აღმოაჩინა, რომ თბური ნაკადის სიდიდის ცვლებადობა, ანუ გადამლობი კონსტრუქციის 1 მ<sup>2</sup>-ში ერთი საათის განმავლობაში გატარებული სითბოს რაოდენობის ცვლებადობა იწვევს ტემპერატურის შესაბამის ცვლებადობას გადამლობი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირზე.

თბური ნაკადის სიდიდის მაქსიმალურ გადიდებას ან მაქსიმალურ შემცირებას ამ დინების საშუალო სიდიდესთან შედარებით ეწოდება თბური ნაკადის რხევის ამპლიტუდა და ის უდრის

$$A_q = q_{\text{max}} - q. \quad (34.2)$$

გადამლობი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირის ტემპერატურის სიდიდის მაქსიმალურ გადიდებას ან მაქსიმალურ შემცირებას ამ ტემპერატურის საშუალო სიდიდესთან შედარებით ეწოდება შიგა ზედაპირის ტემპერატურის რხევის ამპლიტუდა და ის უდრის

$$A_t = t_{\text{max}} - t. \quad (35.2)$$

თბური ნაკადის რხევის ამპლიტუდის  $A_q$  შეფარდებას გადამლობი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირის ტემპერატურის რხევის ამპლიტუდასთან  $A_t$  პროფ. ო. ვლასოვმა უწოდა გადამლობი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირის „თბოშეთვისების კოეფიციენტი“  $S_3$ , ამრიგად:

$$S_3 = \frac{A_q}{A_t}. \quad (36.2)$$

რაც უფრო მეტია თბოშეთვისების კოეფიციენტი, მით უფრო მეტი სითბოს რაოდენობაა საჭირო იმისათვის, რომ 1 საათის განმავლობაში 1<sup>o</sup>-ით გავზარდოთ 1 მ<sup>2</sup> გადამლობი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირის ტემპერატურა და, პირიქით, რაც უფრო ნაკლებია თბოშეთვისების კოეფიციენტი, მით უფრო ადვილია გადამლობი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირის ტემპერატურის 1<sup>o</sup>-ით გაზრდა.

# მასალის ნაქაღიფი.

შიგა ზედაპირის თბოშეთვისების კოეფიციენტი დამოკიდებულია თბური ნაკადის რხევის პერიოდზე  $\chi$ , უმთავრესად კი თვით გადამღობი კონსტრუქციის თბოტექნიკურ თვისებებზე.

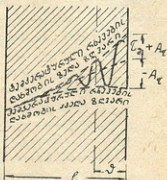
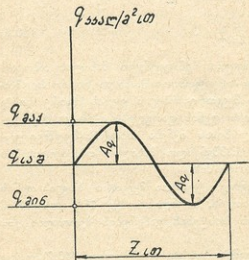
პროფ. ო. ვლასოვმა მიიღო, რომ თბური ნაკადის სიდიდის ცვალებადობა ხდება სინუსოიდურად, ანუ ისე, როგორც ეს ნაჩვენებია 6.II—ა ნახზე.

სინამდვილეში თბური ნაკადის სიდიდის ცვალებადობა, რომელიც უახლოვდება სინუსოიდურს, ხდება, მაგალითად, ღუმელით გათბობისას. დანთების შემდეგ ღუმელი სათავსოს აძლევს სითბოს მაქსიმალურ რაოდენობას, შემდეგ ღუმელის თბოგაცემა თანდათანობით მცირდება და უშუალოდ მეორედ დანთების პერიოდისათვის აღწევს თავის მინიმალურ მნიშვნელობას.

ა)

თითქმის ამგვარივე სურათი გვხვდება ცენტრალური გამთბობი სისტემის მუშაობის პერიოდულად გაჩერებისას.

ბ)



ნახ. 6.II

თუ გადამღობი კონსტრუქცია შედგება ერთგვაროვანი მასალისაგან, მაშინ გადამღობი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირის სითბოს შეთვისების კოეფიციენტი  $S_a$  ტოლია გადამღობავი კონსტრუქციის მასალის თბოშეთვისების კოეფიციენტის  $S$ .

მასალის თბოშეთვისების კოეფიციენტი დამოკიდებულია ამ მასალის თბოგამტარობის კოეფიციენტზე  $\lambda$ , კუთრ თბოტევადობაზე  $c$  და მოცულობით წონაზე  $\gamma$ , აგრეთვე თბური ნაკადის რხევის პერიოდზე  $\chi$  და განისაზღვრება ფორმულით:

$$S = \sqrt{\frac{2\pi\lambda c \gamma}{\chi}} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ. გრ} \quad (37.2)$$

კერძო შემთხვევაში, როდესაც  $\chi=24$ , ფორმულა მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$S = 0,51 \sqrt{\lambda c \gamma} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ. გრ} \quad (38.2)$$

როცა  $\chi=12$  საათს, ფორმულა (38.2) მიიღებს სახეს:

$$S = 0,72 \sqrt{\lambda c \gamma} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ. გრ.} \quad (39.2)$$



ჩატარებულმა ცდებმა გვიჩვენეს, რომ თბური ნაკადის სიდიდის ცვლადობისას, რომელიც სინუსოიდის მსგავსად მიმდინარეობს, გადამლობი კონსტრუქციის სიზრქეში მასალის ტემპერატურაც იცვლება ტალღისებური შრულით, რომელიც სწრაფად მიიღევა გადამლობი კონსტრუქციის გარე ზედაპირისაკენ (იხ. ნახ. 6.II-ბ).

როგორც 6.II-ბ ნახაზიდან ჩანს, გადამლობი კონსტრუქციის მასალაში ტემპერატურის შესაძენი რხევა გვაქვს პირველი დიდი ტალღის ფარგლებში, რომელიც 6.II-ბ ნახაზზე აღნიშნულია ასოთი მ. ამ ზოლის ფარგლებს იქით რხევები უმნიშვნელოა და მათ პრაქტიკული მნიშვნელობა არა აქვთ.

გადამლობი კონსტრუქციის იმ ნაწილს, რომლის ფარგლებშიც ეტევა პირველი უდიდესი ტალღა, ეწოდება ტემპერატურათა მკვეთრი რხევის ფენა. ერთგვაროვანი მასალისაგან შესრულებული გადამლობი კონსტრუქციების ტემპერატურათა მკვეთრი მერყეობის ფენის სისქე გამოითვლება ფორმულით:

$$\delta = \sqrt{\frac{\lambda}{2\pi c \gamma}} \text{ მ.} \quad (40.2)$$

გადამლობ კონსტრუქციებს, რომელთა შემადგენელი მასალის თბოგამტარობის კოეფიციენტი მცირეა, ხოლო მოცულობითი წონა და კუთრი სითბოტევადობა კი დიდი, ტემპერატურათა მკვეთრი რხევის ფენის მცირე სისქე აქვთ. ტემპერატურათა მკვეთრი რხევის ფენის ფარგლებს იქით კი მიწოდებული სითბოს რაოდენობის ცვალებადობისას იქნება თითქმის მუდმივი უცვლელი ტემპერატურები (ზოგიერთი საშენებლო მასალის თბოშეთვისების კოეფიციენტების სიდიდეები იხ. I დანართში).

მაგალითი. განვსაზღვროთ ტემპერატურათა მკვეთრი რხევის ფენის სისქე ერთგვაროვანი აგურის კედლისთვის, რომლის სისქე  $1\frac{1}{2}$  აგურია. იმ შემთხვევისთვის, როდესაც გათბობის სისტემის გაჩერების პერიოდია  $\tau = 24$  სთ და  $\lambda = 12$  სთ.

გვსაზღვრავთ მკვეთრი რხევის ფენის სისქეს ფორმულით, (40.2) როცა  $\tau = 24$  სთ

$$\delta = \sqrt{\frac{24 \cdot 0,65}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,21 \cdot 1700}} = 0,084 \text{ მ;}$$

როცა  $\tau = 12$  სთ,

$$\delta = \sqrt{\frac{12 \cdot 0,65}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,21 \cdot 1700}} = 0,06 \text{ მ.}$$

როგორც მოსალოდნელი იყო, ტემპერატურის მკვეთრი მერყეობის ფენის სისქე ნაკლებია იმ შემთხვევისთვის, როდესაც გათბობის სისტემის გაჩერების პერიოდი ნაკლებია.

*ა. თ. ბერიძე*

შენობის გარე გადამლობი კონსტრუქციების თერმული წინააღმდეგობის გაზრდით მცირდება სითბოს დანაკარგები და, შესაბამისად, სითბოს ხარჯი შენობის გათბობაზე, მაგრამ სამაგიეროდ იზრდება პირველადი ხარჯები და შენობის ასაშენებლად საჭირო მასალათა რაოდენობა.





ამიტომ შენობის გადაშლობი კონსტრუქციების თერმული წინაღობა (ანუ მათი სისქე) საანგარიშო პირობებისათვის იმგვარად უნდა იქნეს შეჩუქებული, რომ შიგა ჰაერისა და სათავის გადაშლობი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირის ტემპერატურათა სხვაობა ( $t_{\text{в}} - \tau_{\text{в}}$ ) არ აღემატებოდეს რაღაც განსაზღვრულ მაქსიმუმს, მაგრამ, ამასთან, ყველა შემთხვევაში გადაშლობი კონსტრუქციების საერთო თერმული წინაღობის სიდიდეს უნდა ჰქონდეს ისეთი მნიშვნელობა, რომ გამორიცხული იყოს გადაშლობი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირის ტემპერატურის მკვეთრი დაცემა, რათა არ მოხდეს ადამიანის ორგანიზმსა და გადაშლობი კონსტრუქციების ზედაპირებს შორის გამოსხივებითი თბოგაცვლის დასაშვები ნორმატივების დარღვევა. ადამიანის ორგანიზმის ზედაპირის მიერ სითბოს ინტენსიური კარგვა გამოსხივებით იწვევს უსიამოვნო შეგრძნებას და ხშირად ავადმყოფობასაც. ამიტომ იმ სადგომებში, რომლებშიც მუდმივად იმყოფებიან ადამიანები და რომელთაც წაყენებული აქვთ გაზრდილი სანიტარულ-ჰიგიენური მოთხოვნები, შიგა ჰაერისა და გადაშლობი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირის ტემპერატურათა სხვაობა უნდა იყოს ნაკლები იმ სათავსებთან შედარებით, რომლებშიც ადამიანები ცოტა ხნით იმყოფებიან.

გადამშობი კონსტრუქციების შერჩევისას ისიც უნდა იყოს გათვალისწინებული, რომ ადამიანის ფეხები და თავი განსაკუთრებით მგრძობიარე ტემპერატურათა მერყეობის შეგრძნების მიმართ და ამიტომ ჰერისა და იატაკის ზედაპირებს უნდა ჰქონდეს უფრო მაღალი ტემპერატურა, ვიდრე კედლების ზედაპირებს.

სათავის დანიშნულების მიუხედავად, გადაშლობი კონსტრუქციების შიგა ზედაპირებზე, როგორც წესი, არ უნდა ხდებოდეს სათავის ჰაერიდან წყლის ორთქლის კონდენსაცია, რაც იწვევს კონსტრუქციების მასალის დატენიანებას, სათავის დატენიანებას და ამის შედეგად კონსტრუქციების ნაადრევ დანგრევასა და სათავის სანიტარული პირობების გაუარესებას, ვარდა ამისა, იწვევს ორჯერ და მეტად სითბოს კარგვის ზრდას.

იმისათვის, რომ კონსტრუქციების შიგა ზედაპირებზე არ მოხდეს წყლის ორთქლის კონდენსაცია, აუცილებელია, რომ კონსტრუქციების შიგა ზედაპირების ტემპერატურა არ იყოს სათავის ჰაერის ტემპერატურის ნამის წერტილზე  $\tau_{\text{ვ.მ}}$  ნაკლები, ანუ  $t_{\text{в}} \geq \tau_{\text{ვ.მ}}$ .

თუ განტოლებაში (31.2)  $\tau_{\text{в}}$  ნაცვლად ჩავსვამთ სიდიდეს  $\tau_{\text{ვ.მ}}$  და განტოლებას ამოვხსნით  $R$ -ის მიმართ, ვიპოვით თერმული წინაღობის იმ მინიმალურ მნიშვნელობას, რომლის დროსაც აღგილი არ ექნება წყლის ორთქლის კონდენსაციას:

$$R_{\text{მ.მ}} = R_{\text{ვ.მ}} \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{д}}}{t_{\text{в}} - \tau_{\text{ვ.მ}}} \text{ მ}^2 \cdot \text{სთ. გრ/კკალ} \quad (41.2)$$

იმ შემთხვევაში, როდესაც სათავის ჰაერისა და გადაშლობი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირის ტემპერატურათა სხვაობა ( $t_{\text{в}} - \tau_{\text{в}}$ ) მოცემულია, კონსტრუქციის საპირო თერმული წინაღობა ან თბოგაცემის საპირო საერთო კოეფიციენტი შეიძლება ნაპოვნი იქნეს ქვემოთ მოყვანილ ფორმულიდან:

$$R_{\text{ს.გ}} = R_{\text{ვ.მ}} \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{д}}}{t_{\text{в}} - \tau_{\text{в}}} \text{ მ}^2 \cdot \text{სთ. გრ/კკალ}, \quad (42.2)$$



სადაც

$$R_{\text{გოტ}} = \frac{1}{\alpha_{\text{გოტ}}} \text{ არის თბოშეთვისების თერმული წინაღობა მ}^2 \text{ სთ-გრ/კკალ-ობით}$$

$t_3 - t_2$  — გადამლობი კონსტრუქციის ორივე მხარეს არსებული ჰაერის ტემპერატურათა სხვაობა გრ-ობით;

$t_3 - t_3$  — სათავის შიგა ჰაერისა და გადამლობი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირის ტემპერატურათა სხვაობა გრ-ობით.

ფორმულიდან (42.2) ჩანს, რომ თერმული წინაღობის საჭირო სიდიდე მით უფრო მეტი იქნება, რაც უფრო მეტია შიგა და გარე ტემპერატურათა სხვაობა ( $t_3 - t_2$ ) და ნაკლები — შიგა ჰაერისა და გადამლობი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირის ტემპერატურათა სხვაობა ( $t_3 - t_3$ ).

ქვემოთ მოცემულია ცხრილი (3.II) რომელშიც მოცემულია შიგა ჰაერისა და გადამლობი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირის ტემპერატურათა შორის მაქსიმალურად დასაშვები სხვაობა.

იმ შემთხვევაში, როდესაც გადამლობი კონსტრუქციის ზედაპირს უშუალოდ არ ეხება გარე ჰაერი, ფორმულაში (42.2) შეჰყავთ შემსწორებელი მამრავლი  $n$ , რომელთა მნიშვნელობებიც მოცემულია მე-4.II ცხრილში.

გარდა ამისა, გარე გადამლობი კონსტრუქციების ინტენსიური გაცივების ცხრილი 3.II

შიგა ჰაერისა და გადამლობი კონსტრუქციების შიგა ზედაპირების ტემპერატურების დასაშვები სხვაობა

№№	სათავსებისა და შენობების დანიშნულება	ტემპერატურათა მაქსიმალურად დასაშვები სხვაობა ( $t_3 - t_3$ ) გრ-ობით	
		გარე კვადრატისათვის	უსხვეწო გადახურებისა და სასხვეწო გადახურებისათვის
1.	საცხოვრებელი სადგომები, საზოგადოებრივი შენობების სადგომები გაზრდილი სანიტარულ-ჰიგიენური მოთხოვნებით (საავადმყოფოები, საბავშვო ბაგები, საბავშვო ბაღები, სანატორიუმები და სხვ.)	6	4,5
2.	საზოგადოებრივი შენობების სადგომები ნორმალური ტემპერატურისა და დატენიანების რეჟიმით (თეატრები, კინოები, სკოლები, სადგურები, კლუბები და საწარმოო მრეწველობის სათავსები, გარდა იმ სათავსებისა რომლებშიც არის სველი და ტენიანი რეჟიმები)	7	5,5
3.	სამრეწველო შენობების ის სათავსები, რომლებიც თბება და რომელთა ჰაერის სანაგარიშო ტენიანობაა 50—60%	8	7
4.	იგივე, როდესაც ჰაერის ტენიანობა არ აღემატება 49%	10	8
5.	სამრეწველო შენობების სათავსები, რომლებშიც გვაქვს ჰარბი თბოგამონაყოფები და შიგა ჰაერის სანაგარიშო ტენიანობა არ აღემატება 45%	12	12
6.	სამრეწველო შენობების სათავსები, რომელთა შიგა ჰაერის სანაგარიშო ტენიანობაა 61—75%	$t_3 - t_{\text{გარე}}$	$t_3 - t_{\text{გარე}}$
7.	იგივე, როდესაც შიგა ჰაერის ტენიანობა აღემატება 75% და სადაც დასაშვებია ტენის კონდენსაცია კედლების შიგა ზედაპირზე, მათ რიცხვში აბანოების და საბანაოების სათავსები.	6,5	$t_3 - t_{\text{გარე}}$

შენიშვნა: ყველა დანიშნულების შენობებისათვის ჰაერის და იატაკის ზედაპირის ტემპერატურათა სხვაობა არ უნდა აღემატებოდეს 2,5°.



მხედველობაში მისაღებად, რომელიც დამოკიდებულია კონსტრუქციების სიმძიმის ხარისხზე, ფორმულაში (42.2) შეტყავთ მეორე შემასწორებელი მამრავლი  $m$ , რომლის მნიშვნელობებიც მოცემულია მე-5.II ცხრილში.

საბოლოოდ გარე გადამლობი კონსტრუქციის საჭირო მინიმალური თერმული წინაღობის განსასაზღვრავი ფორმულა (42.2) მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$R_{საბოლოო}^{საბ} = R_{შეი} \frac{(t_3 - t_2)n}{t_3 - t_2} m \text{ მ}^2 \text{ სთ. გრ/კკალ.} \quad (43.2)$$

შემასწორებელი მამრავლის  $m$  სიდიდე დამოკიდებულია გადამლობი კონსტრუქციის სიმძიმის ხარისხზე, რომელიც თავის მხრივ განისაზღვრება გადამლობი კონსტრუქციის უგანზომილებო თბური ინერციის მახასიათებელი  $D$ , ეს უკანასკნელი კი გამოითვლება ფორმულით:

$$D = R_1 S_1 + R_2 S_2 + \dots + R_n S_n \quad (44.2)$$

ცხრილი 4.II

კოეფიციენტი  $m$ -ის მნიშვნელობები

№№	გადამლობი კონსტრუქციების დასახელება	შემასწორებელი მამრავლი $m$
1	სასხვეწა გადახურვები, როდესაც ბურული გადახურულია ფურცლოვანი ფოლადით, კრამიტით ან აზბესტციემენტის ფილებით:	
	ა) გაუხშობელი დალარტყვისას . . . . .	0,9
	ბ) განუწყვეტელი დალარტყვისას . . . . .	0,8
	სასხვეწა გადახურვები, როდესაც ბურული გადახურულია რულონური მასალით . . . . .	0,75
	გაუმთბარი სარდაფების გადახურვებისათვის, როდესაც სარდაფში ფენურები გვაქვს . . . . .	0,6
	გადახურვებისათვის, როდესაც სარდაფში ფენურები არა გვაქვს . . . . .	0,4
	ცივი იატაკქვეშეთის გადახურვებისათვის . . . . .	0,75

სადაც

$R_1, R_2$  და  $R_n$  — გადამლობი კონსტრუქციების ცალკეული ფენების თერმული წინაღობებია,  $m^2$  სთ. გრ/კკალ-ობით და გამოითვლება ფორმულით  $R = \frac{\delta}{\lambda}$ ;

$S_1, S_2$  და  $S_n$  — გადამლობი კონსტრუქციების ცალკეული ფენების თბოშეთვისების კოეფიციენტები, კკალ/მ<sup>2</sup> სთ. გრ-ობით და აიღება ან I-ლი დანართიდან ან გამოითვლება ფორმულებით 37.2; 38.2; ან 39.2.

იმ შემთხვევაში, როდესაც თბური ინერციის მახასიათებელი  $D \ll 2$ -ს, გადამლობი კონსტრუქცია ითვლება ძლიერ მჩატედ, როდესაც  $D \ll 4$  — მჩატედ, როდესაც  $D = 4,1 \div 7$  საშუალო სიმძიმისად, როდესაც  $D \gg 7,1$  — მძიმედ.

ცხრილი 5.II

თბური ინერციის მახასიათებლის  $D$  და  $m$  კოეფიციენტის მნიშვნელობები

გადამლობი კონსტრუქციების ხარისხი	თბური ინერციის მახასიათებელი $D$	კოეფიციენტი $m$
მძიმე	7,1 და მეტი	1,0
საშუალო სიმძიმის	4,1 ÷ 7,0	1,03
მჩატე	2,1 ÷ 4,0	1,20
ძლიერ მჩატე	0 ÷ 2,0	1,30

შენიშვნა: მძიმე და მჩატე გადახურვებისათვის, გაუმთბარი სარდაფებისა და თისათვის  $m=1,0$ .

წოლანებზე განლაგებული იატაკისათვის საჭირო თერმული წინაღობა გამოითვლება ფორმულით:

$$R=0,0058 (t_3-t_2) \text{ მ}^2 \text{ სთ გრ/კკალ.}$$

ნორმალური ფარდობითი ტენიანობის ( $\varphi=50-60\%$ ) მქონე საცხოვრებელი და საზოგადოებრივი შენობების გარე გადამლობი კონსტრუქციების დასაშვები საჭირო თერმული წინაღობების  $R$ -ს და თბოგადაცემის კოეფიციენტების  $k$ -ს მნიშვნელობები, გამოთვლილი მოქმედი ნორმების თანახმად, მოცემულია მე-6.II ცხრილში.

ცხრილი 6.II

დასაშვები  $R$ სა და  $k$ -ს მნიშვნელობები

ჭაერის საანგარიშო ტემპერატურა გრობით	გარე კედლის სისქე აგურებში	გარე კედლები		ბრტყელი სახურავები გაუმთავრი სარდაფების გადახურვა		სახსვენო გადახურვები		გასავლელის გადახურვები		თბური ინერციის მახასიათებელი $D$
		$R$	$k$	$R$	$k$	$R$	$k$	$R$	$k$	
-5	1	0,55	1,8	0,85	1,2	0,75	1,85	1,1	0,9	3,06
-10	1 1/2	0,7	1,4	1,05	0,95	1,0	1,0	1,4	0,7	4,67
-20	2	0,9	1,1	1,35	0,75	1,2	0,85	1,8	0,55	6,17
-30	2 1/2	1,1	0,9	1,65	0,6	1,4	0,7	2,2	0,45	7,57
-40	3	1,3	0,75	2,0	0,5	1,65	0,6	2,5	0,4	9,37

შენობის გარე კარებების, ფანჯრებისა და შუქფანჯრების ან სარკმელების საჭირო თერმული წინაღობების  $R$  და თბოგადაცემის კოეფიციენტების  $k$  მნიშვნელობები მოცემულია მე-7.II ცხრილში.

ცხრილი 7.II

$R$  და  $k$  მნიშვნელობები კარებებისა და ფანჯრებისათვის

კონსტრუქციების დასახელება	$R$	$k = \frac{1}{R}$
ხის ერთმაგი კარები:		
გარე . . . . .	0,25	4
შიგა . . . . .	0,4	2,5
ხის ორმაგი კარები:		
გარე . . . . .	0,5	2,0
შიგა . . . . .	0,4	2,5
ფანჯრები:		
ერთმაგი, ხის ალათებში . . . . .	0,2	5
ორმაგი, ხის ალათებში . . . . .	0,37	2,7
ერთმაგი ლითონის ალათაში . . . . .	0,19	5,3
ხეშო განათების შემინვა		
ლითონის ალათაში:		
ერთმაგი . . . . .	0,18	5,5
ორმაგი . . . . .	0,29	3,5
ხის ალათაში		
ერთმაგი . . . . .	0,2	5
ორმაგი . . . . .	0,37	2,7
ალახის ვიტრინი . . . . .	0,25	4

თი. განესაზღვროთ, რა სისქისა უნდა იყოს ორივე მხრიდან შერის კედელი საცხოვრებელი სახლისთვის, რომელიც შენდება ქ.  $t_2 = -8^\circ$ ) და რომლის სათავსების ჰაერის ტემპერატურა უნდა



I დანართში ვბოულობთ, რომ შიგნითა ბათქაშის (რომლის  $\delta_1=0,02$  მ) თბოგამტარობის კოეფიციენტი  $\lambda_1=0,6$ , აგურის წყობის  $\lambda_2=0,7$ , გარე ბათქაშის (რომლის  $\delta_3=0,02$  მ)  $\lambda_3=0,75$  კკალ/მ სთ. გრ.

1.II ცხრილში ვბოულობთ, რომ თბომეტეისების თერმული წინაღობა  $R_{\text{ბოთ}}=0,133$  მ<sup>2</sup> სთ. გრ/კკალ.

შე 3.II ცხრილის მიხედვით შიგა ჰაერისა და კედლის შიგა ზედაპირის ტემპერატურათა დასაშვები სხვაობა ჩვენი შემთხვევისათვის  $t_3 - t_8 = 6^\circ$  ფორმულით (4.2) ვბოულობთ  $R_{\text{საჰ}}$ :

$$R_{\text{საჰ}} = R_{\text{ბოთ}} \frac{t_3 - t_8}{t_3 - t_8} = 0,133 \frac{18 - (-8)}{8} = 0,57 \text{ მ}^2 \text{ სთ. გრ/კკალ.}$$

ქვემოთ მოყვანილი ტოლობიდან ვბოულობთ აგურის კედლის საჭირო სისქეს  $\delta_2$ :

$$R_{\text{საჰ}} = \frac{1}{\alpha_{\text{ბოთ}}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_{\text{აგ}}} = 0,57 =$$

$$= \frac{1}{7,5} + \frac{0,02}{0,6} + \frac{\delta_2}{0,7} + \frac{0,02}{0,75} + \frac{1}{20},$$

საიდანაც

$$\delta_2 = 0,23 \text{ მ.}$$

ვინაიდან აგურის კედლის სისქე უნდა იყოს 1/2 აგურის ზომის ჯგრა-დი, ამიტომ ვიღებთ 1 აგურის სისქის, ანუ 0,25 მ კედელს. მაშინ სინამდვი-ლეში არსებული კედლის თერმული წინაღობა იქნება:

$$R = \frac{1}{7,5} + \frac{0,02}{0,6} + \frac{0,25}{0,7} + \frac{0,02}{0,75} + \frac{1}{20} = 0,6 \text{ მ}^2 \text{ სთ. გრ/კკალ.}$$

ამავე პირობებისათვის და ამავე კედლისათვის განვსაზღვროთ თბური ინერციის მახასიათებელი  $D$ . ვსარგებლობთ ფორმულით (4.2)

$$D = R_1 S_1 + R_2 S_2 + R_3 S_3 = \frac{\delta_1}{\lambda_1} S_1 + \frac{\delta_2}{\lambda_2} S_2 + \frac{\delta_3}{\lambda_3} S_3 \text{ მ}^2 \text{ სთ. გრ/კკალ.}$$

თუ ჩავსვამთ ამ სიდიდეების მნიშვნელობებს ( $S$ -ის მნიშვნელობებს ვი-ღებთ I დანართიდან), მივიღებთ:

$$D = \frac{0,02}{0,6} 7,05 + \frac{0,25}{0,7} 8,3 + \frac{0,02}{0,75} 7,9 \approx 3,4.$$

ამრიგად, ჩვენ მიერ განხილული კედელი მიეკუთვნება მჩატე კატეგო-რიის კონსტრუქციას, ვინაიდან  $D=3,4 < 4$  (იხილეთ ცხრილი 5.II) და მისი შესაბამისი შემასწორებელი კოეფიციენტი  $m$  ტოლია 1,2. ამ სიდიდეზე ვამ-რავლებთ ადრე მიღებულ საჭირო თერმული წინაღობის სიდიდეს და საბო-ლოოდ გვექნება  $R_{\text{საჰ}}=0,57$ .  $1,2 \approx 0,68$  მ<sup>2</sup> სთ. გრ/კკალ, ანუ კედლის ფაქტი-ური  $R$  ოდნავ ვერ აკმაყოფილებს საჭირო თერმულ წინაღობას.

ყველაზე ეკონომიური გადაწყვეტა თბოტექნიკური თვალსაზრისით გვექნე-ბა მაშინ, როდესაც  $R = R_{\text{საჰ}}$ ; შემთხვევა, როდესაც  $R > R_{\text{საჰ}}$  დაიშვება მხოლოდ შენობის კონსტრუქციების მდგრადობის თვალსაზრისით. ვადაშობი კონსტრუქ-ციებისათვის თბური ინერციის მახასიათებლის  $D$  სიდიდე ზამთრის პერი-ოდისათვის არ არის ნორმირებული. მხოლოდ მიღებული  $D$  სიდიდის მიხედ-

ვით საჭირო თერმული წინაღობის გამოსათვლელ ფორმულაში შეჰყავთ შესაბამისი შემასწორებელი მამრავლი III.

ზაფხულის პერიოდში კი, იმისათვის, რომ არ მოხდეს საცხოვრებელი და საზოგადოებრივი დანიშნულების შენობების სათავსების გადახურება, თბური ინერციის მახასიათებლის სიდიდე  $D$  ამ შენობების გადამლობი კონსტრუქციებისათვის ნორმირებულია.

საჭირო თბური ინერციის მახასიათებლის  $D_{საჭ}$  მინიმალური სიდიდეები სასაზოგადოებრივი რაიონებში (იმ ბუნქტებისათვის, რომლებშიც ზაფხულის ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურა აღემატება  $25^{\circ}$ ) ასაშენებელი შენობების გარეთა კედლებისა და სასხვეწო გადახურვებისათვის მიიღება მე-8.11 ცხრილიდან.

ცხრილი 8.11

გარე გადამლობი კონსტრუქციების  $D_{საჭ}$  მინიმალური მნიშვნელობები სსრ კავშირის სამხრეთ რაიონებისათვის

გარე გადამლობი კონსტრუქციები	$D_{საჭ}$ მნიშვნელობები, როდესაც $t_{გარე}$ ტოლია	
	25°-დან 29°-მდე	30° და მეტი
უსხვეწო გადახურვებისათვის . . . . .	4,0	5,0
სასხვეწო გადახურვებისათვის და იმ გარე კედლებისათვის, რომელთაც ორიენტირებულია აქვე აღმოსავლეთისაკენ, დასავლეთისა და სამხრეთისაკენ . . . . .	3,0	4,0

შენიშვნა: სამრეწველო შენობებისათვის  $D$  სიდიდე არ ნორმირდება.

**ბარე ჰაერის საანგარიშო მნიშვნელობები**

გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურად  $t_{გარე}$  უნდა მივიღოთ ტემპერატურა, რომლის დროსაც სათავსის, რომლის შიგა ჰაერის ტემპერატურა  $t_{ა}$  უცვლელი რჩება, ექნება მაქსიმალური თბოდანაკარგები. ამ უკანასკნელს კი ადგილი ექნება მაშინ, როდესაც გადამლობი კედლის შიგა ზედაპირის ტემპერატურა მიაღწევს ნორმით დაშვებულ მინიმალურ მნიშვნელობას (იხ. ცხრილი 3.11).

იმ შემთხვევაში, როდესაც შენობის გადამლობი კედლები აბსოლუტურად არა თბომდგრადია, მაშინ გარე ჰაერის ყველაზე უფრო დაბალი ტემპერატურის დროს კედლების შიგა ზედაპირზე მაშინვე დამყარდება მინიმალური ტემპერატურა. მაგრამ, ვინაიდან კედლებს აქვთ თბომდგრადობა, მათ შიგა ზედაპირზე მინიმალური ტემპერატურა დამყარდება იმ შემთხვევაში როდესაც გარეთა ჰაერის დაბალ ტემპერატურას დგომის განსაზღვრული ხანგრძლიობა ექნება.

ამრიგად, გარე საანგარიშო ტემპერატურა უნდა შეირჩეს კლიმატური პირობების მიხედვით. გადამლობი კედლების თბომდგრადობის მხედველობაში მიღებით.

გათბობისა და ვენტილაციის სპეციალისტების მიერ მრავალი წინადადება იქნა წამოყენებული გარე საანგარიშო ტემპერატურის დადგენის მეთოდების შესახებ. ამჟამად სპეციალისტების უმრავლესობა მიზანშეწონილად თვლის გარე საანგარიშო ტემპერატურა ცალკეული რაიონებისათვის გამოვ-



თვალთ ბოლო 25 წლის მანძილზე ოთხი ყველაზე ცივი ზამთრის ყველაზე ცივი ხუთი დღის საშუალო ტემპერატურის მიხედვით.

ხუთ დღიან პერიოდს იმიტომ იღებენ, რომ ეს დრო საკმარისია, რათა გარე ჰაერის მინიმალურმა ტემპერატურამ გავლენა მოახდინოს  $2\frac{1}{2}$  სისქის აგურის კედლის შიგა ზედაპირის ტემპერატურაზე.

საბჭოთა კავშირის მთელი რიგი ქალაქებისათვის ამ მეთოდით გამოთვლილი გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურათა სიდიდეები მოცემულია ცხრილში (იხ. დანართი II).

აღნიშნულ ცხრილში წარმოდგენილი არ არის საქართველოს სსრ დასახლებული პუნქტები, რომელთათვისაც ნორმებში მოცემულია საანგარიშო ტემპერატურათა დარაიონების რუკა; რუკის მიხედვით საქართველოს სსრ ტერიტორია იყოფა მხოლოდ სამ რაიონად:

- 1) აღმოსავლეთ და დასავლეთ საქართველოს ძირითად ნაწილად, რომლისთვისაც ჰაერის გარე საანგარიშო ტემპერატურაა— $11^{\circ}$ ;
- 2) კავკასიონის ქედის სახრეთ კალთებზე წდებარე რაიონები, რომელთათვისაც  $t_{\text{გ}} = -15^{\circ}$  და,
- 3) შიგე ზღვის სანაპირო რაიონები, რომელთათვისაც  $t_{\text{გ}} = -5^{\circ}$ .

საქართველოს ტერიტორიის ამგვარი სქემატური დარაიონება არ შეიძლება საკმარისად ჩაითვალოს, ვინაიდან საქართველო მრავალფეროვანი რელიეფისა და კლიმატის მქონე ქვეყანაა და მისი ტერიტორია გარე საანგარიშო ტემპერატურების უფრო დიდფერენცირებულ დარაიონებას მოითხოვს.

მეტეოროლოგიური სადგურების კლიმატური მონაცემებისა და გარე საანგარიშო ტემპერატურის განსაზღვრის ამჟამად მიღებული მეთოდის გამოყენებით ტექნ. მეცნ. კანდ. ო. კვიციანიძისა და ინჟ. გ. კოტიტიშვილის მიერ დაზუსტებულ და დადგენილ იქნა ზამთრის გარე საანგარიშო ტემპერატურები საქართველოს დასახლებული პუნქტებისათვის. მათვე შეადგინეს ტემპერატურათა დარაიონების რუკა და ცხრილი (იხ. დანართი III).

როგორც უკვე აღვნიშნეთ, გარე საანგარიშო ტემპერატურის დადგენისას მხედველობაში უნდა მივიღოთ შენობის გარე გადამლობი კედლების თბომდგრადობა.

გადამლობი კედლის თბური მდგრადობის შესაფასებლად, როგორც აღვნიშნეთ, ვსარგებლობთ გადამლობი კედლის ბირობითი სისქით  $D$ .

თავისი თბური მდგრადობით ყველა გადამლობი კონსტრუქცია იყოფა ოთხ უმთავრეს ჯგუფად:

- 1) ძლიერ მჩატე, 2) მჩატე, 3) საშუალო სიმძიმის, 4) მძიმე.

ამრიგად ზემო ჩამოთვლილ ჯგუფებს სხვადასხვა თბომდგრადობა აქვთ, რის გამოც დროის სხვადასხვა მონაკვეთია საჭირო რათა კონსტრუქციის შიგა ზედაპირის ტემპერატურაზე გავლენა მოახდინოს გარე ჰაერის ტემპერატურამ. მაგალითად, მძიმე გადამლობავი კონსტრუქციებისათვის საჭიროა—5, საშუალო სიმძიმის მქონესთვის—3, მჩატესათვის—1, ხოლო ძლიერ მჩატესათვის კი—1 დღეზე ნაკლები.

მიუხედავად ამისა, ცხრილებში მოცემული გარე საანგარიშო ტემპერატურები შედგენილია მძიმე გადამლობი კონსტრუქციებისათვის და გამოიყენება ოთხივე ჯგუფისათვის.

\* ეს უქანასკნელი რაიონი რუკაზე არაა შემოხაზული, მაგრამ მისთვის საანგარიშო ტემპერატურა მითითებულია მე-2 მენიშვნაში (იხ. СН II, გვ. 158).

ეს გაკეთებულია იმისათვის, რომ ერთი და იმავე რაიონისათვის არ გვქონდეს ოთხი სხვადასხვა საანგარიშო ტემპერატურა, რაც რასაკვირველია, მოუხერხებელია. ამიტომ ანგარიშის დროს ფორმულაში (4.2) შეყვანილია შემასწორებელი კოეფიციენტები  $m$ , რომელთა მნიშვნელობებიც მოცემულია მე-5.II ცხრილში.

გადამლობი კონსტრუქციებისათვის, რომელთა ზედაპირები უშუალოდ არ ესაზღვრებიან გარეთა ჰაერს, საჭირო თერმული წინაღობა გამოითვლება იმავე ფორმულით (4.2) რისთვისაც მასში შეყვანილია შემასწორებელი კოეფიციენტი  $n$ , რომლის მნიშვნელობებიც მოცემულია მე-4.II ცხრილში.

იმ შემთხვევაში, როდესაც გვაქვს ორი გასათბობი მომიჯნავე სათავსი, რომელთაც განსხვავებული ტემპერატურა აქვთ, (თუ სხვაობა აღემატება  $5^{\circ}$ -ს), მხედველობაში ვიღებთ მარტო სითბოს კარგვას (უფრო თბილიდან ნაკლებად თბილ სათავსში).

## სადგომის შიგა ჰაერის საანგარიშო მემპერატურა

§ 20

სადგომის შიგა ჰაერის ტემპერატურის დადგენა დამოკიდებულია ცალკეული სადგომების დანიშნულებაზე და სანიტარულ-ჰიგიენურ მოთხოვნებზე. საცხოვრებელი და საზოგადოებრივი შენობების სადგომების უმეტესი ნაწილისათვის შიგა ჰაერის ტემპერატურად მიიღება  $t_{s} = 16-20^{\circ}$  ზღვრებში (იხ. დანართი IV), ვინაიდან ეს ტემპერატურა უზრუნველყოფს სასურველ გუნებ-განწყობას, მხოლოდ იმ პირობით, თუ იატაკის ტემპერატურა ჰაერის ტემპერატურაზე ნაკლები იქნება  $1,25-2,5^{\circ}$ -ით.

საწარმოო დანიშნულების სათავსებში ჰაერის ტემპერატურის სიდიდის დადგენისას მხედველობაში იღებენ ადამიანების ფიზიკური დაძაბულობის ინტენსიურობას და სათავსში დანადგარების თბოგემონაყოფებს. ამიტომ  $t_{s}$  იღებენ  $12-16^{\circ}$ -მდე ზღვრებში.

სათავსის შიგა ჰაერის ტემპერატურის გარდა არსებითი მნიშვნელობა აქვს გადახურებისა და კედლების შიგა ზედაპირების ტემპერატურებს  $t_{w}$ , რადგანაც ამ ტემპერატურაზეა დამოკიდებული ადამიანის გამოსხივებით სითბოს კარგვის ინტენსიურობა. გარდა ამისა, გარე გადამლობი კონსტრუქციების შიგა ზედაპირების ტემპერატურა ისე უნდა იყოს შერჩეული, რომ ზედაპირზე არ გვქონდეს ტენის კონდენსაცია.

## გადახურვი კონსტრუქციების ზედაპირის აზოვრა

აზოვრა

§ 21

შენობის ყველა გასათბობი სადგომის სითბოს კარგვის ჯამი, გამოთვლილი გარე გადამლობი კონსტრუქციების თბოტექნიკური ხარისხისა და სადგომების დანიშნულების მხედველობაში მიღებით, წარმოადგენს შენობის მიერ სითბოს მთლიან კარგვას. შენობის სადგომების ცალკეული გადამლობი კონსტრუქციების მიერ სითბოს კარგვის განსაზღვრა ხდება ფორმულებით (29.2 ან 30.2). ამ ფორმულებით გამოთვლილ სითბოს რაოდენობას უწოდებენ ნორმალურ ან მთავარ თბოდანაკარგებს.

ფორმულებში (29.2 და 30.2) შემავალი სიდიდეების რიცხობრივი მნიშვნელობების შერჩევისას უნდა ვიხედოძმდვანელოთ მათი ნორმატიული მნიშ-



გნელობებით, რომლებიც ჩვენ მიერ განხილული იყო. მაგრამ ამ ფორმულებში შედის კიდევ ერთი წევრი  $F$ —გადაძვრის კონსტრუქციის ფართი, რომლის აზომვაც ხდება შემდეგნაირად (იხ. ნახ. 7.11):

1) ფანჯრები, ზემო სარკმელები, შუქუანრები და კარები აიზომება სამშენებლო ღიბის უმცირესი ზომით ( $l_6 \cdot l_7$ ).

2) გარე კედლების ზედაპირები აიზომება სიგრძესა და სიმაღლეზე. კუთხის ოთახების გარე კედლების სიგრძე აიღება კუთხის გარე წიბოდან შიგა კედლის ღერძამდე ( $l_1$ ), შუა ოთახების გარე კედლებისათვის კი—შიგა კედლების ღერძებს შორის ( $l_2$ ).

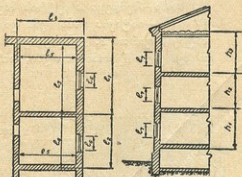
კედლის სიმაღლე შენობის პირველი სართულისათვის აიღება სარდაფის ან იატაკქვეშეთის გადახურვის ქვედა ზედაპირიდან მეორე სართულის სუფთა იატაკის დონემდე ( $h_1$ ). თუ პირველი სართულის იატაკი უშუალოდ გრუნტზეა განლაგებული, კედლის სიმაღლე აიღება პირველი სართულის სუფთა იატაკის დონიდან მეორე სართულის სუფთა იატაკის დონემდე. თუ პირველი სართულის იატაკი მოწყობილია წოლანებზე, მაშინ—იატაკის ქვეშ მოწყობილი მომზადების შრის ზემო დონიდან მეორე სართულის სუფთა იატაკის დონემდე.

შენობის შუა სართულის სადგომებისათვის კედლის სიმაღლე აიღება სუფთა იატაკიდან მის ზემოთ მდებარე სათავის სუფთა იატაკამდე ( $h_2$ ).

შენობის ზემო სართულის სადგომებისათვის კედლის სიმაღლე აიღება სუფთა იატაკიდან სასხვე-ნო გადახურვის საიზოლაციო ნაყარის ზემო დონემდე ( $h_3$ ).

3) კერისა და იატაკის ზედაპირები აიზომება სიგრძესა და სიგანეში. სიგანე აიღება გარე კედლის შიგა ზედაპირიდან მისი მოპირდაპირე შიგა კედლის ღერძამდე ( $l_6$ ), სიგრძე კი აიღება ორი მოპირდაპირე კედლის ღერძებს შორის ( $l_4$ ). კუთხის ოთახებში როგორც სიგანე, ისე სიგრძე აიღება გარე კედლის შიგა ზედაპირიდან მოპირდაპირე შიგა კედლის ღერძამდე ( $l_6$  და  $l_2$ ).

ამრიგად, ჩვენ გვაქვს ყველა საწყისი მონაცემი, რათა განვსაზღვროთ გადაძვრა კონსტრუქციების მიერ სითბოს კარგვა განტოლებით (29.2 ან 30.2).



ნახ. 7.11

## გრუნტზე განლაგებული იაგაკის თვალანაკარგები

( § 22 )

სამრეწველო და ზოგი საზოგადოებრივი შენობის პირველი სართულის ან გასათბობი სარდაფის იატაკი ხშირად განლაგებულია უშუალოდ გრუნტზე ან გრუნტზე მოწყობილ წოლანებზე. ასეთი იატაკებიდან სითბოს კარგვის ანგარიში დამოკიდებულია ბევრ ისეთ ფაქტორზე, რომელთა აღრიცხვაც წარმოადგენს განსაზღვრულ სიძნელეს.

თბოდანაკარგის განსაზღვრა გრუნტში დამოკიდებულია მის შედგენილობაზე, ტენიანობასა და გარე კედლის ზედაპირიდან დაშორების მანძილზე. გარე კედელთან ახლოს განლაგებული გრუნტის ზოლს მეტი თბოდანაკარგები ექნება, ვიდრე შენობის სიღრმეში განლაგებულ გრუნტის ზედაპირს.

გრუნტიდან თბოდანაკარგების განსაზღვრის სიძნელის გამო უშუალოდ გრუნტზე განლაგებული იატაკიდან (ცივი იატაკი) სითბოს დანაკარგების ანგარიში წარმოებს შიახლობითი მეთოდით, ანგარიშში პირობით თერბული წინალობის სიდიდის შეყვანით ოთხი ზონისათვის.

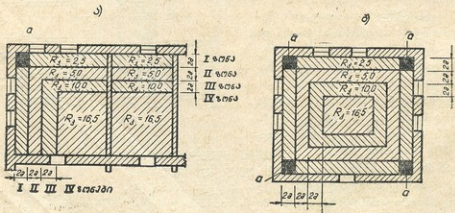
პირობითი თერბული წინალობის სიდიდეებად ყოველი ზონისათვის გამოვლინებული დაკვირვებებისა და ცდების შედეგად მიიღება:

I	ზონისათვის	—	$R_{იბგ}^I = 2,5$	მ <sup>2</sup> სთ. გრ/კვად
II	"		$R_{იბგ}^{II} = 5,0$	"
III	"		$R_{იბგ}^{III} = 10,0$	"
IV	"		$R_{იბგ}^{IV} = 16,5$	"

იატაკის ფართის დაყოფა ზონებად ხდება მე-8.II ნახაზის მიხედვით: I ზონა იქნება იატაკი, განლაგებული გარეთა კედლის გასწვრივ 2 მეტრის სიგანით შენობის სიღრმეში;

- II ზონა—შემდეგი 2 მეტრის სიგანის ზოლი (2-დან 4 მეტრამდე);
- III ზონა—შემდეგი 2 მეტრის სიგანის ზოლი (4-დან 6 მეტრამდე);
- IV ზონა—იატაკის დანაოჩენი ფართი.

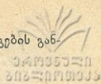
იატაკის ფართი  $a$ , განლაგებული გარე კედლების გადაკვეთის კუთხესთან და შემავალი I ზონის ზოლში, აიზომება ორჯერ, ვინაიდან აქ თბოდა-



ნახ. 8.II

ნაკარგების სიდიდე დანარჩენ ფართთან შედარებით მეტი იქნება. თუ იატაკი გრუნტზე განლაგებულია მიწის დონის ქვემოთ (ანუ გარე კედელი ჩაღრმავებულია მიწაში), მაშინ ზონების აზომვას აწარმოებენ მიწის გარე ნიშნულის ჩაღრმავებული გარე კედლის შიგა ზედაპირთან გადაკვეთის ადგილიდან (ე. ი. I ზონაში შევა კედლის შიგა ზედაპირის ის სიმაღლე, რომელიც იქნება მიწის გარე ნიშნულიდან იატაკამდე).

გრუნტზე განლაგებული იატაკის (ცივი იატაკი) თბოდანაკარგების განსასაზღვრავად ვიყენებთ ფორმულას:



$$Q_{\text{ი.ა.ბ}} = \left( \frac{F_{\text{I}}}{R_{\text{ი.ა.ბ}}^{\text{I}}} + \frac{F_{\text{II}}}{R_{\text{ი.ა.ბ}}^{\text{II}}} + \frac{F_{\text{III}}}{R_{\text{ი.ა.ბ}}^{\text{III}}} + \frac{F_{\text{IV}}}{R_{\text{ი.ა.ბ}}^{\text{IV}}} \right) (t_{\text{ა}} - t_{\text{ბ}}) \text{ კკალ/სთ, (45.2)}$$

სადაც

$F_{\text{I}}, F_{\text{II}}, F_{\text{III}}, F_{\text{IV}}$  — პირველი, მეორე, მესამე და მეოთხე ზონების ზოლების შესაბამისი ფართობია, მ<sup>2</sup>-ობით,

$R_{\text{ი.ა.ბ}}^{\text{I}}, R_{\text{ი.ა.ბ}}^{\text{II}}, R_{\text{ი.ა.ბ}}^{\text{III}}, R_{\text{ი.ა.ბ}}^{\text{IV}}$  — ამ ზოლების პირობითი თერმული წინაღობები.

ჩვენ მიერ ზემოთ განხილული იყო უშუალოდ გრუნტზე მოწყობილი იატაკის (ცივი იატაკი) მიერ თბოდანაკარგების განსაზღვრა, მაგრამ ხშირად გრუნტსა და იატაკს შორის ეწყობა „თბილი“ მასალის ზოლი. ასეთი იატაკებისათვის თბოდანაკარგების სიდიდე ნაკლებია და იანგარიშება განტოლებით:

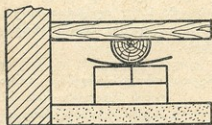
$$R_{\text{თ. ი.ა.ბ}} = R_{\text{ი.ა.ბ}} + \Sigma \frac{\delta}{\lambda} \text{ მ}^2 \text{ სთ. გრ/კკალ, (46.2)}$$

სადაც

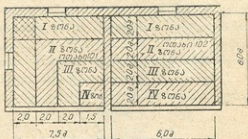
$R_{\text{თ. ი.ა.ბ}}$  — თბილი იატაკის თერმული წინაღობაა,

$R_{\text{ი.ა.ბ}}$  — შესაბამისი ზონის პირობითი თერმული წინაღობა,

$\frac{\delta}{\lambda}$  — თბილი მასალის ნაფენის თერმული წინაღობა.



ნახ. 9.II



ნახ. 10.II

წოლანებზე განლაგებული იატაკის (ნახ. 9.II) თერმული წინაღობა იანგარიშება იმავე განტოლებით (46.2) ოღონდ მასში შეგვყავს შემასწორებელი მამრავლი 0,85.

**მაგალითი:** განსაზღვროთ სითბოს კარგვა გრუნტზე მოწყობილი ცივი იატაკიდან № 1 და 2 ოთახებისათვის (ნახ. 10.II).

საანგარიშო ტემპერატურათა სხვაობა  $t_{\text{ა}} - t_{\text{ბ}} = 25^{\circ}$ .

ოთახი № 1. I ზონის იატაკის ფართი  $F_{\text{I}} = 2 \cdot 7,5 + 2 \cdot 8 = 31 \text{ მ}^2$  (გარე კუთხესთან განლაგებული იატაკის ფართი აიღება ორჯერ);

II ზონის იატაკის ფართი  $F_{\text{II}} = 2 \cdot 5,5 + 2 \cdot 4 = 19 \text{ მ}^2$ ;

III ზონის " "  $F_{\text{III}} = 2 \cdot 3,5 + 2 \cdot 2 = 11 \text{ მ}^2$ ;

IV " " "  $F_{\text{IV}} = 2 \cdot 1,5 = 3 \text{ მ}^2$ .

მიღებულ სიდიდეებსა და მათ შესაბამის თერმულ წინაღობებს თუ ჩავსვამთ ფორმულაში (45.2) მივიღებთ:

$$Q_{ით} = \left( \frac{31}{2,5} + \frac{19}{5} + \frac{11}{10} + \frac{3}{16,5} \right) 26 = 455 \text{ კკალ/სთ.}$$

ოთახი № 2. იატაკის ზონების ფართობია:

$$F_I = 2 \cdot 6 = 12 \text{ მ}^2; \quad F_{II} = 12 \text{ მ}^2; \quad F_{III} = 12 \text{ მ}^2 \text{ და } F_{IV} = 12 \text{ მ}^2.$$

იატაკიდან თბოდანაქარგი იქნება:

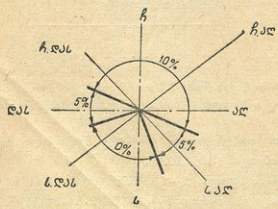
$$Q_{ით} = \left( \frac{12}{2,5} + \frac{12}{5} + \frac{12}{10} + \frac{12}{16,5} \right) \cdot 26 = 237 \text{ კკალ/სთ.}$$

**დანამატები ნორმალურ თბოდანაქარგვზე** § 23

განტოლებებიდან (29.2 და 30.2) ჩანს, რომ მათში არ არის გათვალისწინებული ზოგიერთი დამატებითი ფაქტორი, რომლებიც არსებით გავლენას ახდენენ სათავსის თბოდანაქარგების სიდიდეზე. ამ ფაქტორებიდან აღსანიშნავია: ა) შენობაზე ქარის ზეგავლენა, ბ) შენობის ორიენტაცია მზარების მიმართ, გ) ცალკეული სათავსების სიმაღლეები, დ) გარეთა კარებიდან სათავსში ცივი ჰაერის შეჭრა, ე) ცივი ჰაერის შეფონვა სამშენებლო ღრიტოებიდან.

შენობაზე ქარის ზემოქმედების შედეგად სითბოს დანაქარგის დანამატს იღებენ ქარის სიჩქარის მიხედვით, ასე მაგალითად, იმ ადგილისათვის, სადაც ქარის სიჩქარე აღწევს 5 მ/წმ და შენობა დაცულია ქარის ზემოქმედებისაგან, დანამატი აიღება უმთავრესი თბოდანაქარგის 5%; თუ შენობა არ არის დაცული ქარისაგან, მაშინ დანამატი აიღება 10%. თუ ქარის სიჩქარე აღწევს 10 მ/წმ, მაშინ აღნიშნული დანამატები ორჯეცდება, ხოლო როდესაც ქარის სიჩქარე აღემატება 10 მ/წმ—სამჯეცდება.

შენობის ორიენტაციაზე დანამატები კეთდება კედლების, ფანჯრების, კარების და დახრილი უსხვეწო გადახურვების თბოდანაქარგებზე. დანამატების სიდიდეები (იხ. ნახ. 11. II) აიღება 10%, როდესაც ორიენტაცია არის ჩრდილოეთი, ჩრდილო-აღმოსავლეთი, ჩრდილო-დასავლეთი და აღმოსავლეთი. დასავლეთზე და სამხრეთ-აღმოსავლეთზე დანამატი აიღება 5%, სამხრეთზე და სამხრეთ-დასავლეთზე დანამატი არ კეთდება.



ნახ. 11. II

სამოქალაქო დანიშნულების შენობების იმ სათავსებში, რომელთა სიმაღლეც აღემატება 4 მეტრს, ითვალისწინებენ დანამატებს ამ სათავსის თბოდანაქარგის 2% სიმაღლის ყოველ 1 მეტრზე, 4 მეტრის შემთხვევაში (მაგრამ არა უმეტეს 15%—სულ). აქ დანამატი კეთდება იმიტომ, რომ

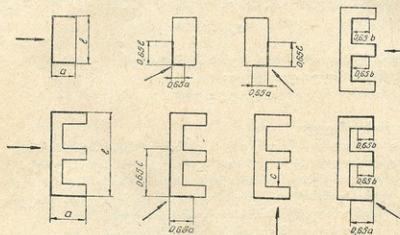




განისაზღვრება კარების, ფანჯრების, შუქფანრებისა და სხვა გასაღები მოწყობილობების ჭურჭუტანების სიგრძის მიხედვით. ანგარიშში მხედველობაში მიიღება შენობის პერიმეტრის ნახევრის იმ კარების და ფანჯრების ჭურჭუტანების სიგრძეები, რომლებიც განლაგებულია გაბატონებული ქარის მხარეს (იხილეთ ნახ. 12.II აქ მსხვილი ხაზით აღნიშნულია ანგარიშში მისაღები შენობის პერიმეტრის ნახევარი, ხოლო ისრებით—გაბატონებული ქარის მიმართულება).

ჭურჭუტანების სივანედ ფანჯრებისა და ფარნებისათვის შეიძლება მიღებული იქნეს 1,5 მმ, ხოლო კარებისა და ალაყაფის კარებისათვის—3 მმ.

ხის ალათებიანი ცალმაგი ფანჯრებისა და ფარნების 1 მეტრის სიგრძის ჭურჭუტანიდან შენობაში შესული ჰაერის რაოდენობა იქნება: როდესაც ქარის სიჩქარე უდრის 1 მ/წმ—4 მ<sup>3</sup>/სთ, როდესაც ქარის სიჩქარე



ნახ. 12.II

რეა 2 მ/წმ—6,5 მ<sup>3</sup>/სთ, როდესაც ქარის სიჩქარეა 3 მ/წმ—8 მ<sup>3</sup>/სთ, როდესაც ქარის სიჩქარეა 4 მ/წმ—9 მ<sup>3</sup>/სთ და როდესაც ქარის სიჩქარეა 5 მ/წმ—12,5 მ<sup>3</sup>/სთ.

ორმაგი ფანჯრებისათვის ჰაერის რაოდენობის ზემოთ მოყვანილი სიდიდეები მრავლდება მამრავლზე—0,5, ლითონის ალათებიანი ცალმაგმინიანი ფანჯრებისათვის—0,65, ორმაგმინიანი ფანჯრებისათვის—0,33.

ქიშკრებისა და კარების ჭურჭუტანებისათვის ჰაერის რაოდენობა აიღება ორჯერ მეტი, ვიდრე ხის ალათებიანი ცალმაგი ფანჯრებისა და ფარნებისათვის.

შენობაში ინფილტრაციის შედეგად შემოსული ჰაერის გასათბობად საჭირო სითბოს რაოდენობა ( $Q_{inf}$ ) იანგარიშება ფორმულით:

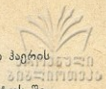
$$Q_{inf} = c(t_3 - t_6) \Sigma L G_{inf} \quad (48.2)$$

სადაც

$C$  ჰაერის კუთრი სითბოტევადობაა და უდრის 0,24 კკალ/კგ °C;

$t_3$  და  $t_6$ —შივა და გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურები (აიღება II და IV დანართის ცხრილიდან),

$\Sigma L$  — ყველა ჭურჭუტანის სიგრძე, მ-ობით;



G<sub>ინფ</sub> — ერთი გრძივი მეტრი ღრიალადან ინფილტრაციით შემოსული ჰაერის რაოდენობაა კვ/სთ და აღემატება 9.II ცხრილიდან.

ამ ფორმულით გამოთვლილი სითბოს რაოდენობა უნდა დაემატოს შენობის საერთო თბოდანაკარგებს.

ცხრილი 9.II

კარებისა და ფანჯრების ჰუმპრუტანიებიდან ინფილტრაციით შემოსული ჰაერის რაოდენობა

ჰუმპრუტანის განლაგების ადგილი	ჰაერის რაოდენობა G ინფ. კვ/სთ შემოსული 1 გრ მ ჰუმპრუტანიდან, როდესაც ქარის სიჩქარე v მ/წმ არის				
	1-მდე	2	3	4	5
ხის ალათებიანი ცალმაგი ფანჯრებისა და ფარნებისათვის	5,60	9,10	11,20	12,60	17,50
ლითონის ალათებიანი ცალმაგი ფანჯრებისა და ფარნებისათვის	2,48	3,90	4,80	5,45	7,65
ხის ალათებიანი ორმაგი ფანჯრებისა და ფარნებისათვის	2,80	4,55	5,60	6,30	8,75
ლითონის ალათებიანი ორმაგი ფანჯრებისა და ფარნებისათვის	1,25	1,98	2,44	2,78	3,90
კარებისა და კიშკრებისათვის	11,20	18,20	22,40	25,20	35,00

**შენობის თბოდანაკარგების განსაზღვრა**

*Handwritten signature or mark*

§ 24

თბოდანაკარგების საანგარიშოდ აუცილებელია გვექონდეს შენობის ტემპერატურის პროექტის შემდეგი სამშენებლო ნახაზები: განაშენიანების რაიონის გენერალური გეგმა, რომელშიც ნაჩვენებია იქნება შენობების ორიენტაცია მხარეების მიმართ და მშენებლობის რაიონის ადგილმდებარეობა; სართულების გეგმები და შენობის პრილეგი გადამლობი კონსტრუქციებისა და სათავსების დასახელებით.

აღნიშნული საწყისი მასალების მიხედვით განისაზღვრება გარე საანგარიშო ტემპერატურა  $t_3$  და შიგა საანგარიშო ტემპერატურები  $t_2$  შენობის ცალკეული სათავსებისათვის. შემდეგ ანგარიშობენ გადამლობი კონსტრუქციების (გარე კედლების, ფანჯრების, სასხვენო და სარდაფის გადახურვების და სხვ.) თერმულ წინაღობებს R და თბოგადაცემის კოეფიციენტებს  $K = \frac{1}{R}$

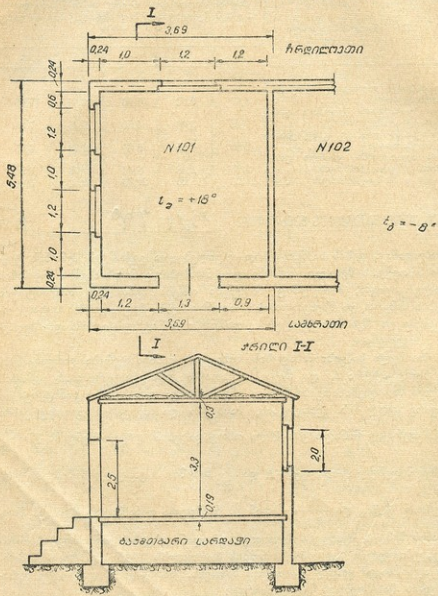
ადარებენ მიღებულ სიდიდეებს R და  $\frac{1}{R}$  ნორმით გათვალისწინებულ მო-

თხოვნებთან  $\left( R_{საგ} \text{ და } \frac{1}{R_{საგ}} - \text{თან} \right)$ , რომელთა თანახმადაც  $R \geq R_{საგ}$ . მხოლოდ ამის შემდეგ შეიძლება შევუდგეთ თბოდანაკარგების განსაზღვრას, რისთვისაც, უპირველეს ყოვლისა, შენობის სართულის გეგმებზე რიგითი ნომრებით აღნიშნავენ ყოველ ვასათობ სათავსს. სათავსების დანომვრა მოსახერხებელია წარმოებდეს შემდეგნაირად:

პირველი სართულის გეგმაზე არსებული სათავსების დანომვრას იწყებენ 101 ნომრიდან, მეორე სართულის სათავსებისას—201-დან, მესამესი—301-დან და ა. შ. ყოველი კიბის უჯრედს ნომრადენ რომაული ციფრებით I, II ან ასოებით A, B და ა. შ., რომელიც გაყვება მათ ყოველ სართულზე, რად-

განაც კიბის უჯრედებიდან თბოდანაქარგები იანგარიშება შენობის მთელ სი-  
მაღლეზე ერთად და არაცალკეული სართულებისათვის. ანგარიშის პროცეს-  
ში მიღებული მონაცემები შეაქვთ სპეციალურ ბლანკში, რომლის ფორმაც  
მოცემულია ქვემოთ (იხ. ცხრილი 10.II).

თბოდანაქარგების ანგარიშის მიმდინარეობა განვიხილოთ მაგალითით.  
მაგალითი. განვსაზღვროთ თბოდანაქარგები პირველ სართულზე განლა-  
გებული № 101 საცხოვრებელი ოთახისათვის (იხ. ნახ. 13.II). შენობა შენ-



ნახ. 13.II

დება ქ. თბილისში. გარე კედლები ამოყვანილია არტყვის ტუფით, შიგნითა  
შელესვა კეთდება კირით  $\delta = 0,02$  მ.



სასხვენო გადახურვის კონსტრუქცია არის მე-3.II ნახაზზე ნაჩვენების ანალოგიური, გაუმთბარი სარდაფის გადახურვის კონსტრუქცია მოცემულია მე-14.II ნახაზზე.

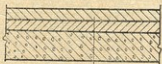
პირველად ვსაზღვრავთ გადამღობი კონსტრუქციების საჭირო თერმულ წინაღობას, ამისათვის მე-3 ცხრილიდან ვპოულობთ შიგა ჰაერისა და კონსტრუქციის შიგა ზედაპირების ტემპერატურათა დასაშვებ სხვაობებს, რომლებიც საცხოვრებელი სახლების კედლებისათვის არის  $6^{\circ}$ , სასხვენო გადახურვებისათვის  $4,5^{\circ}$ , იატაკისათვის  $2,5^{\circ}$ .

ფორმულით (42.2) ვსაზღვრავთ კედლის საჭირო თერმულ წინაღობას

$$R_{\text{საჭ}} = \frac{18 - (-8)}{6} \cdot 0,133 = \frac{26 \cdot 0,133}{6} = 0,575 \text{ მ}^2 \text{ სთ გრ/კვად}$$

ვსაზღვრავთ არტეკის ტუფით ამოყვანილი კედლის აუცილებელ სისქეს და მხედველობაში ვიღებთ შედეგს.

$$0,575 = \frac{1}{7,5} + \frac{\delta}{0,4} + \frac{0,02}{0,6} + \frac{1}{20}$$



სის იატაკი  $\delta = 0,02$   
 კვადრატული მეტრი  $\delta = 0,05$   
 კონსტრუქციის შიგა  $\delta = 0,08$

ნახ. 14.II

საიდანაც

$$\delta = 0,15 \text{ მ.}$$

ვსაზღვრავთ კედლის პირობით სისქეს, ამისათვის I დანართიდან ვიღებთ ამ კედლის შემადგენელი მასალების თბოტევადობებისა და თბოგამტარობის კოეფიციენტების მნიშვნელობებს და ვსვამთ ფორმულაში (44.2);

$$D = \frac{0,15}{0,4} \cdot 5,25 + \frac{0,02}{0,6} \cdot 7,05 = 2,2 < 4,0,$$

ე. ი. განხილული კედელი მიეკუთვნება მჩატე კატეგორიას, ამიტომ თერმული წინაღობის განსაზღვრავ ფორმულაში შეგვყავს შემასწორებელი მაშრაველი  $m = 1,2$ , საბოლოოდ გვექნება

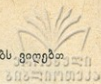
$$R_{\text{საჭ}} = 0,575 \cdot 1,2 = 0,69 \text{ მ}^2 \text{ სთ. გრ/კვად}$$

აქედან თბოგადაცემის კოეფიციენტი იქნება  $k = \frac{1}{R} = 1,45 \text{ კვად/მ}^2 \text{ სთ. გრ}$  გადავიანგარიშით კედლის სისქე

$$0,69 = \frac{1}{7,5} + \frac{\delta}{0,4} + \frac{0,02}{0,6} + \frac{1}{20}$$

აქედან კედლის სისქე  $\delta = 0,19 \text{ მ.}$

მაგრამ ამ სისქის კედელს ვერ ავიღებთ, რადგანაც ნორმების თანახმად ქ. თბილისისათვის (ადგილი სადაც ვაშენებთ შენობას) რომლის ზაფხულის ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურა  $t_{\text{აშ}} = 29,1^{\circ}$ . თბური ინერციის მახასიათებელი  $D$  მინიმუმ 3 უნდა იყოს, რათა ზაფხულის პერიოდში არ მოხდეს სათავსების გადახურება. ამიტომ კედლის პირობითი სისქე უნდა გადავიანგა-



რომით თავიდან ფორმულით  $D=R_1 \cdot S_1 + R_2 S_2$  ( $S$ -ის მნიშვნელობებს ვიღებთ I დანართიდან).

$$3 = \frac{\delta}{0,4} \cdot 5,25 + \frac{0,02}{0,6} \cdot 7,05.$$

აქედან კედლის სისქე შეღესვის გარეშე იქნება  $\delta = 0,22$  მ.  
გადავიანგარიშით ფაქტიური თერმული წინაღობა

$$R = \frac{1}{7,5} + \frac{0,22}{0,4} + \frac{0,02}{0,6} + \frac{1}{20} = 1,06 \text{ მ}^2 \text{ სთ. გრ/კკალ.}$$

აქედან

$$k = \frac{1}{R} = 0,95 \text{ კკალ/სთ.}$$

მე-3.II ნახაზზე მოცემული სასხვენო გადახურვის საშუალო თერმული წინაღობა და თბოგაცემის კოეფიციენტი ჩვენს მიერ ადრე იყო გამოთვლილი და ამიტომ ვტოვებთ უცვლელად:

$$R_{336} = 1,15 \text{ მ}^2 \text{ სთ. გრ/კკალ და}$$

$$k = \frac{1}{R} = 0,86 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ. გრ.}$$

ქ. თბილისისათვის სასხვენო გადახურვის საჭირო პირობითი სისქე ზაფხულისათვის ნორმირებულია და უდრის 3-ს (იხ. ცხრილი 8.II).  
გისინჯავთ გადახურვის მინიმალურ სისქეს 1—1 კვეთში

$$D = \frac{\delta_1}{\lambda_1} \cdot S_1 + \frac{\delta_2}{\lambda_2} \cdot S_2 = 0,8 \cdot 3,4 + 0,07 \cdot 13,45 = 3,66 > 3.$$

ვსაზღვრავთ მე-14.II ნახაზზე მოცემული სარდაფის გადახურვის თერმულ წინაღობას

$$R = \frac{1}{7,5} + \frac{0,04}{0,3} + \frac{0,05}{0,11} + \frac{0,08}{1,4} + \frac{1}{10} = 0,88 \text{ მ}^2 \text{ სთ. გრ/კკალ.}$$

შემდეგ ვსაზღვრავთ სარდაფის გადახურვის პირობით სისქეს

$$D = 0,133 \cdot 5,05 + 0,45 \cdot 1,69 + 0,06 \cdot 13,45 = 2,24 < 4,0.$$

სარდაფის გადახურვის პირობითი სისქე  $D$  არ არის ნორმირებული, ამიტომ მიღებულ სიდიდეს ვტოვებთ უცვლელად.

განხილული სარდაფის გადახურვა მიეკუთვნება მზატე კატეგორიის კონსტრუქციებს, ამიტომ საჭირო თერმული წინაღობის განსასაზღვრავად ვიყენებთ ფორმულას (43.2). ამ ფორმულაში შემავალი მამრავლის  $m$  მნიშვნელობას გაუმთბარი სათავსების გადახურვებისათვის ვიღებთ ცხრილიდან (4.II) და რომელიც უდრის 0,75,  $m$  მნიშვნელობას ვიღებთ ცხრილიდან (5.II) —  $m = 1,0$ , დასაშვები სხვაობის  $\epsilon_a - \epsilon_b$  იატაკებისათვის ვიღებთ ცხრილიდან (3.II). ის ტოლია 2,5°-ს.

$$R_{333} = 0,133 \frac{[18 - (-8)] \cdot 0,75}{2,5} 1,0 = 1,04 \text{ მ}^2 \text{ სთ. გრ/კკალ.}$$

გადახურვის ფაქტიური თერმული წინაღობა ვერ აკმაყოფილებს იმ პირობას, რომ ის მეტი ან ტოლი უნდა იყოს საჭირო თერმული წინაღობისა.

თბილისის ქუჩების სიგრძის სტატისტიკა

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11-13			14	15
										11	12	13		
101	საბურთალოს რაიონი	მ.გ.	ბ. ბ.	3,60-3,79	14	18	26	0,95	346	10	5	5	79	416
		მ.გ.	ბ. ბ.	1,2-2,0	2,4	18	26	4,05	253	10	5	5	51	304
		ფ.ბ.	ბ. ბ.	5,49-3,79	20,8	18	26	0,95	513	5	5	5	77	540
		ფ.ბ.	ბ. ბ.	2(1,2-2,0)	4,8	18	26	4,05	505	5	5	5	75	580
		ს.ბ.	ბ. ბ.	3,60-3,79	14	18	26	0,95	346				34	380
		ს.ბ.	ფ. ბ. ბ.	1,3-2,5	8,25	18	26	3,05	258	-	-	-	26	294
		იატ.		3,45-5,0	17,25	18	26-0,4	0,95	172	-	-	-	-	172
		ჭრ.		3,45-5,0	17,25	18	26-0,9	0,80	347	-	-	-	-	347

პირობითი აღნიშვნები:

ბ. ბ.—ბარე კედელი, ფ. ბ.—ფართობი ფანჯარა, ფ. ბ. ბ.—ფართობი კარი, იატ.—იატაკი, ჭრ.—ჭერი.

შენიშვნა: თბილისის ქუჩებისა და ფანჯრების პირობითი აღნიშვნები იწვევა—თ. კარ. და მ. ფ.

ჩვენს შემთხვევაში  $R_{\text{გა}} = 0,88 < R_{\text{სა}} = 1,04$ , ამიტომ გავზარდოთ აზბესტოცემენტის თბოსაიზოლაციო შრის სისქე და გავიგოთ რა სისქისა უნდა იყოს ის.

$$R_{\text{სა}} = 1,04 = \frac{1}{7,5} + \frac{0,04}{0,3} + \frac{\delta}{0,11} + \frac{0,08}{1,4} + \frac{1}{10},$$

აქედან აზბესტოცემენტის შრის სისქე

$$\delta \approx 0,07 \text{ მ},$$

ანუ გადახურვის კონსტრუქციაში (იხ. ნახ. 14.II) აზბესტოცემენტის შრის სისქე 0,05 მ ნაცვლად უნდა ავიღოთ 0,07 მ. ამრიგად სარდაფის გადახურვისათვის საბოლოოდ გვექნება  $R = 1,04 \text{ მ}^2 \text{ სთ. გრ/კკალ}$  და  $k = \frac{1}{R} = \frac{1}{1,04} = 0,96 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ. გრ.}$

ერთმაგი ფანჯრებისა და გარეთ გამავალი ხის ერთმაგი კარებისათვის (იხ. ცხრილი 7.II)

$$\frac{1}{R_{\text{ფ}}} = 5 \text{ და } \frac{1}{R_{\text{კარ}}} = 4.$$

ჩვენ მიერ გამოთვლილი და ცხრილებიდან აღებული მნიშვნელობები შეგვაქვს თბოდანაკარგების საანგარიშო ბლანკის (იხ. ცხრილი 10.II) მე-9 სვეტში.

განხილულ მაგალითში იატაკისათვის ტემპერატურათა სხვაობა ( $t_a - t_g$ ) გადამრავლებულია მამრავლზე 0,4, რადგანაც იატაკი განლაგებულია გაუმთბარი სარდაფის ზემოთ (იხ. ცხრილი 4.II). ჰერისათვის ტემპერატურათა სხვაობა გამრავლებულია 0,9 მამრავლზე, რადგანაც სხვენის გადახურვა შესრულებულია ფურცლოვანი თუნუქით გაუხსოვებულ დალარტყვაზე.

მე-10 სვეტში ნაჩვენებია აღებული კონსტრუქციის თბოდანაკარგები, რაც გამოითვლება მე-6, 8 და 9 სვეტების მონაცემების ერთმანეთზე გადამრავლებით. მე-10 სვეტში მოცემულ თბოდანაკარგებს ეწოდება ნორმალური თბოდანაკარგები. მათ ემატება 11, 12 და 13 სვეტებში მოცემული ე. წ. დანმატები და საბოლოოდ მე-15 სვეტში იწერება საერთო თბოდანაკარგები.

ცალკეული სათავსების თბოდანაკარგების შეკრებით მიიღება შენობის მთლიანი თბოდანაკარგი.

## შენობის კუთრი თბური მახასიათებელი

§ 25

შენობის კუთრი თბური მახასიათებელი ეწოდება შენობის 1 მ<sup>2</sup> მოცულობაზე მოსულ სითბოს კარგვას კვადრატულ სივრცეში 1 საათის განმავლობაში, როდესაც სხვაობა შიგა და გარე ჰაერის ტემპერატურებს შორის 1° ტოლია.

თუ V მ<sup>3</sup> მოცულობის შენობის საერთო თბოდანაკარგებია Q კკალ/სთ, როდესაც ტემპერატურათა სხვაობაა შიგა და გარე ჰაერს შორის  $\Delta t$ , მაშინ შენობის თბური მახასიათებელი იქნება:

$$q = \frac{Q}{V \Delta t} \text{ კკალ/მ}^3 \text{ სთ. გრ.} \quad (49.2)$$





საორენტაციო ანგარიშისთვის თბური მახასიათებლის სიდიდე საყოფაცხოვრებო და საზოგადოებრივი დანიშნულების შენობებისათვის შეიძლება განისაზღვროს ემპირიული ფორმულით

$$q = \frac{1,6}{\sqrt{0,167}} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ. გრ.} \quad (50.2)$$

საყოფაცხოვრებო და საზოგადოებრივი დანიშნულების შენობებისათვის თბური მახასიათებლების გამოთვლილი ნიშნულები, შენობების მოცულობის მხედველობაში მიღებით, მოცემულია ცხრილში 11.II. ანგარიშით მიღებული სიდიდეები უნდა შეესაბამებოდეს ამ სიდიდეებს. შენობის თბური მახასიათებლის სიდიდის ცოდნა გვესაჭიროება აგრეთვე შენობის თბოდანაკარგების გამსხვილებული საზომით განსაზღვრისას.

ცხრილი 11 II

საცხოვრებელი და საზოგადოებრივი შენობების კუთრი თბური მახასიათებლები

შენობის დასახელება	სამშენებლო მოცულობა V ათას მ <sup>3</sup>	კუთრი თბური მახასიათებლები კკლ/მ <sup>2</sup> სთ. გრ	
		გათბობისათვის q <sub>გ</sub>	ვენტილაციისათვის q <sub>ვენ</sub>
საცხოვრებელი შენობები, სასტუმროები და საერთო საცხოვრებლები	3-მდე 5 10 15 20 25 30	0,42 0,34 0,33 0,31 0,29 0,28 0,27	— — — — — — —
ადმინისტრაციული შენობები	30-ზე მეტი	0,26	—
	5-მდე	0,49	0,09
	10 15	0,38 0,38	0,08 0,07
კლუბები	15-ზე მეტი	0,32	0,18
	5-მდე 10	0,37 0,33	0,25 0,23
კინოთეატრები	10-ზე მეტი	0,30	0,20
	5-მდე 10	0,36 0,32	0,43 0,39
	10-ზე მეტი	0,30	0,38
თეატრები	10-მდე 15 20 30	0,29 0,27 0,22 0,20	0,41 0,40 0,38 0,36
	30-ზე მეტი	0,18	0,34
	5-მდე 10	0,38 0,33	— 0,08
საბავშვო ბაღები და ბაგები	10-ზე მეტი	0,31	0,23
	5-მდე 5-ზე მეტი	0,38 0,34	0,11 0,10
	5-მდე 10	0,39 0,35	0,09 0,08
უნაღესი სასწავლო დაწესებულებანი და ტექნიკუმები	10-ზე მეტი	0,33	0,07
	10-მდე 15 20	0,35 0,34 0,30	— 0,10 0,08
	20-ზე მეტი	0,24	0,08
პოლიკლინიკები, ამბულატორიები, დისპანსერები, საავადმყოფოები	5-მდე 10 15	0,40 0,36 0,32	— 0,25 0,23
	15-ზე მეტი	0,30	0,22

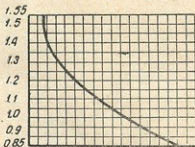


შენობის მიერ სითბოს კარგვის გაანგარიშება დიდ სირთულეს არ წარმოადგენს, მაგრამ ძალიან შრომატევადია და მოითხოვს დიდ დროს. ამიტომ მიზანშეწონილია ამ გაანგარიშების გამარტივება.

ზოგიერთი ტიპის შენობებისათვის, რომლებსაც აქვთ უბრალო კონფიგურაცია და სტანდარტული შემომლობავი კონსტრუქციები, ასეთი გამარტივება მთლიანად დასაშვებია და გამართლებულია.

გარდა ამისა ცენტრალური თბომომარაგების სისტემების დაპროექტებისას ხშირად აუცილებელია არსებული და ახლად ასაშენებელი ობიექტების თბური დატვირთვების ცოდნა, ვინაიდან მხოლოდ თბური დატვირთვების განსაზღვრის შემდეგ შეიძლება მივიღოთ თბური ქსელების გეზნიშვნის სწორი გადაწყვეტა, თბური ცენტრების ადგილმდებარეობის სწორად შერჩევა, და აგრეთვე საჭირო დანადგარებისა და მოწყობილობების რაოდენობის დადგენა.

Q ათაფიცინი



-5 -10 -15 -20 -25 -30 -35 -40 -45 -50 t გ

ნახ. 15.11

სითბოს ხარჯი  $Q$  კკალ/სთ გათბობაზე და ვენტილაციაზე საცხოვრებელი და საზოგადოებრივი დანიშნულებისათვის შეიძლება განსაზღვრულ იქნეს დამსხვილებუ-

ლი საზომით (შენობის კუთრი თბური მახასიათებლის  $q$ -ს მხედველობაში მიღებით) შემდეგი ფორმულით:

$$Q = [aq_6(t_3 - t_2^3) + q_5(t_3 - t_2^3)]V \quad (51.2)$$

სადაც

$V$  — შენობის სამშენებლო მოცულობაა, მ<sup>3</sup>;

$q_6$  და  $q_5$  — შენობის გათბობის და ვენტილაციის კუთრი თბური მახასიათებლები კკალ/მ<sup>3</sup> სთ. გრ და აიღება 11.II ცხრილიდან;

$t_3$  — გასათბობი სათავსების ჰაერის საშუალო ტემპერატურა გრ-ობით და აიღება IV დანართიდან;

$t_2^3$  და  $t_2^5$  — გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურებია გათბობისა და ვენტილაციის დაგეგმარებისათვის, გრ-ობით და აიღება II დანართიდან;

$a$  — კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს კუთრი თბური მახასიათებლის ცვალებადობას ხვედასხვა კლიმატურ პირობებისათვის ( $t_3$ ). კოეფიციენტი  $a$  აიღება მე-15.II ნახაზზე მოცემული გრაფიკიდან.

**მაგალითი:** განსაზღვროთ სითბოს ხარჯი გათბობისა და ვენტილაციისათვის კინოთეატრის შენობისათვის ქ. თბილისში თუ:  $V=20000$  მ<sup>3</sup>;  $t_3 = 16^\circ$ ;  $t_2^3 = -8^\circ$ ;  $t_2^5 = -2,6^\circ$ ;  $a=1,5$  (იხ. გრაფიკი ნახაზი 15.II).

მე-11.II ცხრილიდან ვიღებთ შესაბამის კუთრი თბურ მახასიათებლებს  $q_6=0,3$ ;  $q_5=0,38$  და ვსვამთ ფორმულაში (51.2), მივიღებთ:

$$Q = [1,5 \cdot 0,3(16+8) + 0,38 \cdot (16+2,6)] \cdot 20000 = 357400 \text{ კკალ/სთ.}$$

გარე ჰაერის გარკვეული ტემპერატურისას ( $t_g$ ) შიგა ჰაერის ტემპერატურის ( $t_a$ ) მუდმივობის შენარჩუნება შეიძლება სათავსში სითბოს გამცემი სათბობი ხელსაწყოების განლაგებით, რომლებიც გამოყოფენ სითბოს იმდენსავე რაოდენობას, რამდენსაც სათავსი კარგავს გარემოში.

ხელსაწყოების თბოგაცემის შედეგად გადამლობი კონსტრუქციების შიგა ზედაპირზე დამყარდება გარკვეული ტემპერატურა.

გარე გადამლობი კონსტრუქციის 1 მ<sup>2</sup> ზედაპირზე 1 საათის განმავლობაში სათბობი ხელსაწყოების მიერ გადაცემული სითბოს რაოდენობა არის ის თბური ნაკადი, რომელიც განსაზღვრავს სათავსის თბურ რეჟიმს. თუ თბური ნაკადის სიდიდე ცვალებადია დროის მონაკვეთში, მაშინ ადვილი ექნება როგორც გადამლობი კონსტრუქციების ზედაპირების, ისე სათავსის ჰაერის ტემპერატურების მერყეობას. ამ რხევათა სიდიდე დამოკიდებულია არამარტო სათბობი ხელსაწყოების თბოგაცემის ცვალებადობაზე, არამედ სათავსის თბურ მდგრადობაზეც.

სათავსის თბურ მდგრადობაში იგულისხმება გადამლობი კონსტრუქციებისა და სათავსში განლაგებული ავეჯის უნარი თბური ნაკადის სიდიდის ცვალებადობისას შეიმციროს ტემპერატურათა რხევები გადამლობი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირზე  $t_a$ .

თბური ნაკადის ცვალებადობა ხდება ლუმელური გათბობისას ლუმელების პერიოდულად დანთების შემთხვევაში და აგრეთვე ცენტრალური სათბობი სისტემების გამოყენებისას, როდესაც სისტემა მუშაობს შესვენებით.

პერიოდული დანთების ლუმელები სითბოს მაქსიმალურ რაოდენობას გამოყოფენ უშუალოდ მათი დანთების შემდეგ პირველ საათებში, ხოლო მინიმალურს— ლუმელის მეორედ დანთების წინ.

ცენტრალური სისტემების სათბობი ხელსაწყოები სითბოს მაქსიმალურ რაოდენობას გამოყოფენ ქვაბების დანთების პერიოდის გათავების შემდეგ, ხოლო მინიმალურს— ქვაბების გამეორებით დანთების წინ.

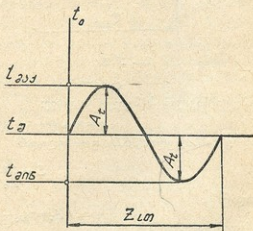
ხელსაწყოების თბოგაცემა ლუმელების ან ქვაბების ერთი დანთებიდან მეორე დანთებასდე იცვლება ჰარმონიული მრუდისებურად.

თუ ხელსაწყოს საშუალო თბოგაცემა უდრის  $Q$ , მაშინ დანთებიდან დანთებამდე ის მაქსიმალური თბოგაცემიდან  $Q_{max}$  იცვლება მინიმალურამდე  $Q_{min}$  ანავე დროს

$$Q_{max} = Q + A_Q$$

და

$$Q_{min} = Q - A_Q$$



ნახ. 16.II

სადაც

$A_Q$  ხელსაწყოების თბოგაცემის რხევების ამპლიტუდაა, კკალ/სთ-ობით. შეიძლება ჩაითვალოს, რომ სათბობი ხელსაწყოების თბოგაცემის რხევებს მოჰყვება სათავისის შიგა ჰაერის ტემპერატურის სერყეობა, რომელიც ერთი დანთებიდან მეორე დანთებამდე არსებულ პერიოდში იცვლება  $t_{\text{მაკ}} = t_2 + A_t$  დან  $t_{\text{მინ}} = t_2 - A_t$  მდე ზღვრებში.

აქ  $A_t$  — არის შიგა ჰაერის ტემპერატურის რხევის ამპლიტუდა, გრ-ობით და იცვლება სინუსოიდურად (იხ. ნახ. 16 II).

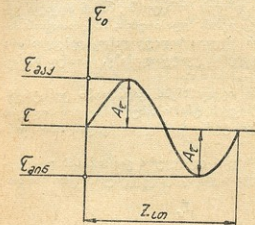
მიაჩნიათ, რომ ჰაერისა და თბური ნაკადის ტემპერატურათა მაქსიმალური და მინიმალური მერყეობა შეესაბამება გადანაღობი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირის მაქსიმალურ და მინიმალურ ტემპერატურებს და მათი ცვალებადობაც სინუსოიდურად მიმდინარეობს (იხ. ნახ. 17.II) ე. ი.  $\tau_{\text{მაკ}} = \tau + A_\tau$  და  $\tau_{\text{მინ}} = \tau - A_\tau$ .

აქ  $A_\tau$  გადანაღობი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირის ტემპერატურის მერყეობის ამპლიტუდაა, გრ-ობით.

გადანაღობი კონსტრუქციის 1 მ<sup>2</sup> შიგა ზედაპირის მიერ 1 საათის განმავლობაში შეთვისებული სითბოს რაოდენობა, ანუ თბური ნაკადის სიდიდეც ცვალებადი იქნება:

$q_{\text{მაკ}} = \alpha_{\text{გეთ}}(t_{\text{მაკ}} - \tau_{\text{მაკ}})$  კკალ/მ<sup>2</sup> სთ; და

$q_{\text{მინ}} = \alpha_{\text{გეთ}}(t_{\text{მინ}} - \tau_{\text{მინ}})$  კკალ/მ<sup>2</sup> სთ;



ნახ. 17.II

თბური ნაკადის საშუალო სიდიდე:

$$q = \alpha_{\text{გეთ}}(t_2 - \tau) \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ;}$$

აღრე განხილული (36.2) ფორმულიდან

$$S = \frac{A_q}{A_\tau}$$

სადაც

$$A_\tau = \tau_{\text{მაკ}} - \tau_2;$$

აქედან გამომდინარე,

$$A_q = S(\tau_{\text{მაკ}} - \tau_2)$$

აღრე განხილული (34.2) ფორმულიდან

$$A_q = q_{\text{მაკ}} - q = \alpha_{\text{გეთ}}(t_{\text{მაკ}} - \tau_{\text{მაკ}}) - \alpha_{\text{გეთ}}(t_2 - \tau_2),$$

აქედან შეიძლება სითბოს შეთვისების ფორმულა დაიწეროს შემდეგნაირად:

$$S(\tau_{\text{მაკ}} - \tau_2) = \alpha_{\text{გეთ}}(t_{\text{მაკ}} - \tau_{\text{მაკ}} - t_2 + \tau_2)$$

ამ ფორმულის ორივე მხარის გაყოფით  $\alpha_{\text{გეთ}}$ -ზე და  $\tau_{\text{მაკ}} - \tau_2$  სიდიდის ფრჩხილებს გარეთ გამოტანით მივიღებთ:

$$\left(\frac{S}{\alpha_{\text{გეთ}}} + 1\right)(\tau_{\text{მაკ}} - \tau_2) = t_{\text{მაკ}} - t_2;$$



მაგრამ

$$\tau_{\text{მავ}} - \tau_0 = \frac{A_q}{S},$$

და ამიტომ

$$\left( \frac{S}{\alpha_{\text{მავ}}} + 1 \right) \frac{A_q}{S} = \tau_{\text{მავ}} - \tau_0 = A_t,$$

აქედან

$$A_q \left( \frac{1}{\alpha_{\text{მავ}}} + \frac{1}{S} \right) = A_t,$$

ამრიგად

$$A_q = \frac{A_t}{\frac{1}{\alpha_{\text{მავ}}} + \frac{1}{S}} \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ,}$$

თუ  $\frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{მავ}}} + \frac{1}{S}}$  აღვნიშნოთ  $B$ -თი, მივიღებთ:

$$\frac{A_q}{A_t} = B \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ. გრ.} \quad (52.2)$$

გადამლობი კონსტრუქციის ზედაპირის სითბოს შთანთქმის კოეფიციენტი  $B$  გვიჩვენებს, თუ რას უდრის  $1 \text{ მ}^2$  ზედაპირზე მოსული თბური ნაკადის რხევის ამპლიტუდა, როცა ჰაერის ტემპერატურის მერყეობის ამპლიტუდა  $A_t = 1^\circ$ .

სათავისი ყველა გადამლობი კონსტრუქციის ზედაპირების მიერ შთანთქმული თბური ნაკადის რხევის ამპლიტუდა, რომელიც ტოლია გამთბობი ხელსაწყოების თბოგაცემის რხევის ამპლიტუდისა ( $A_Q$ ), შეიძლება ნაპოვნი იქნეს, თუ განვსაზღვრავთ ყველა გადამლობი კონსტრუქციის სითბოს შთანთქმის კოეფიციენტის  $B$  სიდიდეებს, გადავამრავლებთ მათი შესაბამისი გადამლობაზე კონსტრუქციების ზედაპირების ფართზე და მიღებულ სიდიდეებს შევკრებთ. თუ გადამლობი კონსტრუქციების სითბოს შთანთქმის კოეფიციენტები იქნება  $B_1, B_2, B_3, \dots, B_n$ , ხოლო გადამლობი კონსტრუქციების შიგა ფართები შესაბამისად  $F_1, F_2, F_3, \dots, F_n$ ; მაშინ სათავისი ჯამური თბო-შთანთქმის უნარი  $P$  ტოლი იქნება:

$$P = \Sigma BF = B_1 F_1 + B_2 F_2 + B_3 F_3 + \dots + B_n F_n. \quad (53.2)$$

სათავისი ჯამური სითბოს შთანთქმის უნარის განსაზღვრისას გულისხმობენ, რომ სათბობი ხელსაწყოების მაქსიმალურ თბოგაცემას შეესაბამება გადამლობი კონსტრუქციების შიგა ზედაპირების და ჰაერის ტემპერატურების მაქსიმუმები. სინამდვილეში კი ისინი არ ემთხვევიან ერთმანეთს დროში და თუ გავითვალისწინებთ ამ დაუმთხველობას, მაშინ ფორმულის (53.2) მარჯვენა ნაწილში უნდა შევიტანოთ დამატებითი შემასწორებელი მამრავლი, (რომელიც უდრის 1,08) და საბოლოოდ გვექნება:

$$P = 1,08 \Sigma BF.$$

გადამლობი კონსტრუქციის მთელი ფართის მიერ შთანთქმული მთლიანი თბური ნაკადის რხევის ამპლიტუდა  $A_Q$ , როცა  $A_t = \tau_{\text{მავ}} - \tau_0$  შეიძლება წარმოვიდგინოთ, როგორც:

$$A_Q = A_t P,$$

$$A_t = \frac{A_Q}{P}.$$

თუ  $A_Q$  სიდიდეს გამოვხატავთ სათბობი ხელსაწყოების საშუალო თბოგაცემის (რომელიც ტოლი უნდა იყოს სათავის თბოდანაკარგებისა) რაღაც ნაწილით  $M$ , მივიღებთ:

$$A_Q = MQ \quad (55.2)$$

აქ

$M$  სათბობი ხელსაწყოების თბოგაცემის არათანაბრობის კოეფიციენტი და დამოკიდებულია ხელსაწყოების ტიპზე, კონსტრუქციისაზე, მოქმედების ხანგრძლიობაზე  $\chi$  და სხვ.

თუ ფორმულაში (54.2) ჩავსვამთ  $MQ$  სიდიდეს და შევცვალოთ შემასწორებელ კოეფიციენტს 0,7 (ეს კოეფიციენტი ითვალისწინებს  $t_2$ -ს ჩამორჩენას დროში  $A_t$ -დან,  $A_t$ -ს ჩამორჩენას  $-A_t$ -დან და სხვ.), მივიღებთ:

$$A_t = \frac{0,7MQ}{P}, \quad (56.2)$$

თუ სათავის თბოდანაკარგებს  $t_2 - t_0 = 1^\circ$ -ისათვის აღვნიშნავთ  $Q_0$ -ით, მაშინ:

$$Q_0 = \frac{Q}{t_2 - t_0} \text{ კკალ/სთ. გრ,}$$

და მივიღებთ:

$$\frac{P}{Q_0} = \phi,$$

მაშინ ფორმულა (56.2) შეიძლება დაიწეროს შემდეგნაირად:

$$A_t = \frac{0,7M(t_2 - t_0)}{\phi}. \quad (57.2)$$

უგანზომილებო სიდიდეს  $\phi$  ეწოდება სათავის თბომდგრადობის კოეფიციენტი, მისი მნიშვნელობა დამოკიდებულია გადამღობი კონსტრუქციების ზომებზე და თბოტექნიკურ თვისებებზე, აგრეთვე თბური ნაკადის რხევის პერიოდზე  $\chi$ , რომელიც, თავის მხრივ, გავლენას ახდენს სათავის ჯამურ თბოშთანქმის უნარზე.

რაც უფრო მეტია სათავის თბომდგრადობის კოეფიციენტი და ნაკლებია სათბობი ხელსაწყოების თბოგაცემის არათანაბრობის კოეფიციენტი და შივა და გარე ჰაერის ტემპერატურების სხვაობა, მით უფრო ნაკლებად განსხვავებული იქნება სათავის ტემპერატურა ჰაერის იმ ტემპერატურისაგან, რომელიც იქნებოდა სათავსში სათბობი ხელსაწყოების თანაბარი თბოგაცემისას.

სანიტარულ-ჰიგიენურ თვალსაზრისით იმ სადგომებში, რომლებშიც მუდმივად იმყოფებიან ადამიანები, სადგომის ჰაერის ტემპერატურის მერყეობა დღე ღამის განმავლობაში ღუმილათ გათბობის დროს დაიშვება არაუმეტეს  $6^\circ$ -ისა ( $A_t = \pm 3^\circ$ ), ხოლო ცენტრალური გათბობისას არაუმეტეს  $3^\circ$ -ისა ( $A_t = \pm 1,5^\circ$ ).

იმ სადგომებში, რომლებშიც ადამიანები დროებით იმყოფებიან,  $A_t$ -ს სიდიდე ზემოაღიბნულ ზღვრებში უნდა იყოს მხოლოდ იმ პერიოდში, როდესაც ადამიანები იმყოფებიან სადგომში დროის დანარჩენ ნაწილში დასაშვებია ჰაერის ტემპერატურის უფრო მეტი მერყეობა.

## სათბობი სისჯავების კლასიფიკაცია და მათი გამოყენების აკა

### სათბობი სისჯავების უმთავრესი სახეობანი

§ 28

სათბობი სისტემა არის ორი სახის: 1) ადგილობრივი და 2) ცენტრალური.

ამ სისტემების უმთავრესი ელემენტებია: ა) თბური გენერატორი, რომელშიც ხდება სათბობის წვა; ბ) თბოსადენები, ანუ მილსადენები და არხების ქსელები, რომელთა საშუალებითაც ხდება გენერატორიდან სითბოს შემცველის ტრანსპორტირება სათბობ ხელსაწყოებამდე; გ) სათბობი ხელსაწყოები, რომლებიც თბოშემცველიდან შეთვისებულ სითბოს გადასცემენ სათავსის ჰაერს.

ადგილობრივი სათბობის სისტემებს უწოდებენ ისეთ სისტემებს, რომლებშიც თბოგენერატორი, თბოსადენები და სათბობი ხელსაწყოები გაერთიანებული არიან ერთ დანადგარად; ასეთ სისტემებს მიეკუთვნებიან: აირის ან ელექტრონის ადგილობრივი ხელსაწყოები და ლუმენები. ამ უკანასკნელში თბურ გენერატორს წარმოადგენს საცეცხლისი; თბოსადენს წარმოადგენს კვამლსაბრუნო არხები, რომლებშიც მოძრაობს თბოშემცველი—ცხელი ჰაერი, ხოლო სათბობ ხელსაწყოებად აქ გვევლინება ლუმენის გარე კედლების ის ზედაპირები, რომლებიც გამოდის უშუალოდ სათავსში.

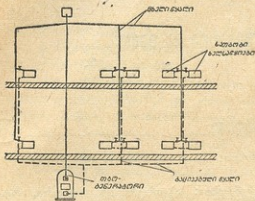
სათბობის ადგილობრივი სისტემების მოქმედების რადიუსი შეზღუდულია. ისინი ძირითადად, ემსახურება ერთ სათავსს და, უკეთეს შემთხვევაში, ორს ან სამს.

ცენტრალურ სათბობ სისტემას უწოდებენ ისეთ სისტემას, რომელშიც თბური გენერატორი (ჩვეულებრივ, ქვაბი) მოთავსებულია არა უშუალოდ სათბობ სათავსში, არამედ ის გამოტანილია მის ფარგლებს გარეთ, გენერატორიდან თბოშემცველის მიწოდება მომხმარებელამდე კი ხორციელდება მილსადენებით.

ცენტრალურ სისტემებს ადგილობრივთან შედარებით მოქმედების გაცილებით დიდი რადიუსი აქვს. ერთი გენერატორი შეიძლება მოემსახუროს ერთ ბინას, ერთ სართულს, შენობის ნაწილს, მთლიანად შენობას, რამდენიმე შენობას ან მთელ რაიონს. სისტემებს, რომლებიც ემსახურება ერთ რაიონში განლაგებულ რამდენიმე შენობას ერთი თბური გენერატორიდან, ეწოდება სათბობის სარაიონო სისტემა.

ნახ. 1-III მოცემულია ცენტრალური წყლით სათბობი სისტემის ყველაზე უფრო დამახასიათებელი სქემა. აქ თბური გენერატორიდან (ქვაბიდან) მილსადენების საშუალებით თბოშემცველი (ცხელი წყალი) მიედინება შენობის სხვადასხვა ნაწილში და სხვადასხვა სართულზე განლაგებულ სათბობ ხელსაწყოებში, რომლებიც გარე ზედაპირებით სითბოს გადასცემენ გარემოს.

სათბობ ხელსაწყოში გაცივებული თბოშემცველი მილსადენებით ბრუნდება ქვაბში თავისი თბური პოტენციალის შესავსებად. ქვაბში გაცივების შემდეგ თბოშემცველი კვლავ უბრუნდება სათბობ ხელსაწყოს და ციკლი მეორდება თავიდან.



ნახ. 1. III

თუ წყლით სათბობი სისტემების მილსადენებში წყლის ცირკულაცია ხორციელდება ცივი და ცხელი წყლის მოცულობითი წონების სხვაობის შედეგად წარმოქმნილი წნევის გამო, ასეთ სისტემებს ეწოდება გრავიტაციული (ლათინურად სიტყვა *gravitas* ნიშნავს—წონას) ან ბუნებრივი ცირკულაციის სისტემები.

მოქედების დიდი რაოდენობის, ანუ მილსადენების დიდი განფენილობის სათბობ სისტემებში, მარტოდენ გრავიტაციული წნევის გამოყენება ეკონომიურად მიზანშეუწონელია, რადგანაც ეს წნევა, ზვეულებრივ, მცირე სიდიდეს წარმოადგენს და თბოშემცველის გადასადგილებლად დაგვირდებოდა დიდი დამატრის მიღების გამოყენება. ამიტომ ასეთ შემთხვევებში მილსადენების ქსელში დამატებითი წნევის შესაქმნელად ჩაირთვება ტუმბო. ასეთ სისტემებს ეწოდება ტუმბოვანი წყლით სათბობი სისტემები ან წყლით სათბობი სისტემები მექანიკური იძულებით.

ცენტრალური სათბობი სისტემები, გარდა წყლით სათბობი სისტემისა, შეიძლება იყოს: ორთქლის, ჰაერის და კომბინირებული. ორთქლი მიიღება სპეციალურ ქვაბში, საიდანაც იგი მიედინება სათბობ ხელსაწყოებში.

ხელსაწყოებში ხდება ორთქლის კონდენსაცია, ანუ მისი წყლად გადაქცევა. ამ პროცესში ხდება ორთქლწარმოქმნის ფარული სითბოს გამოყოფა, რომელიც სათბობი ხელსაწყოების საშუალებით გადაეცემა სათავსებს. წარმოქმნილი კონდენსატის ტემპერატურა ხელსაწყოში შესული ორთქლის ტემპერატურას უდრის. ხელსაწყოებიდან კონდენსატი მილსადენებით ბრუნდება ქვაბში, სადაც ხელახლა გარდაიქმნება ორთქლად და ციკლი მეორდება. ორთქლის სისტემებში ორთქლის გადაადგილება ხორციელდება ქვაბიდან ორთქლის გამოსვლისა და სათბობი ხელსაწყოს წინ არსებული წნევათა სხვაობის ხარჯზე.

წნევის მიხედვით ორთქლის სისტემები შეიძლება იყოს:

- ა) ვაკუუმორთქლოვანი (ორთქლის წნევა—1 ატმ.-მდე);
- ბ) დაბალი წნევის (ორთქლის წნევა 1,05—1,7 ატმ.-მდე);
- გ) მაღალი წნევის (ორთქლის წნევა 1,7 ატმ.-ზე მეტი).

ჰაერით სათბობი სისტემები, ისევე როგორც წყლით სათბობი, არის ბუნებრივი და იძულებითი ცირკულაციით. ბუნებრივ სათბობ სისტემებში ჰაერის



არხებში (მილებში) გადაადგილება ხდება ცხელი და გაცივებული ჰაერის მოცულობითი წონების სხვაობის შედეგად, იძულებით სისტემებში კი — ელექტროლატორის მიერ შექმნილი წნევის შედეგად.

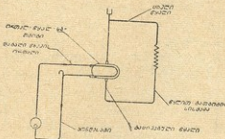
ჰაერით სათბობ სისტემებში სათავსის გათბობა ხორციელდება მასში უშუალოდ ცხელი ჰაერის მიწოდებით.

ბუნებრივი ცირკულაციის ჰაერით სათბობი სისტემების გამოყენების რადიუსი (ჰორიზონტალური მანძილი ჰაერის გაცხელების ადგილიდან-კალორიფერიდან ყველაზე დაშორებულ გასათბობ ათავსომდე) არ უნდა აღემატებოდეს 10 მ. იძულებითი სისტემების მოქმედების რადიუსი კი შეიძლება იყოს 50 მ და მეტი.

ზემოჩამოთვლილი ცენტრალური სათბობი სისტემების ნაირსახეობების გარდა არსებობს კიდევ ეგრეთწოდებული კომბინირებული სისტემები. ამ სისტემებში თბოშემცველის გაცხელება ხდება მეორე, ე. წ. დამხმარე თბოშემცველის საშუალებით. მაგალითად, წყლით სათბობი სისტემის ცხელი წყლის მოხზადება — გაცხელება ხდება სპეციალურ თბოგამცველ ხელსაწყოში ორთქლის საშუალებით ან გადამეტხურებული წყლის საშუალებით, რომლის ტემპერატურაც გამთბობ სისტემაში გამოყენებულ წყლის ტემპერატურას აღემატება. თბოგამცველ ხელსაწყოს თბოშემცველი გადაეცემა თბური გენერატორიდან-ქვებიდან.

კომბინირებული სისტემები შეიძლება იყოს ორთქლი-წყალი, წყალი-წყალი, ორთქლი-ჰაერი, წყალი-ჰაერი და სხვ.

2.III ნახაზზე მოცემულია ორთქლ-წყლის სისტემის სქემა, როგორც ამ სქემიდან სჩანს, ორთქლი ქვებიდან მიედინება თბოგამცველ ხელსაწყოს კლაკნილში. კლაკნილას გარე ზედაპირს გარს ეფლება წყალი, რომლითაც მოლიანადაა შევსებული თბოგამცველი ხელსაწყო. კლაკნილას თბოგაცემის საშუალებით ცხელდება თბოგამცველ ხელსაწყოში წყალი. გაცხელებული წყალი მილსადენით მიედინება შენობის სათბობ ხელსაწყოებში.



ნახ. 2.III

სათბობი ხელსაწყოებიდან გაცივებული წყალი ბრუნდება უკან თბოგამცველ ხელსაწყოში ხელახლა გასაცხელებლად. თბოგამცველი ხელსაწყოს კლაკნილში გავლილი ორთქლი იქცევა კონდენსატად, რომელიც ბრუნდება ქვებში, სადაც ის კვლავ გადაიქცევა ორთქლად.

**სათბობი სისტემების გამოყენების აკ**

სათბობ სისტემებსა და თბოშემცველს არჩევენ სანიტარულ-ჰიგიენური და სახანძრო უსაფრთხოების ტექნიკის ნორმების შესაბამისად და სათავსების დანიშნულებისა და ტექნოლოგიური პროცესის მიხედვით. 1-III ცხრილში მოცემულია სხვადასხვა დანიშნულების შენობებისა და სათავსების რეკომენდირებული სათბობი სისტემები.

№№	სათბობის, შენობისა და ნაგებობის დასახელება	რეკომენდირებული სათბობი სისტემები
1	საცხოვრებელი სახლები, საერთო საცხოვრებლები, სასტუმროები, დასასვენებელი სახლები, სკოლები და სხვა დაწესებულებები, ადმინისტრაციული შენობები, სამეცნიერო და სპორტულ დაწესებულებები, საკონსტრუქციო ბიუროები, პოლიკლინიკები, ამბულატორიები, ავთოკაპები, ჯანმრთელობის პუნქტები, მიონეროთა ბანაკები.	სათბობი სისტემები: წყლის, რადიატორების და კონვექტორების გამოყენებით, პანელური, სათბობი ელემენტებისა და დგარების ჩაბეტონებით.
2	საბავშვო ბაგები და ბალები.	სათბობი სისტემები: წყლის—რადიატორების გამოყენებით, პანელური—სათბობი ელემენტებისა და დგარების ჩაბეტონებით.
3	საავადმყოფოები, სამშობიარო სახლები და სხვა სამკურნალო დაწესებულებანი.	სისტემები: პანელური სათბობი ელემენტებისა და დგარების ჩაბეტონებით, ჰაერით ვენტილაციასთან შეთანხმებით, წყლის—რადიატორების და კონვექტორების გამოყენებით.
4	სპორტული დარბაზები, აუზები, დახურული სტადიონები და სხვა გასათბობი სპორტული ნაგებობანი.	სათბობი სისტემები: ჰაერით, ვენტილაციასთან შეთანხმებით, პანელური სათბობი ხელსაწყოებისა და დგარების ჩაბეტონებით, წყლის—რადიატორების და კონვექტორების გამოყენებით.
5	აბანოები, სამრეცხაოები, საშხევი პავილიონები.	სათბობი სისტემები: წყლის—რადიატორების გამოყენებით, დაბალი წნევის ორთქლის—რადიატორების გამოყენებით, პანელური სათბობი ელემენტებისა და დგარების ჩაბეტონებით; ჰაერის ვენტილაციასთან შეთანხმებით.
6	რესტორნები, სასადილოები, კაფეები, ბუფეტები, მალაზიები.	სათბობი სისტემები: წყლის—რადიატორების და კონვექტორების გამოყენებით, პანელური, სათბობი ელემენტებისა და დგარების ჩაბეტონებით; ჰაერის—ვენტილაციასთან შეთანხმებით დიდი მოცულობის სათავსებისათვის (სასადილო და საჯერო დარბაზები).
7	სადგურები, აეროპორტები.	სათბობი სისტემები: ჰაერის—ვენტილაციასთან შეთანხმებით, წყლის—რადიატორების და კონვექტორების გამოყენებით, პანელური განთბობი ელემენტების და დგარების ჩაბეტონებით.
8	ა) კინოთეატრები, კლუბები, თეატრები და დარბაზები (1200-მდე ადგილით). ბ) მაყურებელთა და სხვა დანიშნულების დარბაზები (200 და მეტი ადგილით).	სათბობი სისტემები: წყლის—რადიატორების და კონვექტორების გამოყენებით, პანელური სათბობი ელემენტებისა და დგარების ჩაბეტონებით. ჰაერით გათბობის სისტემა ვენტილაციასთან შეთანხმებით.
9	მუზეუმები, სურათების გალერეები, წიგნსაცავები, სემინარული დარბაზები, არქივები და ბიბლიოთეკები.	სათბობი სისტემები: ჰაერის—ვენტილაციასთან შეთანხმებით, წყლის—რადიატორების გამოყენებით, პანელური სათბობი ელემენტებისა და დგარების ჩაბეტონებით.
10	საწარმოო სათავსები სუფთა ჰაერის გადიდებული მოთხოვნილებით.	სათბობი სისტემები: ჰაერის—ვენტილაციასთან შეთანხმებით, პანელური სათბობი ელემენტებისა და დგარების ჩაბეტონებით.

№№	სათავის, შენობისა და ნაგებობის დასახელება	რეკონსტრუქციული სათბობი სისტემები
11	<p>დამხმარე შენობები, სამრეწველო საწარმოების სათავსები.</p> <p>ა) აღმინისტრაციულ - საკანტორო დანიშნულების სათავსები, საკონსტრუქტორთა ბიურო. კვების პუნქტები. ჯანმრთელობის პუნქტები, სათავსოები საზოგადოებრივი ორგანიზაციებისათვის და ა. შ.</p> <p>ბ) სხდომისა და სათათბირო დარბაზები.</p> <p>გ) საყოფაცხოვრებო სათავსები.</p>	<p>წყლით სათბობი სისტემა რადიატორებისა და კონვექტორების გამოყენებით; დაბალი წნევის ორთქლის სისტემა რადიატორებისა და კონვექტორების გამოყენებით, როცა სათავის ჯამური მოცულობა 1500 მ<sup>3</sup> ან ნაკლებია.</p> <p>დაბალი წნევის ორთქლის სისტემები კონვექტორებისა და რადიატორების გამოყენებით, როცა შენობის ჯამური მოცულობა 1500 მ<sup>3</sup> ან ნაკლებია.</p> <p>წყლის, ორთქლის მაღალი და დაბალი წნევის სისტემები რადიატორებისა და წიბოვანი მილების გამოყენებით.</p>

საინჟინერო სათბობი სისტემების მოწყობისათვის  
 პროექტითა და მონტაჟით



§ 30

ცენტრალურ სათბობ სისტემებში თბომომცველებს—წყალს, ორთქლს და ჰერს სხვადასხვა ტექნიკურ-ეკონომიური და სანიტარულ-ჰიგიენური მაჩვენებლები აქვთ, რომლებიც უშუალო გავლენას ახდენენ სათბობი სისტემების პირველად და საექსპლოატაციო ღირებულებაზე, ხანძარუსაფრთხოების ხარისხზე და დანადგარების ექსპლოატაციის მოხერხებულობასა და სიმარტივეზე. სისტემის უმთავრეს ტექნიკურ-ეკონომიურ მაჩვენებლად ითვლება თბომატარებლების (მილების, არხების და სხვ.), სათბობი ხელსაწყოების ღირებულება, სისტემისათვის საჭირო ლითონის წონა და აგრეთვე სათბობის ხარჯი, ლითონის ხარჯი მილებზე და მილსადენების ღირებულება იზრდება მათი განივკვეთის გაზრდით. ამიტომ, უპირველეს ყოვლისა, განსაზღვრულ უნდა იქნეს, რომელი თბომომცველის გამოყენება მოითხოვს ლითონის ნაკლებ ხარჯს.

როგორც ცნობილია, წყლის კუთრი თბოტევადობა  $C=1$  კკალ/კგ. გრ. ცენტრალური სათბობი სისტემების ქვაბებში წყალს, ჩვეულებრივ, აცხლებენ  $95^{\circ}$ -მდე, ხოლო სათბობ ხელსაწყოებში აცივებენ  $70^{\circ}$ -მდე, ანუ  $\Delta t=25^{\circ}$ , ე. ი. წყლის ყოველი კილოგრამი გასცემს 25 კკალ/სთ-ში. წყლის საშუალო ტემპერატურა არის  $82.5^{\circ}$ , ამ ტემპერატურისას წყლის მოცულობითი წონა  $\gamma=970$  კგ/მ<sup>3</sup>, ამ პირობებისათვის 1 მ<sup>3</sup> წყალი სათბობ სისტემაში გამოყოფს სითბოს რაოდენობას:

$$Q_{\text{წყ}} = C \cdot \gamma \Delta t = 1 \cdot 970 \cdot 25 = 24200 \text{ კკალ/მ}^3.$$

ორთქლის სათბობ სისტემებში სათბობ ხელსაწყოებს აწვდიან გაჯერებულ ან ტენიან ორთქლს. ამიტომ ორთქლი ხელსაწყოს გადასცემს ორთქლწარმოქმნის ფარულ სითბოს, რომლის სიდიდედ საშუალოდ შეიძლება მივიღოთ 540 კკალ/კგ, ხოლო ორთქლის მოცულობითი წონა იქნება  $\gamma=0,58$  კგ/მ<sup>3</sup>.

ამ პირობებისათვის 1 მ<sup>3</sup> ორთქლი სისტემაში გამოყოფს სითბოს შემდეგ რაოდენობას:

$$q_{\text{ორთ}} = r \cdot \gamma = 540 \cdot 0,58 = 313 \text{ კკალ/მ}^3.$$

ჰაერით სათბობი სისტემებიდან სათავსში მიედინება გამთბარი ჰაერი, რომლის ტემპერატურაა 45°, მოცულობითი წონა— $\gamma = 1,11$  კგ/მ<sup>3</sup>; თუ ტემპერატურის ვარდნილია  $\Delta t = 30^\circ$ , ჰაერის სითბოს შემცველობა  $C = 0,24$  კკალ/კგ. გრ, მაშინ 1 მ<sup>3</sup> ჰაერის მიერ გაცემული სითბოს რაოდენობა იქნება:

$$q_{\text{ჰაერ}} = C \cdot \gamma \cdot \Delta t = 0,24 \cdot 1,11 \cdot 30 = 8 \text{ კკალ/მ}^3.$$

ამრიგად, ერთი და იმავე რაოდენობის სითბოს მისაღებად საჭირო წყლის მოცულობა იქნება  $\frac{q_{\text{წყ}}}{q_{\text{ორთ}}} = \frac{24200}{313} \approx 77$  ჯერ ნაკლები, ვიდრე საჭი-

რო ორთქლის მოცულობა და  $\frac{q_{\text{წყ}}}{q_{\text{ჰაერ}}} = \frac{24200}{8} \approx 3000$  ჯერ ნაკლები, ვიდრე საჭირო ჰაერის მოცულობა.

თუ მივიღებთ თბომშემცველების მოძრაობის ერთ და იმავე სიჩქარეს, მაშინ დაახლოებით ისეთივე იქნება თბომშემცველების მატარებლის (მიღების, არხების) განივკვეთების შეფარდებაც. ასეთი პირობებისათვის ორთქლისა და განსაკუთრებით კი ჰაერის, როგორც თბომშემცველის გამოყენება ცენტრალური გამთბობი სისტემებისათვის შეუძლებელი იქნებოდა, რადგანაც ორთქლსადენები და განსაკუთრებით კი ჰაერსადენების კვეთები იქნებოდა ძალიან დიდი. ამიტომ ამ შემთხვევაში მიმართავენ სხვა ხერხს—ცვლიან თბომშემცველის მოძრაობის სიჩქარეს მათი ფიზიკური და სხვა ფაქტორების მხედველობაში მიღებით.

საორიენტაციოდ მიღებში წყლის მოძრაობის საშუალო სიჩქარედ ცენტრალურ გამთბობ სისტემებში მიიღება 0,3 მ/წმ, ორთქლის სისტემებში—20 მ/წმ, ჰაერის სისტემებში ჰაერის მოძრაობის სიჩქარედ კი მიიღება—6 მ/წმ, ე. ი. მივიღეთ, რომ ორთქლის მოძრაობის სიჩქარე 67 ჯერ და ჰაერის 20 ჯერ მეტია წყლის მოძრაობის სიჩქარეზე. აქედან შეიძლება გამოყვანილი იქნეს სხვადასხვა თბომშემცველის (წყლის, ორთქლის და ჰაერის) მილსადენების განივკვეთების საორიენტაციო შეფარდება:

$$\frac{24200}{24200} : \frac{24200}{313 \cdot 67} : \frac{24200}{8 \cdot 20} = 1 : 1,16 : 151,2.$$

შემომოყვანილი გაანგარიშებიდან ჩანს, რომ ორთქლსადენების და წყლის სათბობი სისტემების მილსადენების კვეთები ცოტათი განსხვავდებიან ერთმანეთისაგან, თუ ამასთანავე მხედველობაში მივიღებთ იმას, რომ ორთქლის სისტემებს წყლის სისტემებთან შედარებით აქეთ სათბობა ხელსაწყობების ხერხების ფართის ეკონომია (ორთქლიდან სათბობ ხელსაწყობადმი თბოგადაცემის კოეფიციენტის გაზრდის ხარჯზე) და, გარდა ამისა, ორთქლის სისტემების საკონდენსაციო მილსადენის განივი კვეთიც ნაკლებია, შეიძლება ჩაითვალოს, რომ ორთქლსადენების საერთო კვეთი ორთქლის გამთბობ სისტემებში ცოტათი უფრო ნაკლებიცაა ცენტრალურ ჰი წყლით გამთბობ სისტემებთან შედარებით.

მიუხედავად ამისა, ორთქლის სისტემების გამოყენების არც ძლიერ შეზღუდულია, რადგანაც მას აქვს ფრიად დიდი უარყოფითი თვისება—მაღალი (100°-და მეტი) ტემპერატურა სათბობი ხელსაწყობების გარე ზედაპირზე, რაც





თავის მხრივ იწვევს გასათბობი სათავსის ჰაერის ინტენსიურ გაბინძურებას სათბობ ხელსაწყოზე დაღეჭილი ორგანული მტერის მშრალი აქროლების პროდუქტებით.

ამიტომ ჩვენი კანონებით ორთქლის სისტემების გამოყენება აკრძალულია იმ შენობებში, რომლებსაც წაყენებული აქვთ გაზრდილი სანიტარულ-ჰიგიენური მოთხოვნები.

აღნიშნული მაღალი ტემპერატურა სათბობი ხელსაწყოების ზედაპირებს აქვთ მუდმივად გათბობის სეზონის მთელ მანძილზე გარე ჰაერის ტემპერატურის ცვალებადობის მიუხედავად. ამიტომ სათბობი ხელსაწყოების თბოგაცემის შეცვლა ხდება ცალკეული ხელსაწყოების მუშაობიდან პერიოდული გამოთიშვით ან ორთქლსათბობი სისტემის მთლიანად გაჩერებით. სითბოს მიწოდების ასეთი რეგულირება იწვევს როგორც სათბობის გადახარჯვას, ისე ჰაერის რბევის ამპლიტუდის გაზრდას სათავსებში. გარდა ამისა, ორთქლსადენების და განსაკუთრებით კი კონდენსატსადენების ინტენსიურ კოროზიას, რის შედეგადაც ისინი წყლის სისტემებთან შედარებით მალე გამოდიან წყობრიდან. ამიტომ საკითხის განხილვისას, თუ რომელ თბომემცველს—ორთქლს თუ წყალს უნდა მიეცეს უპირატესობა, გადაწყვეტილი უნდა იქნეს ყოველი ცალკეული შემთხვევისათვის, იმ ფაქტორების მხედველობაში მიღებით, რომლებიც ქმედით გავლენას ახდენენ სისტემების, როგორც სამშენებლო, ისევე საექსპლოატაციო ღირებულებაზე.

მილსადენების საჭირო კვეთების მიხედვით, ჰაერი ყველაზე არახელსაყრელი თბომემცველია, განსაკუთრებით იმ შემთხვევებში, როდესაც მილსადენების სიგრძე მნიშვნელოვანია, რადგანაც კალორიფერიდან სათბობ სათავსამდე მანძილის გავლისას ჰაერის მცირე კუთრი სითბოტევადობისა და არხების დიდი ზედაპირების გამო თბილი ჰაერი შესამჩნევად ცივდება.

აღნიშნული გარემოების გამო, ჰაერის, როგორც თბომემცველის, გამოყენება მიზანშეწონილია მხოლოდ მოქმედების მცირე რაიონის მქონე სისტემებში.

ჰაერს, როგორც თბომემცველს, ის უპირატესობა აქვს წყალსა და ორთქლთან შედარებით, რომ მისი გამოყენების დროს საჭირო არ არის სათავსში სათბობი ხელსაწყოების დაყენება, რომელთა ღირებულებაც მთელი სათბობი სისტემის ღირებულების 70—75% შეადგენს. ჰაერის გასათბობად საჭირო კალორიფერის ღირებულება კი გაცილებით ნაკლებია სათბობი ხელსაწყოების ღირებულებასთან შედარებით. გარდა ამისა, ჰაერით გათბობის დროს ჰაერსადენი არხები შეიძლება დამზადდეს იაფუფასიანი სამშენებლო მასალებისაგან (წიდა-ბეტონი, ბეტონი, აგური და სხვ.), მაშინ, როდესაც ორთქლის ან წყლის სისტემებში იყენებენ ფოლადის ძვირადღირებულ მილსადენებს.

წყლის და ჰაერის გამოყენება ცენტრალურ სათბობ სისტემებში მიზანშეწონილია სანიტარულ-ჰიგიენური თვალსაზრისით, რადგან ისინი არ იწვევენ მტერის ორგანულ დაშლას—აქროლებას. გარდა ამისა, იოლდება სისტემების თბოგამომწვევების რეგულირება თბომემცველის ტემპერატურის ან რაოდენობის ცვლით გარე ჰაერის ტემპერატურის ცვალებადობის მიხედვით.

## სენეგალური სათბობი სისვამების სათბობი ხელსაწყოები

სათბობი ხელსაწყოებისადმი დაყენებული საერთო მოთხოვნები

§ 31

სათავსში დაყენებული (განლაგებული) სათბობი ხელსაწყოები უნდა აკმაყოფილებდნენ თბოტექნიკურ, სანიტარულ-ჰიგიენურ, ესთეტიკურ და ეკონომიურ მოთხოვნებს.

თბოტექნიკური მოთხოვნები სათბობი ხელსაწყოებისადმი გამოიხატება იმით, რომ სათბობმა ხელსაწყომ რაც შეიძლება უკეთ გადასცეს თბოშემცველის (წყალი ან, ორთქლი) სითბო სათავსის ჰაერს. სასურველია, რომ სათბობი ხელსაწყოს საერთო თბოგაცემაში უპირატესობა მივანიჭოთ სითბოს გამოსხივებით გაცემას, რაც, თავის მხრივ, უზრუნველყოფს სათავსის ქვედა ზონის კარგად გათბობას. ხელსაწყოს კონსტრუქცია ისეთი უნდა იყოს, რომ ცალკეული ელემენტებისგან შეიძლებოდეს საჭირო ხურების ფართის სათბობი ხელსაწყოს აწყობა.

საცხოვრებელი და საზოგადოებრივი დანიშნულების შენობებში სანიტარულ-ჰიგიენურ თვალსაზრისით უპირატესობა ენიჭება გლუვი ზედაპირის მქონე ხელსაწყოებს; რომლებიც მტვრისაგან ადვილად იწმინდება. ასეთ ხელსაწყოებს მიეკუთვნება რადიატორები და ბეტონის ბანელები. სამრეწველო დანიშნულების შენობებში და იმ სათავსებში რომლებშიც აღამიანები იმყოფებიან დროებით(საწყობები, გარაჟები, სახელოსნოები, სამრეცხაოები, გარდერობები, სანიტარული კვანძები და სხვ.) სანიტარული ნორმებით დაშვებულია თუჯის ან ფოლადის წიბოვანი ხელსაწყოებისა და ფოლადის მილების კლანჭილებისა და რევისტრების გამოყენება.

სანიტარულ-ჰიგიენური მოთხოვნების მიხედვით საზოგადოებრივი და საცხოვრებელი შენობების სათავსებში სათბობი ხელსაწყოების ზედაპირების ტემპერატურები არ უნდა აღემატებოდეს  $70^{\circ}$ , რათა არ მოხდეს ორგანული მტვრის აქროლება და ამის შედეგად ნახშირჟანგის გამოყოფა. ხელსაწყოების უფრო მაღალი ( $100^{\circ}$ -მდე) ტემპერატურა დაიშვება მხოლოდ სამრეწველო დანიშნულების შენობებში.

ესთეტიკური თვალსაზრისით სათბობი ხელსაწყოები უნდა იყოს კომპაქტური, მცირე ზომის. ხელსაწყოების შესახედაობა—ფორმა მათი გაწყობა და ფერი უნდა შეესაბამებოდეს სათავსის საერთო ხედს. ბოლოს, სათბობი ხელსაწყოებისადმი წაყენებული ეკონომიური მოთხოვნები გამოიხატება იმით, რომ სათბობი ხელსაწყოების ღირებულება, შეფარდებული ხელსაწყოის მიერ გაცემული კალორიების ერთეულთან, რაც შეიძლება დაბალი იყოს, მცირე



იყოს ლითონის ხარჯიც, შეფარდებული იმავე ერთეულთან; სათბობი ხელსაწყოების დამზადება შეიძლებოდა არადეფიციტური და გამძლე მასალისაგან, სათბობი ხელსაწყოების დამზადების ტექნოლოგიამ უზრუნველყოს მათი დამზადების მასობრიობა.

ისეთი სათბობი ხელსაწყოების შექმნა, რომელიც დააკმაყოფილებდა ყველა შემოქმედებულ მოთხოვნას, ძალიან ძნელია. ამით აიხსნება თანამედროვე სათბობი ხელსაწყოების ტიპების მრავალსახეობა, რომელთაგანაც ერთი უმთავრესად აკმაყოფილებენ თბოტექნიკურ, მეორე — სანიტარულ-ჰიგიენურ, მესამე — ესთეტიკურ, მეოთხე — ეკონომიურ მოთხოვნებს.

საცხოვრებელი და საზოგადოებრივი დანიშნულების შენობების სათბობი ხელსაწყოებად, ჩვეულებრივ, გამოიყენება ხელსაწყოები, რომლებსაც გავრდილი სანიტარულ-ჰიგიენური და მაღალი ეკონომიური მაჩვენებლები აქვთ. სამრეწველო დანიშნულების შენობებში კი გამოიყენება ისეთი სათბობი ხელსაწყოები, რომლებიც უმთავრესად აკმაყოფილებენ ეკონომიურ მოთხოვნებს.

### სათბობი ხელსაწყოების კლასიფიკაცია და მათი ზიკავი

§ 32

თანამედროვე სათბობი ხელსაწყოების კლასიფიკაცია შეიძლება შემდეგი უმთავრესი ნიშან-თვისებების მიხედვით:

- 1) სათავსის ჰაერისადმი სითბოს გადაცემის ხერხით;
- 2) ხელსაწყოების გარე ზედაპირის ვაფორმებით;
- 3) ხელსაწყოების დასამზადებელი მასალით.

სითბოს გადაცემა სათბობი ხელსაწყოების გარე ზედაპირიდან ხორციელდება სამი გზით: კონდუქციით (თბოგაპტარობით), კონვექციითა და გამოსხივებით (რადიაციით); ვინაიდან ხელსაწყოებიდან კონდუქციით მიღებული სითბოს რაოდენობა კონვექციით მიღებულ სითბოსთან შედარებით უმნიშვნელოა, ამიტომ კონდუქციით მიღებული სითბო ცალკე არ იანგარიშება. გამთბობ ხელსაწყოებს, რომლებიც სითბოს ვაცემენ უმთავრესად კონვექციით (სითბოს სერთო რაოდენობის 75% მეტი), უწოდებენ კონვექტორული ტიპის ხელსაწყოებს. ხელსაწყოებს, რომლებიც მთელი გამოყოფილი სითბოს რაოდენობის 25% მეტს ვადანაცემენ რადიაციით, ეწოდებათ რადიატორები.

რაც უფრო მეტია სათბობი ხელსაწყოების ცალკეულ ელემენტებს შორის ურთიერთვასხივება, მით უფრო ნაკლები იქნება გამოსხივებით ვაცემული სითბოს რაოდენობა.

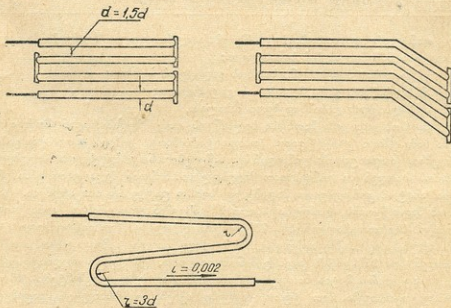
ამასთან, კონვექციური და რადიაციული სითბოს ვარდობა დამოკიდებულია არა მარტო სათბობი ხელსაწყოების კონსტრუქციაზე, არამედ მისი მოთავსების ადგილზეც. მაგალითად, თუ სათბობი ხელსაწყოების სითბოს ვადამცემ ზედაპირს მოვასწობთ სათავსის კერის სიბრტყეში, მაშინ სითბოს ვადამცემა მოხდება მარტოდენ რადიაციით. თუ იმავე ხელსაწყოების მოვასწობთ იატაკის სიბრტყეში, მაშინ ხელსაწყოებიდან სითბოს ვადამცემა უმთავრესად კონვექციით მოხდება და ა. შ.

გარე ზედაპირის ვაფორმების მიხედვით არის სათბობი ხელსაწყოების ორი უმთავრესი ჯგუფი: გლუვ-და წიბოვანზედაპირიანი ხელსაწყოები. წიბოვანზედაპირიანი ხელსაწყოები ითვლება კონვექტორული ტიპის სათბობი ხელსაწყოებად.

არსებობს ლითონის (თუჯის, ფოლადის და ფერადი ლითონის) და არალითონის (ქაშანურის, კერამიკული და სხვ.) სათბობი ხელსაწყოები. პრაქტიკაში ყველაზე ფართოდ გავრცელებულია თუჯისაგან ჩამოსხმული სათბობი ხელსაწყოები. შედარებით ნაკლებადაა გავრცელებული ფოლადისა და არალითონის ხელსაწყოები. ფერადი ლითონის სათბობ ხელსაწყოებს მხოლოდ მცირე მოცულობისა და სპეციალური დანიშნულების სათავსებისათვის (გემებისათვის, თვითმფრინავებისათვის და სხვ.) ამზადებენ.

ლითონის სათბობ ხელსაწყოებს ამზადებენ კლაკნილების ან რეგისტრების სახით ფოლადის მილებისაგან, რადიატორებისა და წიბოვანი მილების სახით—თუჯისაგან. ქაშანურისა და კერამიკისაგან მხოლოდ რადიატორებს ამზადებენ.

გლუვი მილები. სათბობი ხელსაწყოს უმარტივეს სახეს წარმოადგენს ფოლადის მილის კლაკნილა (ნახ. 1.IV) ან რეგისტრი (ნახ. 2.IV). კლაკნილებისა და რეგისტრების დასამზადებლად, ჩვეულებრივ, იყენებენ 40—100 მმ დიამეტრის მილებს, რომელთა ერთი გრძივი ნეტრის ხურების ფართობი 0,13—0,34 მ<sup>2</sup>.



ნახ. 1.IV

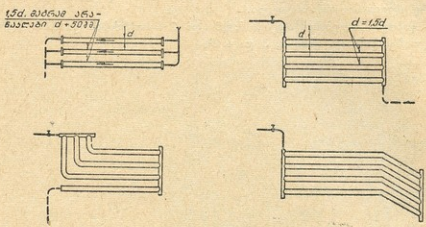
ფოლადის მილებს აქვთ გლუვი სწორი ზედაპირი, რის გამოც მათი გაწმენდა ნეტრისაგან ადვილია. გლუვი მილებისაგან დამზადებულ სათბობ ხელსაწყოებს თბოტექნიკური თვალსაზრისითაც კარგი მაჩვენებლები აქვთ. მათი თბოგადაცემის კოეფიციენტი მეტია, ვიდრე რადიატორების და წიბოვანი მილებისა. ასევე აღსანიშნავია, რომ ფოლადის მილების სათბობი ხელსაწყოები უძლებენ შედარებით დიდ წნევას—15—20 ატმ-მდე.

ფოლადის მილების სათბობი ხელსაწყოების ფანჯრების ქვეშ მოთავსება მოუხერხებელია, რადგანაც ისინი დიდი ზომისაა. ამიტომ მათ იყენებენ იშვიათ შემთხვევებში და იმ სათავსებში (ქარხნები, ღერეფნები, კიბის უჯრედები და სხვ.), რომელთა შიგა მოპირკეთებას არსებითი მნიშვნელობა არა





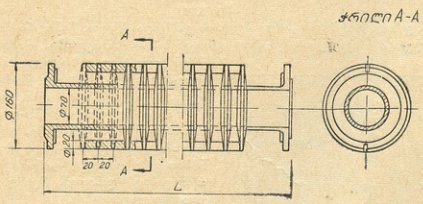
აქვს. მათი გამოყენება მიზანშეწონილია ქარხნების შექმარების გასათბობად. სადაც მათ იყენებენ შექმარების ორივე მხარეს ერთ ან რამდენიმე მათ იყენებენ აგრეთვე იმ საწარმოებში, სადაც მტვერი დიდი რაოდენობით გამოიყოფა.



ნახ. 2.1V

კლანჩილები და რეგისტრები დასამზადებლად იოლია. ისინი შეიძლება უშუალოდ გამოსაყენებელ ადგილზე დამზადდეს. მათი დამზადება უმთავრესად ხორციელდება შეღებვით.

წიბოვანი მილები. კონვექტორული ტიპის სათბობი ხელსაწყობი-



ნახ. 3.1V

დან ყველაზე ფართოდ გავრცელებულია თუჯის წიბოვანი მილები, რომლებსაც მრგვალი (ნახ. 3-IV) ან ოთხკუთხა (ნახ. 4-IV) წიბოები აქვთ. მათი დაყენება ხდება მილის ლერძის პერპენდიკულარულად (ოთხკუთხა წიბოებიან მილებს აღარ უშვებს წარმოება).



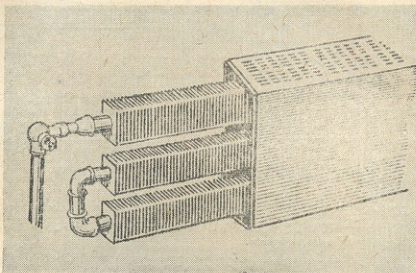
ნახ. 4.1V

წიბოების ზომები და მათი განლაგება მილის ლერძის მიმართ მილის დიამეტრისა და სიგრძის მიხედვით შეიძლება განსხვავებული იყოს. მილის

ბოლოებზე ეწყობა საერთო მილტუბები, რომელთა საშუალებით ხდება ხელსაწყოს მიერთება სათბობი სისტემის მილსადენებთან.

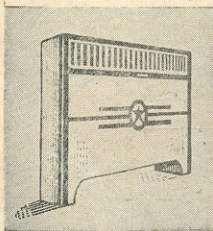
წიბოვანი მილის ხურების ფართი 7—8-ჯერ მეტია იმავე დიამეტრისა და სიგრძის გლუვი მილის ხურების ფართთან შედარებით, ხოლო 1 გრძივი მეტრი სიგრძის მქონე წიბოვანი მილის საერთო თბოგაცემა 4-ჯერ მეტია, ვიდრე გლუვი მილის თბოგაცემა.

წიბოვან მილებს ამზადებენ 1;1,5 და 2 მ სიგრძისა და მათი ხურების ფართი შესაბამისად არის 2, 3 და 4 მ<sup>2</sup>.



ნახ. 5.IV

ვინაიდან წიბოებს შორის მტვერის გაწმენდა ძნელია, წიბოვანი მილები ითვლება არაპივიენურად და მათი გამოყენება იმ სათავსებში, რომელთაც წაყენებული აქვთ გაზრდილი სანიტარულ-პივიენური მოთხოვნები, არ დაიშვება.



ნახ. 6.IV

ასეთი მილების დადგმა შეიძლება იმ ფაბრიკებსა და ქარხნებში, რომლებშიც არ ხდება მტვერის დიდი რაოდენობით გამოყოფა და იმ სათავსებში, რომლებშიც აღამიანებს მცირე ხნით უხდებათ ყოფნა.

ამერიკის შეერთებულ შტატებში, ინგლისში და ზოგიერთ სხვა ქვეყანაში წიბოვანი მილები, როგორც სახურებელი ელემენტები, ფართოდ გამოიყენება სათბობ ხელსაწყობში, რომელთაც კონვექტორები ეწოდება.

ნახ. 5.IV ნაჩვენებია აშშ დამზადებული კონვექტორი. ხელსაწყო შედგება ფოლადის გარსაცმისაგან, რომლის შიგნითაც მოთავსებულია ალუმინის წიბოვანი მილი. გარსაცმის ქვედა კედელში დატოვებულია ნახვრე-

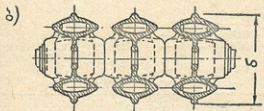
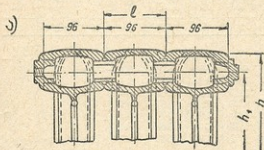
ტები, რომელთა საშუალებითაც სათავისის ჰაერი მიედინება სათბობ ელემენტამდე. განთბარი ჰაერის გამოსაშვებად გარსსაცმის ზედა ან გვერდით კედლებში დატოვებულია ნახვრეტები.

ნახ. 6.IV ხაჩვენებია საბჭოთა კავშირში დამზადებული კონვექტორი. ჩვენში კონვექტორები ფართოდ ვერ ვაგრცელდა, რადგანაც მათი სანიტარულ-ჰიგიენური მაჩვენებლები გაცილებით უარესია, ვიდრე ჩვეულებრივი რადიატორებისა, გარდა ამისა, ისინი ცწვევენ სათავისის ზედა ზონის გადახურებას, ანუ ტემპერატურების არათანაბარ განაწილებას.

რადიატორები. სათბობი ხელსაწყოებიდან ყველაზე ფართოდ ვაგრცელდა რადიატორები, რადგან ისინი უფრო კომპაქტურია და მათ კარგი სანიტარულ-ჰიგიენური და თბოტექნიკური მაჩვენებლები აქვთ. რადიატორები მთელი სიბრტე 75—80% გასცემენ კონვექციით, ხოლო 20—25% რადიაციით. თუჯის რადიატორებს ასხაშენ ცალკეულ სექციებად ან რამდენიმე სექციისაგან შემდგარ ბლოკებად. სექციებისაგან ან ბლოკებისაგან აკომპლექტებენ საჭირო ხუროების ფართის მქონე რადიატორებს. ცალკეული სექციების ერთმანეთთან შეერთება ხორციელდება ნიბელები—მოკლე ცილინდრების საშუალებით, რომლებსაც ბოლოებზე უკეთდებათ ვარგ კუთხედილები: ერთ ბოლოზე—მარცხენა, ხოლო მეორეზე—მარჯვენა (ნახ. 7.IV). ნიბელების სექციებში ჩახრახნა ხდება ერთდროულად ზემოთ და ქვემოთ. ნიბელის სექციებში ჩახრახნა ხდება ბრტყელ ბოლოიანი ტორსული გასაღებით, რომელიც თავისი ბრტყელი ბოლოთი ებჯინება ნიბელის შიგა ზედა-



ნახ. 7.IV



ნახ. 8.IV

პირზე დატოვებულ ორ გრძივ (1) ლილვას. სექციებს შორის პირაპირების შემჭიდროებისათვის გამოიყენება შუასადებები: წყლით გათბობის შემთხვევაში, როდესაც წყლის ტემპერატურა არ აღემატება 100°-ს, გამოიყენება ოლიფაში გაღვნილი ზუყაოს შუასადები, ორთქლით გათბობის შემთხვევაში—კლინგერიტის ან პარონიტის შუასადები.

ყოველ რადიატორს განაპირა სექციების ნიბელებში ზემოთ და ქვემოთ უკეთებენ თუჯის ოთხსაღობს. ორი მათგანი ვამპოლია და გამოიყენება მილსადენებთან მისაერთებლად. დანარჩენ ორსაღობს ნახვრეტები არა აქვთ და ყრულ ამაგრებენ.

რადიატორების სექციები არის ერთარხიანი, ორარხიანი და მრავალარხიანი; ბლოკური რადიატორება—ორარხიანი და მრავალარხიანი.

ნახ. 8.IV ნაჩვენებია ცალკეული სექციებისგან აწყობილი თანამედროვე M-140 ტიპის რადიატორის კრილები. ამ რადიატორის ყოველი სექცია არანაია.

რადიატორების გაბარიტული ზომები ხასიათდება მათი სამონტაჟო სიმაღლით  $h_1$  (მანძილი ნიბელების ნახერტების ცენტრებს შორის), მთლიანი სიმაღლით  $h$ , სიღრმით  $z$  და ყოველი სექციის სამწებლო განით  $l$  (იხ. ნახ. 8.IV).

სიმაღლის მიხედვით რადიატორები არის მაღალი, საშუალო და დაბალი, რომელთა სამონტაჟო სიმაღლე  $h_1$  შესაბამისად უდრის 1000, 500 და 300 მმ.

სიღრმის  $z$  მიხედვით არჩევენ უმთავრესად ორი ზომის (100 და 150 მმ) რადიატორებს.

ქვემოთ (ცხრილი 1.IV) მოცემულია თანამედროვე რადიატორების მახასიათებლები.

ცხრილი 1.IV

სათბობი ხელსაწყოების მახასიათებლები

სათბობი ხელსაწყო დასახელება	განმ. ერთეული	ხურების ფართობი			სამშენებლო ზომები	სიმაღლე	სიგანე $l$	სიღრმე $z$	ტექნოლოგია	წონა კგ-ით		
		$f$ მ <sup>2</sup> -ით	$f$ კმ <sup>2</sup> -ით	ფართის გადასახან- გარიშვებული კოეფ. მ-დან კმ-ით							სრული $h$	სამონტაჟო $h_1$
											სიგანე $l$	სიღრმე $z$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11		
რადიატორები:												
M-1-0	სექ.	0,254	0,31	1,22	582	500	96	140	1,43	7,3		
ИМ-150	"	0,254	0,31	1,22	585	500	99	155	1,44	7,52		
„პოლხა“-6	"	0,46	0,492	1,07	1090	1000	86	185	4,5	17,5		
РД-ИИ	"	0,203	0,275	1,35	5-2	500	96	90	1,43	6,95		
РД-26	"	0,205	0,275	1,34	582	500	100	90	1,56	7,87		
В-85А	"	0,176	0,24	1,36	593	500	88	85	1,75	5,5		
M-1000	"	0,46	0,492	1,07	1090	1000	86	185	4,5	—		
წიბოვანი მილები მრგვალი წიბოვებით												
სიგრძე 0,5 მ	ცალი	1	0,69	0,69	—	—			1,925	18,8		
-0,75 მ	"	1,5	1,03	0,69	—	—	წიბოს გარე		2,88	28,2		
-1 მ	"	2	1,38	0,69	—	—			3,85	37,6		
-1,5 მ	"	3	2,07	0,6	—	—	დიაპეტრი		5,3	56,5		
-2 მ	"	4	2,76	0,69	—	—	175 მმ		7,7	75,2		

წარმოებიდან მოხსნილი სათბობი ხელსაწყოები

დატვიფრული ფო- ლადის რადიატორი:	კანე- ლი	0,64	0,83	1,3	564	500	518	42	2,7	7,5
M3-500-1	"	0,96	1,25	1,3	564	500	766	42	4	—
M3 500-2	"	1,2	1,56	1,3	564	500	952	42	5	13,8
M3 500-3	"	1,6	2,08	1,3	564	500	1262	-2	6,65	18,8
M3-50-4	"	1,92	2,4	1,25	64	500	1510	-2	8	22,6
M3-50-5	"	0,425	0,6	1,41	564	350	518	42	1,5	5,77





1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
M3-350-2	"	0,637	0,89	1,4	406	350	766	42	2,25	8,65
M3-350-3	"	0,797	1,12	1,4	406	350	952	42	2,8	10,8
M3-350-4	"	1,62	1,49	1,4	406	350	1262	42	3,75	14,4
M3 350-5	"	1,275	1,78	1,4	406	350	1510	42	4,5	17,8
პლინთუსისებური დაბალი კონსტრუქციის გაოსაცემის გარეშე, სიგრძით										
1,25 მ	ცალი პანელი	1,06	0,645	0,61	80	80	1250	60	0,25	4,1
2M3-500-1	"	1,28	1,41	1,1	564	500	518	100	5,4	15,3
2M3-500-2	"	1,92	2,12	1,1	564	500	766	100	8	22,3
2M3-500-3	"	2,4	2,65	1,1	564	500	952	100	10	27,9
2M3-500-4	"	3,2	3,53	1,1	564	500	1262	100	13	37,9
2M3-500-5	"	3,84	4,24	1,1	564	500	1510	100	16	45,5
2M3-350-1	"	0,8	1,01	1,19	406	350	1518	100	3	11,8
2M3-350-2	"	1,275	1,52	1,19	406	350	766	100	4,5	17,6
2M3-350-3	"	1,595	1,9	1,19	406	350	92	100	5,6	21,9
2M3-350-4	"	2,125	2,52	1,19	406	350	1262	100	7,5	29,1
2M3-350-5	"	2,55	3,04	1,19	406	350	1510	100	9	34,9
რადიატორები:										
M-132	სეგ.	0,252	0,269	1,07	583	500	82	132	1,1	7,57
M-150	"	0,252	0,269	1,07	583	500	82	150	1,3	7,25
M-150-a	"	0,211	0,28	1,325	580,5	500	90,5	151	1,41	8,18
"ნერიისი"	"	0,448	0,5	1,07	1090	1000	65	200	6	18,2
"მინსკი-110"	"	0,24	0,31	1,13	600	500	106	110	1,91	8
H-136	"	0,285	0,285	1	580,5	500	92	136	1,43	7,85
პიგინური რადიატორები:										
ΠOP-150	"	0,175	0,208	1,18	580	500	72	131	—	—
ΠOP-800	"	0,2	0,224	1,2	595	500	60	150	—	—
"პოლუა-3"	"	0,13	0,155	1,14	—	—	—	—	—	—
MH-150	"	0,24	0,286	1,19	590	500	80	184	2,4	10,7
H-150	"	0,3	0,3	1,26	580,5	500	103	147	1,64	7,7
H-150	"	0,3	0,3	1	583	500	90	151	1,5	9,4
H-150	"	0,245	0,31	1,26	581	500	96	150	1,55	8,34
(გაუმჯობესებული)										
თბური პანელი	ბლოკი	0,389	0,445	1,14	560	500	185	75 (80)	2,75	14,7
წიბოვანი მილი სწორკუთხედიანი წიბოებით, სიგრძით										
8 5 მმ	ცალი	1,77	—	—	—	—	წიბოს გარე ზომა 130×230		1,66	31
970 "	"	2,05	—	—	—	—			1,9	35
1095 "	"	2,34	—	—	—	—			2,15	39

თანამედროვე თუჯის რადიატორები გაანგარიშებულია 7 ატმ სამუშაო წნევაზე, ქარხანაში კი მისი გამოცდა ხდება 10 ატმ ჰიდრაულიკური წნევით. ქარხანა—დამამზადებელი აკომპლექტებს სტანდარტული ფართის (დაახლოებით 2 მ<sup>2</sup>) რადიატორებს ოთხი თუჯის საცობით, რომელთაგანაც ორს გამკოლი ნახვრეტები აქვს.

XX საუკუნის დასაწყისში პეტერბურგის ფაიფურის ქარხანამ (ამჟამად

ლომონოსოვის სახელობის ქარხანა) ქალაქის ახალი საავადმყოფოსთვის და-  
ამზადა ფაიფურის რადიატორები, რომლებიც თავის კონსტრუქციით არაფ-  
რით არ განსხვავდებოდა თუჯის რადიატორებისაგან. ეს ფაიფურის რადია-  
ტორები ამჟამადაც ემსახურება საავადმყოფოს სათავსებს. მათ აქვთ მაღალი  
სანიტარულ-ჰიგიენური თვისებები. მაგრამ ფაიფურის რადიატორების ღირე-  
ბულება გაცილებით აღემატება თუჯის რადიატორების ღირებულებას და ამი-  
ტომ მათ იშვიათ შემთხვევაში ამზადებენ. უფრო იაფი კერამიკული რადია-  
ტორების დამზადების ცდამ შედეგი არ გამოიღო, რადგან მათი კედლები  
ვერ უძლებენ საჭირო ჰიდროსტატიკურ წნევებს და, გარდა ამისა, არა აქვთ  
საკმაო ჰერმეტიზაცია.

## სათბობი ხელსაწყოების განლაგება და დამუშავება

§ 33

სათბობი ხელსაწყოების განლაგება და დამუშავება ჰარმონიულად უნდა იყოს  
შერწყმული სათავსის არქიტექტურულ გაფორმებასთან და შეესაბამებოდეს  
მის დანიშნულებასა და მოპირკეთებას.

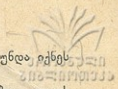
ყველაზე ძველი, ანუ ლუმელური გათბობის დროს, სხვადასხვა სამშენებ-  
ლო (არხების მოწყობა) და საყოფაცხოვრებო მიზეზების გამო, ლუმელის მოთა-  
ვება ხდებოდა და ხდება სათავსის სიღრმეში, ცივი ზედაპირებიდან დაშორებით,  
რის შედეგადაც გარე კედლების, და ფანჯრების ცივი ზედაპირებიდან წარ-  
მოიშვება ჰაერის ცივი ნაკადი, რომელიც ქვედა ზონაში იატაკთან მოძრაობს  
და არასასიამოვნოდ მოქმედებს ადამიანებზე.

ცენტრალური გათბობის სათბობმა ხელსაწყოებმა არა მარტო უნდა  
უზრუნველყონ სათავსის ჰაერის თანაბარი გათბობა, არამედ, ლუმელური გა-  
თბობისაგან განსხვავებით, არ უნდა დაუშვან სათავსში ფანჯრებიდან გარე ცი-  
ვი ჰაერის ნაკადის შემოჭრა. ამ მიზნით და ესთეტიკური თვალსაზრისითაც  
სათბობი ხელსაწყოს მოთავსება უფრო მიზანშეწონილია სათავსის გარე კედ-  
ლებთან ფანჯრების ქვემოთ. შეძლებისდაგვარად სათბობი ხელსაწყოები სა-  
თავსში განლაგებული უნდა იყოს სიმეტრიულად, გვექონდეს დგარების შესა-  
ძლო მინიმალური რაოდენობა, დგარებიდან ხელსაწყოებამდის მიმყვანი მილე-  
ბის სიგრძეები სულ მცირე უნდა იყოს 0,3—0,4 მ და ყველაზე მცირე—1—  
—1,25 მ; როგორც წესი, სათბობ ხელსაწყოს დგამენ ნიშში ღიად, რაიმე  
შემოფარგვლის გარეშე რათა შესაძლებელი იყოს მისი მტკრისაგან გაწმენდა  
და შემოწმება.

კედლის ის ნაწილი, სადაც ნიში კეთდება, უნდა შემოწმდეს ოერმულ  
წინაღობაზე, რათა ნიშის შიგა ზედაპირზე არ გვექონდეს ტენის კონდენსაცია,  
წინააღმდეგ შემთხვევაში ნიშში ეწყობა დამატებითი თბური საიზოლაცია  
ფენა. ფანჯრის ქვემო ნიშის სიმაღლე სათბობი ხელსაწყოს სიმაღლეს უნდა  
აღემატებოდეს 0,15 მ ხოლო ყრუ კედელში ნიშის სიმაღლე—0,25 მ-ით.

ნიშის სივანე გამთბობი ხელსაწყოს სივანეს უნდა აღემატებოდეს 0,4—  
—0,6 მ-ით. ნიშის სიღრმე აგურის კედლებისათვის უნდა იყოს მინიმუმ 0,13 მ,  
სხვა დანარჩენი ნასაღისაგან დანაშადებული კედლებისათვის კი—0,1 მ.

გამთბობი ხელსაწყოები იატაკიდან დაშორებული უნდა იყოს მინიმუმ  
0,06 მ, ფანჯრის რაფიდან—0,05 მ, ხოლო ნიშის ზედაპირიდან—0,025 მ.  
სამკურნალო დანიშნულების შენობებში გამთბობი ხელსაწყოები იატაკიდან  
დაშორებული უნდა იყოს მინიმუმ 0,1 მ, ხოლო კედლის ზედაპირიდან—0,06 მ.



ამასთან, ისინი ნიშის გარეშე უშუალოდ კედლის ზედაპირებთან უნდა ექნეს განლაგებული, რათა აღვილი იყოს მათი მტკვრისაგან გაწმენდა.

გამთბობ ხელსაწყოებს კიდებენ კრონშტეინებზე, რომლებიც თავის მხრივ კედლებში მაგრდება. ცალკეულ შემთხვევებში ხელსაწყოებს აყენებენ სპეციალურ ფეხებიან სადგარზე, რომელიც იატაკზე მაგრდება.

ძალიან მაღალ სათავსებში, რომლებშიც ფანჯრები ორ სართულადაა მოწყობილი, გამთბობი ხელსაწყოების განლაგება მიზანშეწონილია ორ იარუსად. ზემო იარუსის გამთბობი ხელსაწყოების ხურების ფართი საერთო ხურების ფართის 30-40%-ს უნდა შეადგენდეს.

კიბის უჯრედებში ხელსაწყოების მთელი ხურების ფართის სულ ცოტა 50% (იხ. ცხრილი 2.IV) ეწყობა პირველ სართულზე, რადგანაც თბილი ჰაერი თავისი სიმსუბუქის გამო ზემოთ მიისწრაფვის და ათბობს კიბის უჯრედის ზემოთა სართულებს.

წიბოვანი მილების ფანჯრებს ქვეშ ან გარე კედლებზე განლაგება ხდება ერთ, ორ ან სამრივად.

ცხრილი 2.IV

კიბის უჯრედში გამთბობი ხელსაწყოების განაწილება (%-ში ხელსაწყოების საერთო რაოდენობიდან)

სართულების რიცხვი	ს ა ა ნ გ ა რ ი შ ო ს ა რ თ უ ლ ი					
	I	II	III	IV	V	VI
2	65	35	—	—	—	—
3	50	30	20	—	—	—
4	50	30	20	—	—	—
5	50	25	15	10	—	—
6	50	20	15	15	—	—

შენიშვნა: ექვს სართულზე მეტი სართულების მქონე შენობებში გამთბობი ხელსაწყოების განლაგება ხდება ისევე, როგორც ექვს სართულიანში.

**სათბობი ხელსაწყოების თბოგაცემა**

**§ 34**

თბოგაცემა თბოშემცველიდან სათავსის ჰაერისადმი ხდება გამთბობი ხელსაწყოს კედლების საშუალებით, რომლების შიგა ზედაპირები სითბოს შეითვისებენ თბოშემცველიდან, ხოლო შეთვისებულ სითბოს გარე ზედაპირები გადასცემენ სათავსის ჰაერს. ხელსაწყოების თბოგადაცემა ხასიათდება მათი თბოგადაცემის კოეფიციენტით  $k$ , რომელიც გამოხატავს სიძნობის იმ რაოდენობას, რომელსაც 1 მ<sup>2</sup> ზედაპირი 1 საათის განმავლობაში გადასცემს ჰაერს, როდესაც ტემპერატურათა სხვაობა ჰაერსა და თბოშემცველს შორის 1° ტოლია.

გამთბობი ხელსაწყოს თბოგადაცემის კოეფიციენტის გამოსახულებას შემდეგი სახე აქვს:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{შეთ}}} + \frac{l}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{გაფ}}}} \quad \text{კკალ/მ}^2 \text{ სთ. გრ.} \quad (1.4)$$

სადაც

$\alpha_{\text{შეთ}}$  ხელსაწყოს კედლების შიგა ზედაპირის თბოშეთვისების კოეფიციენტი კკალ/მ<sup>2</sup> სთ. გრ და ჩვეულებრივი პირობებისათვის, როდ-

საც თბოშემცველი წყალი  $\alpha_{\text{გო}} = 300 \div 500$  კკალ/მ<sup>2</sup> სთ. გრ.  
1—გამთბობი ხელსაწყო კედლის სისქე მშ-ობით და ჩვეულებრივ  
რთე  $l = 0,003 \div 0,004$  მ ტოლია;

2—სათბობი ხელსაწყო მასალის თბოგამტარობის კოეფიციენტი  
კკალ/მ სთ. გრ. თუჯისათვის ის ტოლია  $\lambda \approx 43$ , ფოლადისათვის კი  $\lambda = 50$  კკალ/მ სთ. გრ და ა. შ.

$\alpha_{\text{გა}}$ —ხელსაწყო კედლების გარე ზედაპირის თბოგაცემის კოეფიციენტი  
კკალ/მ<sup>2</sup> სთ. გრ და მისი მნიშვნელობები ხელსაწყო  
სფორმის, განლაგების, ფერის და ტემპერატურის მიხედვით  
მერყეობს  $4 \div 15$  კკალ/მ<sup>2</sup> სთ. გრ.

ხელსაწყო თბოგადაცემის კოეფიციენტის სიდიდე დამოკიდებულია მთელ  
რთე ფაქტორებზე: თბოშემცველის სახეობაზე, ხელსაწყო ზედაპირის ტემპერატურაზე,  
ხელსაწყო გეომეტრიულ ფორმაზე და მის განლაგებაზე.

ორთქლით კვების დროს ხელსაწყოებს 20—25% -ით მეტი თბოგადაცემის  
კოეფიციენტი აქვთ ვიდრე ცხელი წყლით კვების დროს, რაც აიხსნება  
ორთქლიდან კედლის შიგა ზედაპირებზე უფრო ინტენსიური თბოგადასვლით.

რაც უფრო მეტია ხელსაწყო ზედაპირის ტემპერატურა, მით უფრო  
მეტია სხვაობა ამ ტემპერატურასა და სათავისის ჰაერის ტემპერატურას შორის,  
რის გამოც იზრდება თბოგაცემის კონვექციის და რადიაციის კოეფიციენტების  
სიდიდეები და შესაბამისად, იზრდება თბოგადაცემის საერთო კოეფიციენტიც.

განსხვავებული ფორმის ხელსაწყოებს განსხვავებული თბოგადაცემის  
კოეფიციენტები აქვთ. მაგალითად, გლუვ ზედაპირებიანი ხელსაწყო თბოგადაცემის  
კოეფიციენტი უფრო მეტია, ვიდრე წიბოვან ზედაპირიანი ხელსაწყოში,  
რადგანაც ამ უკანასკნელში მის სივრცეზე მკვეთრად ეცემა ზედაპირის  
ტემპერატურა და შესაბამისად მცირდება თბოგადაცემის კოეფიციენტიც.

ერთნაირი ფორმის მქონე ხელსაწყოებისათვის დიდი მნიშვნელობა აქვს  
სიმაღლეს. რაც უფრო მაღალია ხელსაწყო, მით უფრო ნაკლებია მისი თბოგადაცემის  
კოეფიციენტი, რადგანაც ხელსაწყო ზემო ნაწილს გარს ეკვრის უფრო  
მაღალი ტემპერატურის მქონე სათავისის ჰაერი, რის გამოც შედარებით  
ნაკლები კონვექციის კოეფიციენტი გააჩნია, რაც, თავის მხრივ, გავლენას  
ახდენს ხელსაწყო საერთო თბოგადაცემის კოეფიციენტის სიდიდის საერთო  
მნიშვნელობაზე. ამავდროულად გამო ერთმეორეზე რამდენიმე რიგად  
მოწყობილი წიბოვანი და გლუვი მილების თბოგადაცემის კოეფიციენტი ნაკლები  
იქნება ცალრიგად მოწყობილი ხელსაწყოების თბოგაცემის კოეფიციენტის  
სიდიდეზე.

ერთმეორეზე რამდენიმე რიგად მოწყობილი მილების თბოგადაცემის  
კოეფიციენტის შემცირება, გარდა ზემოაღნიშნულისა, გამოწვეულია კიდევ  
იმით, რომ ამ მილებს შორის ხდება რადიაციით გაცემული სითბოს ურთიერთ  
შთანთქმა.

რადიაციით გაცემული სითბოს ურთიერთშთანთქმას ადგილი აქვს აგრეთვე  
რადიატორის გვერდგვერდით განლაგებული სექციების გვერდით ზედაპირებს  
შორისაც.



საბინო ხელსაწყოების აღმავალიდან კიდურებზე 2 კმ/წმ სი. გრ

2 კმ/წმ სი. სრ მნიშვნელობა

ჩიცა ხელსაწყოში წვლის საშუალო ტემპერატურის და სათავის ტემპერატურის სხვაობა  $t_{\text{საშ}} - t_{\text{სა}}^{\circ}\text{C}$

ოქტობრის წვილის  
ქარი 10-15 მ/წმ

20-25 მ/წმ

საბინო ხელსაწყო ტიპი	ჩიცა ხელსაწყოში წვლის საშუალო ტემპერატურის და სათავის ტემპერატურის სხვაობა $t_{\text{საშ}} - t_{\text{სა}}^{\circ}\text{C}$												ოქტობრის წვილის ქარი 10-15 მ/წმ		
	>40	>45	>50	>55	>60	>65	>70	>75	>80	>90	>100	>110	10-15	20-25	25-30
	45-მდე	50-მდე	55-მდე	60-მდე	65-მდე	70-მდე	75-მდე	80-მდე	85-მდე	90-მდე	110-მდე	120-მდე	მეტ	მეტ	მეტ
M-132, M-150 . . . . .	6,8	6,6	6,8	7,0	7,2	7,4	7,5	7,7	7,9	8,2	8,5	8,7	8,2	8,5	9,1
H-136, H-150 . . . . .	6,7	6,7	6,2	6,1	6,7	6,8	7,0	7,0	7,3	7,6	7,8	8,1	7,9	—	—
ЛОП-150 . . . . .	6,6	6,9	7,2	7,4	7,6	7,8	7,9	8,1	8,3	8,6	8,9	9,1	8,6	8,9	9,5
პრობა № 3 <sup>ა</sup> . . . . .	7,7	7,5	7,7	7,9	8,1	8,3	8,5	8,7	8,9	9,2	9,5	9,8	8,7	—	—
პრობა № 6 <sup>ა</sup> . . . . .	6,6	6,8	7,0	7,2	7,4	7,6	7,8	7,9	8,1	8,4	8,7	8,9	7,7	—	—
PM-4 . . . . .	—	—	—	—	7,4	7,4	—	—	—	—	—	—	—	—	—
თუჯის წითელი მუცხი:															
ერთი . . . . .	4,5	4,5	4,5	4,5	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	6,0	6,4	6,7
მ. მ. მ. . . . .	4,0	4,0	4,25	4,25	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	5,0	5,4	5,6
საბინო . . . . .	3,5	3,5	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,5	4,8	5,0
ფლავის მუცხი:															
ერთი $\varnothing 1\frac{1}{2}''$ . . . . .	11,0	11,0	11,5	11,5	12,0	12,0	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	13,0	13,0	14,6
• $\varnothing 1\frac{1}{2}'' \times 108 \times 4 \text{ მ}$ . . . . .	9,5	9,5	10,0	10,0	10,5	10,5	11,0	11,0	11,5	11,5	11,5	11,5	12,0	12,8	13,4
• $133 \times 4 + 159 \times 4,5 \text{ მ}$ . . . . .	9,5	9,5	10,0	10,0	10,5	10,5	10,5	10,5	10,5	10,5	10,5	10,5	11,5	12,3	12,9
ჩამდენი მუცხი:															
$\varnothing 1\frac{1}{2}''$ . . . . .	10,0	10,0	10,5	10,0	11,0	11,0	11,0	11,0	11,5	11,5	11,5	11,5	12,5	13,4	14,0
$\varnothing > 1\frac{1}{2}''$ . . . . .	8,0	8,0	8,0	8,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	11,0	11,8	12,4



ხელსაწყოს თბოგადაცემის კოეფიციენტის სიდიდის განსაზღვრა ანალიზური მეთოდით მასზე მოქმედი უამრავი ფაქტორების გათვალისწინებით ძალიან ძნელია. ამიტომ თბოგადაცემის კოეფიციენტის სიდიდეებს  $\kappa$  პრაქტიკული ანგარიშისას აიღებენ მონაცემებით, რომლებიც შედგენილია სხვადასხვა ტიპის სათბობი ხელსაწყოების ლაბორატორიული გზით ცალ-ცალკე გამოცდის და განსაზღვრის საშუალებით (იხ. ცხრ. 3.IV და 4.IV).

ცხრილი 4.IV

M-140 რადიატორისათვის თბოგადაცემის კოეფიციენტი  $\kappa$  და ერთი სექციის მიერ თბოგაცემა  $q_{\text{სექ}}$

$\Delta t = (t_{\text{ბელ}} - t_{\text{გ}}$ ) <sub>გრ</sub>	60	64,5	70	80	90	100	110	120	140
ერთი სექციის მიერ თბოგაცემა $q_{\text{სექ}}$ კკალ/სთ . .	124	185	148	173	198	223	248	272	322
თბოგაცემის კოეფიციენტი $\kappa$ კკალ/მ <sup>2</sup> სთ. გრ . . . .	8,25	8,35	8,47	8,65	8,78	8,90	9,0	9,10	9,20

შენიშვნა: 1. კოეფიციენტი  $\kappa$  და  $q_{\text{სექ}}$  მოცემულია ხელსაწყოში გავლილი თბოშემცველის (წყალი) ხარჯისათვის რაოდენობით 17,4 კგ/სთ.  
 2. კოეფიციენტები  $\kappa$  და  $q_{\text{სექ}}$  გამოსაღვია მაშინაც, როცა თბოშემცველი ორთქლია. ამ შემთხვევაში  $\Delta t = t_{\text{გ.თ}} - t_{\text{გ}}$ .

**სათბობი ხელსაწყოების მიერთება მილსადენთან § 35**

ხელსაწყოების კარგი გახურება უმეტეს შემთხვევაში დამოკიდებულია გათბობის სისტემის მილსადენებთან მათ სწორად მიერთებაზე.

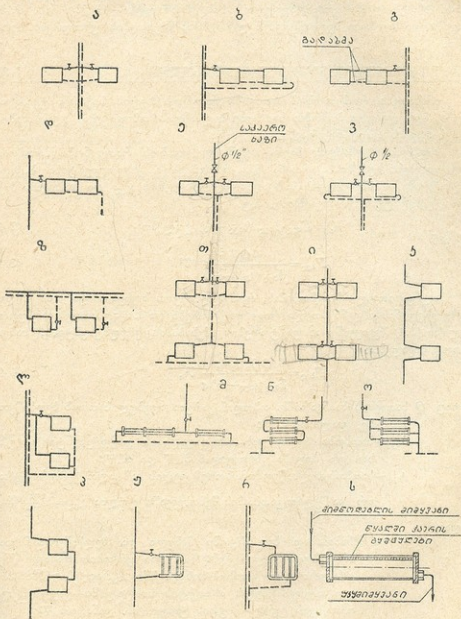
შენიშვნაში შეძლებისდაგვარად უნდა იყოს დგარების მინიმალური რაოდენობა: კუთხის სათავსებში დგარები ისეთნაირად უნდა იყოს განლაგებული, რომ მათ უზრუნველყონ ორი ერთმანეთის პერპენდიკულარულად განლაგებული გარე კედლების მიერ შექმნილი კუთხეების გათბობა. იმ დგარებთან, რომლებიც კვებავენ კიბის უჯრედის სათბობ ხელსაწყოებს, არ დიშვება სხვა სათავსების სათბობი ხელსაწყოების მიერთება.

გრაფიტაციული წნევის მქონე გამთბობი სისტემების დგარებთან იმ სათბობი ხელსაწყოების მიერთება, რომელთა სექციების რიცხვი არ აღემატება თხუთმეტს, მიზანშეწონილია განხორციელდეს ცალმხრივი სქემით (იხ. ნახ. 9.IV-ა). თუკი სათბობი ხელსაწყოს სექციების რიცხვი აღემატება თხუთმეტს, მაშინ მათი დგართან მიერთება ხელსაწყოების უკეთესად გახურების თვალსაზრისით მიზანშეწონილია განხორციელდეს ორიხრივი სქემით (იხ. ნახ. 9.IV-ბ).

ტუმბოვან სათბობ სისტემებში გამთბობი ხელსაწყოების დგართან ორმხრივი სქემით მიერთება ხდება იმ შემთხვევაში, როდესაც ხელსაწყოს სექციების რიცხვი აღემატება 25-ს.

სათბობი ხელსაწყოს დგართან დამაკავშირებელი მიმყვანი მილის დახრაცოველ გრძივ მეტრზე 0,01 მ უნდა იყოს. ცხელი მიმყვანი მილის დახრა უნდა იყოს დგარიდან ხელსაწყოსკენ, ხოლო ცივის—ხელსაწყოდან დგარისკენ.

სათბობი ხელსაწყოების ერთმანეთზე გადაბმულად მიერთება დაიშვება ერთი სათავსის ფარგლებში, გარდა დამხმარე სათავსების (საკუქნაუბების, სველი წიტილებების და სხვ.) ხელსაწყოებისა, რომელთა გადაბმით მიერთება შეიძლება გვერდით მდებარე სათავსის ხელსაწყოსთან. გადაბმით ერთმანეთ-



ნახ. 9.IV

თან მიერთება შეიძლება მხოლოდ ერთგვაროვანი ხელსაწყოებისა, რომლებიც იატაკიდან ერთ ღონეზე უნდა იყვნენ განლაგებულნი და მანძილი მათ შორის არ უნდა აღემატებოდეს 1,5 მ. ორ ხელსაწყოზე მეტი რაოდენობის გადაბმით ერთმანეთთან მიერთება დაიშვება მხოლოდ ტუმბოვან სისტემებში და ხელ-



საწყობების დგართან აუცილებლად ორმხრივი სქემით მიერთების შემთხვევაში. ორი სათბობი ხელსაწყოს გადაბმით ერთმანეთთან დამაკავშირებელი მილის დიამეტრი ერთი ზომით მეტი უნდა იყოს მიმყვანი მილის დიამეტრთან შედარებით. ამასთან ტუმბოვანი სისტემებისთვის ის მინიმუმ ტოლი უნდა იყოს 1", ხოლო გრავიტაციული სისტემებისთვის — 1 1/4". ნახ. 9.IV მოცემულია სათბობი ხელსაწყობების დგარებთან მიერთების უმთავრესი ხერხები.

**სათბობი ხელსაწყობის ხაჯების შავითის განსაზღვრა** § 36

იმისათვის, რომ სათბობ სათავსში გვექონდეს ჰაერის საჭირო ტემპერატურა, აუცილებელი პირობაა სათბობი ხელსაწყოს თბოგაცემა შეესაბამებოდეს სათავსის თბოდანაკარგებს.

სათბობი ხელსაწყოს მიერ გაცემული სითბოს რაოდენობა პროპორციულია: მისი ხურების ფართისა  $F_{ბგ}$ , თბოგაცემის კოეფიციენტისა  $k_{ბგ}$  და ხელსაწყოში თბოშემცველის საშუალო ტემპერატურის  $t_{ბგ}$  და სათავსის ჰაერის ტემპერატურათა სხვაობისა, ანუ

$$Q = F_{ბგ} \cdot k_{ბგ} (t_{ბგ} - t_{ა}) \text{ კკალ/სთ} \tag{2.4}$$

აქედან

$$F_{ბგ} = \frac{Q}{k_{ბგ} (t_{ბგ} - t_{ა})} \text{ მ}^2 \tag{3.4}$$

თუ გავითვალისწინებთ იმას, რომ ხელსაწყოს ხურების ფართის სიდიდეზე გავლენას ახდენს მთელი რიგი ფაქტორები და მათ აღსარიცხავად ფორმულაში (3.4) შევიყვანოთ ამ ფაქტორების შესაბამის კოეფიციენტებს, საბოლოოდ მივიღებთ:

$$F_{ბგ} = \frac{Q \beta_1 \beta_2 \beta_3}{k_{ბგ} (t_{ბგ} - t_{ა}) a} \text{ მ}^2, \tag{4.4}$$

სადაც  $Q$  სათავსის საანგარიშო თბოდანაკარგია აღებულ სათბობ ხელსაწყოზე, კკალ/სთ-ობით;

$k_{ბგ}$ —სათბობი ხელსაწყოს თბოგადაცემის კოეფიციენტი კკალ/მ<sup>2</sup> სთ. გრ (აიღება ცხრილიდან 3.IV და 4.IV);

$t_{ბგ}$ —სათბობ ხელსაწყოში თბოშემცველის საშუალო ტემპერატურა, გრ და წყლით გათბობის შემთხვევაში ტოლია  $t_{ბგ} = \frac{t_{ცხ} + t_{ცივ}}{2}$ ,

სადაც

$t_{ცხ}$  და  $t_{ცივ}$  შესაბამისად ხელსაწყოში შესული და ხელსაწყოდან დაბრუნებული წყლის ტემპერატურაა გრ-ობით დაბალი წნევის ორთქლით სათბობ სისტემებში  $t_{ბგ}$  აიღება 100°, ხოლო მაღალი წნევის ორთქლის სისტემებში—გაჯერებულ ორთქლის ტემპერატურის ტოლი (იხ. დანართი V);

$a$ —შემასწორებელი მამრავლი ხელსაწყოში წყლის ფარდობითი ხარჯის  $g$  სიდიდის ცვლახეა დამოკიდებული და აიღება მე.5-IV ცხრილიდან, სიდიდე  $g$  კი იანგარიშება ფორმულით (6.4);

$t_{ა}$ —სათავსის ჰაერის ტემპერატურა, გრ-ობით. აიღება IV დანართიდან;





- პ<sub>1</sub>—შემასწორებელი კოეფიციენტი სათბობი ხელსაწყო სექციების რიცხვის რაოდენობაზე (მხოლოდ წყლით სათბობი სისტემებისთვის) და აიღება 6.IV-ცხრილიდან;
- პ<sub>2</sub>—შემასწორებელი კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს ცხელი წყლის გაცივებას სათბობ ხელსაწყოებთან მოსვლაშდე, აიღება 7.IV-ცხრილიდან;
- პ<sub>3</sub>—შემასწორებელი კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს სათბობი ხელსაწყო დაყენების (განლაგების) ხერხს და აიღება 8.IV-ცხრილიდან.

ცხრილი 5.IV

შემასწორებელი კოეფიციენტი  $a$  რადიატორებისათვის, თბომცველის ბარჯის მიხედვით

$\bar{z}$	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	3	4	5	6	7	7-ზე მეტი
$a$	0,86	0,89	0,91	0,93	0,95	0,97	0,99	1	1,03	1,04	1,05	1,055	1,06	1,07

- შენიშვნა: 1.  $\bar{z}$ —1 გვ. სათბობი ხელსაწყო ფაქტიური წყლის ბარჯის ფარდობა პირობით ბარჯთან—17,4 კვ/სთ;
2. როდესაც თბომცველი ერთქლია  $a=1$ .

ცხრილი 6.IV

პ<sub>1</sub> კოეფიციენტის მნიშვნელობა სათბობი ხელსაწყო სექციების რაოდენობის მიხედვით

რადიატორის სექციების რაოდენობა	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12—14	15—20	20-ზე მეტი
რადიატორებისათვის ЛОП-150, M და H . . . . .	0,88	0,93	0,95	0,97	0,99	1,00	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05	1,05
სხვადასხვა რადიატორისათვის . . . . .	0,95	0,95	0,95	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,05	1,05	1,05	1,10

ცხრილი 7.IV

პ<sub>2</sub> კოეფიციენტის მნიშვნელობები ტუმბოვან სისტემებში დაზრდილი მილსადენების დროს

სარეზერვუარის რაოდენობა	ს ა ა ნ გ ა რ ი შ ი ა ს ა რ თ უ ლ ე ბ ი				
	1	2	3	4	5
	ერთმილოვანი სისტემები				
2	1,01	—	—	—	—
3	1,05	—	—	—	—
4	1,05	1,04	—	—	—
5	1,05	1,04	1,04	—	—
	ორმილოვანი სისტ. ზედა განაწილებით				
2	1,05	—	—	—	—
3	1,05	1,05	—	—	—
4	1,05	1,05	1,03	—	—
5	1,04	1,04	1,03	—	—

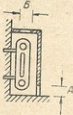

სართულების რაოდენობა	ს ა ა ნ გ ა რ ი შ ი ს ა რ თ უ ლ ე ბ ი				
	1	2	3	4	5
	ორმილოვანი სისტემები კვედა განაწილებით				
2	—	1,03	—	—	—
3	—	—	1,03	—	—
4	—	—	1,03	1,05	—
5	—	—	1,03	1,03	1,05

- შენიშვნა: 1. წყლის ბუნებრივი ცირკულაციის დროს დანამატები მიიღება კოეფიციენტით—1,04.  
2. მილსადენების ლიად გაყვანილობისა და ორთქლის გამოყენების დროს— $\beta_2=1$ .

ც ბ რ ი ლ ი 8.IV

$\beta_2$  კოეფიციენტი, სათბობი ხელსაწყოების სხვადასხვა ზერხით დაყენების გათვალისწინებით

დაყენების ტიპი	ხელსაწყო დაყენების ესკიზი	ხელსაწყო დაყენების აღწერა	მშ-ობით	$\beta_2$
1		ხელსაწყო დაყენებულია კედელთან უნი- შოდ და გადახურულია ფიცრით თაროს სახით	40	1,05
			80	1,03
			100	1,02
2		ხელსაწყო დაყენებულია კედლის ნიშაში (ნიშის სიღრმე 130 მმ-ზე მეტია)	40	1,11
			80	1,07
			100	1,06
3		ხელსაწყო დაყენებულია კედელთან უნი- შოდ, დაფარულია წინა კედლით და ზედა ფიც- რით; ზერელების ზომაა A	150	1,25
			180	1,19
			220	1,13
			260	1,12

დაყენების $A, A_0$	ხელსაწყო დაყენების უსკიხი	ხელსაწყო დაყენების აღწერა	A88-ობით	
4		<p>ხელსაწყო დაყენებულია კედელთან უნი-          შოდ, წინიდან დახურულია ხის ცხურით, რომელიც დაშორებულია იატაკიდან <math>A</math> მანძილით (არანაკლები 100 მმ); ზემოდან ხელსაწყო დაფარულია ფიკრით, რომელზედაც გაკეთებულია ზეფელი <math>B</math> ზომით და სიგრძით არა ნაკლებ ხელსაწყო სიღრმისა</p>	40 80 100 280 260	1,15
5		<p>ხელსაწყო დაყენებულია კედელთან უნი-          შოდ და წინიდან დახურულია გყრანით, რომელიც იატაკიდან დაშორებულია <math>0,8A</math> მანძილით</p>		0,9

შენიშვნა: რადიატორის კედელთან ან ნიშაში (130 მმ სიღრმით) თავისუფლად დაყენების შემთხვევაში კოეფიციენტი  $\beta_2=1,0$ .

სათავსამდე მილებში წყლის გაცივების შედეგად, გვიხდება სათბობი ხელსაწყოების ხურების ფართის ნაწილობრივი გაზრდა; სათავსში განლაგებულ მილსადენში წყლის გაცივების შედეგად გამოყოფილი სითბოს აღსარიცხავად კი სათბობი ხელსაწყოების ხურების ფართის ნაწილობრივი შემცირება. ამიტომ სათავსში მილების ღიად განლაგების შემთხვევაში შეგვიძლია ვიტყულისხმით, რომ  $\beta_2=1$ .

პრაქტიკაში ხშირად გვიხდება ერთი სახის სათბობი ხელსაწყო შეცვლა მეორეთი. გადაანგარიშების გასამართივებლად სარგებლობენ ეკვივალენტურ კვადრატულ მეტრებში (ეკმ) გამოხატულ სათბობი ხელსაწყოების ხურების ფართის ცნებით.

ეკმ ქვეშ იგულისხმება ხელსაწყო ზედაპირი, რომლის თბოგაცემაა 435 კკალ/სთ, როცა ხელსაწყო თბოშემცველის (წყლის) საშუალო ტემპერატურის ( $t_{\text{საშ}}=82,5^\circ$ ) და სათავსის ჰაერის ტემპერატურათა სხვაობაა  $82,5-18=64,5^\circ$  და ხელსაწყოში ყოველ საათში ზემოდან ქვემოთ მიედინება 17,4 კგ წყალი.

ზემომოყვანილი ფორმულით (4.4) მიღებულ ხურების ფართს, იმისდა მიხედვით, თუ რომელი ტიპის სათბობი ხელსაწყო გამოიყენება, ამრავლებენ შესაბამის გადასაყვან კოეფიციენტზე (იხ. ცხრილი 1.IV) და გამოხატავენ ეკმ-ით.

გამთბობი ხელსაწყოების ხურების ფართის განსაზღვრა შეიძლება უშუალოდ ეკმ-ში ფორმულით:

$$F_{\text{ხაე}} = \frac{Q \beta_1 \beta_2 \beta_3}{7,98 (\Delta t - 10)} \text{ ეკმ} \quad (5.4)$$

სადაც

$\Delta t$ —ხელსაწყოში თბოშემცველის საშუალო ტემპერატურის და სათბობის სისქის ტემპერატურათა სხვაობა გრ-ობით და გამოითვლება

$$\text{ფორმულით } \Delta t = \frac{t_{\text{ფ}} + t_{\text{ფა}}}{2} - t_{\text{გ}};$$

$a$ —შემასწორებელი მამრავლი დამოკიდებულია ხელსაწყოში წყლის ფარდობითი ხარჯის  $g$  სიდიდის ცვლაზე და აიღება მე-5.IV ცხრილიდან.

წყლის ფარდობითი ხარჯვა იანგარიშება ფორმულით:

$$a) \quad g = \frac{7,98(\Delta t - 10)}{\Delta t_{\text{ხელ}} \cdot 17,4} \quad \text{კგ/სთ.ეკმ} \quad (6.4)$$

$\Delta t$  ხელსაწყოში თბოშემცველის ტემპერატურის ვარდნილია გრ-ობით და გამოითვლება ფორმულით

$$\Delta t_{\text{ხელ}} = t_{\text{ფ}} - t_{\text{ფა}}.$$

სათბობი ხელსაწყოების ხურების ფართის განსაზღვრის შემდეგ შეიძლება სათბობი ხელსაწყოს სექციების რაოდენობის გამოთვლა.

რადიატორების სექციების რაოდენობა გამოითვლება ფორმულით:

$$n = \frac{F_{\text{ხელ}}}{f_{\text{ხელ}}} \quad \text{ცალი} \quad (7.4)$$

სადაც

$f_{\text{ხელ}}$  ერთი სექციის ხურების ფართია ეკმ-ობით (ცხრილი 1. IV).

წიბოვანი მილების რაოდენობა გამოითვლება ფორმულით:

$$n = \frac{F_{\text{ხელ}}}{f_{\text{ფ.ა}}} \quad \text{ცალი,} \quad (8.4)$$

სადაც

$f_{\text{ფ.ა}}$  ერთი წიბოვანი მილის ხურების ფართია ეკმ-ობით (ცხრილი 9.IV).

გლუვი მილების სიგრძე გამოითვლება ფორმულით:

$$სადაც \quad l = \frac{F_{\text{ხელ}}}{f_{\text{გლ.ა}}} \quad \text{მ,} \quad (9.4)$$

$f_{\text{გლ.ა}}$  ერთი გრძივი მეტრი გლუვი მილის ხურების ფართია ეკმ-ობით (ცხრილი 10. IV).

**მაგალითი:** ვიბოვით ორსართულიანი შენობის მეორე სართულის სათავსის სათბობი ხელსაწყოების ხურების ფართი, რომლის თბოდანაკარგებია 3800 კკალ/სთ. სათავსის შიგა ჰაერის ტემპერატურაა  $18^\circ$ , სათბობი სისტემა ორმილოვანი წყლის ქვედა განაწილებით,  $t_{\text{ფ}} = 95^\circ$  და  $t_{\text{ფა}} = 70^\circ$ ; მილები სათავსში გაყვანილია დახურულად, იზოლაციით. სათავსში ფანჯრების რაოდენობაა 3. რადიატორების ტიპი M-132.

**გადაწყვეტა.** ვსაზღვრავთ ტემპერატურების საანგარიშო სხვაობას  $\Delta t$

$$\Delta t = t_{\text{ხელ}} - t_{\text{გ}} = \frac{95 + 70}{2} - 18 = 64,5^\circ.$$

ნაბოვნი ტემპერატურის მიხედვით 3-IV ცხრილში ვპოულობთ M-132-ის რადიატორის  $k_{\text{ხელ}} = 7,2$  კკალ/მ<sup>2</sup> სთ.გრ. თუ რადიატორს ნიშაში დაყვანებთ ისე, რომ მანძილი რადიატორიდან რაფის ძირამდე იქნება  $A = 0,08$  მ, მაშინ  $\beta_{\text{გ}} = 1,03$  (ცხრილი 8.IV).





ხურების ფართი  $f_{\Sigma}$  ერთი წიბოვანი მილისა ეკვ-ობით მიღების რიგების რიცხვის მიხედვით

ვერტიკალურად განლაგებული წიბოვანი მილების რაოდენობა	წიბოვანი მილის ხურების ფართი ეკვ-ობით როცა მისი სიგრძე მ-ობითაა:		
	1	1,5	2
1 რიგად . . . . .	1,88	2,07	2,76
2 რიგად . . . . .	1,29	1,94	2,58
3 რიგად . . . . .	1,065	1,6	2,13

რეგისტრის 1 მ გლუვი მილის ხურების ფართი  $f_{\Sigma}$  ეკვ-ობით მიღების რიგების რიცხვის მიხედვით

ვერტიკალურად განლაგებული მილების რაოდენობა რიგებში	რეგისტრის 1 მ გლუვი მილის ხურების $f_{\Sigma}$ ფართი ეკვ-ობით როცა მილის დიამეტრია მმ-ობით				
	40	50	70	80	100
1 რიგად . . . . .	0,244	0,304	0,884	0,45	0,48
2 რიგად და მეტი . .	0,195	0,248	0,306	0,355	0,462

მილსადენების დახურული გაყვანისას ორმილოვანი სისტემისათვის და 2-ე სართულისათვის  $\beta_1 = 1,03$  (ცხრილი 7-IV-დან).

$a$  კოეფიციენტის გასაგებად ჯერ ვიანგარიშით  $g$  ფორმულით (6.4), მივიღებთ

$$g = \frac{7,98 (64,5 - 10)}{25 \cdot 17,4} = 1.$$

5-IV ცხრილის მიხედვით ვპოულობთ, რომ, როცა  $g=1$ , მაშინ  $a=1$  რადიატორების საერთო ხურების ფართს ვანგარიშობთ ფორმულით (4.4) მივიღებთ

$$F_{\Sigma} = \frac{3800 \cdot 1,03 \cdot 1,03}{7,2 \cdot 64,5 \cdot 1} \approx 8,7 \text{ მ}^2.$$

ესაზღვრავთ სექციების რიცხვს, M-132 ტიპის რადიატორის 1 სექციის ხურების ფართი  $f_{\Sigma} = 0,269$  (ცხრილი 1-IV)

$$n = \frac{8,7}{0,269} \approx 33 \text{ ცალს.}$$

მიღებულ სექციების რაოდენობას ვანაწილებთ სათავის ფანჯრების რაოდენობაზე  $33 : 3 = 11$  სექცია.

შემასწორებელი მამრავლი სექციების რიცხვზე იმ დროს, როდესაც რადიატორი შედგება 11 სექციისაგან, ტოლია  $\beta_1 = 1,03$  (იხ. ცხრილი 6-IV), ანუ საბოლოოდ:

$$F_{\Sigma} = 8,7 \cdot 1,03 = 8,96 \text{ მ}^2.$$

იმისათვის, რომ მიღებული ხურების ფართი გადავიყვანოთ ეკმ-ში, ის უნდა გავამრავლოთ გადაწყვენი კოეფიციენტზე, რომელიც M-132 ტიპის რადიატორისათვის ტოლია 1,07 (იხ. ცხრილი I.IV), საბოლოოდ გვექნება:

$$F_{\text{ხეც}} = 8,96 \cdot 1,07 \approx 9,6 \text{ ეკმ.}$$

საბოლოოდ სექციების საერთო რაოდენობა ეკმ-ობით იქნება:

$$n = \frac{9,6}{0,269} \approx 36 \text{ ცალი,}$$

ან  $36 : 3 = 12$  ცალი ყოველი ფანჯრის ქვეშ.

რადიატორების ხურების ფართის ანგარიში შეგვიძლია უშუალოდ ეკმ. ამისათვის ვისარგებლოთ ფორმულით (5.4)

$$F_{\text{ხეც}} = \frac{3800 \cdot 1,03 \cdot 1,03 \cdot 1,03}{7,98 \cdot (64,5 - 10) \cdot 1} \approx 9,6 \text{ ეკმ.}$$

### სათბობი ხელსაწყობის თბოგაცემის ჩაზღვივა და ჩაქვავ-მაჩაზღვივაზელი არაზღვივა

§ 37

სათვისის სათბობი ხელსაწყობის ხურების ფართის გამოანგარიშების დროს მხედველობაში იღებენ სათავისის თბოდანაკარგებს, რომლებიც გამოითვლება გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურებისთვის. მაგრამ გარე ტემპერატურა, რომელიც შეესაბამება საანგარიშოს, მთელ სათბობ სეზონში გვაქვს სულ რამდენიმე დღელამის განმავლობაში. გათბობის სეზონის უმეტეს დროს კი გარე ჰაერის ტემპერატურა უფრო მაღალია, ვიდრე საანგარიშო. ამის შედეგად შენობას აქვს ცვლადი თბოდანაკარგები, რომელიც ნაკლებია საანგარიშოზე. ამიტომ სათბობი ხელსაწყობის თბოგაცემის რეგულირება შენობის ფაქტიური თბოდანაკარგების შესაბამისად უნდა ხდებოდეს.

წყლით სათბობი სისტემების სათბობი ხელსაწყობის თბოგაცემის რეგულირება შეიძლება იყოს ხარისხობრივი და რაოდენობრივი. ხარისხობრივი რეგულირება, ანუ თბოშემცველის ტემპერატურის ცვლა გარე ჰაერის ტემპერატურული რეჟიმის მიხედვით ხორციელდება უშუალოდ თბურ ცენტრში (საქვავებში) და ის შეიძლება იყოს მხოლოდ ცენტრალური.

რაოდენობრივი რეგულირება, ანუ თბოშემცველის რაოდენობის შემცირება კი შეიძლება იყოს როგორც ცენტრალური, ისე ადგილობრივი. რაოდენობრივი ცენტრალური რეგულირება ხორციელდება თბურ ცენტრებში, ხოლო რაოდენობრივი ადგილობრივი—უშუალოდ სათბობი ხელსაწყობის მიმყვანებზე ჩაქვკ-მარეგულირებელი არმატურის დაყენებით.

წყლის სისტემების ხარისხობრივი რეგულირება ადვილად ხორციელდება, ხოლო ორთქლის სისტემების ხარისხობრივი რეგულირება არ იძლევა ეფექტს, რადგანაც ქვავებში წნევის შემცირება ოდნავ ამცირებს ორთქლის ტემპერატურას. რაც, რასაკვირველია, ვერ უზრუნველყოფს ხელსაწყოს თბოგაცემის შესაძენვე შემცირებას. ამასთანავე ქვავში წნევის შემცირება იწვევს სისტემაში მისაწოდებელი ორთქლის რაოდენობის შემცირებასაც. ამრიგად, ორთქლის სისტემების ცენტრალური რეგულირება შეიძლება მხოლოდ რაოდენობრივი—სისტემებში მისაწოდებელი ორთქლის რაოდენობის შემცირებით ან სათბობ სისტემებში ორთქლის მიწოდების პერიოდულად შეწყვეტით.



ორთქლით სათბობ სისტემებში ფართოდ გამოიყენება ხელსაწყოების თბოგაცემის რაოდენობრივი ადგილობრივი რეგულირება.

წყლით სათბობ სისტემებში, გარდა ცენტრალური ხარისხობრივი რეგულირებისა, იყენებენ აგრეთვე ადგილობრივ რაოდენობრივ რეგულირებას, რისთვისაც სათბობი ხელსაწყოების ცხელ მიმყვან მილებზე ჩამკეტ-მარეგულირებელ არმატურას აყენებენ, რომლებიც საშუალებას იძლევიან საჭიროების შემთხვევაში შევამციროთ ხელსაწყოში ცხელი წყლის რაოდენობა ან მთლიანად გამოვთიშოთ ხელსაწყო გათბობის სისტემიდან.

გარდა იმისა, რომ ჩამკეტ-მარეგულირებელი არმატურის საშუალებით ხორციელდება გამთბობი ხელსაწყოს თბოგაცემის რეგულირება, ის გამოიყენება აგრეთვე გამთბობი სისტემის პირველადი დარეგულირებისათვის მისი ექსპლოატაციაში გადაცემის პერიოდში.

ხელსაწყოების თბოგაცემის რეგულირება, გარდა იმისა, რომ სათავსში ქმნის ნორმალურ ტემპერატურულ რეჟიმს, საშუალებას გვაძლევს დავზოგოთ საწვავის გარკვეული რაოდენობა. ამიტომ საჭიროა ყოველ თბურ ცენტრში იყოს გრაფიკი, რომელზეც მოცემული იქნება გარე ჰაერის სხვადასხვა ტემპერატურების შესაბამისი თბოშემცველის (მომხმარებლისათვის მისაწოდებელი) ტემპერატურები.

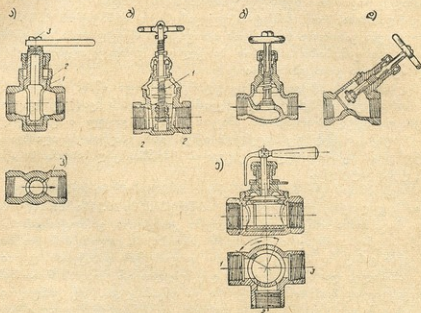
არსებობს ჩამკეტი მარეგულირებელი არმატურის რამდენიმე სახე: ონკანები, საკვალთები, ვენტილები და სარქველები. მე-10.IV-ა ნახაზზე მოცემულია საცობიანი ონკანი. ის შესდგება კონუსური გარსაცმისგან 1, რომელშიც ბრუნავს კონუსური ცილინდრი (საცობი) 2, ცილინდრის შიგნით ვაკუუმებულია განაქერი 3. თუ კონუსური ცილინდრის განაქერის ღერძი ემთხვევა იმ მილის ღერძს, რომელზეც დაყენებულია ონკანი, მაშინ თბოშემცველი თავისუფლად მოძრაობს განაქერში და ონკანი ღიაა. თუ კონუსური ცილინდრის განაქერის ღერძი მილის ღერძის პერპენდიკულარულადაა დაყენებული, მაშინ ონკანი დაკეტილია. იმ შემთხვევაში, როდესაც განაქერის ღერძი  $0^\circ$  მეტი და  $90^\circ$  ნაკლები კუთხითაა მოთავსებული მილის ღერძის მიმართ, ონკანში გაივლის თბოშემცველის რაღაც რაოდენობა, რომელიც კუთხის სიმცირის მიხედვით მატულობს. ვინაიდან კონუსური ცილინდრის მობრუნებისას უკებ მცირდება თბოშემცველის გასაღვლი განაქერის კვეთი, საცობიანი ონკანით ძნელია თბოშემცველის რაოდენობის რეგულირება და ამიტომ ის გამოიყენება იმ შემთხვევებში, როდესაც საჭიროა თბოშემცველის მთლიანად გატარება ან, პირიქით, მოძრაობის სრულად შეწყვეტა.

მე-10.IV-ბ ნახაზზე მოცემულია ერთ-ერთი სახის საკვალთი. შინდელი 1, რომლის გადაადგილებაც ხორციელდება მქნევარას ბრუნვის საშუალებით, თან გაიყოლებს გარესაჩრახნებს 2. გარესაჩრახნების ზემოთ გადაადგილებისას თბოშემცველის გასასვლელად საჭირო ცოცხალი კვეთი იზრდება, ხოლო ქვემოთ დაშვებისას—მცირდება. გარე სახრახნების მთლიანად ბოლომდე დაშვებისას შინდელის კონუსური საცმი სოლივით გაქეპავს მათ, რაც უზრუნველყოფს საკვალთის მჭიდროდ დაკეტვას.

მე-10.IV-გ ნახაზზე მოცემულია ვენტილი. ვენტილის კორპუსში განლაგებულია ტიხარი, მასში თბოშემცველის გასატარებლად დატოვებულია ნახვრეტი, რომელსაც ქეტავს მბრუნავი შინდელის ბოლოზე წამოცნული მკვეთარა. მქნევარას ბრუნვის საშუალებით ხორციელდება მკვეთარას გადაადგილება ზემოთ ან ქვემოთ. მასში გასატარებელი თბოშემცველის რაოდენობის რეგუ-

ლირება ხდება ნახვრეტსა და მკვეთარას შორის დარჩენილი ჰვრიტეს სიმაღლის ცვლით. აღწერილი ვენტილის უარყოფითი მხარე ის არის, რომ ის ქმნის დიდ წინაღობას, რადგანაც მასში თბოშემცველი მოძრაობს  $U$  სხვაგვარი ვით. უკანასკნელ დროს შექმნილია ვენტილების რამდენიმე რაციონალური კონსტრუქცია, რომელთა წინაღობებიც შედარებით მცირეა.

მე-10.IV-დ ნახაზზე მოცემულია ერთ-ერთი ამ ტიპთაგანი, კერძოდ, ვენტილი „კოსვა“.



ნახ 10.IV

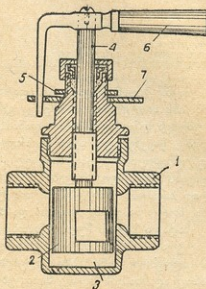
ზოგ შემთხვევაში საჭიროა თბოშემცველის ფარდობითი რაოდენობის რეგულირება ერთდროულად ორ 1 და 2 მილში, რომლებშიც თბოშემცველი გადაეცემა შესამე 3 მილიდან. ასეთ შემთხვევაში იყენებენ მე-10.IV-ე ნახაზზე ნაჩვენებ ე. წ. სამსულიან ონკანს. შპინდელზე მიმაგრებულ დრუ ცილინდრულ საცობში, რომლის ბრუნვაც სახელურით ხორციელდება, დატოვებულია სამი განაქერი. ნახაზზე ნაჩვენებია მდგომარეობა, როდესაც მილი 2 დაკეტულია, ხოლო მილი 1—ლიაა. საცობის მობრუნება ხდება  $45^\circ$ -ით საათის ისრის მოძრაობის მიმართულებით. მობრუნების კუთხის ცვლით  $0-45^\circ$ -მდე შეიძლება თბოშემცველის ფარდობითი რაოდენობის ცვლა 1 და 2 მილში. ვინაიდან საცობის მობრუნება  $45^\circ$  მეტად საჭირო არ არის, ამიტომ სახელურს, რომელიც აბრუნებს შპინდელს, აქვს შემზღულდველი, რომელიც საცობის მხოლოდ აღნიშნული კუთხით მობრუნების საშუალებას იძლევა.

იმ შემთხვევაში, როდესაც საჭიროა მილში გამავალი თბოშემცველის რაოდენობის მაქსიმუმის არსებობა, მაგრამ, მისთან, საჭიროა გვექონდეს თბოშემცველის რაოდენობის რეგულირების საშუალება ამ მაქსიმუმიდან ნულამდე, იყენებენ მე-11.IV ნახაზზე მოცემულ ე. წ. ორმაგი რეგულირების ონკანს, რომელიც წარმოადგენს საცობიანი ონკანის და საკვალთის კომბინაციას.



ცილინდრული ფორმის გარსაცეში 1 მოთავსებულია კიქა 2, რომელსაც ორი სწორკუთხა ნახვრეტი აქვს. კიქა 2 ჩასმულია ღრუტანიან საცობში 3 და დამაგრებულია შპინდელზე 4. შპინდელის ბრუნვით კიქა 2 იწევს ან ზემოთ, ან ქვემოთ და ხდება თბოშემცველის რაოდენობის რეგულირება. მას შემდეგ, რაც კიქა დადგება ისეთ სიმაღლეზე, რომელიც უზრუნველყოფს მაქსიმალურად საჭირო რაოდენობის თბოშემცველის გატარებას, ხდება კონტრაქციის 5 მოქერა და, ამრიგად, კიქის გარკვეულ მდგომარეობაში დამაგრება. ამით მთავრდება ონკანის პირველადი რეგულირება.

იმისათვის, რომ სათბობი ხელსაწყოს მომხმარებელს საჭიროების შემთხვევაში ჰქონდეს საშუალება ხელსაწყოს თბოგაცემის შემცირების ან ხელსაწყოს მთლიანად გამოთიშვის, ანუ მეორადი რეგულირებისა, საჭიროა სახელურის 6 მობრუნება მარჯვნივ (90°-დე), როზეტში 7 დატოვებული განაპერის ფარგლებში.



ნახ. 11-IV

სათბობი ხელსაწყოების მიმყვანებზე ჩამკეტ-მარეგულირებელი არმატურის რომელი სახეობა უნდა იქნეს დაყენებული, დამოკიდებულია გამოთბობი სისტემების ნაირსახეობაზე და თბოშემცველის პარამეტრებზე, მაგალითად, ა) წყლით გათბობის სისტემისას, როდესაც წყლის ტემპერატურა 100°-ზე ნაკლებია, ცხელ მიმყვანზე დაყენებულ უნდა იქნეს ორმაგი რეგულირების ონკანი; ბ) წყლით გათბობის სისტემისას, როდესაც წყლის ტემპერატურა 100°-ზე მეტია, ცხელ მიმყვანზე უნდა დაყენონ ვენტილი „კოსვა“; გ) დაბალი წნევის ორთქლის სისტემისას ორთქლის მიმყვანზე უნდა დაყენონ ორთქლის ვენტილი, ხოლო საკონდენსაციო მილზე—სარეგულირებო სამკაბი საცობით; დ) მაღალი წნევის ორთქლის სისტემისას ორთქლისა და კონდენსატის მიმყვანებზე უნდა დაყენონ ორთქლის ვენტილები.

იმ სათბობი ხელსაწყოების მიმყვანებზე, რომლებიც განლაგებულია გაყინვის თვალსაზრისით საშიშ ადგილებში (კიბის უჯრედების I სართულებზე, ტამბურებში და სხვ.), ჩამკეტ-მარეგულირებელი არმატურის დაყენება არ ხდება.

წყლით სათბობი სისხვაპაი

37

ჩვენს ქვეყანაში ყველაზე ფართოდ გავრცელებულია ცენტრალური წყლით გათბობის სისტემები, რომლებიც გამოიყენება თითქმის ყველა საცხოვრებელ და უმეტეს საზოგადოებრივი დანიშნულების შენობებში. იმ შენობებში, რომლებსაც წაყენებული აქვთ გაზრდილი სანტარულ-ჰიგიენური მოთხოვნები (საცხოვრებელი სახლები, სასწავლო დაწესებულებები, სასტუმროები, სანატორიუმები, საბავშვო ბაღები და სხვ.), ეწყობა მხოლოდ დაბალი წნევის წყლით სათბობი სისტემები, რომელთა წყლის ტემპერატურა  $95^{\circ}$  არ აღემატება. ხოლო საავადმყოფოებსა და ბავშვთა ბავებში— $85^{\circ}$ -ს.

მაღალი წნევის წყლით სათბობი სისტემები, რომლებშიც წყლის ტემპერატურა  $100^{\circ}$  აღემატება გამოიყენება ზოგიერთი ისეთი დანიშნულების საზოგადოებრივ შენობებში (კლუბები, კინოები, თეატრები და სხვ.), რომლებშიც აღამიანებს მცირე ხნით უხდებათ ყოფნა.

პირველად დაბალი წნევის წყლის სათბობი სისტემა (ამ სისტემას კიდევ ეწოდება ღია სისტემა, რადგანაც ის საფართოებელი ქურკლით დაკავშირებულია ატმოსფეროსთან) 1777 წელს გამოიგონა და გამოიყენა ფრანგმა ინჟინერმა ბონემენმა, ხოლო 1831 წელს ინგლისელმა პერკინსონმა შექმნა მაღალი წნევის წყლით სათბობი სისტემა. ეს სისტემები XX საუკუნის დასაწყისამდე სათანადოდ ვერ გავრცელებულა რუსეთში.

პირველ ხანებში დამონტაჟებული წყლით გათბობი სისტემების უმეტესი ნაწილი იყო ბუნებრივი (გრავეტაციული) ცირკულაციით. ოქტომბრის რევოლუციის შემდეგ დამონტაჟებული სისტემების უმეტეს ნაწილში კი წყლის ცირკულაცია ხორციელდება იძულებითი (ტუმბოს საშუალებით) გზით.

ქვემოთ განვიხილოთ წყლით სათბობი სისტემების მუშაობის პრინციპი.

ბავივიავიუიი ნნავიი ბნსავზვა

§ 38

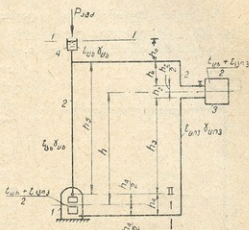
ბუნებრივი ცირკულაციის მქონე წყლით სათბობი სისტემის მუშაობის პრინციპის ნათელყოფა შეიძლება 1.V ნახაზით, სადაც მოცემულია სისტემის ელემენტარული სქემა. სისტემა შედგება ქვაბისაგან 1, მილსადენებისაგან 2, სათბობი ხელსაწყოსა 3 და საფართოებელი ქურკლისაგან 4.

სისტემის ამუშავებამდე მას I—I დონემდე ავსებენ წყლით. სისტემის წყლით შევსება ჯდება სისტემის უკუმაგისტრალიდან და რაც შეიძლება ნელა, რათა წყალმა მილებიდან გამოდევნოს ჰაერი. ქვაბში წყალი ცხელდება საჭირო ტემპერატურამდე და მილებით, რომლებსაც ეწოდება ცხელი ან მიმწოდებელი, მიედინება სათბობ ხელსაწყომდე. ხელსაწყოში წყალი ცივდება და მილებით, რომელთაც ეწოდება ცივი ან უკუმილსადენი ბრუნდება ქვაბში,

სადაც ხელახლა ცხელდება და ციკლი ქვაბი-სათბობი ხელსაწყო-ქვაბი კვლავ მეორდება. გაცხელებისას სისტემაში წყლის მოცულობა მატულობს იმდენად, რომ ავიცილოთ წნევის გაზრდა და მიღების დახეთქვა, სისტემის უმაღლეს წერტილში აყენებენ საფართობებელ ჭურჭელს, რომელიც უერთდება ატმოსფეროს. საფართობებელმა ჭურჭელმა უნდა შესწლოს წყლის მთელი ნაშთის მიღება.

ბუნებრივი ცირკულაციის წყლით სათბობ სისტემებში საფართობებელი ჭურჭლის საშუალებით ხდება აგრეთვე ჰაერის ატმოსფეროში გაყვანა, რომელიც სისტემიდან გამოიძენება მისი წყლით შევსების დროს და აგრეთვე იმ ჰაერისა, რომელიც გამოიყოფა წყლიდან მისი გაცხელებისას (წყლის 40°-ზე მეტად გაცხელებისას ჰაერი იწყებს მისგან ინტენსიურად გამოყოფას).

თუ დავუშვებთ, რომ მილსადენებს ისეთი თბური იზოლაცია აქვთ, რომ მათში წყლის გაცივება არ ხდება და, თუ ქვაბში წყალი ცხელდება  $t_{03}$  ტემპერატურიდან  $t_{02}$  ტემპერატურამდე, ხოლო სათბობ ხელსაწყოში სითბოს გაცემის შედეგად წყალი ცივდება  $t_{06}$  ტემპერატურიდან  $t_{05}$  ტემპერატურამდე, მაშინ უქუ-მაგისტრალზე აღებული ნებისმიერი II—II კვეთისათვის შეგვიძლია დავწეროთ მასზე მოქმედი წნევა მარცხნიდან:



ნახ. 1.V

$$p_{აბა} = p_{აბა} + h_0 \gamma_{06} + h_1 \gamma_{05} + h_2 \gamma_{06} + h_3 \gamma_{05} + h_4 \frac{\gamma_{05} + \gamma_{06}}{2}$$

აქ

$p_{აბა}$  ატმოსფეროს წნევაა, რომელიც მოქმედებს წყლის ზედაპირზე საფართობებელ ჭურჭელში.

წნევა II—II კვეთზე მარჯვნიდან იქნება:

$$p_{აბა} = p_{აბა} + h_0 \gamma_{06} + h_1 \gamma_{05} + h_2 \frac{\gamma_{05} + \gamma_{06}}{2} + h_3 \gamma_{06} + h_4 \gamma_{06}$$

ვინაიდან ცივი წყლის მოცულობითი წონა მეტია, ვიდრე ცხელი წყლისა, ამიტომ II—II კვეთზე მარჯვნიდან მოქმედი წნევა  $p_{აბა}$  მეტია, ვიდრე მარცხნიდან მოქმედი წნევა  $p_{აბა}$ ; ხოლო საცირკულაციო წნევა (რომელსაც აღვნიშნავთ  $H$ -ით ამ წნევათა სხვაობის ტოლია:

$$H = p_{აბა} - p_{აბა} = \left( p_{აბა} + h_0 \gamma_{06} + h_1 \gamma_{05} + h_2 \frac{\gamma_{05} + \gamma_{06}}{2} + h_3 \gamma_{06} + h_4 \gamma_{06} \right) - \left( p_{აბა} + h_0 \gamma_{06} + h_1 \gamma_{05} + h_2 \gamma_{06} + h_3 \gamma_{05} + h_4 \frac{\gamma_{05} + \gamma_{06}}{2} \right)$$

შეკვეცის შემდეგ მივიღებთ:

$$H = \left( \frac{h_2}{2} + h_3 + \frac{h_4}{2} \right) \gamma_{\text{თბ}} - \left( \frac{h_2}{2} + h_3 + \frac{h_4}{2} \right) \gamma_{\text{ბ}}$$

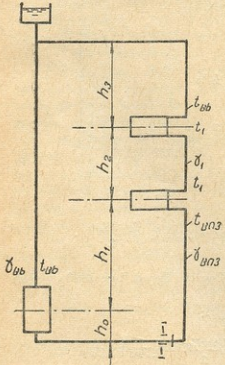
ნახაზიდან ჩანს, რომ

$$\frac{h_2}{2} + h_3 + \frac{h_4}{2} = h$$

საბოლოოდ გვექნება:

$$H = h(\gamma_{\text{თბ}} - \gamma_{\text{ბ}}) \text{ კგ/მ}^2. \quad (1.5)$$

ამ წნეგითა სხვაობის ხარჯზე დაირღვევა წყლის წონასწორობა, შედარებით მძივე გაცივებული წყლის სვეტი გამოდევნის ქვაბიდან ცხელ წყალს და აიძულებს მას იმოძრაოს მილებში. ვინაიდან წყლის ქვაბში გაცხელება და სათბობ ხელსაწყოში მისი გაცივება განუწყვეტლად ხდება, განუწყვეტელი იქნება წყლის დამყარებული ცირკულაცია.



ნახ. 2.V

წნეგითა სხვაობის, რომლის საშუალებითაც ხდება მილებში წყლის გადაადგილება, უწოდებენ საცირკულაციო წნევას. ვინაიდან სისტემაში წყლის ცირკულაცია ხორციელდება წყლის მოცულობითი წონების სხვაობის ხარჯზე, ამიტომ მათ გრავიტაციული (წონითის) ან ბუნებრივი ცირკულაციის სისტემებს უწოდებენ.

როგორც ფორმულიდან (1.5) ვხედავთ, საცირკულაციო წნევა ტოლია ქვაბისა და სათბობი ხელსაწყოს ცენტრებს შორის ვერტიკალური მანძილის ნამრავლისა ცივი და ცხელი წყლის მოცულობითი წონების სხვაობაზე.

საცირკულაციო წნევის გამოსათვლელი ფორმულიდან ჩანს, რომ ატმოსფერული წნევა და საფართობელი ჰურჭლის მოთავსების სიმაღლე არავითარ გავლენას არ ახდენს საცირკულაციო წნევის სიდიდეზე; საცირკულაციო წნევის გაზრდისათვის მიზანშეწონილია ქვაბის მაქსიმალური ჩაღრმავება და სათბობი ხელსაწყოს მაქსიმალური აწევა ქვაბის წიმართ.

ანალოგიურად შეგვიძლია გამოვითვალოთ გრავიტაციული წნევის სიდიდე უფრო რთული სქემისათვის, კერძოდ, შემთხვევისათვის, როდესაც წყალი თანმიმდევრობით გაივლის ორ სათბობ ხელსაწყოს (ნახ. 2.V) ზემოდან პირველ სათბობ ხელსაწყოში წყალი  $t_{\text{ბ}}$  ტემპერატურიდან ცივდება  $t_1$  ტემპერატურამდე, ხოლო მეორეში— $t_1$ -დან  $t_{\text{თბ}}$ -მდე.



თუ განვიხილავთ I—I კვეთის მიმართ გვექნება:

$$H = (h_0\gamma_{\text{თბ}} + h_1\gamma_{\text{თბ}} + h_2\gamma_1 + h_3\gamma_{\text{ცხ}}) - (h_0\gamma_{\text{ცხ}} + h_1\gamma_{\text{ცხ}} + h_2\gamma_{\text{ცხ}} + h_3\gamma_{\text{ცხ}})$$

$$H = h_1(\gamma_{\text{თბ}} - \gamma_{\text{ცხ}}) + h_2(\gamma_1 - \gamma_{\text{ცხ}}) \text{ კგ/მ}^2. \quad (2.5)$$

ანალოგიური გამოხატულება შეგვიძლია გამოვიყვანოთ ნებისმიერი რაოდენობის სათბობი ხელსაწყოებისათვის.

2.V ნახაზზე ნაჩვენებია სათბობი ხელსაწყოების თანმიმდევრობით ჩართვის გარდა, შეიძლება გვექონდეს შემთხვევა, როდესაც სათბობი ხელსაწყოები პარალელურადაა ჩართული (ნახ. 3.V). ამ შემთხვევაში გრავიტაციული წნევა სათბობ ხელსაწყოებში სხვადასხვა იქნება:

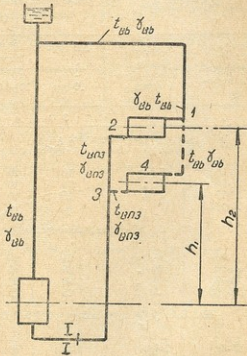
$$H_1 = h_2(\gamma_{\text{თბ}} - \gamma_{\text{ცხ}}) \text{ კგ/მ}^2,$$

$$\text{ქვემო ხელსაწყოებისათვის } H_2 = h_1(\gamma_{\text{თბ}} - \gamma_{\text{ცხ}}) \text{ კგ/მ}^2$$

ამრიგად, ზემო სათბობ ხელსაწყოს აქვს მეტი საცირკულაციო წნევა, რაც იწვევს ამ ხელსაწყოში და მის საცირკულაციო რგოლში (1—2—3) წყლის უფრო ინტენსიურ მოძრაობას ქვემო ხელსაწყოსთან შედარებით, რაც თავისთავად უარყოფითად მოქმედებს ქვემო სათბობ ხელსაწყოზე. ამიტომ, იმისათვის, რომ ყოველ სათბობ ხელსაწყოში გაიაროს საჭირო რაოდენობის წყალმა, საჭიროა გავზარდოთ 1—2—3 საცირკულაციო რგოლის მიღების წინააღმდეგობა მეორე ხელსაწყოს საცირკულაციო რგოლის (1—4—3) მიღების წინააღმდეგობასთან შედარებით სიდიდით, რომელიც ზემო ხელსაწყოს ჭარბი წნევის ტოლი იქნება ( $H_1 - H_2$ ).

ზემომოყვანილი სქემების განხილვისას ჩვენ ვგულისხმობდით, რომ წყლის გაცივება ხდება მხოლოდ სათბობ ხელსაწყოებში. სინამდვილეში კი წყლის გაცივება, გარდა სათბობი ხელსაწყოებისა, ხდება კიდევ მილსადენში მის მიერ სითბოს გამოყოფის შედეგად. იმ მილებში, რომლებსაც არ უკეთდება თბური იზოლაცია, წყლის გაცივება გაცილებით მეტად ხდება, ვიდრე თბური იზოლაციის მქონე ხილებში.

დიდი განუწილობის სისტემებში, როდესაც მილსადენებს არა აქვთ თბური იზოლაცია, მილებში წყლის გაცივების შედეგად წარმოქმნილი დამატებითი წნევა შესაძინევი სიდიდის იქნება და ამიტომ საჭიროა მისი გათვალისწინება (მხოლოდ იმ შემთხვევაში, თუ სათბობი ხელსაწყოების ხურების ფართის განსაზღვრისას მხედველობაში არ იყო მიღებული მილებიდან გამოყოფილი სითბოს რაოდენობა).



ნახ. 3.V



ამრიგად, საცირკულაციო წნევის განსაზღვრისათვის გამოყენებულ ფორმულაში თუ გავითვალისწინებთ მიღებში წყლის გაცივების შედეგად მიღებულ დამატებით წნევას, გვექნება:

$$H = h(\gamma_{00} - \gamma_{06}) + \Delta H \text{ კგ/მ}^2, \quad (3.5)$$

სადაც

$\Delta H$  მიღებში წყლის გაცივების შედეგად მიღებული დამატებითი წნევაა და შენობის სართულიანობის, სისტემის მოქმედების რადიუსის და შერჩეული სქემის მიხედვით აიღება 1.V ცხრილიდან.

ფორმულა (3.5) გამოიყენება მხოლოდ წყლის ზედაგანაწილების მქონე ორმილოვანი გრავიტაციული სათბობი სისტემების საცირკულაციო წნევის განსაზღვრისას.

ცხრილი 1.V

მილხაღენებში წყლის გაცივების შედეგად გამოწვეული დამატებითი წნევები კგ/მ<sup>2</sup>-ით წყლის ზედა განაწილების ორმილოვანი ბუნებრივი ცირკულაციის სათბობ სისტემებში

სისტემის პორიზონტალური განუწყობლობა	სიმაღლე ქვაბიდან სათბობ ხელსაწყომდე	$\Delta H$ კგ/მ <sup>2</sup> -ის მნიშვნელობა, როცა მანძილი მიმწოდებელი მილიდან დგარამდეა, მ-ით					
		10-მდე	10-20	20-30	30-50	50-70	75-100
1	2	3	4	5	6	7	8

ღია დგარები იზოლაციის გარეშე: შენობა ერთ ან ორ სართულიანი

15-მდე	7-მდე	10	10	15	—	—	—
25-50	7 "	10	10	15	20	—	—
50-75	7 "	10	10	15	15	20	—
75-100	7 "	10	10	15	15	20	25

შენობა სამ ან ოთხსართულიანი

25-მდე	15-მდე	25	25	25	—	—	—
25-50	15 "	25	25	30	35	—	—
50-75	15 "	25	25	25	30	35	—
75-100	15 "	25	25	25	30	35	40

ოთხ სართულზე მეტი სიმაღლის შენობები

25-მდე	7-მდე	45	50	55	—	—	—
25	7-ზე მეტი	30	35	45	—	—	—
25-50	7-მდე	55	60	65	75	—	—
25-50	7-ზე მეტი	40	45	50	55	—	—
50-75	7-მდე	55	55	60	65	75	—
50-75	7-ზე მეტი	40	40	45	50	55	—
75-100	7-მდე	55	55	55	60	65	70
75-100	7-ზე მეტი	40	40	40	45	50	65

კვალში განლაგებული დგარები იზოლაციის გარეშე შენობა ერთ ან ორსართულიანი

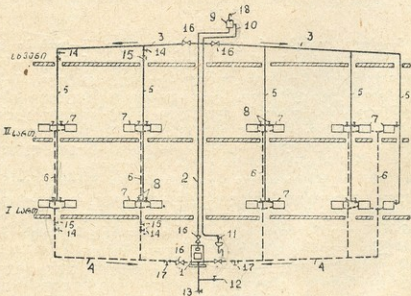
25-მდე	7-მდე	8	10	13	—	—	—
25-50	7 "	8	8	13	15	—	—
50-75	7 "	8	8	10	13	18	—
75-100	7 "	8	8	8	13	18	23

1	1	3	9	6	6	7	8
შენობა სამ ან ოთხსართულიანი							
25-მდე	15-მდე	18	20	28	—	—	—
25-50	15 "	18	20	25	30	—	—
50-75	15 "	15	18	20	25	30	—
75-100	15 "	15	15	18	23	28	38
ოთხ სართულზე მეტი სიმაღლის შენობები							
25-მდე	7-მდე	30	35	38	—	—	—
25	7-ზე მეტი	20	25	30	—	—	—
25-50	7-მდე	37	40	48	58	—	—
25-50	7-მდე	25	30	33	38	—	—
50-70	7-მდე	35	35	40	43	53	—
50-75	7-ზე მეტი	25	25	30	33	38	—
75-100	7-მდე	35	35	38	40	48	53
75-100	7-ზე მეტი	25	26	28	30	35	45

- შენიშვნა: 1. საციკულაციო წნევის სიდიდებზე ქვედა განაწილების დროს დანამატები მილსადენებში წყლის გაცივებაზე არ კეთდება.  
 2. ერთმილოვანი სისტემებისათვის დანამატები მიიღება ცხრილში ნაჩვენები სიდიდის 50%-ის ტოლი.  
 3. სისტემებისათვის ტუმბოვანი ცირკულაციით დანამატები მიიღება 40%-ის ტოლი.

**ორმილოვანი ნულით სათაობი სისხამები გრაჟიკული სიკაუდასიით § 39**

ორმილოვანი წყლის გრაჟიკული, ანუ ბუნებრივი ცირკულაციის სისტემის მოწყობა დაიშვება ინდივიდუალური საქვების შენობებში, როდესაც საქვების წარმადობა არ აღემატება 200000 კვალ/სთ და ამასთან, გათბო-



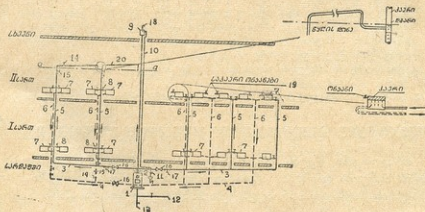
ნახ. 4.V

ბის სისტემის მოქმედების რადიუსი არ აღემატება 50 მ, ხოლო მანძილი 98

პირველი სართულის სათბობ ხელსაწყოსა და ქვაბის ცენტრებს შორის არის მინიმუმ 3 მეტრი.

ორმილოვანი გრაფიტაციული სისტემები მაგისტრალური გამანაწილებელი მილების განლაგების მიხედვით შეიძლება იყოს ზემო (სხევენზე) ან ქვემო (სარდაფში) განლაგებით, მაგისტრალური გამანაწილებელი მილების ჩიხისებური ან პარალელური (ცხელ და ცივ მაგისტრალებში წყლის ერთი და იმავე მიმართულებით მოძრაობით) გაყვანით.

4.V ნახაზზე მოცემულია გრაფიტაციული ცირკულაციის ორმილოვანი ჩიხისებური წყლით სათბობი სისტემა მაგისტრალური გამანაწილებელი მილის ზემო (სხევენში) განლაგებით. 5.V ნახაზზე კი იგივე სისტემა მაგისტრალური გამანაწილებელი მილის ქვემო (სარდაფში) განლაგებით. ორივე ამ სქემაზე ნაჩვენებია: 1—ქვაბი, 2—მთავარი მიწვოდებელი ან მთავარი ცხელი დგარი, 3—ცხელი მაგისტრალური გამანაწილებელი მილსადენი, 4—ცივი ან უკუ მილსა-



ნახ. 5.V

დენი, 5—ცხელი დგარები, 6—ცივი ან უკუ დგარები, 7—სათბობი ხელსაწყოები (რადიატორები), 8—ჩამკეტი მარეგულირებელი ონკანები, 9—საფართოებელი ჭურჭელი, 10—სასიგნალო მილი, 11—ჩამკეტი ვენტილი, 12—წყალსადენის ხაზი ჩამკეტი ვენტილით, 13—კანალიზაციაში ჩასაცლელი ხაზი ჩამკეტი ვენტილით, 14—დგარებზე დაყენებული ჩამკეტ-მარეგულირებელი საკვალთები ან ონკანები, 15—საცობიანი სამკაპები, 16—მაგისტრალური საკვალთები, 17—მაგისტრალური საცობიანი სამკაპები, 18—გადამღვრელი მილი, 19—ჰაერის ონკანები, 20—საჰაერო ხაზი მარყუქით.

სისტემის საექსპლუატაციოდ გადაცემის წინ მას წყალსადენიდან ავსებენ წყლით საფართოებელ ჭურჭელთან სასიგნალო მილის მიერთების დონემდე. როდესაც წყალი მიიღწევს ამ დონეს, მაშინ სასიგნალო მილის ღია ბოლოდან (რომელიც ჩამოყავთ საქვაბებში ნივარასთან) გამოედინება წყალი, რაც სისტემის მთლიანად ავსების მანიშნებელია. სწორედ ამიტომ მას სასიგნალო მილი (10) უწოდებს. სისტემის წყლით შევსებისას ყველა საკვალთი, ვენტილი და ონკანი ღია უნდა იყოს, დაკეტილი რჩება მხოლოდ ჩასაცლელი ხაზის (13) ვენტილი. სისტემის წყლით შევსების შემდეგ ონკანებს წყალსადენის ხაზზე (12) და სასიგნალო ხაზზე ვენტის (11) კეტავენ და ქვაბს ანთებენ.





სისტემის რომელიმე ნაწილიდან წყლის გამოყოფის ან რომელიმე დგარში ან სათბობ ხელსაწყოში წყლის მოძრაობის შეწყვეტის შემთხვევაში აუცალკეელი არ არის მთელი სისტემის დაცლა და ამის შედეგად გათბობის შექვეყნა. ამ უწყისიერობის გამოსასწორებლად საკმარისია უწყისიერო დგარის სისტემიდან გამოთიშვა, ამისათვის საჭიროა აღებულ დგარზე ზემოთ და ქვემოთ დადკეტოთ ონკანები—14; დგარის ქვემოთ ნაწილში სამკაპიდან —(15) გამოვადროთ საცობი და მიფუეროთ მილი ან შლანგი წყლის კანალიზაცი-აში ჩასაცლელად. იმისათვის, რომ დგარიდან წყალი ჩამოიცილოს, საჭიროა მასში ჰაერის შეშვება, რაც ხორციელდება დგარის ზემო სამკაპის საცობი-საგან განთავისუფლებით.

ვინაიდან 4.V და 5.V ნახაზებზე მოცემულ ორივე სისტემაში სათბობ ხელსაწყოებში ცხელი წყალი მიედინება ცალკე დგარიდან (ცხელი დგარი), ხოლო სათბობი ხელსაწყოდან გამოსული გაცივებული წყალი ვადის მეორე დგარით (ცივი დგარი), ამიტომ მათ უწოდებენ ორმილოვანს.

4.V ნახაზზე მოცემულ სისტემაში ცხელი წყალი მთავარი დგარით ადის სხვენში გამანაწილებელ მაგისტრალში, საიდანაც ცხელი დგარებით მიედინება სათბობ ხელსაწყოებში; აქედან გაცივებული წყალი ცივი დგარებით თავს იყრის ცივ მაგისტრალში, რომელიც მოთავსებულია სარდაფში, ან პირველი სართულის იატაკს ქვემო არხებში (იმ შემთხვევაში თუ შენობას არა აქვს სარდაფი). ვინაიდან სისტემის ცხელი და ცივი მაგისტრალები ჩიხისებურია, ამიტომ ზემოაღწერილი სისტემა იქნება ჩიხისებური. საბოლოოდ, 4.V ნახაზზე გამოსახული სისტემის მთლიანი დასახელება იქნება: ორმილოვანი ბუნებრივი ცირკულაციის ჩიხისებური სისტემა წყლის ზემო განაწილებით.

5.V ნახაზზე მოცემულ სისტემაში, წინა სისტემისაგან განსხვავებით, როგორც ცივი, ისე ცხელი გამანაწილებელი მაგისტრალი ეწყობა სარდაფში ქერს ქვემოთ ან პირველი სართულის იატაკს ქვემოთ (არხებში) და ამ სისტემას ეწოდება ორმილოვანი ბუნებრივი ცირკულაციის, ჩიხისებური სისტემა წყლის ქვემო განაწილებით.

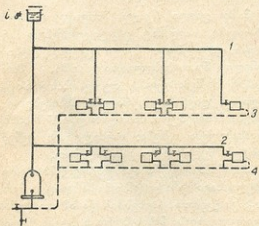
ორმილოვან სისტემებში წყლის ქვემო განაწილებით ცხელ დგარებში წყლის ქვემოდან ზემოთ მოძრაობისას წყლის მიღებში გაცივების შედეგად მიღებული დამატებითი წნევა ამცირებს საერთო საცირკულაციო წნევას, იმ სიდიდით, რა სიდიდითაც საერთო საცირკულაციო წნევას აღიღებს ცივ დგარებში ზემოდან ქვემოთ მოძრაობისას წყლის გაცივების შედეგად მიღებული წნევა; მაშასადამე ცივ და ცხელ დგარებში წარმოქმნილი დამატებითი წნევები ერთმანეთს აბათილებენ და ამიტომ ორმილოვან სისტემებში წყლის ქვემო განაწილებისას მილსადენებში წყლის გაცივების შედეგად მიღებული წნევის სიდიდის დანამატი ( $\Delta H$ ) საერთო საცირკულაციო წნევაზე ( $H$ ) არ კეთდება.

წყლის ზემო განაწილების შემთხვევაში ქვაბიდან, მილსადენიდან და სათბობი ხელსაწყოებიდან წყლის საშუალებით გამოდენილი ჰაერი ატმოსფეროში ვადის საფართობიანი ქურქლის საშუალებით. ვინაიდან ჰაერის მოცულობითი წონა გაცილებით ნაკლებია წყლის მოცულობით წონაზე (ე. ი. გაცილებით მსუბუქია მასზე), ამიტომ იგი დაიკავებს სისტემის ყველაზე მაღალ წერტილებს.

იმისათვის, რომ სისტემაში არ მოხდეს ჰაერის თავმოყრა რამდენიმე წერტილში, საჭიროა ცხელი მაგისტრალების დახრა ყოველ გრძიდ მეტრზე

იყოს 0,005—0,01 მ სისტემის რომელიმე ერთი უმაღლესი წერტილის მიმართ. ამ უმაღლეს წერტილში დგამენ საფართოებელ ჭურჭელს.

წყლის ქვედა განაწილების შემთხვევაში საფართოებელი ჭურჭლის საშუალო ალბენით ჰაერის ატმოსფეროში გაყვანა არ ხერხდება, რადგან ცხელი დგარების უმაღლესი წერტილები. სადაც ხდება ჰაერის დაგროვება მასთან შეერთებული არ არის. ამ სისტემებში ჰაერის გასაყვანად ეწყობა სპეციალური საპაერო მილი მარჯვით (მილი 20, ნახ. 5.V-ზე) ან სისტემის ზედა სართულის სათბობ ხელსაწყოებზე იდგმება საპაერო ონკანები—(19). იმისათვის, რომ დგარებიდან ჰაერმა თავი მოიყაროს საპაერო ხაზში, საჭიროა ჰაერი თავისუფლად მივიდეს დგარებამდე. იმისათვის ცხელი მაგისტრალის ყოველ გრძიმეტრზე 0,005-0,01 მ ამალღებენ წყლის მოძრაობის მიმართულებით. უკუმაგისტრალებს როგორც ერთ, ისე მეორე სახის (წყლის ზემო და ქვემო განაწილებით) სისტემებში გრძიმეტრზე საქვებისაქენ, 0,005-0,01 მ დახრილობა



ნახ. 6.V

აქეთ. 4.V და 5.V ნახაზებზე მოცემულია ცხელი და ცივი დგარების განლაგების შესაძლო ორი სქემა. ნახაზების მარჯვენა ნაწილში მოცემულია სათბობი ხელსაწყოების დგარებთან ე. წ. ჯაჭვისებური მიერთება, რომლის უარყოფით მხარედ უნდა ჩითვალოს ის, რომ ყველა სათბობი ხელსაწყო დაკავშირებულია ერთმანეთთან და ამიტომ ცალკეული ხელსაწყოების გამოთიშვა (საჭიროების შემთხვევაში) არ ხერხდება. გარდა ამისა, ჯაჭვისებური სქემის შემთხვევაში სათბობი ხელსაწყოების დგარებთან მიერთება შეიძლება

მხოლოდ ორმხრივი სქემით, რაც იწვევს მიღების გადახარჯვასა და, ბოლოს, ჯაჭვურად ერთმანეთთან დაკავშირებული სათბობი ხელსაწყოების თბოგაცემის რეგულირების გაძნელებას.

ნახაზების მარცხენა ნაწილში მოცემული გვაქვს უფრო მიზანშეწონილი სქემა დგარების გვერდიგვერდ მოწყობით და გამოთბობი ხელსაწყოების ე. წ. სვეტური განლაგებით, რომლის დროსაც, გარდა იმისა, რომ გვაქვს მიღების ეკონომია, ადვილია თბორეგულირება და შესაძლოა ცალკეული დგარების გამოთიშვა სისტემიდან. გარდა ამისა, ის კიდევ ეკონომიური და მოსახერხებელია დასამონტაჟებლად, რადგანაც გვერდიგვერდ განლაგებული ცხელი და ცივი დგარის სართულშუა გადახურვების კონსტრუქციებში გასატაობლად გვეირღება თითო ნახვრეტის ამოღება.

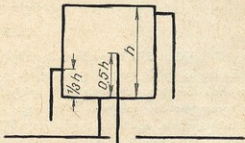
ორმილოვანი წყლით სათბობი, სისტემები გარდა წყლის ზემო და ქვემო განაწილებისა, შეიძლება იყოს კიდევ 6.V ნახაზზე ნაჩვენები სქემის მიხედვით, რომელსაც უწოდებენ ჰორიზონტალურ სისტემებს. ამ სისტემებში ცხელი განაწილებელი მაგისტრალები (1 და 2) მთავარი ცხელი დგარიდან ვაჭყავთ ცალ-ცალკე შენობის ყოველი სართულისათვის მათ ჭერქვეშ ან უშუალოდ სათბობი ხელსაწყოების ზემოთ, ხოლო უკუმაგისტრალური მილები (3 და 4) ყოველი სართულის იატაკ ზემოთ სათბობი ხელსაწყოების ქვეშ.

წყლით სატობო სისტემებში შეიძლება იმუშაონ დამაკმაყოფილებლად მხოლოდ იმ შემთხვევაში, თუ ამ სისტემებიდან ჰაერის გაყვანა ატმოსფეროში მათი წყლით შევსებისას და ექსპლოატაციის პერიოდში კარგად ხორციელდება.

სატობო სისტემებში ჰაერი რჩება სისტემების პერიოდულად დაცლისას, სისტემების შეერთებების ადგილებიდან წყლის გაქონვის შემდეგ სისტემების წყლით შევსებისას.

როგორც ვიცით, წყალი შეიცავს ჯანგბადს. წყალში ჯანგბადის შემცველობა დამოკიდებულია წყლის ტემპერატურაზე და იმ წნევაზე რომელშიც ის იმყოფება. ცდებით დამტკიცებულია რომ წყალში ჰაერის ხსნადობა პირდაპირ პროპორციულია წნევისა და უკუპროპორციულია წყლის ტემპერატურისა. მაგალითად წნევის ორჯერ გაზრდით ასევე ორჯერ იზრდება წყალში ჰაერის შეცულობაც. წყლიდან ჰაერის მთლიანი გამოყოფა ხდება ხოლოდ წყლის დუღილისას, თუმცა ჰაერის უმთავრესი მასა წყლიდან გამოიყოფა წყლის 40° გათბობისას.

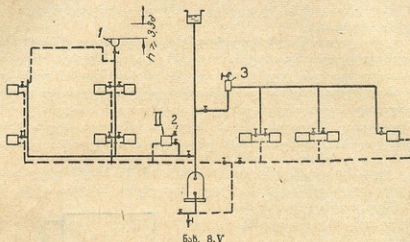
წყლიდან ჰაერის ინტენსიური გამოყოფა იწყება მთავარ ცხელ დგარში. რაც უფრო მაღლა იწევს დგარში წყალი, მით უფრო ნაკლები იქნება წყლის სვეტის წნევა, ხოლო წყლის ტემპერატურა მაინც მაღალი იქნება. ამის შედეგად წყლიდან ბუმბულების სახით გამოყოფილი ჰაერი ამოტივტივდება წყლის ზედაპირზე და თავს მოიყრის სისტემის უმაღლეს წერტილებში, გრაფიტაციული წყლით სატობო სისტემებში როგორც წყლის ზემო განაწილებისას, ისე წყლის ქვემო განაწილებისას (როდესაც საფართოებელთან მიერთებულია სპეციალური ჰაერგამყვანი ხაზი) ჰაერის სისტემებიდან გაყვანა ხდება ცენტრალიზებულად საფართოებელი ჰურტლის საშუალებით, რომელიც მოთავსებულია სისტემის ყველაზე მაღალ წერტილში და შეერთებულია ატმოსფეროსთან. ამიტომ ჰაერის ყველაზე უფრო ინტენსიური გამოყოფა მოხდება სწორედ საფართოებელ ჰურტელში, მაგრამ იმ პირობით, თუ საფართოებელ ჰურტელში გაივლის სისტემში არსებული საცირკულაციო წყლის მთლიანი რაოდენობა და თუ ამ წყალს ექნება მაღალი ტემპერატურა. ამ მოთხოვნებს კარგად აკმაყოფილებს ეგრეთწოდებული გამდინარე საფართოებელი ჰურტელი (იხ. ნახ. 7.V).



ნახ. 7.V

იმისათვის, რომ საფართოებელ ჰურტელში გამოყოფილი ჰაერი წყალმა არ წაიტაცოს ცხელ მაგისტრალებში, არამედ თავისუფლად გავიდეს ატმოსფეროში გამაფართოებელ ჰურტელზე სპეციალურად მოწყობილი ჰაერგამყვანი მილით, საჭიროა საფართოებლის კვეთი ისე შევარჩიოთ, რომ მასში წყლის მოძრაობის სიჩქარე არ აღემატებოდეს 0,05 მ/წმ. ანუ წყლიდან ჰაერის ბუმბულების გამოყოფის სიჩქარეზე ნაკლები იყოს, რომელიც ჰორიზონტალურ მილებში 0,1—0,2 მ/წმ უდრის.

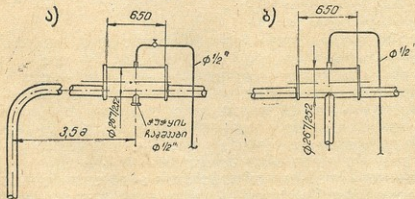
ზოგიერთ სისტემაში საფართოებელი ჭურჭლის საშუალებით ჰაერის სისტემიდან გაყვანა არ ხერხდება. ამ შემთხვევაში ჰაერის სისტემიდან გაყვანა ხდება სპეციალური ჰაერშემკრებების, ვანტუხებისა და საჰაერო ონკანების საშუალებით. 8.V ნახაზზე მოცემულია გრაფიტაციული წყლით სათბობი სისტემა, რომლის მთავარი დგარის მარჯვენა ნაწილში მდებარე სისტემიდან ჰაერის გაყვანა ხორციელდება ცხელი მაგისტრალის უმაღლეს წერტილში დაყენებული



ჰაერშემკრების 3 საშუალებით. ჰაერშემკრებიდან ჰაერის ატმოსფეროში გაყვანა ხდება მასზე დაყენებული ვენტილის პერიოდული გაღებით. მთავარი დგარის მარცხნივ მოთავსებული სისტემიდან ჰაერის გაყვანა ხორციელდება სპეციალური ჰაერგამყვანი ხაზისა და ავტომატური ჰაერგამყვანი ვანტუხის 1 საშუალებით. სათბობი ხელსაწყოდან II ჰაერის გაყვანა ხორციელდება საჰაერო ვენტილით 2, რომელიც ჩაბრახნილია რადიატორის ზემო საცობში.

მაგისტრალზე

ათავარ დგარზე



ნახ. 9.V

9.V—ა ნახაზზე მოცემულია ჰორიზონტალური გამდინარე ჰაერშემკრების კონსტრუქცია, რომლის დაყენება გათვალისწინებულია ცხელ მაგისტრალურ მილსადენზე, ხოლო 9.V—ბ ნახაზზე ნაჩვენებია იმავე ჰაერშემკრების დაყენება

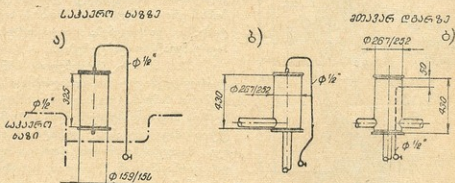


უშუალოდ მთავარ დგარზე. ჰაერშემკრები მზადდება 159 და 267 მმ დიამეტრის მილგებისაგან, მისი დიამეტრი მაგისტრალური მილის დიამეტრთან შედარებით იმდენად მეტი უნდა იყოს, რომ მასში წყლის მოძრაობის სიჩქარე არ აღემატებოდეს 0,05 მ/წმ. და ყველა შემთხვევაში იყოს მაგისტრალური მილსადენის დიამეტრზე 1,5—2-ჯერ მეტი. ჰაერშემკრებიდან ჰაერის გასაყვანად მის ზედა ნაწილში კეთდება სპეციალური საჰაერო ხაზი ონკანით, რომელიც ჩამოდის ზედა სართულის სანიტარულ კვანძში. სისტემის წყლით შევსებისას ამ ონკანს ტოვებენ ღიას მანამ, სანამ მასში წყალი არ დაიწყებს დენას. ჰაერშემკრებში სისტემის ექსპლოატაციის პერიოდში წყლიდან გამოყოფილი და დაგროვებული ჰაერის ატმოსფეროში გაშვება ხორციელდება ონკანის პერიოდულად გაღებით.

გარდა ჰორიზონტალური გამდინარე ჰაერშემკრებისა, გამოთბობ სისტემებში აგრეთვე გამოიყენება ვერტიკალური გამდინარე ჰაერშემკრები.

10.V ნახაზე მოცემულია ვერტიკალური ჰაერშემკრების სათბობ სისტემებში დაყენების შესაძლო სქემები. ვერტიკალური ჰაერშემკრების კონსტრუქციები პრინციპულად არ განსხვავდებიან ჰორიზონტალური ჰაერშემკრების კონსტრუქციებისაგან.

ჰაერშემკრების კონსტრუქციებისა და მათი დაყენების ადგილის შერჩევისას უნდა გავითვალისწინოთ ის, რომ წყალში არსებული ჰაერის ბუშტე-



ნახ. 10.V

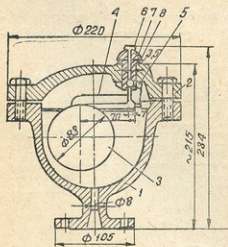
ბი შეიძლება წყალში წარიტაცოს თავისი მოძრაობის მიმართულებით. ეს მოხდება იმ შემთხვევაში, თუ წყლის სიჩქარე აღემატება წყლიდან ჰაერის ბუშტების გამოყოფის სიჩქარეს, რაც თავის მხრივ, დამოკიდებულია წყალში ჰაერის ბუშტების შემცველობაზე და იმ მილსადენების დახრაზე, რომელშიც ისინი მოძრაობენ. სათბობი სისტემების ჰორიზონტალურ და დახრილ მილსადენებში წყლიდან ჰაერის ბუშტების გამოყოფის სიჩქარე შეიძლება იყოს 0,1—0,2 მ/წმ, ხოლო ვერტიკალურ დგარებში—0,25 მ/წმ.

ბუნებრივი ცირკულაციის წყლით სათბობი სისტემების გამანაწილებელ მაგისტრალებში წყლის მოძრაობის სიჩქარე, ჩვეულებრივ, არ აღემატება 0,2 მ/წმ. ამიტომ ასეთ სისტემებში დაიშვება წყლისა და ჰაერის შესხვედრი მოძრაობა, იმ შემთხვევაში, როდესაც წყლის მოძრაობის სიჩქარე აღემატება ჰაერის ბუშტების გამოყოფის სიჩქარეს (რაც, ჩვეულებრივ, ხდება იძულებითი ცირკულაციის სათბობ სისტემებში), ჰაერის სისტემიდან გაყვანა ისე უნდა მოეწყოს რომ მილსადენებში ჰაერის ბუშტების მოძრაობის მიმართულება ჰა-

ერშემკრებისაკენ ან საცართოებელი ჭურჭლისაკენ ემთხვეოდეს წყლის მოძრაობის მიმართულებას. ამისათვის მილსადენი უნდა გავიყვანოთ ჰაერშემკრებისაკენ აწვევით.

ჰაერშემკრების დაყენება ხდება სათბობი სისტემების ცალკეულ ნაწილებში მაგისტრალური მილსადენეის შტოებზე ან აყენებენ ერთ საერთო ჰაერშემკრებს ჰაერის ცენტრალიზებული გაყვანით. ჰაერშემკრებს აშორებენ განსაზღვრული მანძილით (მილსადენის 5—6 დამეტრით) იმ ადგილიდან, სადაც გვაქვს რაიმე ადგილობრივი წინააღმდეგობა (მოხვეულობა, მუხლი და სხვ.), რათა ადგილობრივ წინააღმდეგობებში წარმოშობილმა დამატებითმა წყლის რხევებმა ხელი არ შეუშალოს წყლიდან ჰაერის ბუშტების წყნარ გამოყოფას. სათბობ სისტემებში წყლის ზემო განაწილებით ჰაერშემკრების დაყენება ხდება სხვენში და მათ უკეთებენ თბურ იზოლაციას. სისტემებში წყლის ქვედა განაწილებით კი—გასათბობ სათავსებში (ჩვეულებრივ დამზარე სათავსებში) სისტემის საჰაერო ხაზზე.

ჰაერშემკრების სასარგებლო მოცულობას  $V_{1.3}$  იღებენ სისტემაში არსებული მთლიანი წყლის მოცულობის  $V$ -ს (რომელიც გამოითვლება 2.V ცხრილის მიხედვით) 0,01 რაოდენობის ტოლს.



შახ. 11.V

გარდა ზემოაღწერილი ჰაერშემკრებისა, რომლებსაც ესაქიროება მონსახურე პერსონალი, სათბობ სისტემებში გამოიყენება ავტომატური ჰაერგამყვანები (ვანტუზები).

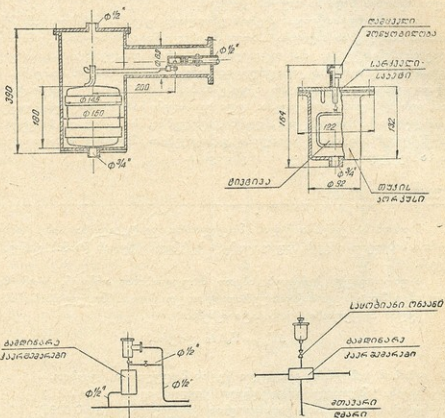
11.V ნახაზზე მოცემულია სანიტარულ-ტექნიკურ მოწყობილობათა საკავშირო სამეცნიერო საკვლევი ინსტიტუტის მიერ დამუშავებული ავტომატური ჰაერგამყვანის კონსტრუქცია. იგი შედგება სფერული ფორმის თუჯის გარსაცმისგან 1, თუჯის სახურავისაგან 2, ტივტივისაგან 3, რომელიც დამაგრებულია ბერკეტზე 4, ბერკეტი სახსროვნადაა მიერთებული სარქველ-

თან 5, რომელიც ებჯინება უნაგირისებრ ბუდეს 6. ბერკეტი, სარქველი და ტივტივა მზადდება თითბერისაგან. როდესაც გარსაცმში წყალი არ არის, მაშინ ტივტივა დაბლა ეშვება და აშორებს სარქველს ბუდეს. ამ დროს არხები 7 და 8, რომლებიც განკუთვნილია ჰაერის გასაყვანად, უკავშირდებიან ატმოსფეროს. გარსაცმის წყლით განსაზღვრულ დონემდე შევსებისას ტივტივა ამოტივტივდება, სარქველი მიებჯინება ბუდეს და არხები დაიკეტება; გარსაცმში ჰაერი იწყებს დაგროვებას, რის შედეგადაც წყლის დონე დაიკლებს, ტივტივა დაბლა დაიწევს, გაიხსნება 7 და 8 არხები და ჰაერი გავა ატმოსფეროში. შემდეგ წყლის დონე გარსაცმში ისევ აიწვეს და ტივტივა დაიკავებს საწყის მდგომარეობას. 12.V ნახაზზე მოცემულია ამჟამად პრაქტიკაში გამოყენებული ავტომატური ჰაერგამყვანების კონსტრუქციები და მათი სისტემაში დაყენების სქემები.

ავტომატური ჰაერგამყვანის სასარგებლო მოცულობას  $V_{ა}$  იღებენ სისტემაში არსებული მილიანი წყლის მოცულობის (რომელიც აიღება 2.V ცხრილიდან) 0,005 რაოდენობის ტოლს.

ჰაერშემკრები და ავტომატური ჰაერგამყვანები ნორმალურად მუშაობენ, თუ მათზე მოქმედებს 200—300 მმ წყ. სვეტ წნევა, რაც ხორციელდება საფართოებელი ჭურჭლის ფსკერის ქვემოთ ჰაერშემკრების დაყენებით.

როგორც ზემოთ აღვნიშნეთ, სათბობი სისტეიდან (წყლის ქვემო განაწილებით) ჰაერის ატმოსფეროში გასაყვანად აკეთებენ სპეციალურ საჰაერო ხაზს, რომელიც მიერთებულია საფართოებელ ჭურჭელთან (იხ. ნახ. 5.V). თუ კონსტრუქციული ან სხვა რაიმე პირობების გამო მოუხერხებელია სისტეიდან ჰაერის ატმოსფეროში საფართოებელი ჭურჭლის საშუალებით გაყვანა,



ნ.ხ. 12. V

მაშინ საჰაერო ხაზი შეიძლება მიუერთდეს ერთ ან რამდენიმე ჰაერშემკრებს (ან ავტომატურ ჰაერგამყვანს). ამ შემთხვევაში გამოიყენება არაგამდინარე ჰაერშემკრები. საჰაერო ხაზი გაჰყავთ საფართოებელ ჭურჭელში არსებულ წყლის დონეზე დაბლა და ამიტომ ის, ისევე როგორც ყველა დანარჩენი მილსადენები, წყლით ივსება და მასში სისტეის მუშაობისას დაიწყება წყლის ცირკულაცია. ეს ცირკულაცია თუმცა უზნიშვნელო იქნება (საპერო ხაზის მცირე დიამეტრის გამო), მაგრამ ის მაინც არასასურველი მოვლენაა, რადგანაც ხელს უშლის სათბობი სისტემის მუშაობას, ამცირებს სათბობ ხელსაწყოებში გამავალი თბოქმცველის რაოდენობას.



იმისათვის, რომ არ მოხდეს საჰაერო ხაზის წყლით შევსება, დგარების ამ ხაზთან მიერთება ხორციელდება მარყუჟისებური სქემით. საჰაერო ხაზის ასეთი სქემით გაყვანისას სისტემიდან გამოდენილი ჰაერი იკავებს მარყუჟის ზემო ნაწილს და წარმოქმნის ჰაერის საცობს, რომელიც წყალს არ აძლევს მასში გაელის საშუალებას. ამის შედეგად წყალი დადგება მარყუჟის ქვედა დონემდე და ადგილი არ ექნება საჰაერო ხაზში წყლის ცირკულაციას.

საჰაერო ხაზის გაყვანის თავიდან ასაცილებლად იგი სხვენში არ გაჰყავთ. მართალია, საჰაერო ხაზი ჰაერთაა შევსებული, მაგრამ ცხელი დგარებიდან მასში თავს იყრის წყლის ორთქლი, ამიტომ სხვენში გაყვანილ საჰაერო ხაზში წყლის ორთქლი იქცევა კონდენსატად, რომლის გაყინვა იწვევს საჰაერო ხაზის დაცობას ან გახეთქვას. საჰაერო ხაზის გაყვანა მიზანშეწონილია შენობის ზედა სართულის ქერქვეშ.

სათბობი ხელსაწყოდან ჰაერის უშუალოდ გაყვანა ორმილოვან წყლით სათბობ სისტემებში საჭიროა მხოლოდ ცხელი მიგისტრალების ქვემოთ განლაგების შემთხვევაში. რადიატორებიდან ჰაერის გასაყვანად გაიყენებული ჰაერის ონკანები ისეთი კონსტრუქციის უნდა იყოს, რომ იმ პირებმა, რომელთაც უშუალო კავშირი არ აქვთ გამთბობი სისტემების ექსპლოატაციასთან, ვერ შესძლონ ხათი გაღება. ხელით გასაღები საჰაერო ონკანების დაყენება აკრძალულია საცხოვრებელ სახლებში, სკოლებში, საბავშვო და სამკურნალო დაწესებულებებში. ისინი შეიძლება გამოიყენონ მხოლოდ საზოგადოებრივ და სპორტულ დანიშნულების შენობებში.

## საუპროექტო მუშაობები

41

სათბობ სისტემებში წყლის მოცულობის ცვლემადობა მისი ტემპერატურის მიხედვით იწვევს საფართოებელ ჭურჭელში წყლის დონის დაწევას ან აწევას.

საფართოებელ ჭურჭელს ისეთი მოცულობისას არჩევენ, რომ მასში მთლიანად მოთავსდეს მაქსიმალურად შესაძლო წყლის მოცულობის ნაშთი. წყლის მოცულობის ეს ნაშთი იქნება:

$$\Delta V_{\text{გ.გ}} = V_{\text{გ}} \Delta t \alpha, \text{ ლიტრი,}$$

აქ

$V_{\text{გ}}$  — გამთბობ სისტემაში არსებული წყლის მოცულობაა, ლ-ობით,

$\Delta t$  — წყლის ტემპერატურის ვარდნილი ჩვეულებრივ  $95 - 70 = 25^{\circ}\text{C}$ ;

$\alpha$  — წყლის მოცულობითი გაფართოების კოეფიციენტი ( $\alpha = 0.0006$ ).

სისტემიდან წყლის შესაძლო გაყვანის კომპენსაციისათვის ან წყლის ტემპერატურის ვარდნილის მეტად გაზრდის შემთხვევისათვის საფართოებელი ჭურჭლის მოცულობას იღებენ მარაგით, რომელიც წყლის მოცულობის საანგარიშო ნაშთის სამმაგ მოცულობას უდრის

$$V_{\text{გ.გ}} = 3V_{\text{გ}} \cdot 25 \cdot 0.0006 = 0.045 V_{\text{გ}} \text{ ლიტრი,} \quad (4.5)$$

ანუ საფართოებელი ჭურჭლის სასარგებლო მოცულობა არ უნდა იყოს სათბობი სისტემის მთელი წყლის მოცულობის ( $V_{\text{გ}}$ ) 4.5%-ზე ნაკლები. სისტემაში წყლის მოცულობა ( $V_{\text{გ}}$ ) გამოითვლება 2.V ცხრილიდან

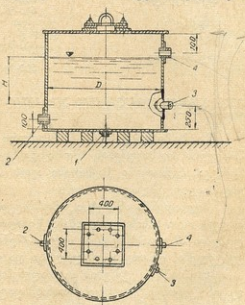
საფართოებელ ჭურჭლის სასარგებლო მოცულობად ითვლება სიმალღე ჭურჭლის ფსკერიდან გადაადგრელი მილის ჭურჭელთან მიერთების დონემდე.



დასახელება	წყლის მოცულობა ლ-ობით ყოველ 1000 კვადრატულ მეტრზე, როცა ტემპერატურის სხვაობაა	
	9-70°	180-70°
M-140 და HM-150 ტიპის რადიატორები	10	7,5
„გამა“ და „პოლხას“ ტიპის რადიატორები	25	19
წიბოვანი მილები	6,5	5
ფირფიტოვანი კალორიფერები	0,5	0,6
ადგილობრივი სისტემის მილსადენებში: ტუმბოვანი	8	6
გავეტიციული	16	—

საფართოებელი ჭურჭელი მზადდება ფუტლოვანი ფოლადისაგან შედუღებით, უნეტეს შემთხვევაში ცილინდრული ფორმის (ნახ. 13.V) მოსახსნელი სახურავით, რათა შესაძლებელი იყოს შიგა ზედაპირების პერიოდული გაწმენდა და შეღებვა.

საფართოებელი ჭურჭლის ფსკერზე მიდრეკილია მილყელი 1 საფართოებელი მილის მისაერთებლად, რომელიც სათბობ სისტემას აკავშირებს საფართოებელ ჭურჭელთან. ფსკერიდან 100 მმ სიმაღლეზე აკეთებენ მილყელს 2 საციკულაციო მილისათვის, რომელიც მეორე ბოლოთი უერთდება უახლოეს ცხელ ღვარს ან ცივ მაგისტრალს, რათა მისი საშუალებით მოხდეს გამაფართოებელ ჭურჭელში არსებული წყლის ცირკულაცია (საციკულაციო მილი კეთდება მხოლოდ იმ შემთხვევაში, თუ გამაფართოებელ ჭურჭელში და მილში წყლის გაყინვის საშიშროება არსებობს. ფსკერიდან 200-250 მმ სიმაღლეზე აკეთებენ მილყელს 3 სასიგნალო მილის მისაერთებლად და ბოლოს, ჭურჭლის ზედა სახურავიდან ქვემოთ 100 მმ მანძილზე აკეთებენ მილყელს 4 გადაამღერელი მილის მისაერთებლად (თუ რაიმე მიზეზის გამო საფართოებელ ჭურჭელში გვექნება წყლის საანგარიშო მოცულობაზე მეტი რაოდენობა, ის გადაამღერელი მილის საშუალებით გადაიღვრება ჭურჭლიდან).



ნახ. 13.V

როგორც საფართოებელ, ისე გადაამღერელ მილზე რაიმე ჩამკეტი ონკანების დაყენება დაუშვებელია, რადგან მათი შემთხვევით გადაკეტვისას შეიძლება მკვეთრად გაიზარდოს წნევა სათბობ სისტემაში.



გადამღვრელი მილი, რომელიც აგრეთვე გამოიყენება სისტემიდან ატმოსფეროში ჰაერის გასაყვანად, ჩამოიყვანება საქვაბეში მოთავსებულ ნიჟარასთან. ამავე ნიჟარასთან ჩამოჰყავთ სასიგნალო მილიც, რომლის ბოლოზე დაყენებულია ონკანი საფართოებელ ჭურჭელში წყლის დონის პერიოდული შემოწმებისათვის.

საფართოებელ ჭურჭელთან მისაერთებელი მილების დიამეტრს ჭურჭლის მოცულობის მიხედვით იღებენ ცდების შედეგად მიღებული მონაცემებით 3.V ცხრილიდან.

საფართოებელ ჭურჭელს აყენებენ სხვენზე, ამიტომ მას აუცილებლად უკეთებენ თბურ იზოლაციას. ჩვეულებრივ, ჭურჭელს ათავსებენ სპეციალურ ჯიხურში; მას უკეთებენ ორმავე კედლებს, ხოლო კედლებს შორის ათავსებენ საიზოლაციო მასალის ფენას. საფართოებელ ჭურჭელთან მიერთებული სიღების იმ მონაკვეთებს, რომლებიც სხვენის ფარგლებშია მოთავსებული, აგრეთვე უკეთებენ თბურ იზოლაციას.

ცხრილი 3.V

საფართოებელი ჭურჭლის მილსადენების დიამეტრი

მილის დასახელება	საფართოებელი ჭურჭლის ტევადობა ლ-ობით	მილის დიამეტრი	
		დიუმობით	სმ-ობით
საფართოებელი	500-მდე	1	25
	500-ზე მეტი	1 1/4	32
საცირაულაციო	500-მდე	3/4	20
	500-ზე მეტი	1	25
სასიგნალო	ტევადობაზე დამოუკიდებლად	3/4	20
	300-მდე	1 1/4	32
გადამღვრელი	300-დან 500-მდე	1 1/2	40
	500-ზე მეტი	2	50

**მილსადენების ჰიდრაულიკური ანგარიშის ზოგადი მეთოდები**

§ 42

სათბობი სისტემების ნორმალური მუშაობის უმთავრეს პირობას წარმოადგენს მილსადენების სწორი გაანგარიშება, ანუ მათი კვეთის იმგვარად შერჩევა, რომ ისინი საკმარისი იყოს საჭირო რაოდენობის თბომომცველის გადასაადგილებლად.

მილსადენში ან ა-ხში თბომომცველი (წყალი, ორთქლი, ჰაერი და სხვ.) სძლეეს ორი სახის წინაღობას: წინაღობა ხახუნზე და ადგილობრივი წინაღობები. ამ უკანასკნელში იგულისხმება: სამკაპები, ჯვარედინები, მუხლები, ვენტილები, ონკანები, ურდულები და სხვ.

სათბობი სისტემების მილსადენების ანგარიში დაფუძნებულია ჰიდრაულიკის კანონზე, რომლის თანახმადაც საცირაულაციო წნევა ყოველთვის მთლიანად იხარჯება ხახუნისა და ადგილობრივი წინაღობების გადალახვაზე.

**წნვის დანაკარგები ხახუნზე**

§ 43

მილსადენის სიგრძეზე წნევის დანაკარგი ხახუნზე გამოისახება ჰიდრაულიკის კურსიდან ცნობილი ფორმულით:

$$Rl = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot \gamma l \text{ კგ/მ}^2 \quad (5.5)$$

სადაც

$\lambda$  — ხახუნის კოეფიციენტი (უგანზომილებო სიდიდე);

$d$  — მილსადენის დიამეტრი მ-ობით;

$v$  — წყლის მოძრაობის სიჩქარე მ/წმ-ობით;

$g$  — სიმძიმის ძალის აჩქარება მ წმ<sup>2</sup>-ობით;

$\gamma$  — წყლის მოცულობითი წონა კგ/მ<sup>3</sup>-ობით;

$l$  — მილსადენის სიგრძე მ-ობით

სიდიდე  $\frac{v^2}{2g}$  არის წნევა, რომელიც იხარჯება მილში წყლის მოძრაობის სიჩქარის ( $v$ ) შექმნაზე და ეწოდება დინამიური (ჩქარული) დაწნევა. ამრიგად, ხახუნზე დანაკარგი პირდაპირ პროპორციულია ხახუნის კოეფიციენტის  $\lambda$  მილსადენის სიგრძის  $l$ , ჩქარული წნევისა  $\frac{v^2}{2g}$  და უკუპროპორციულია მილსადენის დიამეტრის  $d$ .

ხახუნის კოეფიციენტის ( $\lambda$ ) სიდიდე აღებული დიამეტრის მილისათვის არ არის ერთი და იგივე სიდიდე, ის იცვლება სიხის მოძრაობის რეჟიმისა და მილის კედლების საშისის მიხედვით.

როგორც ჰიდრაულიკიდანაა ცნობილი, არჩევენ სითხის მოძრაობის ორ სახეს ტურბულენტურს და ლამინალურს. ტურბულენტური ეწოდება მოძრაობას, რომლის დროსაც სითხის ნაწილაკები მილის ღერძის გასწვრივ, გადატანითი მოძრაობის გარდა, ვანიცდიან უწყესრიგო განივ რხევებს. ლამინალური კი ეწოდება მოძრაობას, რომლის დროსაც სითხის ნაწილაკები მოძრაობს ერთნეობრივად და მილის ღერძის პარალელურ ნაკადებად.

სითხის მოძრაობის ხასიათი შეიძლება განესაზღვროთ რეინოლდსის ( $Re$ ) კრიტერიუმის საშუალებით:

$$Re = \frac{vd}{\nu}, \quad (6.5)$$

სადაც

$\nu$  არის სითხის კინემატიკური სიბლანტე მ<sup>2</sup>/წმ;

ლაბორატორიული ცდებით გამოირკვა, რომ სითხის ლამინალური მოძრაობა ხდება იმ შემთხვევაში, როდესაც  $Re < 2320$ , ხოლო მკვეთრად გამოხატული ტურბულენტური მოძრაობა — როდესაც  $Re > 4000$ . რეინოლდსის კრიტერიუმის შუალედურ მნიშვნელობებს (2320 დან 4000-მდე) შეესაბამება სითხის გარდამავალი მოძრაობა.

წყლით სათბობი სისტემების მილსადენებში, ჩვეულებრივ, გვაქვს სითხის გარდამავალი და ტურბულენტური მოძრაობები, ლამინალური მოძრაობა კი გვხვდება იშვიათად — მხოლოდ ბუნებრივი ცირკულაციის სისტემების მილების იმ მონაკვეთებში, რომელთა დიამეტრი მცირეა (15 მმ) და მათში წყლის მოძრაობის სიჩქარე კი უმნიშვნელოა (0,05 მ/წმ ნაკლები).

მაგალითი: ვიპოვოთ  $Re$  რიცხვი შემთხვევისათვის  $t = 80^\circ$  წყლის კინემატიკური სიბლანტე  $\nu = 0,366 \cdot 10^{-6}$ ;  $d = 15,75$  მმ;  $v = 0,05$  მ/წმ.

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{0,05 \cdot 0,01575}{0,366 \cdot 10^{-6}} = 2151.$$

წყლის ლამინალური მოძრაობისას ხახუნის კოეფიციენტი არ არის და-

მოკიდებული მიღების კედლების სიმჭისეზე. ის დამოკიდებულია მხოლოდ  $Re$  რიცხვზე, შემდეგი გამოსახულებით

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (7.5)$$

ეს ფორმულა გამოიყენება ნებისმიერი დიამეტრების მიღებისათვის სითხის ლამინალური მოძრაობისას. წყლის ტურბულენტური მოძრაობის შემთხვევაში კი ხახუნის კოეფიციენტის განსაზღვრისას არჩევენ ჰიდრაავლიკურად მჭისე და ჰიდრაავლიკურად გლუვ მიღებს.

გამოკვლევებით და ცდებით დამტკიცდა, რომ სუფთა სახის ტურბულენტური მოძრაობა არ არსებობს. მას ადგილი აქვს მხოლოდ მოძრავი სითხის ბირთვში. უშუალოდ მილის კედლებთან კი სითხე წარმოქმნის ე. წ. სასაზღვრო ლამინალურ შრეს, სასაზღვრო შრის სისქე აღებული დიამეტრის მილისათვის ცვალებადია და რეინოლდსის რიცხვის გაზრდისას მცირდება.

სასაზღვრო შრის სისქე  $\delta$  (ნახ. 1.4) შეიძლება მილის კედლების სიმჭისის გამონაწევლების სიმაღლეზე მეტი იყოს. მაშინ ნაკადის ბირთვი მასთან



ნახ. 1.4

შეხებაში არ იქნება. (ნახ. 14.V—ა) ის შეიძლება სიმჭისის გამონაწევლების სიმაღლეზე ნაკლებიც იყოს  $\delta < k$ , მაშინ მოძრავი სითხის ბირთვი მასთან უშუალო შეხებაში იქნება. ვინაიდან პრაქტიკაში თითქმის არ გვხვდება მი-

ლები, რომელთა კედლების სიმჭისის განაწილებები ერთნაირი სიმაღლის იყოს და თანაბრად იყოს განაწილებული კედლების მთლიან ზედაპირზე, ამიტომ შეიძლება გვექონდეს სითხის მოძრაობის ისეთი შემთხვევა, როდესაც სასაზღვრო შრე ფარავს სიმჭისის გამონაწევლების ერთ ნაწილს, ნაწილი კი სასაზღვრო შრის სისქეზე მაღლა ამოწვდილი (ნახ. 14.V—ბ).

იმ შემთხვევაში, როდესაც სასაზღვრო შრის სისქე მეტია სიმჭისის გამონაწევლების სიმაღლეზე, ეს უკანასკნელი არ ახდენს გავლენას ხახუნის კოეფიციენტის სიდიდეზე. ნაკადის ბირთვი ამ დროს ეხება მხოლოდ სასაზღვრო შრეს და მოძრაობს, როგორც თითქოს და სრულიად გლუვ მილში.

ასეთ შემთხვევაში მილს უწოდებენ ჰიდრაავლიკურად გლუვს. ჰიდრაავლიკურად გლუვ მილებში ხახუნი წარმოიშვება მხოლოდ ერთიანობაზე მოძრავი სითხის ცალკეულ ფენების შორის.

საკავშირო თბოტექნიკურ ინსტიტუტში ინე. გ. მურინის მიერ ჩატარებული იქნა გამოკვლევები ფოლადის მცლების ხახუნის კოეფიციენტების დასადგენად. გასოცდილი იყო როგორც ახალი, ისე ხმარებაში ნამყოფი სხვადასხვა შიგა დიამეტრების (40-დან 143 მმ) მქონე მილები.

გ. მურინმა ჰიდრაავლიკურად გლუვი მილების ხახუნის კოეფიციენტის განსაზღვრავად მოგვცა ფორმულა:

$$\lambda = \frac{1,01}{(lg Re)^{2,5}} \quad (8.5)$$

ეს ფორმულა აერთიანებს ბლაზიუსის და ნიკურაძის ფორმულებს ჰიდრაავლიკურად გლუვი მილებისათვის და განიყენება იმ ნილებისთვის, რომელთა დიამეტრი არ აღემატება 200 მმ ტურბულენტური მოძრაობისას.



იმ შემთხვევაში, როდესაც სიმქისის გამონაწვედების სიმაღლე მეტია სასაზღვრო შრის სისქეზე ( $k > \nu$ ), მილი ჰიდრაულიკურად მქისე ხდება და ხახუნის კოეფიციენტის სიდიდე მისთვის იანგარიშება ფორმულით:

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,74 + 2/g \frac{r}{k}\right)^2}, \quad (9.5)$$

სადაც

$r$  მილის რადიუსია.

ამ ფორმულიდან ჩანს, რომ ხახუნის კოეფიციენტი ჰიდრაულიკურად მქისე მილებისათვის დამოკიდებულია არა რეინოლდსის რიცხვზე, არამედ მილის რადიუსის  $r$  ფარდობაზე სიმქისის გამონაწვედის სიმაღლესთან  $k$ , ანუ მილების ფარდობით სიმქისზე  $\frac{r}{k}$ .

ცენტრალური სათბობი სისტემისათვის გამოყენებულ მილებში აბსოლუტური სიმქისის სიმაღლე მიიღება  $k = 0,2$  მმ.

იმ შემთხვევაში, როდესაც სასაზღვრო შრე ფარავს სიმქისის გამონაწვედების ნაწილს, ნაწილი კი მასზე მალაა ამოწვდილი, ანუ გვაქვს გარდამავალი არე, ხახუნის კოეფიციენტის სიდიდე დამოკიდებულია როგორც  $Re$  რიცხვზე, ისევე მილის ფარდობით სიმქისზე  $\frac{r}{k}$ .

დოკ. მ. კისინმა და ინჟ. ვ. ზუსმანოვიჩმა დაამუშავეს ცდებით მიღებული მონაცემები და მოგვცეს საანგარიშო ფორმულები ხახუნის კოეფიციენტის გამოსათვლელად სხვადასხვა დიამეტრის მქონე მილებისათვის და გარდამავალი არეს შემთხვევისათვის.

200 მმ-მდე დიამეტრის მილებისათვის

$$\lambda = 0,343 \left(\frac{d}{k}\right)^{-0,125} Re^{-0,17}, \quad (10.5)$$

200 მმ და მეტი დიამეტრის მილებისათვის

$$\lambda = \frac{0,183}{\left(\frac{d}{k}\right)^{0,087} Re^{0,134}}. \quad (11.5)$$

მათ მიერვე ნაპოვნია  $Re$  რიცხვის მნიშვნელობები, რომელთა ფარგლებშიც გამოიყენება ხახუნის კოეფიციენტის განსასაზღვრავი ესა თუ ის ფორმულა. ასე, მაგალითად ნებისმიერი დიამეტრის მილებისათვის ლამინარული მოძრაობისას ( $R \leq 2320$ ) გამოიყენება ფორმულა (7.5).

მილებისათვის, რომელთა დიამეტრიც 200 მმ-ზე და გვაქვს ტურბულენტური მოძრაობა ( $R \geq 4000$ -დან პირველ ზღვრულ რეინოლდსის რიცხვამდე  $Re_1 = 0,367 \left(\frac{d}{k}\right)^{1,56}$  გამოიყენება ფორმულა (8.5). ზღვრებში  $Re_1$

ზღვრულიდან  $Re_{II}$  ზღვრულამდე, რომელიც ტოლია  $Re_{II} = 150 \frac{d}{k}$  (როდესაც  $k = 0,2$  მმ) გამოიყენება ფორმულა (10.5). 200 მმ-ზე მეტი დიამეტრის მილებისათვის გარდამავალი მოძრაობისას, რომელიც გვაქვს ზღვრებში  $Re_1$

ზღვრულიდან  $Re_{II}$  ზღვრულამდე, რომელიც ტოლია  $Re_{II} \approx 207 \frac{d}{k} = 16000$ ,

გამოიყენება ფორმულა (11.5). იმ შემთხვევებში, როდესაც რეინოლდსის რიცხვები  $Re$  მეტია შესაბამის  $Re_{II}$  ხელ რიცხვებზე, მიღები იქნება ჰიდრაული-კურალ მქისე და ამიტომ ხახუნის კოეფიციენტი მათთვის იანგარიშება ფორ-მულით (9.5).

შემონათქვამიდან გამომდინარეობს, რომ ერთი და იგივე მილი აღებუ-ლი სიმქისისას, რომელიც ხასიათდება ფარდობით  $\frac{d}{k}$ ,  $Re$  რიცხვზე დამო-კიდებულებით შეიძლება იყოს ჰიდრაულიკურად გლუვი, ჰიდრაულიკურად მქისე ან გარდამავალ არეში.

მაგალითი: განვსაზღვროთ წნევის დანაკარგი ხახუნზე მილის 1 გრძივ მეტრზე, რომლის შიგა დიამეტრი  $d=40$  მმ. მილში მოძრაობს წყალი, რომლის მოძრაობის სიჩქარე  $v=0,7$  მ/წმ წყლის ტემპერატურა  $t=80^\circ$ , რომ-ლის დროსაც წყლის მოცულობითი წონა  $\gamma=972$  კგ/მ<sup>3</sup>, კინემატიკური სიბ-ლანტე კი  $\nu=0,366 \cdot 10^{-6}$ . სიმქისის გამონაწვდის სიმაღლე  $k=0,2$  მმ.

ვსაზღვრავთ  $Re$  რიცხვს

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{0,7 \cdot 0,040}{0,366 \cdot 10^{-6}} = 76500,$$

ანუ ხახუნის კოეფიციენტი უნდა განისაზღვროს რომელიმე ფორმულით შემდეგი ფორმულიდან (8.5), (9.5) ან (10.5).

იმისათვის, რომ დავადგინოთ, თუ რომელი ფორმულა უნდა გამოვიყე-ნოთ, საჭიროა ჯერ გავარკვიოთ, ჰიდრაულიკური რეჟიმის რომელ არეში იმ-ყოფება განსახილველი მილი. ამიტომ ვსაზღვრავთ  $Re_{II}$  ხელ.

$$Re_{II} \approx 150 \frac{d}{k} = 150 \frac{40}{0,2} = 30000.$$

ვინაიდან  $Re_{II} \approx 76500$ , მილი იქნება ჰიდრაულიკურად მქისე და მისი ხახუნის კოეფიციენტის განსაზღვრავად ვსარგებლობთ ფორმულით (9.5)

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,74 + 21g \frac{v}{k}\right)^2} = \frac{1}{\left(1,74 + 21g \frac{20}{0,2}\right)^2} = 0,03$$

საბოლოოდ ვსაზღვრავთ წნევის დანაკარგს ხახუნზე 1 გრძივ მეტრი მილისთვის ფორმულით:

$$R = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot \gamma = 0,03 \frac{0,7^2 \cdot 972}{2 \cdot 9,82 \cdot 0,040} = 18,19 \text{ კგ/მ}^2.$$

როგორც ზემოთ განხილული მაგალითიდან ჩანს, ხახუნზე წნევის და-ნაკარგის სიდიდის დასადგენად გვიხდება შრომატევადი ანგარიშის ჩატარება. იმისათვის, რომ გაადვილდეს და დაჩქარდეს ამ ანგარიშის მსგელობა, უნდა ვისარგებლოთ ცხრილებით და ნოზოგრაფებით, რომლებიც შედგენილია ამ პარაგრაფში განხილული და მოცემული ფორმულების გამოყენებით.

ხახუნზე წნევის დანაკარგის საანგარიშო ცხრილი წყლით სათბობი სის-ტემებისათვის მოცემულია VI დანართში.

VII დანართში მოცემულია ხახუნზე წნეების დანაკარგის საანგარიშო



ნომოგრამა, რომელიც შედგენილია დოც. მ. კისინისა და ინგ. ზუსმანოვი-  
ჩის მიერ.

ცბრილისა და ნომოგრამის გამოყენების მოხერხებულობისათვის მათში  
წყლის ხარჯი განიხილულია სითბოს იმ რაოდენობით, რომელსაც ის გამო-  
ყოფს სათბობ ხელსაწყოში გავლისას.

მაგალითად, თუ სათბობი სისტემის მილსადენის რომელიმე უბანში გა-  
დის 80 კგ წყალი, ხოლო სათბობ ხელსაწყოში ხდება მისი გაცივება 25°-ით,  
მაშინ წყლის ეს რაოდენობა ცბრილში შეცვლილია მისი შესაბამისი სითბოს  
რაოდენობით, კერძოდ,

$$80 \cdot 25 = 2000 \text{ კკალ.}$$

ცბრილი (დანართი VI) შედგენილია 1° ტემპერატურის ვარდნილი-  
სათვის.

ამ ცბრილის გამოყენების დროს საჭიროა მილსადენის განსახილველი  
უბნის თბური დატვირთვა გავყოთ სისტემისათვის აღებულ წყლის ტემპერა-  
ტურული ვარდნილის  $\Delta t$  სიდიდეზე (უმატეს შემთხვევებში  $\Delta t = 25^\circ$ ). გაყოფის  
შედეგად მიღებული სიდიდე იქნება წყლის ის რაოდენობა კგ/სთ-ობით რომ-  
ელიც გაივლის განსახილველ უბანში. ვინაიდან ცბრილი შედგენილია 1°  
ვარდნილისათვის, ეს ფაქტიურად გამოხატავს წყლის რაოდენობას კგ/სთ-  
ობით, რადგანაც 1 კგ წყალი 1°-ით გაცივებისას გამოყოფს 1 კკალ სითბოს.

ახსნა იმისა, თუ როგორ უნდა ვისარგებლოთ ცბრილით და ნომოგრა-  
მით, მოცემულია შემდეგ პარაგრაფებში წყლით სათბობი სისტემების ანგა-  
რივის განხილვისას.

## წინაპირობები ადგილობრივი წინალობების

§ 44

წინაპირობები ნებისმიერი ადგილობრივი წინალობების გადასალა-  
ხვად ყველანაირი მილსადენებისათვის მათში სხვადასხვა სახის თბომომცვე-  
ლის მოძრაობისას განისაზღვრება გამოსახულებით:

$$z = \frac{v^2}{2g} \gamma \Sigma \zeta \text{ კგ/მ}^3 \quad (12.5)$$

სადაც

$\zeta$  არის უგანზომილებო კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს აღებულ  
ადგილობრივი წინალობის ინდივიდუალურ თავისებურებებს და რომ-  
ლის განსაზღვრაც ხდება ლაბორატორიული ცდების საშუალებით.







როგორც ფორმულიდან (12,5) ვხედავთ, წინაპირობის დანაკარგი ადგილობ-  
რივი წინალობის გადალახვის დროსაც დამოკიდებულია დინამიკურ დაწნე-  
ვაზე  $\left( \frac{v^2}{2g} \gamma \right)$ , რომელიც შეესაბამება სითხის მოძრაობის ფაქტიურ სიჩქა-  
რეს  $v$  მ/წმ იმ მილსადენში, რომელზეც გვაქვს განსახილველი ადგილობრივი  
წინალობა.

გათბობის სისტემებში ადგილობრივ წინალობებს მიეკუთვნებიან სამკა-  
პებში, ჯვარედინებში, ონკანებში, სარინებში, გამთბობ ხელსაწყოებში, ქვა-  
ბებში და სისტემის სხვა ელემენტებში თბომომცველის სიჩქარის ან მიმართუ-  
ლების შეცვლის შედეგად გამოწვეული წინალობები.

სხვადასხვა სახის ადგილობრივი წინალობების კოეფიციენტების სიდიდეების მნიშვნელობები მოცემულია 4.V ცხრილში.

ცხრილი 4.V

ადგილობრივი წინალობის კოეფიციენტების მნიშვნელობა წყლის და ორთქლის გაბოზების სისტემის ანგარიშისათვის

№№	ადგილობრივი წინალობის დასახელება	L-ის მნიშვნელობა, როცა d მმ						
		15	20	25	32	40	≥0 და მეტი	
1	ორსვეტიანი რადიატორები	2						
2	თუჯის ქვაბები	2,5				ნახ. I		
3	ფოლადის ქვაბები	2						
4	უცებადი გაფართოება (დიდი სიჩქარის დროს)	1				ნახ. II		
5	უცებადი შევიწროება (დიდი სიჩქარის დროს)	0,5						
6	სამკაპები გასასვლელი (ნახ. I)	1	} მნიშვნელობები ყველა დიამეტრებისათვის			ნახ. III		
7	საბრუნე სამკაპი (ნახ. II)	1,5						
8	სამკაპები წინაღედნე (ნახ. III)	3						
9	გასასვლელი ჯვარედნები (ნახ. IV)	2					ნახ. IV	
10	საბრუნე ჯვარედნები (ნახ. V)	3						
11	II-სებრი კომპენსატორი	2						
12	ჩოხალიანი კომპენსატორი	0,5				ნახ. V		
13	ჩვეულებრივი ვენტილი	16	10	9	9	8	7	
14	გასასვლელი ონკანი (დ. ზუსტებული მონაცემები)	3	2	2	2	—	—	
15	ორმაგი რეგულირების ონკანი ცილინდრული საცობით ვენტილი „კოსვა“	4	2	2	2	—	—	
16	საკვალთი ლუდლო	3	3	3	2,5	2,5	2	
17	90° სარინები	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	
18	ორმაგი (ვიწრო) სარინები	1,5	1,5	1	1	0,5	0,5	
19	ორმაგი (ვიწრო) სარინები	2	2	2	2	2	2	
20	ორმაგი (ფართო) სარინები	1	1	1	1	1	1	

როგორც თეორიული ანგარიშები გვიჩვენებს, ამ ცხრილში მოცემული ადგილობრივი წინალობების მნიშვნელობები რამდენადაც გაზრდილია. ამიტომ მილსადენების ანგარიში ცხრილში მოცემული მნიშვნელობების გამოყენებით იდეალურად ზუსტი არ იქნება, მაგრამ მათი გამოყენება გაცილებით აადვილებს ანგარიშის წარმოებას და ამიტომაც ნორმებით დაშვებულია.

შრომატეკადი ანგარიშის შემსუბუქებისათვის წინააღმდეგობის სიდიდეები z, გამოთვლილი (წყლის მოძრაობის სიჩქარის და ადგილობრივი წინააღმდეგობების კოეფიციენტების ჯამის სიდიდის მიხედვით) წყლით სათბობი სისტემებისათვის ცხრილის სახით მოცემულია VIII დანართში.





ზოგიერთ შემთხვევაში მიზანშეწონილი და მოხერხებულია დანაკარგი ადგილობრივ წინაღობებზე შეცვალათ ხახუნზე წნევის დანაკარგით. ამისათვის საჭიროა აღებული დიამეტრის მილგაყვანილობაზე ვიპოვოთ ისეთი სწორ-ხაზოვანი მონაკვეთი, რომელშიც ხახუნზე წნევის დანაკარგი ტოლი იქნება წნევის დანაკარგისა ადგილობრივ წინაღობებზე.

იმ მილსადენების სიგრძეს, რომლის წნევის დანაკარგი ხახუნზე ტოლია წნევის დანაკარგისა ადგილობრივ წინაღობაზე (როცა კოეფიციენტი  $\zeta = 1,0$ ), ეწოდება ექვივალენტური სიგრძე.

ექვივალენტური სიგრძის საპოვნელად საჭიროა წნევის დანაკარგები ადგილობრივ წინაღობებზე გავუტოლოთ წნევის დანაკარგებს ხახუნზე:

$$\zeta = \frac{v^2}{2g} \gamma \cdot \epsilon \zeta = l_{\text{ავს}} \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \gamma$$

აქედან

$$l_{\text{ავს}} = \frac{\Sigma \zeta d}{\lambda}$$

თუ  $\zeta = 1.0$  მაშინ

$$l_{\text{ავს}} = \frac{d}{\lambda} \delta \tag{13.5}$$

თუ მილსადენის აღებული უბნის ფაქტიური სიგრძეა  $l$  მ, ადგილობრივი წინაღობების ერთეულთა რიცხვია  $\Sigma \zeta$ , წნევის კუთრი დანაკარგია  $R$  და ექვივალენტური სიგრძე  $l_{\text{ავს}}$ , მაშინ წნევის მთლიანი დანაკარგი ამ უბანზე იქნება:

$$H = R(l + l_{\text{ავს}} \Sigma \zeta) \text{ კგ/მ}^2 \tag{14.5}$$

სადაც

$l + l_{\text{ავს}} \Sigma \zeta$  დაყვანილი სიგრძეა, მ-ობით.

**ზედა განაწილებისა და ბუნებრივი სიჩქარის ტარების მართვა**

\$ 45

მილსადენების ანგარიშისას მათი დიამეტრები იმგვარად უნდა შეირჩეს, რომ სისტემის საცირკულაციო წნევის სიდიდე საკმარისი იყოს როგორც ხახუნის, ისე ყველა ადგილობრივი წინაღობის გადასალახავად, ანუ დაკმაყოფილდეს შემდეგი პირობა:

$$H \leq \Sigma(Rl + \zeta)$$

სადაც

- $H$  — საცირკულაციო წნევა კგ/მ<sup>2</sup>-ობით;
- $\Sigma Rl$  —  $l$  სიგრძის მილსადენის რგოლის წნევის დანაკარგი ხახუნზე, კგ/მ<sup>2</sup>-ობით;
- $\Sigma \zeta$  — წნევის დანაკარგი ადგილობრივ წინააღმდეგობებზე კგ/მ<sup>2</sup>-ობით

ბუნებრივი ცირკულაციის მქონე წყლით სათბობ სისტემებში საცირკულაციო წნევა, როგორც ვიცით, წარმოიქმნება ცივი და ცხელი წყლის მოცულობითი წონების სხვაობის ხარჯზე, ამიტომ ასეთ სისტემებში საცირკულაციო წნევის სიდიდე აღებული კონკრეტული პირობებისათვის არის წინასწარ დასახული გარკვეული სიდიდე და მის მიხედვით ხდება იმ ჯამური წინაღობების სიდიდის წინასწარ განსაზღვრა, რომელიც შეიძლება იქნეს დაშ-

გებული სათბობი სისტემის მილსადენებში, რის შემდეგაც ხდება მილსადენების დიამეტრის შერჩევა.

იმ შემთხვევაში კი, როდესაც შეიძლება საციკულაციო წნევის ნებისმიერად გაზრდა ან შემცირება, რასაც ადგილი აქვს ტუმბოვანი წყლით სათბობ სისტემებში, ხდება უკვე შერჩეული დიამეტრის მილსადენების წინააღმდეგობების განსაზღვრა.

სათბობი სისტემის მილსადენების განგარიშებამდე საჭიროა: ვიანგარიშოთ სათბობი შენობის ყოველი სათავისის თბოდანაკარგები; შევარჩიოთ სათბობი ხელსაწყო ტიპი და გავიანგარიშოთ მათი ხურების ფართი; შევარჩიოთ გათბობის სისტემა; შენობის გეგმაზე განვალაგოთ ცხელი და ცივი დგარები, მიმწოდებელი და უკუმაგისტრალები, საფართოებელი ჭურჭელი და ჰაერშემკრებები (მათი ზომებისა და მოცულობის განსაზღვრით); დავსახოთ საქვების განლაგების ადგილი ქვაბების ტიპისა და ხურების ფართის განსაზღვრით.

ამის შესაბამისად უნდა აიგოს სათბობი სისტემის აქსონომეტრიული სქემა.

სათბობი სისტემის მილსადენების ანგარიშისთვის საჭიროა აქსონომეტრიული სქემა „დატვირთვით“ და დაეყოს უზნებად.

სქემის დატვირთვაში იგულისხმება იმ სითბოს რაოდენობის დატანა მილსადენების ყოველ უბანზე, რომელიც წყლის სახით გაივლის მასში.

სქემის უბანი კი ეწოდება მილსადენის იმ მონაკვეთს, რომლის სიგრძეზეც არ იცვლება მასში გამდინარე წყლის რაოდენობა და ტემპერატურა. ანგარიშის მოხერხებულობისათვის სქემის უბნების დანომერა მიზანშეწონილია დაეიწყოთ საანგარიშო რგოლის სათბობი ხელსაწყო ღერძიდან შემდეგ კი ნომერაცია განვავრძოთ ცივი მილსადენების გავლით ქვაბამდე და ქვაბიდან ცხელი მილსადენების გავლით იმავე სათბობი ხელსაწყო ღერძამდე. ცალკეული უბნების სიგრძეების ჯამი შეადგენს საციკულაციო რგოლის მილიან სიგრძეს. საციკულაციო რგოლი კი ეწოდება მილსადენში წყლის მოძრაობის უმოკლეს მანძილს ქვაბიდან სათბობ ხელსაწომდე და ხელსაწოდან ქვაბამდე. რადგან ადგილობრივ წინალობებზე წნევის დანაკარგების სიდიდე დამოკიდებულია მიღებში წყლის მოძრაობის სიჩქარეზე, ანუ მათ დიამეტრებზე, რომლებს განსაზღვრავს ბუნებრივი ცირკულაციის წყლით სათბობ სისტემებში, როგორც ვიცით, ხდება ანგარიშის ბოლოს, ამიტომ პირველად ადგილობრივ წინალობებზე წნევის დანაკარგის სიდიდის დადგენა ხდება პირობითად და ორიპოლვან სისტემებში აიღება მთლიანი საციკულაციო წნევის 50% სიდიდე, ანუ  $0,5 H$ .

ამრიგად, ხახუნზე წნევის საორენტაციო დანაკარგებიც იქნება  $0,5 H$ . ანგარიშს ვიწყებთ ხახუნზე წნევის შესაძლო საშუალო კუთრი დანაკარგის  $R$  განსაზღვრით, რომელიც  $l$  სიგრძის საციკულაციო რგოლისთვის იქნება

$$R = \frac{0,5H}{l} \text{ კგ/მ}^2.$$

ის სათბობი ხელსაწყო, რომლის საციკულაციო რგოლის წნევის საშუალო კუთრი დანაკარგს ხახუნზე  $R$  ექნება უმკირესი მნიშვნელობა, არის ყველაზე არახელსაყრელად განლაგებული ხელსაწყო. ამ ხელსაწყოს საციკულაცი-

ლაციო რგოლს ეწოდება მთავარი საცირკულაციო რგოლი და სწორედ ეს რგოლი უნდა ვიანგარიშოთ უპირველეს ყოვლისა.

ვიციტ რა წნევის საშუალო კუთრი დანაკარგი ხახუნზე  $R$  და წყლის ხარჯი, გამოხატული თბური დატვირთვით კკალ/სთ-ობით ცხრილის (დანართი VI) ან ნომოგრამის (დანართი VII) საშუალებით ვპოულობთ რგოლის მიღების დიამეტრებს. უნდა გავითვალისწინოთ ის, რომ  $R$  არის საშუალო სიდიდე და რგოლის სხვადასხვა უბნებისათვის ის შეიძლება იყოს მეტი ან ნაკლები, მაგრამ წნევის ჯამური დანაკარგები ხახუნზე და ადგილობრივი წინაღობებზე საბოლოოდ არ უნდა აღემატებოდეს რგოლის მთლიანი საცირკულაციო წნევის 90%, ანუ ანგარიშისას უნდა დავიტოვოთ საცირკულაციო წნევის 10%-მდე სათადარიგო მარაგი ანგარიშის დროს გაუთვალისწინებელი ან მონტაჟის დროს წარმოქმნილი დამატებითი წინაღობების გადასალახავად.

ქვემოთ განვიხილოთ ზედა განაწილების და ბუნებრივი ცირკულაციის ორმილოვანი წყლით სათბობი სისტემის ანგარიშის მაგალითი.

**მაგალითი:** განვიხილოთ წყლის ზედა განაწილებისა და ბუნებრივი ცირკულაციის ორმილოვანი სისტემის (ნაწლის) მილსადენის ანგარიში (იხ. ნახ. 15.V). დგარები გაყვანილია ღიად იზოლაციის გარეშე; ცხელი წყლის ტემპერატურა  $t_{\text{გ}} = 95^\circ$ , გაცივებული წყლის  $-t_{\text{ფ}} = 70^\circ$ .

**ამოხსნა:** სანამ შევუდგებით მილსადენის ანგარიშს, ანუ მათი დიამეტრების განსაზღვრას, საჭიროა გამოვავლინოთ ყველაზე არახელსაყრელ მდგომარეობაში მყოფი საცირკულაციო რგოლი, განვსაზღვროთ გამთბობი სისტემის ყველა უბანში საცირკულაციო წყლის რაოდენობა, რომლის წონაც დამოკიდებულია სათბობი ხელსაწყოების თბოგამომუშავებაზე და ტემპერატურულ ვარდნილზე. აქსონომეტრულ სქემაზე სათბობი ხელსაწყოების ქვეშ ციფრებით უნდა დავიტანოთ მათი თბური დატვირთვები კკალ/სთ-ობით რგოლებში მოთავსებული ციფრებით. უნდა აღვნიშნოთ საცირკულაციო რგოლის უბნების ნომრები, ამავე რგოლების გვერდით მრიცხველში ციფრებით ნაჩვენები უნდა იქნეს უბნების თბური დატვირთვები კკალ/სთ-ობით, ხოლო მნიშვნელში კი — უბნების სიგრძეები მ-ობით რომაული ციფრებით სქემაზე ვნომრავთ დგარებს.

განსახილველ გათბობის სისტემაში (იხ. ნახ. 15.V) ყველაზე არახელსაყრელ მდგომარეობაში იქნება № 1 სათბობი ხელსაწყო საცირკულაციო რგოლი, რომელიც ქვაბიდან ყველაზე შორ მანძილზეა განლაგებული (ჰორიზონტალური მანძილი) ან № 2 სათბობი ხელსაწყო საცირკულაციო რგოლი, რადგანაც ეს ხელსაწყო ქვაბიდან ყველაზე ნაკლებ სიმაღლეზეა განლაგებული (ვერტიკალური მანძილი).

განსაზღვრავთ მოქმედ ბუნებრივ საცირკულაციო წნევას № 1 სათბობი ხელსაწყო რგოლში:

$$H_1 = h(\gamma_{70} - \gamma_{95}) = 4,0(977,81 - 961,92) = 63,56 \text{ კგ/მ}^2,$$

წყლის მოცულობით წონებს ვიღებთ ცხრილიდან (იხ. დანართი IX), როგორც ვიციტ, წნევის საორიენტაციო სიდიდე ადგილობრივი წინაღობების გადასალახავად აიღება მთლიანი საცირკულაციო წნევის 50% ოდენობით, ანუ ხახუნის წინაღობების გადასალახავად დაგვრჩება 31,78 კგ/მ<sup>2</sup> წნევა.

№ 1 სათბობი ხელსაწყო რგოლის ყველა უბნის (1-დან 15-მდე) სიგრძეთა ჯამი ტოლია:

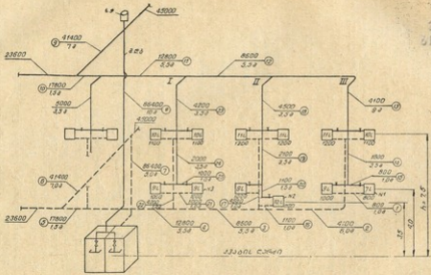
$$\Sigma l_1 = 1 + 6 + 5,5 + 5,5 + 1,5 + 7 + 5 + 10 + 7 + 1,5 + 5,5 + 5,5 + 9 + 3,5 + 1 = 74,58.$$



ՀԱՅԿՍՏԱՆԻ  
ՆԱԽԱՐԱՅՈՒԹՅԱՆ  
ՆԱԽԱՐԱՅՈՒԹՅԱՆ  
ՄԱՐԿԱԿԱՆՈՒԹՅԱՆ  
ՆԱԽԱՐԱՅՈՒԹՅԱՆ

$$R_1 = \frac{31,78}{74,5} \approx 0,43 \text{ Ջ/մ}^2$$

Հիմնարկի թափանցող ջրի քանակի հաշվարկը



ՔՆ. 15V



მოქმედი ბუნებრივი საცირკულაციო წნევა № 2 სათბობი ხელსაწყოს რგოლისათვის იქნება:

$$H_2 = 3,5(977,81 - 961,92) = 55,61 \text{ კგ/მ}^2.$$

აქედან ხახუნის წინაღობის გადასალახავა უ დაგვერება წნევა 27,80 კგ/მ<sup>2</sup>.

№ 2 გამთბობი ხელსაწყოს რგოლის საერთო სიგრძე ტოლია:

$$\Sigma L_2 = 5,5 + 5,5 + 1,5 + 7 + 5 + 10 + 7 + 1,5 + 5,5 + 5,5 + 1,0 + 1 + 3,5 + 3,5 + 1,5 = 64,5 \text{ მ.}$$

წნევის საშუალო კუთრი დანაკარგი ხახუნზე № 2 რგოლისათვის იქნება

$$R_2 = \frac{27,80}{64,5} \approx 0,43 \text{ კგ/მ}^2.$$

ვინაიდან  $R_1$  ოდნავ მცირეა  $R_2$ -ზე, ამიტომ № 1 გამთბობი ხელსაწყოს რგოლი ნაკლებად ხელსაყრელ მდგომარეობაშია და ამიტომ ანგარიში მისგან უნდა დავიწყოთ.

იმისათვის, რომ განვსაზღვროთ მიღების დიამეტრები, ვსარგებლობთ ცხრილით (დანართი VI) ან ნომოგრამით (დანართი VII).

როგორც ვიცი, № 1 სათბობი ხელსაწყოს რგოლის წნევის საშუალო კუთრი დანაკარგი ხახუნზე  $R_1 = 0,42$  კგ/მ<sup>2</sup>, სისტემაში წყლის ტემპერატურული ვარდნილი  $\Delta t = 95 - 70 = 25^\circ$ ; ვინაიდან ცხრილი (დანართი VI) შედგენილია  $1^\circ$  ტემპერატურული ვარდნილისათვის, საჭიროა განსახილველი რგოლის ყოველი უბნის თბური დატვირთვა გავყოთ  $\Delta t = 25^\circ$ -ზე. № 1 სათბობი ხელსაწყოს რგოლის 1 უბნის თბური დატვირთვა  $Q = 800$  კკალ/სთ (იხ. ნახ. 15.V). თუ მას გადავიყვანთ  $1^\circ$  ტემპერატურული ვარდნილისათვის, გვექნება:

$$Q = \frac{800}{25} = 32 \text{ კკალ/სთ ან რაც იგივეა}$$

32 კკალ/სთ წყლის რაოდენობას, რადგანაც  $1^\circ$  გაცივებით 32 კგ წყალი მოგვცემს 32 კკალ სითბოს.

(დანართის VI) ცხრილის 1 სვეტში ვმოულობთ სიდიდის  $R = 0,42$  მიახლოებით მნიშვნელობას. ეს იქნება  $R = 0,40$ . ამის შედეგად, ვმოძრაობთ რა მარჯვნივ, ვეძებთ 32 კკალ/სთ მიახლოებით სიდიდეს. ცხრილის მე-2 სვეტში ვპოულობთ, რომ 15 მმ მილში, როდესაც საშუალო კუთრი დანაკარგი  $R = 0,40$ , შეიძლება გაიაროს 35 კკალ/სთ სითბომ, რაც ოდნავ აღემატება საანგარიშოს. ამიტომ ამავე მე-2 სვეტში ინტერპოლაციით 31 და 33 შორის ვმოულობთ, რომ როცა  $Q = 32$  კკალ/სთ  $R = 0,34$  კგ/მ<sup>2</sup> და წყლის სიჩქარე  $v = 0,045$  მ/წმ. მიღებული მონაცემები შეგვაქვს მილსადენების დიამეტრების საანგარიშო ბლანკში (იხ. ცხრილი 5.V). ანალოგიურად ვანგარიშობთ სხვა დანარჩენ უბნებსაც და მიღებული მონაცემები შეგვაქვს საანგარიშო ბლანკში.

ხახუნზე წნევების დანაკარგების ანგარიშისა და მიღების დიამეტრების შერჩევის შემდეგ უნდა განვსაზღვროთ ყოველი უბნის ადგილობრივ წინაღობის რაოდენობა და მათი შესაბამისი წნევების დანაკარგები. მიღებული მონაცემები აგრეთვე უნდა შევიტანოთ იმავე საანგარიშო ბლანკში.

№ 1 უბანი

1. სათბობი ხელსაწყოს (რადიატორის) ნახევარი	ζ = 1,0
2. საბრუნე ჯვარედელ	ζ = 3,0
	Σζ = 4,0



№ 2 უბანი

1. 90°-იანი სარინი, როცა $d=25$ მმ	$\zeta=1,0$
3. მეორე და მესამე უბნებს შორის გასაღვლედი სამკაპი	$\zeta=1,0$
	<hr/> $\Sigma\zeta=2,0$

№ 3 უბანი

1. გასაღვლედი სამკაპი	$\zeta=1,0$
-----------------------	-------------

№ 4 უბანი

1. გასაღვლედი სამკაპი	$\zeta=1,0$
-----------------------	-------------

№ 5 უბანი

1. საბრუნე სამკაპი	$\zeta=1,5$
--------------------	-------------

№ 6 უბანი

1. საბრუნე სამკაპი	$\zeta=1,5$
--------------------	-------------

№ 7 უბანი

1. სამი 90°-იანი სარინი, როცა $d=76$ მმ	$\zeta=3,0,5=1,5$
2. საკვალთი, როცა $d=76$ მმ	$\zeta=0,5$
3. თუჯის ნახევარი ქვების წინალობა (ქვაბში შეესვლა)	$\zeta=1,25$
	<hr/> $\Sigma\zeta=3,25$

№ 8 უბანი

1. ქვების ნახევარი (ქვაბიდან გამოსვლა)	$\zeta=1,25$
2. ორი 90°-იანი სარინი როცა $d=76$ მმ	$\zeta=2 \cdot 0,5=1,0$
3. საკვალთი, როცა $d=76$ მმ	$\zeta=0,5$
4. საბრუნე ჯვარედი	$\zeta=3,0$
	<hr/> $\Sigma\zeta=5,75$

№ 9 უბანი

1. საბრუნე სამკაპი	$\zeta=1,5$
--------------------	-------------

№ 10 უბანი

1. გასაღვლედი სამკაპი	$\zeta=1,0$
-----------------------	-------------

№ 11 უბანი

1. გასაღვლედი სამკაპი	$\zeta=1,0$
-----------------------	-------------

№ 12 უბანი

1. გასაღვლედი სამკაპი	$\zeta=1,0$
-----------------------	-------------

№ 13 უბანი

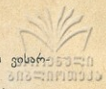
1. ორი 90°-იანი სარინი, როცა $d=25$ მმ	$\zeta=2 \cdot 1=2,0$
2. გასასვლედი ჯვარედი	$\zeta=2,0$
	<hr/> $\Sigma\zeta=4,0$

№ 14 უბანი

1. საბრუნე სამკაპი	$\zeta=1,5$
--------------------	-------------

№ 15 უბანი

1. ორმაგი რეგულირების ონკანი $d=15$ მმ	$\zeta=4,0$
2. სათბობი ხელსაწყოს (რადიატორის) ნახევარი	$\zeta=1,0$
	<hr/> $\Sigma\zeta=5,0$



ადგილობრივ წინალობებზე წნევის კარგვის განსაზღვრისათვის ვსარგებლობთ 4.V ცხრილით და VIII დანართით.

წინასწარი ანგარიშის შემდეგ მივიღეთ, რომ რგოლში წნევის სათადარიგო მარაგი გვაქვს:

$$\frac{(63,56 - 61,62) \cdot 100}{63,56} = 3,6\%$$

ვინაიდან სათადარიგო მარაგი უნდა იყოს 10%, ამიტომ საჭიროა გადავიღოთ რგოლის ზოგიერთი უბნის მიღების დიამეტრები, რათა შევამციროთ წნევის დანაკარგები.

ვზრდით № 4 და 5 უბნის დიამეტრებს 40—მმ-დან 50 მმ-მდე. გადაანგარიშების შედეგად მიღებული მონაცემები შეგვაქვს საანგარიშო ბლანკის „საბოლოო ანგარიშის“ სვეტში. საბოლოო გადაანგარიშების შედეგად № 1 სათბობი ხელსაწყოს რგოლში გვექნება წნევის სათადარიგო მარაგი:

$$\frac{(63,56 - 57,12) \cdot 100}{63,56} \approx 10\%$$

ამის შემდეგ გადავდივართ № 2 სათბობი ხელსაწყოს რგოლის ანგარიშზე. ამ რგოლის საციკლულაციო წნევა ჩვენ მიერ აღრე იყო განსაზღვრული. ის ტოლია  $H_2 = 55,61$  კგ/მ<sup>2</sup>. № 2 სათბობი ხელსაწყოს რგოლში შედის ზოგიერთი ის უბნები, რომელთა დიამეტრებიც ჩვენ მიერ განსაზღვრული იყო № 1 სათბობი ხელსაწყოს რგოლის ანგარიშისას. ეს უბნებია: 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 და 12. საანგარიშო 5.V ცხრილიდან ვბოულობთ, რომ წნევის დანაკარგები ამ უბნებზე შეადგენს: 43,84 კგ/მ<sup>2</sup>.

ამრიგად, მთლიანი წნევიდან თავისუფალი ნარჩენი იქნება  $55,61 - 43,84 = 11,77$  კგ/მ<sup>2</sup>. წნევის ეს ნარჩენი უნდა დაიხარჯოს 16, 17, 18, 19 და 20 უბნებზე, რომელთა საერთო სიგრძეა  $l = 1 + 1 + 3,5 + 3,5 + 1,5 = 10,5$  მ. თუ დარჩენილ წნევის გამოვაკლებთ 50%, ადგილობრივი წინალობების გადასალახავად დავგვრჩება:

$$H = 11,77 \cdot 0,5 = 5,88 \text{ კგ/მ}^2$$

ბახუნზე წნევის შესაძლო დანაკარგი იქნება:

$$R = \frac{5,88}{10,5} = 0,56 \text{ კგ/მ}^2$$

ვსარგებლობთ VI ცხრილით (დანართი) და მიღებული დიამეტრები შეგვაქვს 5.V საანგარიშო ბლანკში.

შემდეგ ვსაზღვრავთ ადგილობრივ წინალობებს № 16-20 უბნებისათვის:

№ 16 უბანი

1. სათბობი ხელსაწყოს (რადიატორის) ნახევარი	$\zeta = 1,0$
2. საბრუნე სამკაბი	$\zeta = 1,5$
	$\Sigma \zeta = 2,5$

№ 17 უბანი

1. საბრუნე სამკაბი	$\zeta = 1,5$
--------------------	---------------

№ 18 უბანი

1. საბრუნო სამკაბი
2. 90°-იანი სარინი, როცა  $d=25$  მმ
3. გასასვლელი ჯვარელი

$$\begin{aligned} \zeta &= 1,5 \\ \zeta &= 1,0 \\ \zeta &= 2,0 \\ \hline \Sigma \zeta &= 4,5 \end{aligned}$$

№ 19 უბანი

1. გასასვლელი სამკაბი

$$\zeta = 1$$

№ 20 უბანი

1. 90°-იანი სარინი, როცა  $d=15$
2. ორმაგი რეგულირების ონკანი, როცა  $d=15$  მმ
3. სათბობი ხელსაწყოს (რადიატორის ნახევარი)

$$\begin{aligned} \zeta &= 1,5 \\ \zeta &= 4,0 \\ \zeta &= 1,0 \\ \hline \Sigma \zeta &= 6,5 \end{aligned}$$

წინასწარი გაანგარიშების შედეგად მივიღეთ, რომ წნევის დანაკარგები № 16—20 უბნებზე შეადგენს 10,09 კგ/მ<sup>2</sup>. № 2 სათბობი ხელსაწყოს რგოლში წნევის სათადარიგო მარაგი იქნება:

$$\frac{(11,77 - 10,09)100}{11,77} \approx 15\%$$

რაც დასაშვებია.

ამრიგად, წინასწარი გაანგარიშების შედეგად განსაზღვრული მიღების დიამეტრები შეიძლება დავტოვოთ უცვლელად.

თუ ვიანგარიშებთ № 3 სათბობი ხელსაწყოს რგოლს, დავინახავთ, რომ მის საციკულაციო წნევას იგივე სიდიდე აუვს, რაც № 1 სათბობი ხელსაწყოს რგოლს, ხოლო მისი სიგრძე ვაცილებით ნაკლებია № 1 სათბობი ხელსაწყოს რგოლთან შედარებით და ამიტომ № 3 სათბობი ხელსაწყოს რგოლში დაგვრჩება საციკულაციო წნევის გამოუყენებელი დიდი ნაწილი, რომლის ჩახაზბაც უნდა მოხდეს დგარზე დაყენებული ონკანის და სათბობ ხელსაწყოებთან დაყენებული ორმაგი რეგულირების ონკანების მეტად დაკეტვის საშუალებით. წინააღმდეგ შემთხვევაში ამ რგოლში წყალი დაიწყებს ინტენსიურ მოძრაობას, რაც გამოიწვევს ამ რგოლზე მიერთებული სათბობი ხელსაწყოების გადახურებას იმ სათბობი ხელსაწყოების ხარჯზე, რომელთა რგოლსაც მეტი სიგრძე აქვთ.

ანალოგიური მდგომარეობა გვიქნება ზემო სართულზე განლაგებული სათბობი ხელსაწყოებისათვისაც, რადგანაც ათი საციკულაციო წნევის სიდიდე (რომელიც, როგორც ვიცით, იზრდება სათბობი ხელსაწყოს ქვაბიდან დაშორების ვერტიკალური მანძილის  $h$ -ის გაზრდით) ვაცილებით მეტია ქვემო სართულზე განლაგებული სათბობი ხელსაწყოების საციკულაციო წნევასთან შედარებით. ამიტომ ზემო სართულის სათბობი ხელსაწყოების გამოუყენებელი ჰარბი წნევის ჩახაზობაც უნდა განხორციელდეს ორმაგი რეგულირების ონკანის მეტად დაკეტვის საშუალებით.

ზევით განხილულ მაგალითში მიღების დიამეტრების განსაზღვრავად ჩვენ გამოვიყენეთ VI ცხრილი (დანართი). ანალოგიური ანგარიშის ჩატარება შეიძლება ნომოგრამის (იხ. დანართი VII) გამოყენებით. ამისათვის ნომოგრამის ჰორიზონტალურ ღერძზე უნდა ვიპოვოთ განსახილველი უბნის ის თბური დატვირთვა კკალ/სთ-ობით, რომელიც მას აქვს



შენსაფუძვლები ანგარიშზე ზედა

1	2	3	4	წინასწარი ანგარიშის მონაცემები						სამართლი ანგარიშის მონაცემები					
				5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	870	82	1,0	15	0,045	0,34	0,34	4,0	0,41	$H_1 = 63,56$ კვ.მ <sup>2</sup> $H_2 = 35,61$ კვ.მ <sup>2</sup>					
2	4100	164	6,0	25	0,078	0,55	3,3	2,0	0,45						
3	1900	144	5,5	22	0,094	0,55	3,02	1,0	0,50						
4	12800	512	5,5	40	0,106	0,50	2,75	1,0	0,56						
5	17800	712	1,5	40	0,13	0,96	1,44	1,5	1,70						
6	41400	1636	7,0	70	0,128	0,4	2,8	1,5	1,25						
7	1600	3456	5,0	76	0,181	0,55	2,75	3,25	5,27						
8	86400	3456	10,1	76	0,14	0,55	5,5	5,75	9,25						
9	41400	1636	7,0	70	0,128	0,4	2,8	1,5	1,25						
10	17800	712	1,5	40	0,15	0,96	1,44	1,0	1,13						
11	12800	512	5,5	40	0,106	0,5	2,75	1,0	0,76						
12	900	344	5,5	32	0,083	0,55	3,02	1,0	0,50						
13	4100	14	9,0	25	0,178	0,55	3,3	4,0	1,25						
14	1800	72	3,5	20	0,058	0,32	1,12	1,5	0,25						
15	800	52	1,0	15	0,045	0,34	0,34	5,0	0,52						
							81,67		24,05						
				წინასწარი ანგარიშით მიღებული $\Sigma(R_i + C_i)^n = 36,67 + 24,9 = 61,62$ კვ.მ <sup>2</sup> < 63,56 კვ.მ <sup>2</sup>						სამართლი ანგარიშით მიღებული $\Sigma(R_i + C_i)^n = 33,6 + 23,52 = 57,12$ კვ.მ <sup>2</sup>					
				№ 2 საბინის ბელსაწინა რეკონსტრუქცია, ფართობი III: $H_2 = 35,61$ კვ.მ <sup>2</sup>											
16	1100	44	1	15	0,063	0,6	0,6	2,5	0,45						
17	4500	180	1	25	0,09	0,7	0,7	1,5	0,57						
18	4500	180	3,5	25	0,09	0,7	2,45	4,5	1,82						
19	2100	84	3,5	20	0,066	0,4	1,4	1	0,28						
20	1100	44	1,5	15	0,063	0,6	0,9	6,5	1,17						
							6,05		4,04						
				$\Sigma(R_i + C_i)^n = 6,05 + 4,04 = 10,09 < 11,77$ კვ.მ <sup>2</sup>											

$\Delta l = 1^\circ$  დროს. ვერტიკალურ ღერძზე კი ვპოულობთ განსახილველი რგოლის ხახუნზე წნევის საშუალო კუთრი დანაკარგის  $R$  შესაბამის სიდიდეს. ჰორიზონტალურ ღერძზე ნაპოვნი წერტილიდან აღმართული ვერტიკალური და  $R$  წერტილიდან გატარებული ჰორიზონტალური ხაზების გადაკვეთის წერტილში მივიღებთ მილის დიამეტრს და წყლის მოძრაობის სიჩქარეს.

ზემოთ განხილულ მავალითში სიატემის მილსადენების დიამეტრების განსაზღვრა ანგარიშის გამართვების თვალსაზრისით ჩატარებული იყო იმ დამატებითი საცირკულაციო წნევის გაუთვალისწინებლად, რომელიც მილსადენებში წყლის გაცივების შედეგად წარმოიქმნება.

**ბუნებრივი სიჩქარის ოპტიმალური წყლის გათვალისწინებით**

§ 46

საერთო ბუნებრივი საცირკულაციო წნევა სისტემის რგოლში იმ დამატებითი წნევის გათვალისწინებით, რომელიც წყლის მილებში გაცივების შედეგად წარმოიქმნება, როგორც ვიცით, უდრის:

$$H = h(\gamma_{\text{მზ}} - \gamma_{\text{მზ}}) + \Delta H \text{ კგ/მ}^2,$$

სადაც

$\Delta H$  არის მილსადენში წყლის გაცივებით გამოწვეული დამატებითი საცირკულაციო წნევა კგ/მ<sup>2</sup>.

სათბობი სისტემის მილსადენების გაანგარიშებისას მათი საბოლოო დიამეტრების განსაზღვრამდე ჩვენ არ ვიცით მილსადენში წყლის გაცივების სიდიდეები, რადგანაც ისინი დამოკიდებულია მილსადენების გარე ზედაპირის ფართზე, ანუ მათ დიამეტრებზე, მილებში გამავალი წყლის რაოდენობასა და რგოლის ცალკეულ უბნებში წყლის მოცულობითი წონების სიდიდეებზე.

ამიტომ სისტემაში წყლის გაცივების შედეგად მიღებულ დამატებით საცირკულაციო წნევის  $\Delta H$  სიდიდეს იღებენ 1.V ცხრილიდან, რომელიც შედგენილია ლაბორატორიული ცდების და ანგარიშების საფუძველზე, სისტემების განთქმისთვის, სიმაღლისა და სხვა ფაქტორების გათვალისწინებით.

გავითვალისწინოთ წინა პარაგრაფში განხილული № 1 ვამბობი ხელსაწყო რგოლი (იხ. ნახ. 15.V) მასში წყლის გაცივების შედეგად გამოწვეული დამატებითი წნევის გათვალისწინებით:

განსახილველი ვამბობის სისტემის ჰორიზონტალური განფენილობა 25 მ-მდეა, მთავარი დგარიდან განსახილველ დგარამდე ჰორიზონტალური მანძილი 18 მეტრია. № 1 სათბობი ხელსაწყო ვერტიკალური დაშორება ქვაბის შუა ღერძიდან 4 მეტრია, შენობა ორსართულიანია. ამ პირობებისათვის წყლის გაცივების შედეგად გამოწვეული დამატებითი საცირკულაციო წნევის სიდიდე  $\Delta H = 10$  კგ/მ<sup>2</sup>, (იხ. ცხრილი 1.V).

საერთო საცირკულაციო წნევის სიდიდე № 1 სათბობი ხელსაწყო რგოლისათვის იქნება:

$$H = 4,0(977,81 - 961,92) + 10 = 73,56 \text{ კგ/მ}^2.$$

მიღებული საცირკულაციო წნევის შესაბამისად ვსაზღვრავთ მილსადენების დიამეტრს ზუსტად ისე, როგორც ეს გვაკეთებთ მილსადენის გაანგარიშებისას სისტემაში წყლის გაცივების გაუთვალისწინებლად.

როგორც ვიცით, საცირკულაციო წნევის 50% გვჭირდება აღვილობ-



რევი წინაღობების გადასალახავად, ამიტომ წნევის შესაძლო საშუალო კუთ-  
რი დანაკარგი ხახუნზე ყოველ 1 გრძივი მეტრი მილისათვის იქნება:

$$R = \frac{73,56 \cdot 0,5}{74,5} \approx 0,49 \text{ კგ/მ}^2.$$

მიღებული  $R$  სიდიდისა და თბური დატვირთვების გათვალისწინებით  
ვახდენთ მილების დიამეტრების შერჩევას. ანგარიშით მიღებული მონაცემები  
შეგვაქვს საანგარიშო ბლანკში (იხ. ცხრილი 6.V).

ანგარიშის შედეგად მივიღეთ, რომ მილების აღებულ დიამეტრებისათ-  
ვის წნევის დანაკარგი უდრის 65,56 კგ/მ<sup>2</sup>. ვანგარიშობთ სათანადო მარაგს:

$$\frac{(73,56 - 65,56) \cdot 100}{73,56} \approx 10,9\%,$$

რაც ნორმებით დაშვებულის ფარგლებშია.

თუ განვიხილავთ ანგარიშს შევადარებთ წინა პარაგრაფში წყლის მილებში  
გაცივების გაუთვალისწინებლად ჩატარებულ ანგარიშს, დავინახავთ, რომ  
მე-6 უბნის მილის დიამეტრი შემცირდება 70 მმ დან 50 მმ-მდე.

ჩვენ მიერ მიღებული მილის დიამეტრები ჯერჯერობით საორიენტაციო  
დიამეტრებად ითვლება, რადგანაც ისინი შერჩეული იყო საორიენტაციო  
წნევის მიხედვით. იმისათვის, რომ ვიანგარიშოთ მილების საბოლოო დიამ-  
ეტრები, საჭიროა გამოვავლინოთ რგოლში მოქმედი ფაქტიური საცირკუ-  
ლაციო წნევა, რისთვისაც უნდა გავვიგოთ მილსადენებში წყლის გაცივების  
ნამდვილი სიდიდე.

ღია (იზოლაციის გარეშე) მილსადენების მიერ თბოდანაკარგების გან-  
საზღვრა შეიძლება ფორმულით:

$$Q = \pi d b k (t_{\text{შილ}} - t_{\text{გ}}) \text{ კკალ/სთ.} \quad (15.5)$$

მილსადენებისა კი, რომელთაც ვაკეთებთ აქვე თბური იზოლაცია,

$$Q = \pi d b k (t_{\text{შილ}} - t_{\text{გ}}) (1 - \eta_{\text{იზ}}) \text{ კკალ/სთ.} \quad (16.5)$$

სადაც

- $d$  — მილსადენის გარე დიამეტრია, მ.ობით;
- $l$  — მილსადენის სიგრძე, მ.ობით;
- $b$  — კოეფიციენტი, რომლის სიდიდეც დამოკიდებულია სათავსში მილსადენის ადგილმდებარეობაზე, აიღება 7.V ცხრილიდან;
- $k$  — ღიად განლაგებული მილის თბოგადაცემის კოეფიციენტი კკალ/მ<sup>2</sup> სთ. გრ. ის საშუალოდ ტოლია 11 კკალ/მ<sup>2</sup> სთ. გრ;
- $t_{\text{შილ}}$  — მილის კედლის ტემპერატურა, მიიღება მილის აღებულ მონაკვეთში გა-  
მავალი თბოშემცველის ტემპერატურის ტოლი, გრ.ობით;
- $t_{\text{გ}}$  — სათავსოს ჰაერის ტემპერატურა, აიღება ცხრილიდან დანართი IV,  
გრ.ობით;
- $\eta_{\text{იზ}}$  — იზოლაციის მქკ.

ცხრილი 7.V

ბ კოეფიციენტის მნიშვნელობები

სათავსში მილსადენის ადგილმდებარეობა	$b$
დგარი . . . . .	0,5
გამზობ ხელსაწყოთა მიმდებარე მილები . . . . .	1,0
იატაკთან განლაგებული უკუმილები . . . . .	0,75
პერქვეშ განლაგებული ცხელი მაგისტრალური მილები . . . . .	0,25



გინაიდან მილსადენების თბოდანაკარგები ტოლია მილში გამდინარე თბოშემცველის მიერ გაცემული სითბოს რაოდენობისა, ამიტომ შეგვიძლია დავწეროთ, რომ:

$$Q = G \cdot \Delta t \cdot C$$

სადაც

$G$  — მილში გამდინარე თბოშემცველის (წყლის) რაოდენობა, კგ/სთ-ობით;

$\Delta t$  — წყლის ტემპერატურის ვარდნა (აღებულ უბანზე), გრ-ობით;

$C$  — წყლის სითბოტევადობა, ტოლი 1 კკალ/კგ გრ.

წინა ტოლობიდან შეგვიძლია დავწეროთ:

$$\Delta t = \frac{Q}{G} \quad (17.5)$$

თუ ვისარგებლებთ ფორმულებით (15.5), (16.5) და (17.5), შეგვიძლია განვსაზღვროთ წყლის ტემპერატურის ვარდნა რგოლის ცალკეულ უბნებში.

აქვე უნდა აღვნიშნოთ, რომ ზემომოყვანილი გადაანგარიშების საჭიროება წარმოიშობება მხოლოდ იმ შემთხვევაში, თუ გასათბობი შენობის სიმაღლე აღემატება ექვს სართულს. ექვს სართულამდე სიმაღლის შენობებისთვის წყლის გაცივების შედეგად გაცოფრებული დამატებითი საციარკულაციო წნევის სიდიდე კი აიღება მხოლოდ 1. V ცხრილიდან და ისინი არ საჭიროებენ დამატებით შესამოწმებელ თბურ გადაანგარიშებას.

## ქვედა განაწილებისა და პუნაგრივი ტიკაუდახიის მქონე ორბილქვანი წყლით სათბობი სისხვემების განაწილება

§ 47

იმ შემთხვევაში, როდესაც შენობას არა აქვს სხვენი და ის გადახურულია ბრტყელი კონსტრუქციით, გამოიყენება სათბობი სისტემა წყლის ქვემო განაწილებით.

წყლის ქვემო განაწილების სისტემების გამოყენება მიზანშეწონილია აგრეთვე იმ შენობებში რომელთა აშენების ვადა დიდია (ერთი წელი და მეტი), რადგანაც ასეთი სისტემები საშუალებას იძლევა ზამთრის პირობებში მოვახდინოთ შენობის იმ სართულების გათბობა, რომლებიც უკვე ამოყვანილია და ყოველი შემდეგი სართულის დამთავრების შემდეგ ისინიც მივუერთოდ გათბობის სისტემას. სართულების ასეთი თანმიმდევრობითი ჩართვა საშუალებას გვაძლევს სამშენებლო სამუშაოები ვაწარმოოთ ყოველგვარ კლიმატურ პირობებში.

წყლის ქვედა განაწილების სათბობი სისტემების დადებით მხარედ უნდა ჩაითვალოს ისიც, რომ მისი საექსპლუატაციოდ გადაცემა გაცილებით ადვილია; საკმარისია სისტემა შევავსოთ წყლით პირველი სართულის სათბობი ხელსაწყობების სიმაღლეზე ოდნავ მაღლა და დავიწყეთ ქვების გახურება, როდესაც წყალი საკმარისად გათბება, შემდეგ სისტემას ვავსებთ მეორე სართულის სათბობი ხელსაწყობამდე და ასეთი თანაბრდევრობით ხდება დანარჩენი სართულების წყლით შევება. სათბობი სისტემის წყლით ასეთნაირად შევების დროს საშუალება გვაქვს ყოველ სართულზე მოვახდინოთ შესაძლო დეფექტების გამოსწორება, ისე, რომ არ დაგვეზღუდოს სისტემის დაცვა წყლისაგან.

სათბობ სისტემებში წყლის ქვედა განაწილებით, როგორც უკვე ისე ცხელი მაგისტრალი, ეწყობა სარდაფში ან მიწისქვეშა არხებში (როდესაც შენობას არა აქვს სარდაფი). ამ სისტემებშიც სათბობ ხელსაწყოებში გაცივებული წყალი ეშვება დაბლა უკუმაგისტრალში და ვინაიდან მას მეტი მოცულობითი წონა აქვს, ვიდრე ქვაბში არსებულ ცხელ წყალს, ამიტომ ამ უკანასკნელს გამოდევნის ქვაბიდან.

განვიხილოთ 16.V ნახაზზე მოცემული სათბობი სისტემის ანგარიშის მაგალითი.

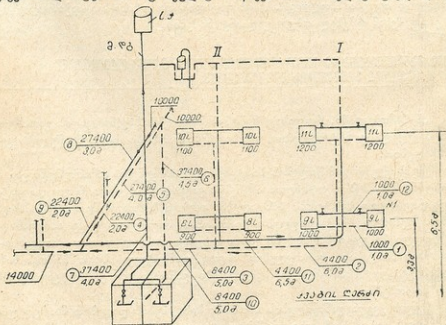
**მაგალითი:** სისტემის დგარები გაყვანილია ღიად (იზოლაციის გარეშე), ცხელი წყლის ტემპერატურა  $t_{\text{ცხ}} = 95^{\circ}$ ;

გაცივებული წყლის —  $t_{\text{ცივ}} = 70^{\circ}$ .

**ამოხსნა:** ანგარიშს ვაწარმოებთ ადრე განხილული ორმილოვანი წყლის ზედა განაწილების მქონე სისტემის ანგარიშის ანალოგიურად.

ვათბობის სისტემის აქსონომეტრიული სქემის თბური „დატვირთვის“ შემდეგ ვაგვლენთ სისტემის ყველაზე არახელსაყრელ მდგომარეობაში ცოფ რგოლს და ვანგარიშობთ ამ რგოლის ქვედა სართულის სათბობი ხელსაწყოთა საცირკულაციო წნევას.

როგორც ვიცით, სათბობ სისტემებში წყლის ქვედა განაწილებით არ გვაქვს ის დამატებითი საცირკულაციო წნევა  $\Delta H$ , რომელიც ცხელ და ცივ



ნახ. 16.V

დგარებში წყლის გაცივების შედეგად წარმოიქმნება, ამიტომ № 1 სათბობი ხელსაწყოთა საცირკულაციო წნევა ტოლია:

$$H_1 = h(\gamma_{70} - \gamma_{95}) = 3,3(977,81 - 961,92) = 52,44 \text{ კგ/მ}^2.$$

№ 1 სათბობი ხელსაწყოთა რგოლის სიგრძე  $\Sigma l = 51,0 \text{ მ}$  (იხ. ცხრილი 8.V) ხაზუნზე წნევის საშუალო კუთრი დანაკარგი მილის ყოველი გრძივი მეტრისათვის იქნება:

$$R = \frac{52,44 \cdot 0,5}{51} \approx 0,52 \text{ კგ/მ}^2.$$

Նշանակների համարում նշան

1	2	3	4	Մենային անդրին Նշանակներ						Լանջար անդրին Նշանակներ					
				5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Մեջնի Ն.Մ.	մեծի քանակությամբ լայնի, հոգ $\Delta = 25$	մեծի քանակությամբ լայնի, հոգ $\Delta = 1$	մեծի քանակությամբ $\Delta$ -նուն	Նշանակների $\Delta$ Ն-նուն	Լայնի $\Delta$ Ն-նուն	Նշանակների լայնի $\Delta$ Ն-նուն	Մեջնի քանակությամբ $\Delta$ Ն-նուն	Լայնի քանակությամբ $\Delta$ Ն-նուն	Լայնի քանակությամբ $\Delta$ Ն-նուն	Մեջնի քանակությամբ $\Delta$ Ն-նուն	$\Delta$ Ն-նուն	$\Delta$ Ն-նուն	$\Delta$ Ն-նուն	$\Delta$ Ն-նուն	$\Delta$ Ն-նուն
1	1000	176	1	15	0,067	0,51	0,51	4	0,7						
2	4400	836	2	25	0,096	0,65	3,9	1,5	0,55						
3	8400	836	3	32	0,096	0,5	2,5	1,5	0,7						
4	22400	836	4	50	0,12	0,43	0,96	1	0,72						
5	27400	1096	4	50	0,145	0,62	2,48	1,5	0,85						
6	37400	1496	4,5	50	0,19	1,1	4,96	3,5	5,9						
7	37400	1496	4	50	0,19	1,1	4,4	5,75	10,4						
8	27400	1096	3	50	0,145	0,62	1,96	1	1,06						
9	22400	836	2	50	0,12	0,43	0,96	1,5	1,08						
10	8400	336	5	32	0,096	0,5	2,5	1	0,45						
11	4400	176	6,5	25	0,0-6	0,65	4,22	4	1,5						
12	1000	40	1	15	0,067	0,51	0,51	5	0,8						
							29,55		15,71						

$$\Sigma(R+\Delta) = 29,55 + 15,71 = 45,26 < 52,44 \text{ ձ.Յ.}$$

ՀԱՅԿԱՆՈՒԹՅԱՆ  
ՆԱԽԱՐԱՐՈՒԹՅԱՆ  
ԿԵՆՏՐՈՆ

ადგილობრივ წინაღობებს განვსაზღვრავთ ისევე, როგორც წყლის ზედა  
განაწილების მქონე სისტემის მავალითის ანგარიშისას.

ანგარიშის თანახმად (იხ. ცხრილი 8.V), წნევის საერთო დანაკარგი  
№ 1 სათბობი ხელსაწყოს რგოლისათვის შეადგენს:

$$\Sigma(Rl + z) = 45,26 \text{ კგ/მ}^2.$$

ვანგარიშობთ წნევის სათადარიგო მარაგს:

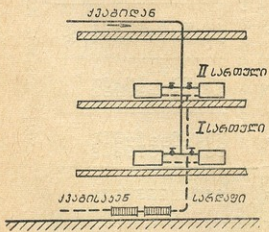
$$\frac{(52,44 - 45,26) \cdot 100}{52,44} \approx 13\%$$

ამიტომ ვტოვებთ წინასწარი ანგარიშით მიღებულ დიამეტრებს: ანა-  
ლოგიურად ვახდენთ სხვა სათბობი ხელსაწყობების რგოლების ანგარიშსაც.

**ოჩიძეშვილი სათბობი სისტემების ანგარიშისა და კონსტრუქციის  
ზოგიერთი თავისებურება**

§ 48

ბუნებრივი ცირკულაციის ორმილოვან სათბობ სისტემებში სარდაფის იმ  
სათავსების გათბობა, რომლებიც საქვების დონეზეა განლაგებული, გაძნე-  
ბულია, რადგან ასეთ შემთხვევებში სარდაფის სათავსების სათბობი ხელსაწყო-  
ების რგოლში წყლის ცირკულაცია ხორციელდება მხოლოდ იმ წნევის ხარჯზე,  
რომელიც მასში წარმოიქმნება მილსადენებში წყლის გატყვების შედეგად (ეს  
წნევა კი თავისთავად ძა-  
ლიან მცირე სიდიდეა).



ნახ. 17.V

ამიტომ ასეთ შემთხვე-  
ვებში სარდაფში დასაყენე-  
ბელ სათბობ ხელსაწყობს  
აყენებენ უშუალოდ უკუ-  
მაგისტრალზე, ამასთან, ამ  
ხელსაწყობს არ უკეთებენ  
არავითარ ჩამკეტ-მარგუ-  
ლირებელ არმეტურას (იხ.  
ნახ. 17.V), გარდა ამისა,  
ნამუშევარი წყლის ტემპე-  
რატურა უკუმაგისტრალში  
(მათზე სათბობი ხელსაწყო-  
ების მიერთებისას) ნაკლები  
იქნება ჩვეულებრივ სისტე-  
მებთან შედარებით. რაც

მხედველობაში უნდა იქნეს მიღებული ამ სათბობი ხელსაწყობების ხურების  
ფართის გამოთვლისას.

ეს უკანასკნელი კი გამოითვლება ხელსაწყოში არსებული წყლის საშუ-  
ალო ფაქტიური ტემპერატურის მიხედვით, რომელიც უდრის:

$$t_{\text{საშ}} = t_{\text{წყ}} - \frac{Q}{2G} \quad (18.5)$$

სადაც

$t_{\text{წყ}}$  — უკუმაგისტრალში გამავალი წყლის ტემპერატურაა, გრ-ობით;

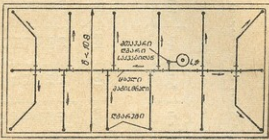


Q —სარდაფის სათავსში დაყენებული სათბობი ხელსაწყოს საჭირო თბოგაცემა, კკალ/სთ-ობით;

G —სათბობ ხელსაწყოში გამავალი წყლის რაოდენობა, კგ/სთ-ობით.

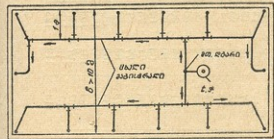
სათბობი სისტემების კონსტრუირებისას უნდა გადაწყდეს ცხელი და ცივი მაგისტრალებისა და დგარების განლაგების საკითხი.

სათბობ სისტემებში წყლის ზედა განაწილებით ცხელი მაგისტრალი ეწყობა სხვენზე. სხვენზე მაგისტრალის განლაგება შეიძლება განხორციელდეს ორი ერთმანეთისაგან განსხვავებული სქემით: როდესაც შენობის სიგანე არ აღემატება 10 მეტრს, მაშინ იყენებენ 18.V ნახაზზე ნაჩვენებ სქემას, ანუ სხვენის სიგანის შუაში გაჰყავთ ცხელი მაგისტრალური ხაზი და ამ ხაზიდან ცხელ დგარამდე განშტოებების საშუალებით მიჰყავთ თბოშემცველი. ამ სქემის უარყოფითი მხარე ის არის, რომ სხვენის მთელ სიგანეზე რამდენიმე ადგილას კვეთავს განშტოებები, რის შედეგადაც გაძნელებულია სხვენზე ადამიანების მოძრაობა ან რაიმე სამუშაოების ჩატარება.



ნახ. 18.V

თუ შენობის სიგანე აღემატება 10 მ ან იმ შემთხვევებში, როდესაც დაგეგმილია სხვენის გამოყენება სხვადასხვა საყოფაცხოვრებო მიზნებისათვის



ნახ. 19.V

(სარეცხის საშრობად და სხვ.). ცხელი მაგისტრალები სხვენზე ეწყობა 19.V ნახაზზე ნაჩვენებ სქემით, ანუ, წინა სქემისაგან განსხვავებით, აქ გაჰყავთ არაერთი ცხელი მაგისტრალური ხაზი, არამედ ორი, რომლებიც განლაგებული იქნება არა სხვენის შუაში, არამედ გარე კედლების გასწვრივ 1÷1,5 მ დაშორებით. აქაც თბოშემცველის ცხელ დგარებამდის მიყ-

ვანა ხორციელდება განშტოებების საშუალებით, რომელთა სიგრძეც აღრე განხილული სქემის განშტოებებთან შედარებით ვაცილებით ნაკლებია.

ცხელი მაგისტრალები სისტემებში წყლის ქვემო განაწილებით და უკუ-მაგისტრალები, როგორც ქვემო ისე ზემო განაწილების სისტემებში, გაყავთ შენობის სარდაფის ქერს ქვეშ. სარდაფის უქონლობის შემთხვევაში მაგისტრალების განლაგება ხდება სპეციალურად იატაკქვეშ მოწყობილ არხებში ან პირველი სართულის იატაკთან კედლების გასწვრივ სათბობი ხელსაწყოების ქვეშ (უქანასქელი დაიშვება, თუ მაგისტრალების დიამეტრები არ აღემატება  $1\frac{1}{4}'' \div 1\frac{1}{2}''$ ).



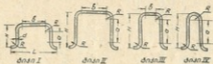
საქართველოს  
საერთაშორისო უნივერსიტეტი

შეღებულების სიღრმის დაგეგმვა 1 კმ-ით წელი და გაყვანილი ირიქონისთვის

16000000

საქართველო

სიღრმე მ-ით	საქართველო წელი კმ-ით																			
	თბილისის ტემპერატურა / გრ-ით																			
	1,5	2,0	2,5	3,7	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0	11,0	12,0	13,0	14,0	15,0	16,0	17,0	18,0	
5	4	4	5	6	6	6	7	8	8	9	9	10	10	10	11	11	11	12	12	12
10	8	9	10	11	12	13	14	15	16	16	17	18	18	19	20	21	21	22	22	23
15	11	13	15	17	18	19	21	23	24	26	27	28	29	30	31	32	33	33	34	35
20	15	18	20	23	24	25	28	30	33	35	36	38	39	40	41	43	44	45	46	47
25	19	22	25	28	30	31	34	38	41	44	45	47	50	51	53	55	56	57	57	58
30	23	26	30	34	36	38	41	45	49	53	54	57	60	62	64	66	67	69	70	71
35	24	31	35	40	42	44	48	53	57	61	63	66	70	72	74	77	79	80	81	82
40	30	35	40	45	48	50	55	60	65	70	72	76	80	82	85	88	90	92	93	94
45	34	40	45	51	54	56	62	67	73	79	81	85	90	93	96	99	101	103	104	105
50	38	44	50	57	60	63	69	75	81	88	89	95	99	103	106	110	112	114	115	116
55	41	48	55	62	66	69	76	83	89	96	99	104	109	113	117	120	123	126	127	128
60	45	53	60	68	71	75	83	90	98	105	107	114	119	123	128	131	134	137	138	139
65	49	57	65	74	77	81	89	98	106	114	116	123	129	133	138	142	145	148	149	150
70	53	62	70	79	83	88	96	105	113	121	125	132	139	144	149	154	157	160	161	162
75	56	66	75	85	89	94	103	113	122	131	134	142	148	154	159	164	168	172	173	174
80	60	70	80	90	95	100	110	120	130	140	145	151	158	164	170	175	180	185	189	190
85	64	75	85	96	101	106	117	128	138	149	152	161	168	174	180	186	190	194	195	196
90	68	79	90	102	107	113	124	135	146	157	161	171	178	185	191	197	200	205	206	207
95	71	83	95	107	113	119	130	141	152	165	170	180	188	195	202	208	212	217	218	219
100	75	88	100	113	119	125	137	150	163	175	179	190	198	205	212	219	224	229	230	231



საქართველოს  
ინჟინერული  
კავშირთა კავშირი

მუდგარის სიღრმე მმ-ში	კონსტრუქციის ტიპი	b	კონსტრუქციის H-ის სიღრმე, როცა R=44, მუდგარის დამტკიცებისათვის										
			20	25	32	40	50	70	80	100	125	150	200
25	I	2a	455	520	580	640	690	—	—	—	—	—	—
	II	a	535	600	650	690	700	—	—	—	—	—	
	III	0,5a	615	680	720	740	750	—	—	—	—	—	
	IV	0	750	800	820	830	840	—	—	—	—	—	
50	I	2a	635	720	800	890	890	930	1000	1080	1300	1400	—
	II	a	775	840	920	970	980	1000	1050	1120	1300	1400	—
	III	0,5a	900	980	1000	1030	1075	1100	1150	1200	1300	1400	—
	IV	0	1140	1225	1250	1275	1300	1320	1350	1370	1390	1400	—
75	I	2a	708	890	950	1020	1100	1150	1220	1300	1550	1675	2100
	II	a	950	1050	1150	1200	1300	1320	1350	1400	1600	1750	2000
	III	0,5a	1100	1220	1320	1380	1450	1500	1600	1700	1800	2100	2100
	IV	0	—	1550	1650	1700	1750	1800	1900	1950	2000	2100	2100
100	I	2a	880	1000	1100	1150	1250	1300	1420	1550	1750	1950	2300
	II	a	1100	1200	1320	1400	1500	1600	1650	1800	1900	2150	2400
	III	0,5a	1300	1400	1550	1630	1650	1700	1850	2000	2100	2300	2400
	IV	0	—	—	1950	2000	2050	2050	2150	2200	2300	2300	2500
150	I	2a	1050	1200	1320	1400	1500	1600	1750	1850	2150	2400	2750
	II	a	1350	1500	1640	1730	1800	1850	2000	2100	2400	2600	2900
	III	0,5a	—	—	1920	2030	2100	2200	2450	2600	2800	3000	3200
	IV	0	—	—	—	—	2650	2400	2500	2680	2850	3000	3250
200	I	2a	—	—	1530	1620	1750	1850	2050	2150	2500	2800	3150
	II	a	—	—	1800	2000	2100	2200	2350	2500	2800	3050	3500
	III	0,5a	—	—	—	2300	2400	2500	2750	3000	3200	3300	3600
	IV	0	—	—	—	—	—	—	2650	3100	3250	3450	4000

სათბობი სისტემის დგარების განლაგება მიზანშეწონილია სათავსის კუთხეებში ან ფანჯრებს შორის არსებული შუაგედლის ცენტრში ისე, რომ მათზე სათბობი ხელსაწყოების ნიერთება ხორციელდებოდეს ორივე მხრიდან.

კიბის უჯრედებში აკეთებენ დამოუკიდებელ დგარებს და მათ მხოლოდ კიბის უჯრედის გასათბობად საჭირო სათბობ ხელსაწყოებს უერთებენ.

სათბობი სისტემების დაპროექტებისას უნდა გავითვალისწინოთ ისიც, რომ სათბობი სისტემების მილსადენები თბოშემცველის მოძრაობისას ცხელდება და ამის შედეგად ხდება მათი დაგრძელება. თბური დაგრძელების სიდიდე გამოითვლება ფორმულით:

$$\Delta = 0,0012(t-5)l \text{ სმ}, \quad (19.5)$$

სადაც

$l$  — განსახილველი უბნის სიგრძეა, მ-ობით;

$t$  — მილში გამავალი თბოშემცველის ტემპერატურა °C-ობით.

თუ მილის თბური დაგრძელება 40—50 მმ, მაშინ საჭირო ხდება კომპენსატორის მოწყობა. პრაქტიკაში ყველაზე მეტად გავრცელდა II მაგვარი კომპენსატორები, რადგან ისინი დასაზღაურებლად ადვილია და საქსპლოატაციოდ საიმედო. ასეთი კომპენსატორების ზუსტი ანგარიში რთულია, ამიტომ ქვემოთ მოგვყავს II მაგვარი კომპენსატორების შესარჩევად გამოყენებული გამარტივებული ფორმულა:

$$R = \frac{1,5\Delta E d_0}{a \cdot b(1+6k)}, \quad (20.5)$$

სადაც  $k = \frac{b}{a}$ ;

$R$  არის ფოლადის დასაშვები დაძაბულობა ღუნვაზე და ტოლია 700-800 კგ/სმ<sup>2</sup>;

$\Delta$  — ფოლადის მილის თბური დაგრძელება, სმ-ობით;

$E$  — ფოლადის დრეკადობის მოდული და ტოლია  $2 \cdot 10^6$  კგ/სმ<sup>2</sup>;

$d_0$  — მილის გარეთა დიამეტრი სმ-ობით;

$a$  — კომპენსატორის სიშალე სმ-ობით;

$b$  — კომპენსატორის მხრის სიგრძე სმ-ობით.

ფორმულაში გათვალისწინებულია კომპენსატორის წინასწარი გაჭიმვა სიდიდით  $\frac{\Delta}{2}$ , რაც ორჯერ ზრდის მის საკომპენსაციო უნარს.

მილსადენის თბური დაგრძელების სიდიდეები, გამოთვლილი ფორმულით (19.5), მოცემულია წარმოდგენილ 9.V ცხრილში.

II-ს მაგვარი კომპენსატორების შერჩევა შეგვიძლია ვაწარმოოთ 10.V ცხრილის მიხედვით, რომელიც შედგენილია იმ პირობებისათვის, როდესაც ფოლადის დასაშვები დაძაბულობა ღუნვაზე  $R \leq 800$  კგ/სმ<sup>2</sup> და მილების მოღუნვის რადიუსი  $r$  ტოლია მინიმუმ მილის ოთხი დიამეტრისა.



ერთმილოვანი წყლით გათბობის სისტემები ბუნებრივი სიჩქარისით

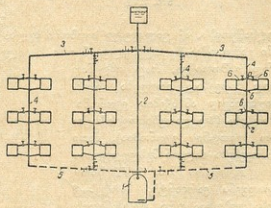
*კეკელიძე*

ერთმილოვანი სისტემების უმთავრესი სქემები

§ 49

ერთმილოვანი სათბობი სისტემების პრინციპული განსხვავება ორმილოვანი სისტემებისაგან ის არის, რომ ამ სისტემებში, როგორც ცხელი, ისე გაცივებული წყლის ტრანსპორტირება (სათბობ ხელსაწყომდე და სათბობი ხელსაწყოდან) ხორციელდება ერთი და იმავე დგარის საშუალებით, ე. ი. ცხელი წყალი თანმიმდევრობით გაივლის დგარზე მიერთებულ ყველა სათბობ ხელსაწყოს და ორმილოვანი სისტემებისაგან განსხვავებით, რომლებშიც ყველა სართულის სათბობ ხელსაწყოში შედის ერთი და იმავე ტემპერატურის მქონე წყალი (თუ მხედველობაში არ მივიღებთ წყლის დგარში გაცივებას), ერთმილოვან სისტემებში ყოველ ქვემო სართულის სათბობ ხელსაწყოში შედის უფრო დაბალი ტემპერატურის წყალი, ვიდრე ზედა სართულის სათბობ ხელსაწყოში.

1.VI ნახაზზე მოცემულია ჩვენში ყველაზე მეტად გავრცელებული ერთმილოვანი ვერტიკალური სათბობი სისტემის სქემა. სისტემის მილსადენების ელემენტებს აქაც იგივე დანიშნულება აქვთ, რაც ორმილოვან სათბობ სისტემებში. ქვაბიდან 1 ცხელი წყალი მთავარი დგარით 2 მიდის ცხელ გამწვანებელ მაგისტრალში 3, საიდანაც ნაწილდება ცალკეულ დგარებში 4. დგარებთან სათბობი ხელსაწყოების მიერთების ადგილას (წერტილი *a*) დგარში გამავალი თბოშემცველის ნაკადი იჭრება: ნაწილი შედის ხელსაწყოებში, ხოლო ნაწილი კი გაივლის ზღუდარს— შემრთველ უბანს *a-b*. სათბობ ხელსაწყოებში გაცივებული წყლის და ზღუდარში გამავალი ცხელი წყლის ერთმანეთში შერევა ხდება *რ* წერტილში. შერეული წყალი იმავე დგარის საშუალებით მიეღინება ქვემო სართულის სათბობ ხელსაწყოებში. ამ შემთხვევაში *b* წერტილში ხდება წყლის ნაკადის გაყოფა, ხოლო *რ* წერტილში—ხელსაწყოებში გაცივებული და *b-r* ზღუდარ-



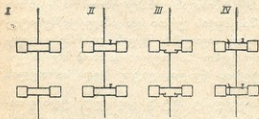
ნახ. 1.VI

ში გამავალი ცხელი წყლის ერთმანეთში შერევა. ამრიგად, წყალი თანმიმდევრობით გაივლის ყველა სართულის სათბობ ხელსაწყოებს და საბოლოოდ გაცივებული წყალი იმავე დგარის საშუალებით მიდის უკუ, ანუ ცივ მაგისტრალში 5, აქედან ის შედის ქვაბში 1, სადაც ხელახლა ცხელდება და, ამრიგად, ციკლი მეორდება თავიდან.

ზღუდარები კეთდება იმისათვის, რომ საჭიროების შემთხვევაში საშუალება გვქონდეს სათბობ ხელსაწყოში შემავალი ცხელი წყლის რაოდენობის შემცირებისა (ხელსაწყოს თბოგაცემის შემცირების), რაც ხორციელდება ცხელ მიყვანებზე ამ მიზნებისათვის სპეციალურად დაყენებული ონკანების ნ მეტნაკლებად დაკეტვით.

თავისთავად ცხადია, რომ ზემო სართულის სათბობი ხელსაწყოების თბოგაცემის ნაწილობრივი შემცირება ან მათი მთლიანად გამოთიშვა გამოიწვევს ქვემო სართულებზე განლაგებული ხელსაწყოების თბოგაცემის ნაწილობრივ შეცვლას (გაზრდას), რადგანაც ისინი მიიღებენ უფრო მეტი ტემპერატურის წყალს. მაგრამ, როგორც ჩატარებულმა ანგარიშებმა და ცდებმა გვიჩვენეს, ასეთ შემთხვევებში ხელსაწყოების თბოგაცემის ცვალებადობა იმდენად მცირეა, რომ მათ არა აქვთ რაიმე არსებითი მნიშვნელობა.

ქვემოთ, 2.VI ნახაზზე, მოცემულია გათბობის პრაქტიკაში გამოყენებული ვერტიკალური დგარებისა და მათთან სათბობი ხელსაწყოების მიერთების შესაძლო ვარიანტები. ამ ნახაზზე (2.VI) ნაჩვენებია I დგარი წარმოადგენს სქემას ზღუდარების გარეშე (გამდინარე სისტემა).

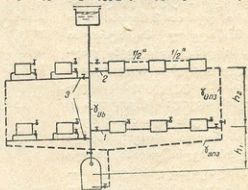


ნახ. 2.VI

ასეთ სისტემაში გამანაწილებელი ცხელი მაგისტრალიდან დგარში შესული წყლის მთლიანი რაოდენობა თანმიმდევრობით (ზედა სართულიდან დაწყებული) გაივლის ყველა სართულის სათბობ

ხელსაწყოებს. აქ ცალკეული სათბობი ხელსაწყოების ნაწილობრივი ან მთლიანი გამოთიშვა შეუძლებელია. მათში შეიძლება ცალკეული დგარების მთლიანად გამოთიშვა, რაც იმდენად დიდ ხარვეზად ითვლება, რომ, მიუხედავად ამ სქემის ეკონომიურობისა (ზღუდარებისთვის საჭირო ლითონის ეკონომია), მათი გამოყენება ძალიან შეზღუდულია.

II დგარი (ნახ. 2.VI) წარმოადგენს ვარიანტს, როდესაც შესაძლებელია ორი ერთმანეთის მომიჯნავედ განლაგებული სათბობი ხელსაწყოებიდან ერთ-ერთის ნაწილობრივი ან მთლიანად გამოთიშვა. ასეთი სქემის გამოყენება შეიძლება მხოლოდ იმ შემთხვევაში, როდესაც ორივე სათბობი ხელსაწყო განლაგებულია ერთი გასათბობი სათავის ფარგლებში.

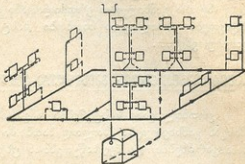


ნახ. 3.VI

III დგარის (ნახ. 2.VI) მოცემულ სქემაში ზღუდარად გამოყენებულია სათბობი ხელსაწყოების (რადიატორების) პირველი სექციები. ამ სექციების ქვედა განკოლ ნახვრეტში აყენებენ სპეციალური კონსტრუქციის მქონე ონკანს, რომლის საშუალებითაც საპიროების შემთხვევაში შეიძლება შემცირდეს ხელსაწყოთა თბოგაცემა (მხოლოდ 50%-მდე).

IV დგარის (ნახ. 2.VI) ნაჩვენები ვარიანტი სათბობი ხელსაწყოების თბოგაცემის ფართო ზღვრებში რეგულირების საშუალებას იძლევა. ამისათვის ერთ მხარეს განლაგებული ხელსაწყოების მიმყვანებზე აყენებენ ონკანებს, ხოლო მეორე მხარის ხელსაწყოებთან სამსვლიან ონკანებს, რომლების საშუალებითაც თბოშემცველი მთლიანად შეიძლება მივაწოდოთ ხელსაწყოს ან მთლიანად გავატაროთ ზღუდარში.

გარდა ზემოთ აღწერილი ვერტიკალური ერთმილოვანი სისტემებისა, გამოიყენება აგრეთვე ე. წ. ჰორიზონტალური ერთმილოვანი სა-

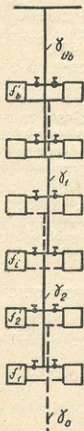


ნახ. 4.VI

თბობი სისტემები. 3.VI ნახაზზე ნაჩვენებია ასეთი სისტემების უმთავრესი სქემები. ნახაზის მარჯვენა მხარეს მოცემულია (1 და 2) ჰორიზონტალური ერთმილოვანი გამდინარე სისტემების სქემები. ამ სისტემებიდან ჰაერის გაყვანა შეიძლება განხორციელდეს სათბობ ხელსაწყოებზე საპაერო ონკანების დაყენებით (დგარი 1) ან ცენტრალიზებული ხერხით 1/2' საპაერო მილის საშუალებით (დგარი 2), რომელიც ერთი ბოლოთი მიერთებულია სათბობი ხელსაწყოების ზედა ნაწილში მდებარე ნახვრეტთან, ხოლო მეორე ბოლოთი კი მთავარ დგართან. ორივე ამ სქემის უარყოფითი ნხარე ის არის, რომ მათში შეუძლებელია ცალკეული ხელსაწყოების თბოგაცემის რეგულირება ან მთლიანად განოთიშვა (შეიძლება მთლიანად ცალკეული შტოს გამოთიშვა). ასეთ სქემებს აქვთ დიდი ჰიდრაულიკური წინაღობა, რის გამოც მათი გამოყენება ბუნებრივი ცირკულაციის მქონე სისტემებში შეზღუდულია.

3.VI ნახაზის მარცხენა ნხარეს მოცემულია (დგარი 3) ზღუდარებიანი, ან ჩამკეტუნებიანი სისტემის სქემები. აქ ყოველ ხელსაწყოსთან დაყენებულია ონკანი, რაც ხელსაწყოების თბოგაცემის რეგულირების საშუალებას გვაძლევს. ასეთი სისტემების სამონტაჟო ღირებულება შესამჩნევად აღემატება ჰორიზონტალური ცალმილოვანი გამდინარე სისტემების ღირებულებას.

ზემოთ განხილული ერთმილოვანი სისტემების გარდა ცნობილია აგრეთვე ე. წ. ერთმილოვან-ორმილოვანი სისტემები. 4.VI ნახაზზე მოცემულია ასეთი სათბობი სისტემის სქემა ქვემო ვანაწილებით, რომლის ცხელი მაგისტრალი ერთ და იმავე დროს წარმოადგენს უკუმპაგისტრალსაც (ერთმი-



ნახ. 4.VI



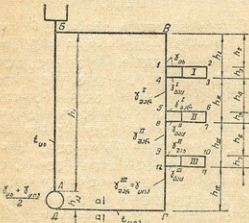
ლოვანი სქემა), ხოლო ამავე სისტემაში დგარები შესრულებულია ორმილოვანი სქემით.

მრავალსართულიანი შენობების გასათობად ზოგჯერ იყენებენ 5.VI ნახაზზე ნაჩვენებ ერთმილო ვან-ორმილოვანი გათბობის სისტემას ზედაგანაწილებით. ამ სქემაში სათბობი ხელსაწყოები დაყოფილია ჯგუფებად. ყოველი ჯგუფი აერთიანებს (ვერტიკალურად) ორი-სამი სართულის სათბობ ხელსაწყოებს ორმილოვანი სისტემით, ხოლო ცალკეული ჯგუფების ერთმანეთთან დაკავშირება ხორციელდება ერთმილოვანი სისტემით.

ზემოთ განხილული ერთმილოვანი სათბობი სისტემების ანგარიში განსხვავდება ორმილოვანი სათბობი სისტემების ანგარიშისგან ზოგიერთი თავისებურებებით.

**სამიკუდასირო წნევის გასაზღვრა ერთმილოვან სათბობ სისტემაში § 50**

ერთმილოვანი სისტემების ანგარიში ორმილოვან სისტემების ანგარიშისგან განსხვავდება მხოლოდ სათბობი ხელსაწყოების ხურების ფართის გამოანგარიშებით და ხელსაწყოებთან ცხელი და ცივი მიწყებებისა და ზღუდარების დიაბეტრების განსაზღვრით.



ნახ. 6.VI

განვიხილოთ ერთმილოვანი სათბობი სისტემის ყველაზე მეტად გავრცელებული (ზღუდარებიანი) სქემა (ნახ. 6.VI).

სისტემაში წყლის ტემპერატურა  $t_{06}$ -დან იცვლება  $t_{003}$ -მდე, შესაბამისად იცვლება მათი მოცულობითი წონებიც  $\gamma_{06}$  და  $\gamma_{003}$ -მდე. ქვაბში და სათბობ ხელსაწყოებში წყლის მოცულობით წონებს აქვს საშუალო ანიშვნელობა, როცელიც მათში შესული და განოსული წყლის მოცულობითი წონების ჯამის ნახევრის

ტოლია. ზღუდარებში გავლილი წყლისა და ხელსაწყოებიდან დაბრუნებული წყლის ნარევის მოცულობითი წონები ნახაზზე აღნიშნულია  $\gamma_{36}^I, \gamma_{36}^{II}$  და  $\gamma_{36}^{III}$ , აქვე უნდა აღვნიშნოთ, რომ  $\gamma_{36}^{III} = \gamma_{003}$ .

განსახილველ სისტემაში (ნახ. 6.VI) გვაქვს რამდენიმე საციკულაციო რგოლი:

- ა) საციკულაციო რგოლი დგარის გავლით (A—B—B—Г—Д—A);
- ბ) საციკულაციო რგოლი სათბობი ხელსაწყოების გავლით (A—B—B—1—2—3—4—5—6—7—8—9—10—11—12—Г—Д—A);
- 3) პატარა საციკულაციო რგოლები (1—2—4—4, 5—6—7—8 და 9—10—11—12).

გსაზღვრავთ საციკულაციო წნევას დგარის რგოლში  $a—a$  კვეთისათვის:

$$H_{26} = h_I \gamma_{06} + h_{II} \gamma_{36}^I + h_{III} \gamma_{36}^{II} + h_{IV} \gamma_{003} - \left( h_{33} \frac{\gamma_{06} + \gamma_{003}}{2} + h_1 \gamma_{06} \right) \kappa \rho / \text{მ}^2. \quad (1.6)$$



თუ დავაკვირდებით ნახაზს, დავინახავთ, რომ წყლის სვეტის  $h_{35}$  და  $h_{36}$  სიმაღლის წნევათა სხვაობა  $a-a$  კვეთის მიმართ ნოლის ტოლია, რადგანაც წყლის ტეაპერატურა  $h_{35}$  სიმაღლეზე  $a-a$  კვეთის მარჯვნივ და მარცხნივ ერთმანეთის ტოლია და უდრის  $70^\circ$ , ხოლო სვეტი სიმაღლით  $h_1$  შესაბამისად  $95^\circ$  ტოლია.

თუ გავითვალისწინებთ ზემოთ ნათქვამს, საცირკულაციო წნევის სიდიდე დგარის რგოლში ( $H_{გ}$ ) შეიძლება (ადრე მიღებული 1.6 ფორმულის ნაცვლად) შემდეგნაირად გამოვსახოთ:

$$H_{გ} = h_{II}(\gamma_{35}^I - \gamma_{36}) + h_{III}(\gamma_{35}^{II} - \gamma_{36}) + h_6(\gamma_{35} - \gamma_{36}) \text{ კგ/მ}^2. \quad (2.6)$$

განვსაზღვროთ საცირკულაციო წნევა რგოლში სათბობი ხელსაწყოების გავლით:

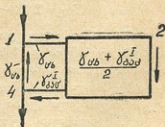
$$H_{გ. ხ} = h_2 \gamma_{36} + h_3 \left( \frac{\gamma_{36} + \gamma_{35}^I}{2} \right) + h_4 \gamma_{36}^I + h_5 \left( \frac{\gamma_{36}^I + \gamma_{35}^{II}}{2} \right) + h_6 \gamma_{36}^{II} + h_7 \left( \frac{\gamma_{36}^{II} + \gamma_{35}^{III}}{2} \right) + h_{IV} \gamma_{35} - \left( h_1 \gamma_{36} + h_{35} \frac{\gamma_{36} + \gamma_{35}}{2} \right) \text{ კგ/მ}^2. \quad (3.6)$$

თუ შევადარებთ საცირკულაციო წნევების  $H_{გ}$  და  $H_{გ. ხ}$  სიდიდეებს ერთმანეთს, დავინახავთ, რომ  $H_{გ. ხ} > H_{გ}$ ; მართლაც, თუ ტოლობას (3.6) გამოვაკლებთ ტოლობას (1.6) მივიღებთ:

$$H_{გ. ხ} - H_{გ} = h_3 \left( \frac{\gamma_{36} + \gamma_{35}^I}{2} - \gamma_{36} \right) + h_5 \left( \frac{\gamma_{36}^I + \gamma_{35}^{II}}{2} - \gamma_{36}^I \right) + h_7 \left( \frac{\gamma_{36}^{II} + \gamma_{35}^{III}}{2} - \gamma_{36}^{II} \right) \text{ კგ/მ}^2. \quad (4.6)$$

მიღებული წნევათა სხვაობის ( $H_{გ. ხ} - H_{გ}$ ) სიდიდე არის ის დამატებითი წნევა, რომელიც წარმოიშვება პატარა საცირკულაციო რგოლებში (1-2-3-4, 5-6-7-8 და 9-10-11-12). ეს წნევა წარმოიშვება იმიტომ, რომ სათბობ ხელსაწყოებში წყლის სვეტის სიმაღლეებს  $h_2$ ,  $h_5$  და  $h_7$  აქვთ ნაკლები ტემპერატურა, ე. ი მეტი მოცულობითი წონა, ვიდრე ასეთივე სიმაღლის წყლის სვეტებს 1-4, 5-8 და 9-12 ზღუდარებში. ვინაიდან სათბობი ხელსაწყოდან გამოსულ წყალს მეტი მოცულობითი წონა აქვს, ვიდრე ზღუდარში გამავალ წყალს, ამიტომ პატარა საცირკულაციო რგოლში წარმოიქმნება ბუნებრივი წნევა, რომელიც მოქმედებს მარჯვნიდან (გათბობი ხელსაწყოდან) მარცხნივ (ზღუდარებისაკენ) და ქვემოდან ზემოთ (იხ. ნახ. 7.VI), ანუ ეს წნევა მოქმედებს დგარის რგოლში არსებული წნევის მიმართულების საწინააღმდეგოდ და ამცირებს დგარის რგოლის საერთო საცირკულაციო წნევას სწორედ იმ ბუნებრივი წნევის სიდიდით (იხ. ტოლობა 4.6), რომელიც წარმოიქმნება პატარა საცირკულაციო რგოლებში.

თუ საცირკულაციო წნევის განსაზღვრას ჩავატარებთ 1.6 ან 2.6 ტოლობით, ანუ დგარის რგოლის გავლით და მიღებული საცირკულაციო წნე-



ნახ. 7.VI

ვის სიდიდის შესაბამისად გავიანგარიშებთ ამ რგოლის მილსადენებს, მაშინ განუსაზღვრავთ დაგვრჩება სათბობი ხელსაწყოების მიმყვანების დიამეტრები. იმ შემთხვევაში კი, როდესაც საციკულაციო წნევის სიდიდეს განსაზღვრავთ საციკულაციო რგოლისათვის სათბობი ხელსაწყოების გავლით (ფორმულით 3.6), მაშინ გამოუანგარიშებელი დარჩება 1—4, 5—8 და 9—12 ზღუდარების დიამეტრები, რადგანაც ისინი არ შედიან განსახილველ რგოლში. ანალოგიურად, პირველ შემთხვევაში დამატებით უნდა ჩატარდეს მიმყვანების დიამეტრების გაანგარიშება, ხოლო მეორე შემთხვევაში — ზღუდარებისა.

დავუშვათ, რომ ანგარიშს ვატარებთ დგარის რგოლში მოქმედი საციკულაციო წნევის მიხედვით. მაშინ ჩატარებული ანგარიშის შედეგად დავადგენთ ამ რგოლის უბნების დიამეტრებს 1—4 ზღუდარის ჩათვლით, მათში წნევის დანაკარგების სიდიდეების გამოთვლით.

წნევის დანაკარგი 1—4 ზღუდარში აღვნიშნოთ  $\Sigma(Rl + \chi)_{\text{ზღ}}$  აქვე შევნიშნოთ, რომ 1—4 უბანი შედის როგორც დგარის რგოლში, ისე პატარა საციკულაციო რგოლში, ანუ 1 და 4 წერტილები საერთოა ორივე რგოლისათვის და ვინაიდან ეს ასეა, წნევათა სხვაობა 1 და 4 წერტილებს შორის მოქმედებს აგრეთვე სათბობი ხელსაწყოების მიმყვანების მხარესაც ე. ი. მიმყვანების დიამეტრები (სათბობი ხელსაწყოების წინააღმდეგობის გათვალისწინებით) უნდა განგვესაზღვრა ამ წნევათა სხვაობის სიდიდის მიხედვით, რომელიც როგორც აღრე აღნიშნულიდან ვიცით, რიცხობრივად ტოლია  $\Sigma(Rl + \chi)_{\text{ზღ}}$ . ეს ძეგლობა სწორი იქნება შემთხვევისათვის, როდესაც ზღუდარში და ხელსაწყოში გამავალ თბომემცველს (წყალს) ერთი და იგივე ტემპერატურა აქვთ, მაგრამ, ვინაიდან მათში გამავალი თბომემცველობის ტემპერატურა ერთმანეთისგან განსხვავებულია, ამიტომ ყოველ პატარა საციკულაციო რგოლში წარმოიქმნება დამატებითი წნევა, რომელიც რიცხობრივად ტოლია  $h_{\text{ხელ}}(\gamma_{\text{ხელ}} - \gamma_{\text{ზღ}})$  და რომელიც ხელს უწყობს წყლის ცირკულაციას სათბობი ხელსაწყოს გავლით.

ამრიგად, სათბობ ხელსაწყოში და მიმყვანში წყლის მოძრაობისადმი წარმოქმნილ წინააღმდეგობათა გადასალახავად შეგვიძლია ვისარგებლოთ წნევათა ჯამით, რომელიც ტოლია:

$$H_{\text{თბობ}} = \Sigma(Rl + \chi)_{\text{ზღ}} + h_{\text{ხელ}}(\gamma_{\text{ხელ}} - \gamma_{\text{ზღ}}) \text{ კგ/მ}^2. \quad (5.6)$$

მაშასადამე, საციკულაციო წნევა, რომელიც შეიძლება გამოვიყენოთ გამთბობი ხელსაწყოს და მისი მიმყვანის წინააღმდეგობათა გადასალახავად, ტოლია ზღუდარის წინააღმდეგობას მიმატებული ხელსაწყოს სიმძლავის ნამრავლი ხელსაწყოში არსებული წყლის საშუალო მოცულობითი წონისა და ზღუდარში გამავალი წყლის მოცულობითი წონების სხვაობაზე.

ჩვენ განვიხილეთ შემთხვევა, როდესაც ანგარიში ჩატარებული იყო დგარის რგოლის საციკულაციო წნევის მიხედვით, ანუ განსაზღვრული იყო ამ რგოლის ყველა უბნის დიამეტრები ზღუდარების ჩათვლით, ხოლო მიმყვანების დიამეტრების განსაზღვრავად გამოვიყენეთ ფორმულა (5.6).

იმ შემთხვევაში, როდესაც საციკულაციო რგოლის დიამეტრების განსაზღვრას სათბობი ხელსაწყოების გავლით ვახდენთ, როგორც ვიცით, განუსაზღვრავი გვრჩება ზღუდარის დიამეტრი, რომლის განსაზღვრისათვის უნდა გავითვალისწინოთ წნევის შესაძლო დანაკარგი:

$$\Sigma(Rl + \chi)_{\text{ზღ}} = H_{\text{თბობ}} - h_{\text{ხელ}}(\gamma_{\text{ხელ}} - \gamma_{\text{ზღ}}) \text{ კგ/მ}^2. \quad (6.6)$$



როგორც წესი, ცალმილოვანი სისტემების მილსადენების დიამეტრების ანგარიშს ვახდენთ დგარის რგოლის საციკულაციო წნევის ( $H_{\Sigma}$ ) მიხედვით (ფორმულა 1.6 ან 2.6), რის შემდეგაც ვადავლივართ მიმყვანების დიამეტრების განსაზღვრაზე (ვიყენებთ ფორმულას 5.6).

საანგარიშო ფორმულები (1.6 და 2.6) გამოყვანილი იყო კერძო შემთხვევისათვის (იხ. ნახ. 6.VI) ზოგადი შემთხვევისათვის კი ბუნებრივი ცირკულაციის მქონე ერთმილოვანი (ზღუდარებიანი) სათბობი სისტემებისათვის საანგარიშო საციკულაციო წნევის სიდიდე გამოითვლება ფორმულით:

$$H = \Sigma(h''\gamma''_{\text{თბ}}) - \gamma_{\text{თბ}}\Sigma h'' + 0,5\Delta H, \quad (7.6)$$

სადაც

- $h''$  — დგარის საანგარიშო უბნის ვერტიკალური სიმაღლე მ-ობით,
- $\gamma''_{\text{თბ}}$  — აქ  $\pi$ -ით აღნიშნულია იმ უბნის ნომერი, რომელსაც ვანგარიშობთ, ხოლო  $\gamma_{\text{თბ}}$ -ით ამ ( $\pi$ ) უბნის შესაბამის სათბობი ხელსაწყოდან გამოსული გაცივებული წყლის მოცულობითი წონა, კგ/მ<sup>3</sup>-ობით,
- $\gamma_{\text{თბ}}$  — სისტემაში მიწოდებული ცხელი (ჩვეულებრივ 95°-ია) წყლის მოცულობითი წონა, კგ/მ<sup>3</sup>-ობით,
- $\Delta H$  — წყლის მილებში გაცივების შედეგად მიღებული დამატებითი წნევა (შენობის სართულიანობის, სისტემის სქემის, მოქმედების რადიუსის მიხედვით), რომელსაც იღებენ 1.V ცხრილიდან.

0,5 შემასწორებელი კოეფიციენტი რომელიც იმიტომ შეგვყავს (7.6) ფორმულაში, რომ ერთმილოვან სისტემებში დგარების სივრცე ნაკლებია, ვიდრე ორმილოვანში და შესაბამისად, მათში წყალი ნაკლებად ცივდება.

ზემოთ მოყვანილი საციკულაციო წნევის საანგარიშო ფორმულები ჩვენ მიერ გამოყვანილი იყო ვერტიკალური ერთმილოვანი ზღუდარებიანი სისტემებისათვის. იმ შემთხვევაში კი, როდესაც გვაქვს გამდინარე სისტემები (ე. ი. ზღუდარების გარეშე), საშინ წყლის გაცივება ხდება სათბობი ხელსაწყოს სიმაღლის (რომელიც ჩვეულებრივ 0,5 მ) შუაში ანუ 0,25 მ უფრო მაღლა, ვიდრე ზღუდარებიან სისტემებში (ამ უკანასკნელში გაცივების წერტილებად ითვლება 4,8 და 12 წერტილები იხ. ნახ. 6.VI). ამიტომ საციკულაციო წნევის საანგარიშო ფორმულებში (2.6 და 7.6) ვერტიკალურ მანძილს ქვაბის ცენტრიდან პირველი სართულის სათბობი ხელსაწყოს ცივი მიმყვანის ზღუდართან მიერთების ადგილამდე ემატება 0,25 მ (დანარჩენი კი უცვლელად რჩება), ე. ი. გამდინარე სათბობი სისტემების საციკულაციო წნევის სიდიდეები ოდნავ აღემატება ანალოგიური ზღუდარებიანი სისტემების საციკულაციო წნევის სიდიდეებს.

შემდეგში, მავალითების განხილვის დროს, დავინახავთ, რომ ერთმილოვანი ბუნებრივი ცირკულაციის სისტემების საციკულაციო წნევის სიდიდეები გაცილებით აღემატება ანალოგიურ ორმილოვანი ბუნებრივი სათბობი სისტემების საციკულაციო წნევებს, რის შედეგადაც ერთმილოვან სისტემებში წყლის მოძრაობის სიჩქარეებიც შესაბამისად მეტი იქნება, ხოლო მილების დიამეტრები — ნაკლები, ვიდრე ორმილოვან სისტემებში. გარდა ამისა, ვერტიკალურ ერთმილოვან სათბობ სისტემებში (ვინაიდან მათ მეტი წნევა აქვთ) პირველი სართულის სათბობი ხელსაწყოები შეიძლება განლაგებული იყოს გაცილებით დაბლა (ქვაბის დონემდეც კი), ვიდრე ორმილოვან სისტემებში (როგორც ვიცით, ამ უკანასკნელში ეს მანძილი სულ ცოტა 3 მ უნდა იყოს).





ვერტიკალური ერთმილოვანი სისტემების ზემოთ ჩამოთვლილი უბრა-  
ტესობანი არ ვრცელდება ჰორიზონტალურ ერთმილოვან სისტემებზე, რად-  
განაც მათი საცირკულაციო წნევის სიდიდის მნიშვნელობა იგივეა, რაც ორ-  
მილოვან ვერტიკალურ სისტემებში. მართლაც, თუ მივმართავთ სქემას (იხ.  
ნახ. 3.VI) დავინახავთ, რომ ერთმილოვანი ჰორიზონტალური სისტემის პირ-  
ველი სართულის სათბობი ხელსაწყოების საცირკულაციო რგოლის გრავიტა-  
ციული წნევა უდრის:

$$H_1 = h_1(\gamma_{\text{თბ}} - \gamma_{\text{ც}}) \text{ კგ/მ}^2,$$

სადაც

$h_1$  ვერტიკალური მანძილია ქვაბის შუა ღერძიდან ქვემო სართულის ჰორი-  
ზონტალურ შტომდე, მ-ობით;

ამავე სისტემის მეორე სართულის სათბობი ხელსაწყოების საცირკულა-  
ციო რგოლისათვის კი გრავიტაციული წნევის სიდიდე იქნება:

$$H_2 = h_1(\gamma_{\text{თბ}} - \gamma_{\text{ც}}) + h_2(\gamma_{\text{თბ}} - \gamma_{\text{ც}}) \text{ კგ/მ}^2.$$

ჰორიზონტალურ სისტემებში დამატებითი წნევა, წარმოქმნილი მილებში  
წყლის გაციების შედეგად ( $\Delta H$ ), ნხედველობაში არ მიიღება.

ე. წ. ერთმილოვან-ორმილოვანი სათბობი სისტემების საცირკულაციო  
წყლის განსაზღვრა მოცემულია შემდეგ პარაგრაფებში ასეთი სისტემების მა-  
გალითების გაანგარიშებისას,

### ერთმილოვანი სათბობი სისხლავადის სათბობი ხელსაწყოების ხაზების შერთვის განსაზღვრა

§ 51

ერთმილოვან სისტემაში სათბობი ხელსაწყოს ხურების ფართი განი-  
საზღვრება ფორმულით:

$$F = \frac{Q}{k(t_{\text{ბა}} - t_{\text{გ}})} \text{ მ}^2,$$

სადაც

$t_{\text{ბა}}$  სათბობ ხელსაწყოში წყლის საშუალო ტემპერატურაა, გრ-ობით;

როგორც ვიცით, ორმილოვანი სისტემების ყველა სათბობ ხელსაწყოში  
წყლის საშუალო ტემპერატურა ერთნაირია და ცხელი და ცივი წყლის ტემ-  
პერატურათა ჯამის ნახევრის ტოლია:

$$t_{\text{ბა}} = \frac{t_{\text{ც}} + t_{\text{თბ}}}{2},$$

ერთმილოვან სისტემებში კი ცხელი წყალი თანმიმდევრობით გაივლის  
რამდენიმე სათბობ ხელსაწყოს. ამიტომ ხელსაწყოში შემავალი ცხელი წყლის  
ტემპერატურა განსხვავებულია სხვადასხვა სართულზე განლაგებული ხელსა-  
წყოებისათვის. ასევე განსხვავებული ტემპერატურა აქვთ არა ხარტო სხვადა-  
სხვა სართულზე განლაგებული ხელსაწყოებიდან გამოსულ გაციებულ წყალს,  
არამედ შეიძლება ერთ და იმავე სართულზე განლაგებული ხელსაწყოებიდან  
გამოსული წყლის ტემპერატურებაც კი განსხვავდებოდეს ერთმანეთისაგან;  
მაშასადამე, ორმილოვანი სისტემებისაგან განსხვავებით, რომლებშიც ტემპე-  
რატურული ვარდნილი ყველა ხელსაწყოსათვის ერთი და იგივე სიდიდეა და  
ტოლია  $\Delta t = t_{\text{ც}} - t_{\text{თბ}}$ , ერთმილოვანი სისტემების სათბობ ხელსაწყოებისათვის



ის შეიძლება სათბობი სისტემის ტემპერატურული ვარდნილის ტოლი, ნაკლები ან მეტიც კი იყოს.

როგორც ვიცით, სხვადასხვა სართულზე განლაგებულ სათბობ ხელსაწყოებში შედის სხვადასხვა ტემპერატურის აქონე ცხელი წყალი. ამიტომ ქვემოთ განვიხილავთ ერთმილოვანი ზღუდარებიანი დგარის (ნახ. 8.VI) სათბობ ხელსაწყოებში შესული ცხელი წყლის ტემპერატურების განსაზღვრის მეთოდს.

სისტემაში ცხელი წყლის საწყისი ტემპერატურა იყოს  $t_{\text{ცხ}}$ , ხოლო სისტემიდან დაბრუნებული ცივი წყლისა —  $t_{\text{ცივ}}$ , სისტემაში წყლის ტემპერატურული ვარდნილი ტოლია  $\Delta t = t_{\text{ცხ}} - t_{\text{ცივ}}$ ;

სათბობი ხელსაწყოების თბური დატვირთვებია  $q_I, q_{II}, q_{III}$  და  $q_{IV}$ ; დგარზე მიერთებულმა ყველა სათბობმა ხელსაწყომ უნდა გამოიყოს სითბოს საერთო რაოდენობა, რომელიც უდრის:

$$\Sigma q = q_I + q_{II} + q_{III} + q_{IV} \text{ კვალ/სთ}$$

ვიცით რა, რომ დგარში წყლის ტემპერატურული ვარდნილი ტოლია  $t_{\text{ცხ}} - t_{\text{ცივ}}$ , შეგვიძლია განვსაზღვროთ დგარში 1 საათში გამავალი წყლის მთლიანი რაოდენობა:

$$G_{\text{ცხ}} = \frac{\Sigma q_{\text{ცხ}}}{t_{\text{ცხ}} - t_{\text{ცივ}}} \text{ კვ/სთ.}$$

დგარში წყლის საწყისი ტემპერატურა, როგორც ვიცით, არის  $t_{\text{ცხ}}$ , მას შემდეგ, რაც წყალი გაივლის ზედა სართულის სათბობ ხელსაწყოს, წყლის ტემპერატურა  $t_{\text{ცხ}}$ -დან დაეცემა  $t_{\text{ცხ I}}$ -მდე. ამ მონაცემებითაც შეგვიძლია დგარში გამავალი წყლის რაოდენობის განსაზღვრა:

$$G_{\text{ცხ}} = \frac{q_I}{t_{\text{ცხ}} - t_{\text{ცხ I}}} \text{ კვ/სთ.}$$

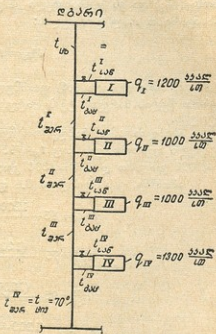
თუ ამ ორი ბოლო ტოლობის მარჯვენა ნაწილებს გავუტოლებთ ერთმანეთს და განტოლებას ამოვხსნით საძიებელი  $t_{\text{ცხ I}}$  ტემპერატურის მიმართ, მივიღებთ:

$$t_{\text{ცხ I}} = t_{\text{ცხ}} - \frac{q_I(t_{\text{ცხ}} - t_{\text{ცივ}})}{\Sigma q_{\text{ცხ}}}$$

ანალოგიური მსჯელობით მივიღებთ, რომ:

$$t_{\text{ცხ II}} = t_{\text{ცხ}} - \frac{(q_I + q_{II})(t_{\text{ცხ}} - t_{\text{ცივ}})}{\Sigma q_{\text{ცხ}}}$$

ზუსტად ასევე მივიღებთ  $t_{\text{ცხ III}}$  და  $t_{\text{ცხ IV}}$  საანგარიშო ფორმულებს. თუ დგარის საანგარიშო მონაკვეთის (რომლისთვისაც გვინდა  $t_{\text{ცხ I}}$  გავება), ზემოთ განლაგებული ყველა გამოთბობი ხელსაწყოს ჯამურ თბოგაცემას აღვნიშნავთ



ნახ. 8.VI

$\Sigma_1 q$ -ით, მაშინ შეგვიძლია დავწეროთ ხელსაწყოდან და ზღუდარედახვამოსული წყლის ნარევის საანგარიშო ტემპერატურის ფორმულა საერთო სახით:

$$t_{\text{შვგ}}^n = t_{\text{ცხ}} - \frac{\Sigma_1 q(t_{\text{ცხ}} - t_{\text{შვგ}})}{\Sigma q_{\text{ცხ}}} \quad (8.6)$$

გავიხსენოთ, რომ სათბობი ხელსაწყოების თბოგაცემის ფარდობა სისტემის ტემპერატურულ ვარდნილთან არის დგარში გამავალი წყლის რაოდენობა ( $G_{\text{ცხ}}$ ) და ეს უკანასკნელი ჩავსვით 8.6 განტოლებაში, მივიღებთ  $t_{\text{შვგ}}^n$  საანგარიშო ახალ ფორმულას:

$$t_{\text{შვგ}}^n = t_{\text{ცხ}} - \frac{\Sigma_1 q}{G_{\text{ცხ}}} \quad (9.6)$$

ამ ორი (8.6 და 9.6) ფორმულიდან რომელიმეით შეგვიძლია განვსაზღვროთ წყლის ნარევის ტემპერატურა ერთმილიან დგარის ნებისმიერ წერტილში.

**მაგალითი:** განვსაზღვროთ წყლის ნარევის ტემპერატურა ნახ. 8.VI მოცემული დგარისათვის, თუ  $t_{\text{ცხ}} = 95^\circ$ ,  $t_{\text{შვგ}} = 70^\circ$ ;  $q_I = 1200$  კკალ/სთ;  $q_{II} = q_{III} = 1000$  კკალ/სთ და  $q_{IV} = 1300$  კკალ/სთ.

**ამოხსნა.** ვისარგებლოთ 8.6 ფორმულით, მივიღებთ:

$$t_{\text{შვგ}}^I = 95 - \frac{1200(95 - 70)}{4500} = 88,4^\circ;$$

$$t_{\text{შვგ}}^{III} = 95 - \frac{(1200 + 1000)25}{4500} = 82,8^\circ;$$

$$t_{\text{შვგ}}^{III} = 95 - \frac{(1200 + 1000 + 1000)25}{4500} = 77,3^\circ;$$

$$t_{\text{შვგ}}^{IV} = 95 - \frac{(1200 + 1000 + 1000 + 1300)25}{4500} = 70^\circ,$$

ახლა ვისარგებლოთ 9.6 ფორმულით. ამისათვის ჯერ განვსაზღვროთ დგარში გამავალი წყლის მთლიანი რაოდენობა.

$$G_{\text{ცხ}} = \frac{1200 + 1000 + 1000 + 1300}{95 - 70} = 180 \text{ კგ/სთ};$$

$$t_{\text{შვგ}}^I = 95 - \frac{1200}{180} = 88,4^\circ;$$

$$t_{\text{შვგ}}^{II} = 95 - \frac{1200 + 1000}{180} = 82,8^\circ.$$

ანალოგიურად მივიღებთ  $t_{\text{შვგ}}^{III}$  და  $t_{\text{შვგ}}^{IV}$ , როგორც ზემოთ ჩატარებული ანგარიშიდან დავინახეთ, პასუხები ორივე შემთხვევაში ერთი და იგივეა. ანგარიშით მიღებული წყლის ნარევის ტემპერატურები და ადრე მოცემული ცხელი წყლის ტემპერატურა იქნება განსახილველ დგარზე მიერთებული სათბობ ხელსაწყოებში შემავალი წყლის საწყისი ტემპერატურები. სათბობ ხელსაწყოებში შესული წყლის საწყისი ტემპერატურების განსაზღვრის შემდეგ გადავიდეთ სათბობი ხელსაწყოებიდან გაიოსული წყლის ტემპერატურების ( $t_{\text{გაგ}}$ ) განსაზღვრაზე. ეს უკანასკნელი დამოკიდებულია სათბობ ხელსაწყოში

არსებული წყლის საშუალო ტემპერატურაზე და ხელსაწყოში წყლის ტემპერატურულ ვარდნილზე.

ხელსაწყოებში წყლის საშუალო ტემპერატურები და წყლის ტემპერატურული ვარდნილები მთლიანად დამოკიდებულია დგარში და ხელსაწყოში გამავალი წყლის რაოდენობების თანაფარდობაზე. რაც უფრო მეტი წყლის რაოდენობა გაივლის ხელსაწყოში (ზღუდარში გავლილთან შედარებით), მით უფრო მეტად ეკონომიური იქნება სისტემა სათბობი ხელსაწყოების საჭირო ხურების ფართის მიხედვით, რადგანაც, რაც უფრო მეტი წყალი გაივლის ხელსაწყოში, მით უფრო ნაკლები ტემპერატურული ვარდნილი გვექნება, ე. ი. მეტი იქნება ხელსაწყოში წყლის საშუალო ტემპერატურა. მაგრამ ხელსაწყოში გასული წყლის რაოდენობის გაზრდა, მეორე მხრივ, იწვევს ხელსაწყოში მიმყვანების დიამეტრების გაზრდას, რაც თავის მხრივ იწვევს სისტემის ღირებულების გაზრდას; თუ გავითვალისწინებთ იმას, რომ სისტემის მთლიანი ღირებულების 70—75% მოდის გამთბობ ხელსაწყოებზე, მივალთ დასკვნამდე, რომ გამთბობი ხელსაწყოების ხურების ფართის შემცირება (რასაც ადგილი აქვს განხილულ შემთხვევაში) აიაფებს გათბობის სისტემის მთლიან ღირებულებას.

ხელსაწყოში შემავალი წყლის რაოდენობის სიდიდე დამოკიდებულია ხელსაწყოში წყლის შედინების კოეფიციენტზე ( $a$ ), რომელიც ტოლია ხელსაწყოში შესული წყლის რაოდენობის ფარდობისა დგარში გამავალი წყლის მთლიან რაოდენობასთან:

$$a = \frac{G_{\text{ხელ}}}{G_{\text{დგ}}} \quad (10.6)$$

ხელსაწყოში წყლის შედინების კოეფიციენტის სიდიდე დამოკიდებულია ზღუდარის წინააღმდეგობაზე და პატარა საციკრულაციო რგოლის წინააღმდეგობის სიდიდეზე (ამ რგოლში წარმოქმნილი ბუნებრივი წნევის სიდიდის გათვალისწინებით). ამავდროს ყველა ეს სიდიდე დამოკიდებულია ზღუდარში და ხელსაწყოში გასული წყლის რაოდენობის თანაფარდობაზე. მაგრამ ზღუდარებში და ხელსაწყოებში წყლის მთლიანი რაოდენობის განაწილების ყველა შესაძლო ვარიანტის მიუხედავად, დაკმაყოფილებული უნდა იყოს პირობა, რომ ხელსაწყოების მიმყვანების წინააღმდეგობა ტოლი იყოს ზღუდარში წნევის დანაკარგისა და პატარა საციკრულაციო რგოლში წარმოქმნილი ბუნებრივი წნევის სიდიდეების ჯამისა.

რაც უფრო დიდია შედინების კოეფიციენტი  $a$ , მით უფრო მეტი წყლის რაოდენობა გაივლის ხელსაწყოში.

თუ ვიცით შედინების კოეფიციენტის სიდიდე, მაშინ შეგვიძლია დავადგინოთ ზღუდარში და ხელსაწყოში წყლის რაოდენობის განაწილება, კვებით მოყვანილი რეკომენდაციების გათვალისწინებით:

ა) თუ გამდინარე დგარზე მარჯვნიდან და მარცხნიდან მიერთებული სათბობი ხელსაწყოების მიმყვანების სიგრძეები და მათი დიამეტრები ერთი და იგივე სიდიდეებია, ხოლო მათი თბური დატვირთვები ერთმანეთისაგან განსხვავებული, ეს უკანასკნელი პრაქტიკულად არავითარ გავლენას არ ახდენს შედინების კოეფიციენტის სიდიდეზე და ამიტომ ამ შემთხვევაში ორივე ხელსაწყოსათვის შედინების კოეფიციენტი ერთნაირია და ყოველი ხელსაწყოსთვის  $a=0,5$  ტოლია ე. ი. მარჯვენა და მარცხენა ხელსაწყოებში გაივლის წყლის ერთნაირი რაოდენობა.

ბ) იმ შემთხვევაში, როდესაც გამდინარე დგარის მარჯვენე და მარცხენე განლაგებული ხელსაწყოების მიმყვანები სხვადასხვა სიგრძისაა, დგართან ახლოს განლაგებულ ხელსაწყოში ვაივლის წყლის მეტი რაოდენობა და ის გამოითვლება ფორმულით:

$$G_{\text{ვაც}}^I = G_{\text{გვ}} \cdot a' \text{ კგ/სთ,} \quad (11.6)$$

ხოლო დგარიდან შედარებით დაშორებულ მეორე ხელსაწყოში შესული წყლის რაოდენობა გამოითვლება ფორმულით:

$$G_{\text{ვაც}}^{II} = G_{\text{გვ}} \cdot (1 - a') \text{ კგ/სთ;} \quad (12.6)$$

ან ფორმულით:

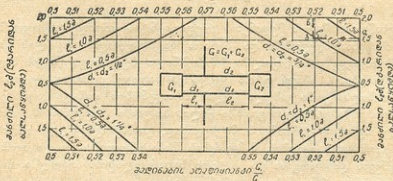
$$G_{\text{ვაც}}^{II} = G_{\text{გვ}} - G_{\text{ვაც}}^I \text{ კგ/სთ;} \quad (13.6)$$

ზემოთ განხილულ ორივე (ა და ბ) შემთხვევაში მიმყვანების დიამეტრები აიღება დგარის დიამეტრთან შედარებით ერთი ზომით ნაკლები (მაგ. თუ  $d_{\text{გვ}} = 1''$  მაშინ  $d_{\text{მიმყ}} = 3/4''$ )

გ) იმ შემთხვევაში, როდესაც გამდინარე დგარზე სათბობი ხელსაწყოები ცალი მხრიდან არის მიერთებული, დგარში გამავალი მთელი წყლის რაოდენობა მთლიანად ვაივლის ხელსაწყოშიც, ანუ  $a=1$ . ამ შემთხვევაში მიმყვანის დიამეტრი აიღება დგარის დიამეტრის ტოლი.

შედინების კოეფიციენტის  $a$ -ს მნიშვნელობის თეორიული განსაზღვრა საკმაოდ რთული და შრომატევადი საშუაოა. ამიტომ პრაქტიკაში, ჩვეუ-

საღიანობს ააღიარაფი  $\frac{G}{G}$



ნახ. 9.VI

ლებრივ, იყენებენ თეორიული კვლევიით და ლაბორატორიული ცდების შედეგად მიღებული მონაცემების საფუძველზე შედგენილ ცხრილებს ან ნომოგრამებს.

9.VI ნახაზზე მოცემულია გამდინარე დგარზე მიერთებულ ხელსაწყოებში წყლის შედინების კოეფიციენტის  $a$ -ს განსასაზღვრავი ნომოგრამა. აქ ორდინატთა ღერძზე მოცემული გვაქვს მარჯვენა ხელსაწყოს დაშორების მანძილი დგარიდან, ხოლო აბსცისთა ღერძზე—შედინების კოეფიციენტის  $a$ -ს მნიშვნელობები.

როგორც ამ სქემიდან ჩანს, მომიჯნავე ხელსაწყოებიდან ერთ-ერთი ხელსაწყოს მიმყვანის სიგრძის გაზრდა შედარებით ნაკლებად მოქმედებს მეორე ხელსაწყოს შედინების კოეფიციენტის სიდიდეზე. მაგალითად, თუ ერთი ხელსაწყო დგარიდან დაშორებულია  $l_1=1$  მეტრით, ხოლო მეორე  $l_2=1,6$

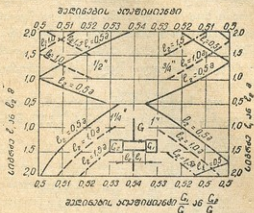


მეტრით, მაშინ (შემთხვევისათვის, როდესაც მიმყვანების დიამეტრები  $3/4"$  ტოლია) დგართან ახლოს განლაგებული ხელსაწყოების ( $l_1=1$  მ) შედინების კოეფიციენტი იქნება  $a \approx 0,52$  (იხ. წყვეტილი ხაზი  $a-G-B$ ) და თუ დავუშვავებთ, რომ დგარში გამაღალი წყლის რაოდენობა  $G_{გა} = 100$  კგ/სთ. მაშინ ამ ხელსაწყოში გამდინარე წყლის რაოდენობა ტოლი იქნება  $G_{II}^{გა} = 100 \times 0,52 = 52$  კგ/სთ, მეორე ხელსაწყოს შედინების კოეფიციენტი კი  $a = 1 - 0,52 = 0,48$ . შესაბამისად ამ ხელსაწყოში გასული წყლის რაოდენობა იქნება  $G_{II}^{გა} = 100 \cdot 0,48$  კგ/სთ.

იმ შემთხვევაში, როდესაც ერთმილოვან გამდინარე დგარზე მიერთებული მომიჯნავე ხელსაწყოების ერთ ერთ მიმყვანზე დაყენებულია მარეგულირებელი ონკანი (იხ. ნახ. 2.VI დგარი II), მაშინ ასეთი სქემის შედინების კოეფიციენტის განსასაზღვრავად ვსარგებლობთ 10.V ნახაზზე ნაჩვენები ნომოგრამით.

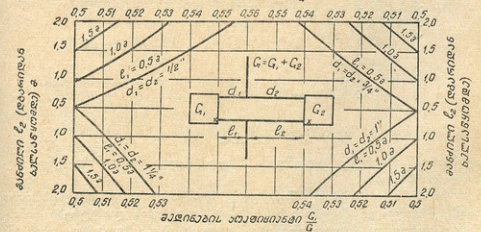
2.VI ნახაზზე ნაჩვენები (III დგარი) სქემის შემთხვევაში ხელსაწყოებში წყლის შედინების კოეფიციენტის განსასაზღვრავად ვსარგებლობთ 11.VI ნახაზზე მოცემული ნომოგრამით:

ერთმილოვან ზღუდარებიანი სათბობი სისტემების სათბობ ხელსაწყოებში შესული წყლის რაოდენობის გამოთვლა შეიძლება 12.VI ნახაზზე მოცე-



ნახ. 10.VI

ნომოგრამით.



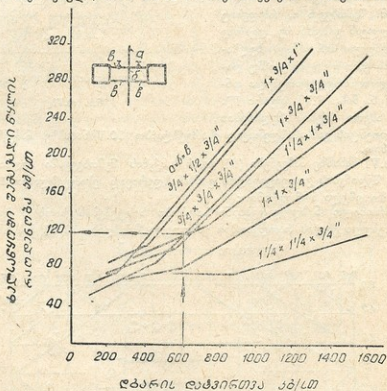
ნახ. 11.VI

ნომოგრამით. ზღუდარებიანი სისტემებში წყლის შედინების კოეფიციენტი  $a$  ყოველთვის ნაკლებია. ვიდრე ერთმილოვან გამდინარე სისტემებში.

ზღუდარებიანი სისტემების ხელსაწყოებში წყლის შედინების კოეფიციენტის გაზრდისთვის ხშირად ამცირებენ ზღუდარის დიამეტრს (დგარის დი-

ამეტრთან შედარებით), მაგალითად თუ დგარის (ა). ზღუდარის (ბ) და მიმყვანის (ბ) დიამეტრებად ავიღებთ ტოლ სიდიდეებს ( $3/4 \cdot 3/4 \cdot 3/4$ ), ხოლო დგარში გამავალი წყლის რაოდენობად მივიღებთ 600 კგ/სთ, და გამოვიყენებთ ნახ. 12.VI მოცემულ ნომოგრამას, დავინახავთ, რომ ხელსაწყოში შესული წყლის რაოდენობა ტოლი იქნება 120 კგ/სთ, (იხ. წყვეტილი ხაზი ისრით) ხოლო ზღუდარში გავლილი წყლის რაოდენობა კი  $—600—(120 \cdot 2) = 360$  კგ/სთ. ახლა თუ  $3/4$ " დიამეტრიდან ზღუდარის ნაკვალად ავიღებთ  $—1/2$ " ზღუდარს (ე. ი.  $3/4 \cdot 1/2 \cdot 3/4$ " კომბინაციას), მაშინ მივიღებთ, რომ ხელსაწყოში შესული წყლის რაოდენობა 120 კგ/სთ-იდან გაიზარდება 160 კგ/სთ-მდე.

თუ ზღუდარებიან დგართან სათბობი ხელსაწყოები მხოლოდ ერთი მხრიდანაა მიერთებული, მაშინ 12.VI ნახაზზე ნაჩვენები ნომოგრამის საშუა-



ნახ. 12.VI

ალებით განსაზღვრული ხელსაწყოში შესული წყლის რაოდენობა უნდა გაგზარდოს 10%-ით.

სათბობი სისტემების დამონტაჟების სტანდარტიზაციის თვალსაზრისით მიზანშეწონილია ერთმილოვანი სისტემების მიმყვანების დიამეტრები წინასწარ დავსახოთ და ავიღოთ ერთნაირი ყველა სათბობი ხელსაწყოსათვის (იმ შემთხვევაშიც კი, როდესაც ამ ხელსაწყოებს ერთმანეთისაგან ძლიერ განსხვავებული თბური დატვირთვები აქვთ). ამავე დროს მიმყვანების წინასწარ დავსახული დიამეტრები ერთი ზომით ნაკლები უნდა იყოს დგარის დიამეტრთან შედარებით, მაგრამ არა  $3/4$ " ნაკლები. მხოლოდ იმ შემთხვევაში, როდესაც დგარის დიამეტრი  $1/2$ " ტოლია, მიმყვანის დიამეტრიც  $1/2$ " უდრის. ზღუ-

დარბეც შეიძლება დგართან შედარებით შევიწროებული იყოს. მათ, აგრეთვე, შეიძლება მიმყვანის დიამეტრზე ნაკლები დიამეტრიც ჰქონდეთ. დგარის და პატარა საცირკულაციო რგოლის მიღების წინასწარ აღებული დიამეტრების მიხედვით ვახდენთ სათბობ ხელსაწყოებში შედინებული წყლის რაოდენობის განსაზღვრას.

ვიცით რა ხელსაწყოში წყლის შედინების კოეფიციენტი  $a$  ან უშუალოდ ხელსაწყოში შესული წყლის რაოდენობა  $G_{\text{ვც}}$ , ადვილად შეგვიძლია განვსაზღვროთ ხელსაწყოში წყლის ტემპერატურული ვარდნილის სიდიდე ფორმულით:

$$\Delta t_{\text{ვც}} = \frac{q_{\text{ვც}}}{a G_{\text{ვც}}} = \frac{q_{\text{ვც}}}{G_{\text{ვც}}} \quad (14.6)$$

შეგვიძლია აგრეთვე დავეწეროთ, რომ ხელსაწყოში ტემპერატურული ვარდნილი ტოლია ხელსაწყოში შესული წყლის საწყისი ტემპერატურისა და ხელსაწყოდან გამოსული გაცივებული წყლის საბოლოო ტემპერატურათა სხვაობის:

$$\Delta t_{\text{ვც}} = t_{\text{საწ}} - t_{\text{გაგ}} \quad (14.6 - a)$$

და თუ ეს ასეა, მაშინ ხელსაწყოდან გამოსული გაცივებული წყლის ტემპერატურა ტოლი იქნება:

$$t_{\text{გაგ}} = t_{\text{საწ}} - \Delta t_{\text{ვც}}$$

ან

$$t_{\text{გაგ}} = t_{\text{საწ}} - \frac{q_{\text{ვც}}}{a G_{\text{ვც}}} = t_{\text{საწ}} - \frac{q_{\text{ვც}}}{G_{\text{ვც}}} \quad (15.6)$$

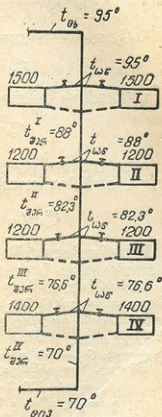
ერთმილოვანი სისტემის სათბობი ხელსაწყოთა საშუალო ტემპერატურა გამოითვლება ფორმულით:

$$t_{\text{ვც}} = t_{\text{საწ}} - \frac{\Delta t_{\text{ვც}}}{2} \quad (16.6)$$

აქვე უნდა აღვნიშნოთ, რომ  $t_{\text{საწ}}$  ეს იგივეა, რაც  $t_{\text{ავ}}$  (როგორც ვიცით,  $t_{\text{ავ}}$  განსაზღვრისათვის ვიყენებთ 8.6 და 9.6 ფორმულებს) ქვემოთ განვიხილოთ ერთმილოვანი სისტემებში სათბობი ხელსაწყოების ხერხების ფართის ანგარიშის მაგალითი.

**მაგალითი 1.** განვსაზღვროთ  $H-150$  ტიპის სათბობი ხელსაწყოების ხერხების ფართი 13.VI ნახაზზე მოცემული ზღუდარებიანი ერთმილოვანი დგარისათვის. დგარისა და მიმყვანების დიამეტრები წინასწარ დავსახოთ და ავიღოთ 1" ტოლი, ხოლო ზღუდარისა 3/4" ტოლი. სათავისის ჰაერის საჭირო ტემპერატურა იყოს  $t_{\text{ჰ}} = +18^\circ$ . სისტემაში წყლის საერთო ტემპერატურული ვარდნილი ავიღოთ  $-25^\circ$ , დანარჩენი მონაცემები ნაჩვენებია სქემაზე (იხ. ნახ. 13.VI).

ვბოლოვებით დგარის ჯაჭურ თბურ დატვირთვას, რომელიც ტოლია  $\Sigma q_{\text{ვც}} = 10600$  კკალ/სთ, ვანგარიშობთ დგარში გამავალ წყლის მთლიან რაოდენობას:



ნახ. 13.VI



$$G_{23} = \frac{\Sigma q_{23}}{t_{\text{ცხ}} - t_{\text{ცოც}}} = \frac{10600}{25} = 424 \text{ კგ/სთ}$$

8.6 ან 9.6 ფორმულით ვპოულობთ შერეული წყლის ტემპერატურებს:  
 ა) შერეული წყლის ტემპერატურა  $t'_{236}$  დგარის მონაკვეთზე, რომელიც განლაგებულია მე-4 და მე-3 სართულის გამთბობ ხელსაწყოებს შორის იქნება:

$$t'_{236} = t_{\text{ცხ}} - \frac{\Sigma q(t_{\text{ცხ}} - t_{\text{ცოც}})}{\Sigma q_{23}} = 95 - \frac{3000 \cdot 25}{10600} \approx 88,0^\circ.$$

ბ)  $t''_{236}$  დგარის მონაკვეთისათვის მე-3 და მე-2 სართულებს შორის:

$$t''_{236} = 95 - \frac{5400 \cdot 25}{10500} = 82,3^\circ.$$

გ)  $t'''_{236}$  დგარის მონაკვეთისათვის მე-2 და პირველ სართულებს შორის:

$$t'''_{236} = 95 - \frac{7800 \cdot 25}{10600} = 76,6^\circ.$$

როგორც ვიცი, გაცივებული წყლის საბოლოო ტემპერატურა  $70^\circ$  უნდა იყოს. შემოწმებით მივიღებთ:

$$t^{IV}_{236} = t_{\text{გაო}} = 95 - \frac{10600 \cdot 25}{10600} = 70,0^\circ.$$

წყლის მიღებული ტემპერატურები (გარდა უკანასკნელისა) საწყისი ტემპერატურებია მესამე, მეორე და პირველი სართულის ხელსაწყოებისთვის, დგარის, მიმყვანების და ზღუდარის წინასწარ დასახული დიამეტრების თანაფარდობისათვის ( $1.3/4.1''$ ) ნომოგრამის (იხ. ნახ. 12.VI) საშუალებით ვპოულობთ, რომ, როდესაც დგარის დატვირთვაა  $G_{23} = 424$  კგ/სთ, დგარზე მიერთებულ ყოველ გამთბობ ხელსაწყოში შედის წყლის რაოდენობა, რომელიც ტოლია  $G_{23c} = 110$  კგ/სთ.

ამრიგად, ზღუდარში გადის წყლის რაოდენობა, რომელიც უდრის  $G_{2L} = 424 - 110 \cdot 2 = 204$  კგ/სთ.

ვიცი, რა ხელსაწყოში შესული წყლის რაოდენობა, ადვილად შეგვიძლია გამოვითვალოთ ხელსაწყოებში წყლის ტემპერატურული ვარდნილები (14.6) ფორმულით.

ზემო სართულის სათბობი ხელსაწყოებისათვის, რომელთა თბური დატვირთვები ტოლია  $q = 1500$  კკალ/სთ, ტემპერატურული ვარდნილი იქნება:

$$\Delta t_{23c} = \frac{q_{23c}}{G_{23c}} = \frac{1500}{110} = 13,6^\circ.$$

ხოლო ხელსაწყოში წყლის საშუალო ტემპერატურა იქნება (გსარგებლობით ფორმულით 16.6):

$$t_{23c} = t_{\text{საწ}} - \frac{\Delta t_{23c}}{2} = 95 - \frac{13,6}{2} = 88,2^\circ$$

მე-3 სართულის ხელსაწყოების ( $q = 1200$  კკალ/სთ), ტემპერატურული ვარდნილი იქნება

$$\Delta t_{23c} = \frac{1200}{110} = 10,9^\circ.$$





ზემოთ აღვნიშნეთ, რომ  $t_{\text{ბ,ნ}}$  და  $t_{\text{მ,გ}}$  ეს ერთი და იგივე სიდიდეებია, ანუ ჩვენს შემთხვევაში მე-3 სართულის ხელსაწყოში შესული წყლის საწყისი ტემპერატურა  $t_{\text{ბ,ნ}} = t_{\text{მ,გ}} = 88,0^\circ$ . ამ პირობებისათვის მე-3 სართულის ხელსაწყოების საშუალო ტემპერატურები იქნება:

$$t_{\text{ბ,გ}} = 88 - \frac{10,9}{2} \approx 82,5^\circ.$$

მე-2 სართულის ხელსაწყოების ( $q=1200$  კკალ/სთ) ტემპერატურული ვარდნილი იქნება:

$$\Delta t_{\text{ბ,გ}} = \frac{1200}{110} = 10,9^\circ.$$

$\Delta t_{\text{ბ,გ}}$  მე-2 სართულისათვის იგივეა, რაც მე-3 სართულის ხელსაწყოებისათვის, რადგანაც ხელსაწყოების თბური დატვირთვები ერთნაირია.

მე-2 სართულის ხელსაწყოების საშუალო ტემპერატურა იქნება:

$$t_{\text{ბ,გ}} = 82,3 - \frac{10,9}{2} \approx 76,8^\circ.$$

პირველი სართულის ხელსაწყოების ( $q=1400$  კკალ/სთ) ტემპერატურული ვარდნილი იქნება

$$\Delta t_{\text{ბ,გ}} = \frac{1400}{110} = 12,7^\circ.$$

პირველი სართულის ხელსაწყოების საშუალო ტემპერატურა იქნება:

$$t_{\text{ბ,გ}} = 76,6 - \frac{12,7}{2} = 70,2^\circ.$$

ვიციით რა ხელსაწყოების საშუალო ტემპერატურები, შეგვიძლია ვიანგარიშოთ გამთბობი ხელსაწყოების ხურების ფართი ფორმულით (4.4).

ზედა სართულის ერთი ხელსაწყოსათვის ის ტოლი იქნება:

$$F_{\text{ბ,გ}} = \frac{Q}{k_{\text{ბ,გ}}(t_{\text{ბ,გ}} - t_{\text{ბ}})} = \frac{1500}{7,0(88,2 - 18)} = 3,06 \text{ მ}^2.$$

აქ ხელსაწყო სითბოს გადაცემის კოეფიციენტის  $k_{\text{ბ,გ}}$  მნიშვნელობა ავიღეთ ცხრილიდან (3.IV). ჩვენი შემთხვევისათვის, როდესაც  $t_{\text{ბ,გ}} - t_{\text{ბ}} = 88,2 - 18 = 70,2$ ;  $H = 150$  ტიპის რადიატორისთვის  $k_{\text{ბ,გ}} = 7,0$ .

ანალოგიურად ვანგარიშობთ დანარჩენი სართულების სითბობი ხელსაწყოების ხურების ფართსაც:

მე-3 სართულისათვის

$$F_{\text{ბ,გ}} = \frac{1200}{6,7(82,5 - 18)} = 2,77 \text{ მ}^2;$$

მე-2 სართულისათვის

$$F_{\text{ბ,გ}} = \frac{1200}{6,4(76,8 - 18)} = 3,2 \text{ მ}^2;$$

პირველი სართულისათვის

$$F_{\text{ბ,გ}} = \frac{1400}{6,2(70,2 - 18)} = 4,1 \text{ მ}^2.$$

დგარზე მიერთებული ყველა ხელსაწყო ხურების ფართი იქნება:

$$F = (3,06 + 2,77 + 3,2 + 4,1) \cdot 2 = 26,26 \text{ მ}^2.$$

სათბობი ხელსაწყოების ხურების ფართი შეგვეძლო 5.IV ფორმულით გვეანგარიშო პირდაპირ ეკმ-ობით, მაგრამ ამას ჩვენს შემთხვევაში მნიშვნელობა არა აქვს, ვინაიდან  $H$  150 ტიპის რადიატორებისათვის მ<sup>2</sup>-ის ეკმ-ში გადასაყვანი კოეფიციენტი 1-ის ტოლია (იხ. ცხრ. 1.IV).

ჩვენს მიერ მიღებული სათბობი ხელსაწყოების ხურების ფართში უნდა შევიყვანოთ ხელსაწყო სექციების რიცხვის შესაბამისი დანამატი  $\beta_1$  (6.IV ცხრილიდან) და მიღებში წყლის გაცივების დანამატი  $\beta_2$  (7.IV ცხრილიდან).

**მაგალითი 2.** განვსაზღვროთ სათბობი ხელსაწყოების ხურების ფართი იმავე თბური დატვირთვისათვის, რომლებიც ვეჭონდა პირველ მაგალითში (იხ. ნახ. 13.VI), ოღონდ იმ განსხვავებით, რომ დგარი იყოს გამდინარე (ზღუდარების გარეშე).

ხელსაწყოებში შესული წყლის ტემპერატურები იგივე დარჩება, რაც ადრე იყო: მე-4 სართულისათვის— $95^\circ$ , მე-3 სართულისათვის— $88,0^\circ$  მე-2 სართულისათვის— $82,3$  და 1-ლი სართულისათვის— $76^\circ$ , 6. ვინაიდან დგარიდან ხელსაწყოები მარჯვნივ და მარცხნივ ერთნაირი მანძილით არიან დაშორებული, ამიტომ ყოველ მათგანში გაივლის წყლის ერთნაირი რაოდენობა, რომელიც უდრის  $G_{\text{ხელ}} = 424 \cdot 0,5 = 212$  კგ/სთ; ხელსაწყოებში წყლის ტემპერატურული ვარდნილები იქნება: მე-4 სართულისათვის

$$\Delta t_{\text{ხელ}} = \frac{1500}{212} = 7,0^\circ;$$

მე-3 და მე-2 სართულებისათვის

$$\Delta t_{\text{ხელ}} = \frac{1200}{212} = 5,6^\circ;$$

1-ლი სართულისათვის

$$\Delta t_{\text{ხელ}} = \frac{1400}{212} = 6,6^\circ.$$

ხელსაწყოში წყლის საშუალო ტემპერატურები იქნება:

მე-4 სართულისათვის

$$t_{\text{ხელ}} = 95 - \frac{7}{2} = 91,5^\circ;$$

მე-3 სართულისათვის

$$t_{\text{ხელ}} = 88 - \frac{5,6}{2} = 85,2^\circ;$$

მე-2 სართულისათვის

$$t_{\text{ხელ}} = 82,3 - \frac{5,6}{2} = 79,5^\circ;$$

1-ლი სართულისათვის

$$t_{\text{ხელ}} = 76,6 - \frac{6,6}{2} = 73,3^\circ.$$

ისევე, როგორც პირველ მაგალითში, ვსაზღვრავთ ხელსაწყოების ხურების ფართს:

მე-4 სართულისათვის

$$F_{ხაე} = \frac{1500}{7,0(91,5 - 18)} = 2,9 \text{ მ}^2;$$

მე-3 სართულისათვის

$$F_{ხაე} = \frac{1200}{6,8(85,2 - 18)} = 2,6 \text{ მ}^2;$$

მე-2 სართულისათვის

$$F_{ხაე} = \frac{1200}{6,7(79,5 - 18)} = 2,9 \text{ მ}^2;$$

1-ლი სართულისათვის

$$F_{ხაე} = \frac{1400}{6,4(73,3 - 18)} = 4,0 \text{ მ}^2.$$

დგარზე მიერთებული ყველა ხელსაწყოების ხურების ფართი იქნება:

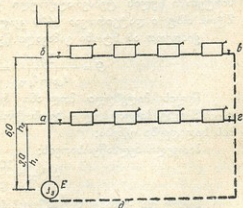
$$F_{ხაე} = (2,9 + 2,6 + 2,9 + 4,0)2 = 24,8 \text{ მ}^2.$$

თუ იმავე თბური დატვირთვებისათვის, ოღონდ ორმილოვანი სისტემებისთვის, გამოვიანგარიშებთ სათბობი ხელსაწყოების საერთო ხურების ფართს, მივიღებთ:

$$F_{ხაე} = \frac{10600}{6,7\left(\frac{95+70}{2} - 18\right)} = 24,6 \text{ მ}^2.$$

ამრიგად, თუ ზემოთ განხილულ სამ შემთხვევას შევადარებთ ერთმანეთს გამოთბობი ხელსაწყოების საკირო ხურების ფართის ხარჯის თვალსაზრისით, დავინახავთ, რომ ერთმილოვანი სისტემები ზღუდარების გარეშე და ორმილოვანი სისტემები პრაქტიკულად თითქმის ტოლფასოვანია (24,8 მ<sup>2</sup> და 24,6 მ<sup>2</sup>), ხოლო თუ შევადარებთ ერთმილოვან ზღუდარებთან სისტემას და ორმილოვანს, დავინახავთ, რომ პირველში 7% მეტი სათბობი ხელსაწყოების ფართი გვჭირდება, ვიდრე მეორეში.

მრავალჯერ ჩატარებულმა ანგარიშებმა გვიჩვენეს, რომ შენობის სართულიანობის გაზრდით ერთმილოვანი ზღუდარებიანი სისტემების სათბობი ხელსაწყოების გადახარჯვა თანდათანობით კლებულობს და ექვს და მეტსართულიან შენობებში გადახარჯვა შეადგენს სულ რაღაც 2-3%-ს ორმილოვან სისტემებთან შედარებით. მაგრამ მხედველობაში უნდა მივიღოთ ის, რომ ერთმილოვან სისტემებში (ორმილოვანთან შედარებით) დგარების რაოდენობის შენეების შედეგად გვაქვს ლითონის შესამჩნევი ეკონომია (რაც თავისუფლად ფარავს ლითონის გადახარჯვას ხელსაწყოებზე).



ნახ. 14.VI



**მაგალითი 3.** განვსაზღვროთ საციკულაციო წნევა 14.V ნახაზზე ნაჩვენებ ერთმილოვან ჰორიზონტალურ სათბობ სისტემაში. სისტემაში წყლის ტემპერატურული ვარდნილია  $\Delta t_{სისტ} = 95 - 70 = 25^\circ$ .

განსახილველ სისტემაში გვაქვს ორი საციკულაციო რგოლი: ერთი მათგანი ( $E-a-z-\theta-E$ ) ემსახურება პირველი სართულის სათბობ ხელსაწყოებს, მეორე რგოლი ( $E-a-\theta-b-z-\theta-E$ ) კი — მეორე სართულის სათბობ ხელსაწყოებს. პირველი სართულის სათბობი ხელსაწყოების წყლის გაცივების ცენტრი იქნება  $a-z$  ხაზის დონეზე, ხოლო მეორე სართულის —  $\theta-b$  ხაზის დონეზე.

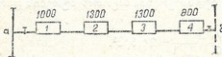
სათბობ ხელსაწყოებში წყლის გაცივების შედეგად გამოწვეული გრაფიტაციული წნევა პირველი საციკულაციო რგოლისათვის იქნება:

$$H' = h_1(\gamma_{70} - \gamma_{95}) = 3(977,81 - 961,92) = 47,7 \text{ კგ/მ}^2.$$

ანალოგიურად მივიღებთ მეორე საციკულაციო რგოლისათვის:

$$H'' = h_2(\gamma_{70} - \gamma_{95}) = 6(977,81 - 961,92) = 95,4 \text{ კგ/მ}^2.$$

როგორც ადრე აღვნიშნეთ, ერთმილოვანი ჰორიზონტალური სისტემების მილსადენებში წყლის გაცივების შედეგად მიღებული დამატებითი წნევები მხედველობაში არ მიიღება.



ნახ. 15.VI

თუ შევადარებთ პირველი სართულის რგოლის საციკულაციო წნევის სიდიდეს მეორე სართულისას, დავინახავთ, რომ პირველი სართულის რგოლი შედარებით არახელსაყრელ მდგომარეობაშია. ამიტომ სისტემის

მილგაყვანილობების ქსელის ჰიდრავლიკური ანგარიში უნდა დავიწყოთ ამ რგოლიდან ( $E-a-z-\theta-E$ ).

**მაგალითი 4.** განვსაზღვროთ ჰორიზონტალური ერთმილოვანი სისტემის სათბობი ხელსაწყოების ხურების ფართი ნახ. 15.VI ნაჩვენები შტოსათვის. სისტემაში წყლის ტემპერატურული ვარდნილია  $\Delta t_{სისტ} = 95 - 70 = 25^\circ$ ;  $a-\theta$  შტოს თბური დატვირთვაა 4400 კკალ/სთ (იხ. ნახ. 15.VI).

ვიპოვოთ ამ შტოში გამავალი წყლის რაოდენობა:

$$G = \frac{\sum q}{t_{03} - t_{09}} = \frac{4400}{25} = 176 \text{ კგ/სთ.}$$

წყლის მიღებული მთლიანი რაოდენობა თანმიმდევრობით გაივლის  $a-\theta$  შტოზე მიერთებულ 4 ხელსაწყოს. წყლის ტემპერატურული ვარდნილების სიდიდეები იქნება:

პირველი ხელსაწყოათვის:

$$\Delta t^1_{\text{ხელ}} = \frac{1000}{176} = 5,7^\circ;$$

მეორე და მესამე ხელსაწყოებისათვის, რომელთაც ერთნაირი თბური დატვირთვები აქვთ:

$$\Delta t^2_{\text{ხელ}} = \Delta t^3_{\text{ხელ}} = \frac{1300}{176} = 7,4^\circ;$$

მეოთხე ხელსაწყოათვის:

$$\Delta t^4_{\text{ხელ}} = \frac{800}{176} = 4,5^\circ;$$



ხელსაწყოებში წყლის საშუალო ტემპერატურები იქნება:  
1-ლ ხელსაწყოში

$$t_{\text{ბაე}} = 95 - \frac{\Delta t^1_{\text{ბაე}}}{2} = 95 - \frac{5,7}{2} = 92,15^\circ;$$

მე-2 ხელსაწყოში

$$t_{\text{ბაე}} = 95 - \left( \Delta t^1_{\text{ბაე}} + \frac{\Delta t^2_{\text{ბაე}}}{2} \right) = 95 - \left( 5,7 + \frac{7,4}{2} \right) = 85,6^\circ;$$

მე-3 ხელსაწყოში

$$t_{\text{ბაე}} = 95 - \left( \Delta t^1_{\text{ბაე}} + \Delta t^2_{\text{ბაე}} + \frac{\Delta t^3_{\text{ბაე}}}{2} \right) = 95 - 16,8 = 78,2^\circ;$$

მე-4 ხელსაწყოში

$$t_{\text{ბაე}} = 95 - \left( \Delta t^1_{\text{ბაე}} + \Delta t^2_{\text{ბაე}} + \Delta t^3_{\text{ბაე}} + \frac{\Delta t^4_{\text{ბაე}}}{2} \right) = 72,45^\circ.$$

ისევე როგორც ზემოთ განხილულ მაგალითებში, ვსაზღვრავთ ხელსაწყოების ხურების ფართს  
1-ლი ხელსაწყოსათვის:

$$F_{\text{ბაე}} = \frac{1000}{7,0(92,15 - 18)} \approx 2,0 \text{ მ}^2;$$

მე-2 ხელსაწყოსათვის:

$$F_{\text{ბაე}} = \frac{1300}{6,8(85,6 - 18)} = 2,9 \text{ მ}^2;$$

მე-3 ხელსაწყოსათვის:

$$F_{\text{ბაე}} = \frac{1300}{6,7(78,2 - 18)} = 3,25 \text{ მ}^2;$$

მე-4 ხელსაწყოსათვის:

$$F_{\text{ბაე}} = \frac{800}{6,2(72,45 - 18)} = 2,4 \text{ მ}^2;$$

**მაგალითი 5.** გავიანგარიშოთ 16.VI ნახაზზე ნაჩვენები ერთმილოვან-ორმილოვანი გამთბობი სისტემა წყლის ქვედა განაწილებით.

სარდაფის ქერს ქვეშ განლაგებული მილსადენები ერთ და იმავე დროს ასრულებენ როგორც ცხელი, ისე ცივი მაგისტრალის დანიშნულებას (ერთმილოვანია), დარები კი შესრულებულია, როგორც ჩვეულებრივ ორმილოვან სისტემებში. ხელსაწყოების თბური დატვირთვები, უბნების ნომრები და მათი სიგრძეები ნაჩვენებია ნახაზზე. განსახილველ სისტემაში ყველაზე არახელსაყრელ მდგომარეობაშია თვით მაგისტრალის საციარკულაციო რგოლი, რადგანაც ამ რგოლის წნევის კუთრი დანაკარგის სიდიდე სხვა რგოლებთან შედარებით უმცირესია.

თუ განსახილველ რგოლში განვსაზღვრავთ გრავიტაციულ წნევას, მივიღებთ:

$$H = 2,2(\gamma_{70} - \gamma_{95}) = 2,2 \cdot 15,9 = 32,0 \text{ კგ/მ}^2.$$

ვინაიდან სისტემა წყლის ქვედა განაწილებითაა, ამიტომ მილებში წყლის გაცივების შედეგად მიღებულ დამატებით წნევას არ ვითვალისწინებთ.

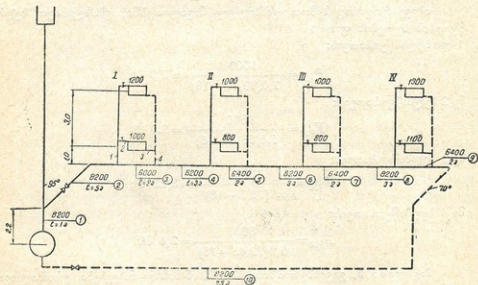
საანგარიშო საცირკულაციო რგოლის მთლიანი სიგრძე  $\Sigma L = 48$  მ. ხახუნზე წნევის კუთრი დანაკარგი რგოლის ყოველ გრძელ მეტრზე იქნება:

$$R = \frac{32 \cdot 0,5}{48} = 0,33 \text{ კგ/მ}^2.$$

ვინაიდან განსახილველი ერთმილოვან-ორმილოვან სისტემის დგარები შესრულებულია ორმილოვანი სქემით, ანტიომ წნევის დანაკარგის სიდიდეს ხახუნზე აქაც (ისევე, როგორც ორმილოვან სისტემებში) ვიღებთ მთლიანი წნევის 50%-ის ტოლს. (ერთმილოვან სისტემებში კი წნევის დანაკარგი ხახუნზე აიღება მთლიანი წნევის 60%-ის ტოლი).

მიღებული წნევის კუთრი დანაკარგის მიხედვით ვანგარიშობთ განსახილველ რგოლს და ვარჩევთ ამ რგოლის მილების დიამეტრებს.

ვინაიდან გათბობის სისტემა შედგება მხოლოდ ერთი შტოსაგან, ამიტომ საცირკულაციო რგოლს ვყოფთ მხოლოდ ორ საანგარიშო უბნად (თბუ-



ნახ. 16.VI

რი დატვირთვების მიხედვით): ერთ უბანში შევა მაგისტრალური მილსადენების ის მონაკვეთები, რომლებშიც გადის წყლის მთლიანი რაოდენობა

$$G = \frac{\Sigma Q}{t_{\text{об}} - t_{\text{от}}} = \frac{8200}{25} = 328 \text{ კგ/სთ},$$

ხოლო მეორე უბანში ჩონაკვეთი ცხელ და ცივ დგარებს შორის.

მაგისტრალურ მილსადენებზე არსებულ ყველა ზღუდარებში, როგორც პრაქტიკამ გვიჩვენა (მცირე სართულიანი გათბობის სისტემების შემთხვევაში), გადის მაგისტრალში გამავალი წყლის მთლიანი რაოდენობის 30%, (დანარჩენი 70% შედის ცხელ დგარებში). ამრიგად, ზღუდარებში გამავალი წყლის რაოდენობა ჩვენი შემთხვევისათვის იქნება:  $G = 328 \cdot 0,3 = 98,0$  კგ/სთ. ხოლო დგარებში შესული წყლის რაოდენობა —  $G = 328 \cdot 0,7 = 230$  კგ/სთ.

რაც შეეხება დგარების ანგარიშს, მას ვიწყებთ ყოველი დგარის ქვედა სათბობი ხელსაწყოს პატარა საცირკულაციო რგოლიდან. ამისათვის უნდა განვსაზღვროთ ხელსაწყობში წყლის ტემპერატურული ვარდნილები. 1 დგარის ქვედა ხელსაწყოსათვის ის ტოლია:

$$\Delta t_{\text{ხელ}} = \frac{1000}{230 \cdot 0,5} = 8,7^{\circ},$$

აქ 0,5—ხელსაწყოში წყლის შედინების კოეფიციენტი; ზედა ხელსაწყოსათვის:

$$\Delta t_{\text{ხელ}} = \frac{1200}{230 \cdot 0,5} = 10,4^{\circ}.$$

წყლის ტემპერატურა ცხელ დგარში, როგორც ვიცით ტოლია  $95^{\circ}$ , ხოლო ცივ დგარში იქნება:  $95 - \left( \frac{8,7 + 10,4}{2} \right) = 85,5^{\circ}$ . მაშასადამე ქვედა სართულის ხელსაწყოს პატარა საცირკულაციო რგოლი (1—2—3—4 იხ. ნახ. 16.VI) გაანგარიშებული უნდა იქნეს წნევაზე, რომელიც უდრის:

$$H = h_{1-4} = (Rl + z)_{\text{ხელ}} + 1,0(\gamma_{\text{გვ. 1}} - \gamma_{\text{გვ. 2}}) = 0,15 + 1,0 \cdot 6,4 = 6,55 \text{ კგ/მ}^2,$$

სადაც

0,15—ზღუდარის წნევის დანაკარგებია (მიღებულია ანგარიშით).

მიღებული საცირკულაციო წნევის სიდიდის მიხედვით უნდა შევარჩიოთ პატარა საცირკულაციო რგოლის მიღების დიამეტრები.

ახლა განვსაზღვროთ ამავე დგარის ზედა ხელსაწყოს პატარა საცირკულაციო რგოლში მოქმედი წნევა. ცხელ დგარში შემავალი წყლის ტემპერატურა აქაც ტოლია  $95^{\circ}$ . ცივ დგარში წყლის ტემპერატურა იქნება  $95 - 10,4 = 84,6^{\circ}$ , ვერტიკალური მანძილი ქვედა და ზედა სართულის სათბობი ხელსაწყოების ცენტრებს შორის ტოლია 3,0 მ (იხ. ნახ. 16.VI), ე. ი. წნევის სიდიდე, რომელზეც გაანგარიშებული უნდა იქნეს ზედა ხელსაწყოს პატარა საცირკულაციო რგოლი, ტოლია:

$$H = (Rl + z)_{\text{გვ. 1}} + 3,0(\gamma_{\text{გვ. 1}} - \gamma_{\text{გვ. 2}}) = 1,8 + 3 \cdot 7,0 = 22,8 \text{ კგ/მ}^2.$$

ვიანგარიშებთ რა მილსადენების დიამეტრებს (მიღებული საცირკულაციო წნეგებზე სიდიდეების მიხედვით), გადავდგინებთ სათბობი ხელსაწყოების ხურების ფართის განსაზღვრაზე, რისთვისაც პირველ რიგში უნდა განვსაზღვროთ ცალკეული სათბობი ხელსაწყოების საშუალო ტემპერატურები. ჩვენს შემთხვევაში ხელსაწყოებში წყლის საშუალო ტემპერატურები იქნება: ქვედა ხელსაწყოსათვის:

$$t_{\text{ხელ}} = t_{\text{ცხ}} - \frac{\Delta t_{\text{ხელ}}}{2} = 95 - \frac{10,4}{2} = 89,8^{\circ};$$

ზედა ხელსაწყოსათვის:

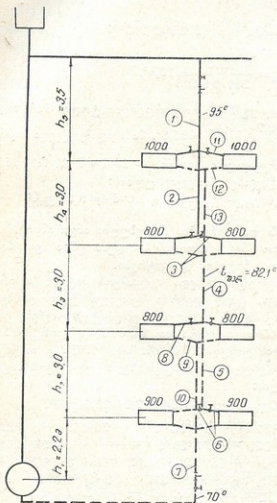
$$t_{\text{ცხ}} = 95 - \frac{8,7}{2} = 90,6^{\circ}.$$

ანალოგიურად ვანგარიშობთ სხვა დანარჩენ დგარებსაც, ოღონდ იმ განსხვავებით, რომ ყოველ მომდევნო დგარში შესული წყლის ტემპერატურა იქნება (ერთმანეთისაგან განსხვავებული) ნაკლები წინამდებარესთან შედარე-

ბით. მაგალითად, თუ 1-ლ დგარში შესული ცხელი წყლის ტემპერატურა იყო 65°, მე-2 დგარში შესული ცხელი წყლის ტემპერატურა იქნება:

$$t_{\text{ნაწ}} = t_{\text{ცხ}} - \frac{\sum q}{G_{\text{ცხ}}} = 95 - \frac{2200}{328} = 88,3^\circ$$

ანალოგიურად გამოვითვლით დანარჩენ დგარებში შესული ცხელი წყლის ტემპერატურებსაც.



ნახ. 17.VI

მაგალითი 6. განვიხილოთ 17.VI ნახაზზე ნაჩვენებია ერთ-მილოვან-ორმილოვანი სისტემის მეორე ვარიანტი. ყველა ნაწილი მაჩვენებელი მოცემულია ნახაზზე. განვსაზღვროთ მოცემული დგარის გრავიტაციული საცირკულაციო წნევის სიდიდე. ამისათვის ჯერ გამოვიანგარიშოთ დგარში გამავალი წყლის მთლიანი რაოდენობა, ფორმულით:

$$G_{\text{ცხ}} = \frac{\sum q_{\text{ცხ}}}{\Delta t_{\text{ნაწ, ცხ}}} = \frac{7000}{25} = 280 \text{ კგ/სთ.}$$

როგორც ნახაზიდან ვხედავთ, სისტემა გაყოფილია ორ ჯგუფად. ერთ ჯგუფში (ზედა ნაწილი) ერთ ცხელ დგარზე მიერთებულია მე-4 და მე-3 სართულის სათბობი ხელსაწყოები (სქემა ორმილოვანია) და ამიტომ ორივე სართულის ხელსაწყოებში შემაველი წყლის ტემპერატურა იქნება ერთნაირი და 95°. ზედა ორი სართულის ხელსაწყოების თბური დატვირთვა შეადგენს:

$$1000 \cdot 2 + 800 \cdot 2 = 3600 \text{ კკალ/სთ}$$

აქედან გამომდინარე, შეგვიძლია გამოვითვალოთ მეორე (ქვედა) ჯგუფის (მე 2 და 1-ლი სართულის ხელსაწყოები) ცხელ დგარში გამავალი წყლის ტემპერატურა (უბნები 4 და 5):

$$t_{\text{ა, ცხ}} = 95 - \frac{3600}{280} = 82,1^\circ$$

ზედა ნაწილის ორმილოვანი ჯგუფის წყლის ტემპერატურული ვარდნილის გამოსათვლელად ვისარგებლოთ (14.6-ა) ფორმულით:

$$\Delta t_{\text{მე. წხ}} = t_{\text{ნაწ}} - t_{\text{ა, ცხ}} = 95 - 82,1 = 12,9^\circ$$

აქვე აღვნიშნოთ, რომ  $t_{\text{ა, ცხ}}$  სიდიდე იგივეა რაც  $t_{\text{ა, ც}}$ .





ქვედა ორი სართულის ხელსაწყოების ჯგუფისათვის წყლის ტემპერატურული ვარდნილი იქნება:

$$\Delta_{კვ. 33} = t_{საწ} - t_{საშ} = 82,1 - 70 = 12,1^{\circ}$$

(როგორც ვიცით  $t_{საწ}$  და  $t_{საშ}$  ერთი და იგივე სიდიდეებია).

საცირკულაციო წნევის სიდიდის მიხედვით საანგარიშოა ის რგოლი, რომელსაც აქვს ყველაზე ქვემოთ განლაგებული წყლის გაცივების წერტილები (გამთბობი ხელსაწყოები). ჩვენს შემთხვევაში ასეთი ხელსაწყოებია ყოველი ჯგუფის ქვედა ხელსაწყოები (ე. ი. მე-3 და 1-ლი სართულის ხელსაწყოები).

ამრიგად, დგარის (ვერტიკალური) საცირკულაციო რგოლში გვექნება 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 უბნები. ვინაიდან ყოველი უბნის წყლის ტემპერატურები და მათი მოცულობითი წონები ვიცით, შეგვიძლია გამოვითვალოთ რგოლში მოქმედი საცირკულაციო (გრავიტაციული) წნევა:

$$H = h_1(\gamma_{70} - \gamma_{95}) + (h_2 + h_3)(\gamma_{82,1} - \gamma_{95}) = 2,2 \cdot 15,89 + 6 \cdot 8,7 = 87,1 \text{ კგ/მ}^2.$$

ამ სიდიდეს უნდა დავუმატოთ დგარში წყლის გაცივების შედეგად მიღებული დამატებითი წნევა (ავიღებთ 1.V ცხრილიდან).

მე-4 სართულის ხელსაწყოების პატარა საცირკულაციო რგოლის (11, 12, 13 უბნები) საანგარიშო წნევა და წნევა, რომელზეც უნდა ვინაგარიშოთ მე-2 სართულის ხელსაწყოების პატარა საცირკულაციო რგოლი (8,9 და 10 უბნები), იქნება:

$$H_{IV \text{ საწო}} = (Rl + \chi)_{2-3} + h_1(\gamma_{82,1} - \gamma_{95});$$

$$H_{II \text{ საწო}} = (Rl + \chi)_{8-9} + h_2(\gamma_{70} - \gamma_{82,1});$$

სისტემის ჰიდრავლიკური გაანგარიშების შემდეგ გადავდივართ სათბობი ხელსაწყოების ხურების ფართის განსაზღვრაზე. ამისათვის ჯერ ვსაზღვრავთ ხელსაწყოების საშუალო ტემპერატურებს. ჩვენს შემთხვევაში ზედა ხელსაწყოებისთვის იქნება:

$$t_{ზედ} = 95 - \frac{12,9}{2} = 85,55^{\circ};$$

ხოლო ქვედა ორი სართულის ხელსაწყოებისათვის:

$$t_{ზედ} = 82,1 - \frac{12,1}{2} = 76,05^{\circ};$$

აქედან ადვილად განვსაზღვრავთ სათბობი ხელსაწყოების ხურების ფართის ფორმულით:

$$F_{ზედ} = \frac{Q_{ზედ}}{k(t_{ზედ} - t_{გ})} \text{ მ}^2.$$

**პრობლემატიკური გარემოების სისტემის სისტემის მოწყობის და მიწოდების განხილვის მიზნების განხილვა**

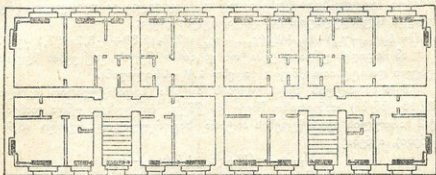
საჭიროა გათბობის სისტემის მოწყობა ქ. თბილისში ასაშენებელი 3-სართულიანი საცხოვრებელი შენობისათვის. შენობის სართულები ტიპობრივია და მათი გეგმა მოცემულია 18.VI ნახაზზე. შენობას აქვს სხვენი (ნახ. 19.VI) და სარდაფი, რომელშიც მოთავსებულია საჭებე.

შენობის მთლიანი თბოდანაკარგები შეადგენს 80000 კკალ/სთ სამშენებლო ნორმების თანახმად, საცხოვრებელ შენობებში თბომომცველად შეიძ-

ლება გამოყენებულ იქნეს წყალი პარამეტრებით:  $t_{06} = 95^\circ$  და  $t_{016} = 70^\circ$ ; ვინაიდან შენობას აქვს სხეენი ამიტომ გათბობის სისტემას ვიღებთ წყლის შემოგანაწილებით, ცხელი მაგისტრალების სხეენზე განლაგებით (იხ. ნახ. 19.VI). აქვე ჯიბურში ვაყენებთ საფართოებელ კურკელს, რომლის სასარგებლო მოცულობასაც ვანგარიშობთ ფორმულით

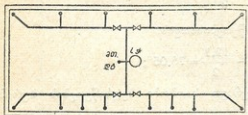
$$V_{ს.გ} = 0,045 \cdot V_{ს} = 0,045 \cdot \frac{80000}{1000} (3 + 12 + 16) = 110 \text{ ლ}$$

გათბობის სისტემად ვიყენებთ ერთმილოვან—ზღუდარებიან სქემას ხელსაწყოების მიმყვანებზე მარეგულირებელი ონკანების დაყენებით. სისტემის



ნახ. 18.VI

მთავარი დგარი (შეძლებისდაგვარად) უნდა განვალაგოთ შენობის შუაში, მის გვერდით შეგვიძლია გავატაროთ სასიგნალო და გადამღვრელი მილებიც. შენობის გეგმაზე უნდა განვალაგოთ დგარები და რადიატორები (ჩვენს შემთხვევაში ვიყენებთ  $H=150$  ტიპის რადიატორებს). კიბის უჯრედის სათბობი ხელსაწყოებისათვის ვაგვყავს დამოუკიდებელი დგარი, რომელზეც არ შეიძლება სხვა სათავსების ხელსაწყოების მიერთება. ყოველივე ამის შემდეგ ვაგებთ გათბობის სისტემის აქსონომეტრიულ სქემას (იხ. ნახ. 20.VI). ამ სქემაზე ნაჩვენებია გათბობის სისტემის სხოლოდერი-



ნახ. 19.VI

თი შტო (სისტემა ოთხი შტოსაგან შესდგება), რაც სრულიად საკმარისია ანგარიშის მსვლელობის მეთოდიკის საჩვენებლად.

უბნების თბური დატვირთვები და სიგრძეები ნაჩვენებია სქემაზე. პირველად ვსაზღვრავთ წყლის საშუალო ტემპერატურებს საანგარიშო დგარების მონაკვეთებზე და სათბობ ხელსაწყოებში. ანგარიშს ვიწყებთ  $A$  დგარისათვის. დგარის ჯამური თბური დატვირთვა ტოლია  $\Sigma q = 8400$  კკალ/სთ, დგარში გამავალი წყლის მთლიანი რაოდენობა იქნება:

$$G_{გ} = \frac{8400}{95 - 70} = 336 \text{ კგ/სთ;}$$

დგარის ზედა სართულის ხელსაწყოებში შესული წყლის ტემპერატურა, როგორც ვიცით, ტოლია  $95^{\circ}$ . წყლის ტემპერატურა მე-3 და მე-2 სართულებს შორის დგარის მონაკვეთში იქნება:

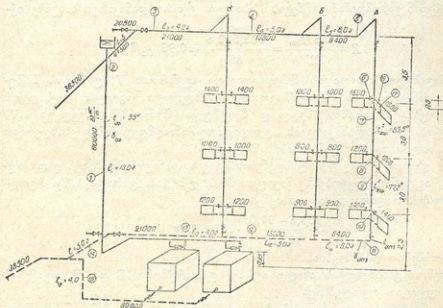
$$t_{\text{მე-3}}^{\text{II}} = t_{\text{ცხ}} - \frac{\sum q_{\text{სისხ}}}{\Sigma q_{\text{გზ}}} = 95 - \frac{3200 \cdot 25}{8400} = 85,5^{\circ}$$

დგარის მონაკვეთში მე-2 და 1-ლ სართულებს შორის კი იქნება:

$$t_{\text{მე-2}}^{\text{II}} = 95 - \frac{5600 \cdot 25}{840} = 77,2^{\circ}$$

1-ლი სართულის სათბობი ხელსაწყოების გავლის შემდეგ, როგორც ვიცით, წყლის ტემპერატურა უდრის  $70^{\circ}$ .

ამის შემდეგ ვსაზღვრავთ ხელსაწყოებში შესული და ზღუდარში შემავალი წყლის რაოდენობებს. ამისათვის წინასწარ უნდა დავსახოთ დგარის, მიმყვანებისა და ზღუდარის დიამეტრები. ჩვენი შემთხვევისათვის ეს დიამეტრები ავიღოთ  $1.3/4, 3/4''$ . ნომოგრამის საშუალებით (ნახ. 12.VI) ვპოულობთ,



ნახ. 20.VI

რომ, როდესაც დგარის დატვირთვა ტოლია  $G_{\text{გზ}} = 336$  კგ/სთ, მაშინ დგარზე მიერთებულ ყოველ სათბობ ხელსაწყოში შედის წყლის რაოდენობა რომელიც უდრის:  $G_{\text{ხელ}} = 90$  კგ/სთ ამრიგად, ზღუდარში გასული წყლის რაოდენობა ტოლი იქნება  $G_{\text{გზ}} = 336 - (90 \cdot 2) = 156$  კგ/სთ.

ვსაზღვრავთ საცირკულაციო წნევის  $A$  დგარის საცირკულაციო რგოლისათვის ფორმულით (7.6):

$$H = (3\gamma_{\text{გზ}} + 3\gamma_{\text{წყ}} + 2,25\gamma_{\text{წყ}}) - \gamma_{\text{გზ}}(0,95 + 7,3) = 91,0 \text{ კგ/მ}^2$$

ფორმულაში (7.6) შედის კიდევ მილსადენში წყლის გაცივების შედეგად

მიღებული დამატებითი წნევა  $\Delta H$ . ამ უკანასკნელს ვიღებთ 1.V ცხრილიდან. ზენი შემთხვევისათვის ის ტოლია:

$$\Delta H = 25 \cdot 0,5 = 12,5 \text{ კგ/მ}^2.$$

აქ კოეფიციენტი 0,5 იმიტომ არის შეყვანილი, რომ სისტემა ერთმილოვანია.

საბოლოოდ რგოლში მოქმედი მთლიანი წნევა ტოლია:

$$H_{\text{მთ}} = H + \Delta H = 91,0 + 12,5 = 103,5 \text{ კგ/მ}^2.$$

განსახილველი რგოლის სიგრძე ტოლია:

$$\sum_1^{15} l = 65,0 \text{ მ.}$$

ერთმილოვან სისტემებში ადგილობრივ წინააღმდეგობათა რიცხვი ორმილოვან სისტემებთან შედარებით ოდნავ ნაკლებია. ამიტომ ერთმილოვან სისტემებში ადგილობრივ წინააღმდეგობების გადასალახავად წნევის საორიენტაციო-სიდიდეს ვიღებთ მთელი წნევის 40%-ის ტოლს (ორმილოვანში 50% იყო), ხოლო წნევის—60%-ს ვტოვებთ ხახუნის წინააღმდეგობების გადასალახავად.

აქედან გამომდინარე, წნევის შესაძლო კუთრი დანაკარგი ხახუნზე იქნება:

$$R = \frac{0,6 H_{\text{მთ}}}{\Sigma l} = \frac{103,5 \cdot 0,6}{65} = 0,95 \text{ კგ/მ}^2.$$

მიღებული  $R$  სიდიდის მიხედვითაა და დანართის VI ცხრილის საშუალებით (ან დანართის VII ნომოგრამით) ვსაზღვრავთ რგოლის მილსადენის დიამეტრებს. ანგარიშის შედეგად მიღებული მონაცემები შეგვაქვს 1.VI ცხრილში. (წნევის დანაკარგებს ადგილობრივ წინააღმდეგობებზე ვსაზღვრავთ 4.V ცხრილის და VII დანართის საშუალებით).

$A$  დგარის რგოლის მილსადენების წნევის დანაკარგები ხახუნზე და ადგილობრივ წინააღმდეგობებზე მივიღეთ 99,0 კგ/მ<sup>2</sup> (იხ. ცხრილი 1.V). რგოლში წნევის სათადარიგო მარაგი იქნება:

$$\frac{103,5 - 99,0}{103,5} \cdot 100 = 4,3\%$$

რაც ნორმებით დასაშვებია.

ზემოთ განხილულის ანალოგიურად ვანგარიშობთ B და B დგარების საციკულაციო რგოლებსაც.

საანგარიშო დაგვრჩა სათბობი ხელსაწყოს და მისი მიმყვანების წინააღმდეგობების გადასალახავად საჭირო წნევის დანაკარგები. ხელსაწყოების და მათი მიმყვანების წინააღმდეგობების გადასალახავად, როგორც ვიცით, შეიძლება დახარჯული იყოს წნევა, გამოთვლილი (5.6) ფორმულით:

$$H_{\text{მთყ}} = \Sigma(Rl + \chi)_{\text{ხელ}} + h_{\text{ხელ}}(\gamma_{\text{ხელ}} - \gamma_{\text{ხელ}}) \text{ კგ/მ}^2.$$

ზღუდარის წინააღმდეგობის სიდიდე ჩვენ მიერ აღრე იყო გამომანგარიშებული (იხ. ცხრილი 1.VI უბანი 6) და ის უდრის:

$$\Sigma(Rl + \chi)_{\text{ხელ}} = 0,68 + 3,12 = 3,8 \text{ კგ/მ}^2.$$

სათბობ ხელსაწყოში და ზღუდარში გამავალი წყლის მოცულობითი წონების სხვაობის შედეგად წარმოშობილი წნევა რომ განვსაზღვროთ, ამისათ-



## შესაღწევების სანგარიშის შედეგები

გზის №	მზის სიღრმე		l მ-ით	წინაშეა : მართვის მიზნების						საბოლოო ანგარიშის მიზნების					
	Q კლუსონი რკა $\Delta l = 2''$	Q კლუსონი რკა $\Delta l = 1''$		d 80 მ-ით	v მ/წმ- მ-ით	R მ/წმ- მ-ით	Rl კლუსონი მ-ით	$\Sigma$	$\Sigma$ კლუსონი მ-ით	d 80 მ-ით	v მ/წმ- მ-ით	R მ/წმ- მ-ით	Rl კლუსონი მ-ით	$\Sigma$	$\Sigma$ კლუსონი მ-ით
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	80000	3200	13,0	76 80	0,17	0,98	5,0	9,4	13,6						
2	41500	1660	5,0	2 1/2''	0,130	0,92	1,6	1,5	1,5						
3	21000	840	4,0	2''	0,108	0,92	1,25	1	0,6						
4	13600	552	5,0	1 1/2''	0,115	0,5	2,5	1	0,66						
5	8400	336	8,0	1''	0,168	1,8	14,4	8	11,0						
6	—	156	0,5	3/4''	0,125	1,95	0,68	4	3,12						
7	8400	336	2,5	1''	0,168	1,8	4,5	—	—						
8	—	156	0,5	3/4''	0,125	1,95	0,68	4	3,12						
9	8400	336	2,5	1''	0,168	1,8	4,5	—	—						
10	—	156	0,5	3/4''	0,125	1,95	0,68	4	3,12						
11	8400	336	6,0	1''	0,168	1,8	10,8	4	5,7						
12	13600	552	5,0	1 1/2''	0,115	0,5	2,5	1	0,66						
13	21000	840	4,0	2''	0,108	0,92	1,25	8,5	2,1						
14	41500	1660	5,0	2 1/2''	0,130	0,92	1,6	1,5	1,27						
15	80000	3200	4,5	76 80	0,17	0,98	1,5	6,4	9,3						
							5,94		45,6						
							$\Sigma(Rl + c) = 53,4 + 45,6 = 99,0$ კვ/მ <sup>2</sup>								
							შედა საბოლოო საბოლოო ხელაწესის მიზნების								
16	1600	10*	1	3/4''	0,073	0,5	0,5	4,5	1,2						
17	1600	90	1	3/4''	0,073	0,5	0,5	2,5	0,7						
							1,0		1,9						
							$\Sigma(Rl + c) = 1 + 1,9 = 2,9$ კვ/მ <sup>2</sup>								

ჭარბი წყვეტილება 6,85—2,9=3,95 კვ/მ<sup>2</sup>, რომელსაც ვახშობთ ორმაგი რევერტების თქვანით.

\* წყლის ტემპერატურული ვარდობილი შედა საბოლოო ხელაწესის შედეგში 17,8°, ამიტომ  $\Delta l = 1''$ -ისთვის იქნება 1600:17,8=90 კვ/საათ.

გის უნდა ვიცოდეთ ხელსაწყოთა წყლის საშუალო ტემპერატურა, რომლის განსაზღვრისათვისაც ჯერ უნდა გავიგოთ ხელსაწყოთა ტემპერატურული ვარდნილი.

А დგარის ზედა სართულის ხელსაწყოების ტემპერატურული ვარდნილი უდრის:

$$\Delta t_{\text{ბეც}} = \frac{q_{\text{ბეც}}}{G_{\text{ბეც}}} = \frac{1600}{90} = 17,8^{\circ}$$

ხელსაწყოთა წყლის საშუალო ტემპერატურა იქნება:

$$t_{\text{ბეც}} = t_{\text{ცხ}} - \frac{\Delta t_{\text{ბეც}}}{2} = 95 - \frac{17,8}{2} = 86,1^{\circ}$$

წნევის სიდიდე იქნება:

$$h_{\text{ბეც}}(\gamma_{\text{საბ-ბ}} - \gamma_{\text{ზღ}}) = 0,5(\gamma_{\text{სს,1}} - \gamma_{\text{სს}}) = 0,5(967,93 - 961,92) = 3,05 \text{ კგ/მ}^2$$

საბოლოოდ:

$$H_{\text{მთყ}} = 3,8 + 3,05 = 6,85 \text{ კგ/მ}^2$$

მიმყვანის სიგრძე (უბანი 16) 1 მეტრის ტოლია.

ვინაიდან ამ უბანზე ბევრი ადგილობრივი წინააღმდეგობები გვაქვს, ამიტომ მათ გადასალახავად ვტოვებთ მთლიანი წნევის 60%. ამრიგად, წნევის კუთრი დანაკარგი ხახუნზე იქნება:

$$R = \frac{6,85 \cdot 0,4}{1} = 2,74 \text{ კგ/მ}^2$$

მიღებული სიდიდით შევარჩევთ მიმყვანის დიამეტრს. (ვიღებთ 3/4" ტოლს) ქვემოთ მოგვყავს № 16 და 17 უბნებზე არსებული ადგილობრივი წინააღმდეგობები.

№ 16 უბანი

1. საბრუნო სამკაბი	$\zeta = 1,5$
2. 3/4"-ანი ორმაგი რეგულირების ონკანი	$\zeta = 2,0$
3. სათბობ ხელსაწყოში შესვლა	$\zeta = 1,0$
	$\Sigma \zeta = 4,5$

№ 17 უბანი

1. სათბობი ხელსაწყოდან გამოსვლა	$\zeta = 1,0$
2. საბრუნო სამკაბი	$\zeta = 1,5$
	$\Sigma \zeta = 2,5$

№ 16 და 17 უბნების დიამეტრების შეარჩევისათვის ჩატარებული გაანგარიშება მოცემულია 1.VI ცხრილში.

ზემოთ განხილულის ანალოგიურად შევარჩევთ დანარჩენ ქვედა სართულზე განლაგებული სათბობი ხელსაწყოების მიმყვანების დიამეტრებსაც.

ერთმილოვანი სისწრაფის გამოყენების აკრ და მათი დადებითი და უარყოფითი მხარეები

§ 53

ერთმილოვანი გამდინარე სათბობი სისტემები ფართოდ გამოიყენებოდა ჯერ კიდევ XIX საუკუნის პირველ ნახევარში (სხვადასხვა ქვეყნებში). ამჟამად ვერტიკალური ერთმილოვანი გამდინარე სისტემის დგარები უმთავრესად გამოიყენება ყველა დანიშნულების შენობების კიბის უჯრედების გა-



სათბობად და იმ შენობებში, რომლებშიც არ გვჭირდება ხელსაწყოების თბოგაცემის რეგულირება. ხოლო ჰორიზონტალური განდინარე სისტემების გამოყენება შეიძლება საწყობებისა და სამრეწველო დანიშნულების შენობების ცალკეული სათავსების გასათბობად.

ზღუდარებიანი ვერტიკალური ერთმილოვანი სისტემები სარეგულირებელი ონკანებით კი ფართოდ გამოიყენება სამ სართულზე მეტი სიმაღლის საცხოვრებელი და საზოგადოებრივი დანიშნულების შენობების გასათბობად.

ერთმილოვანი სისტემები აგრეთვე შეიძლება გამოყენებული იქნეს მცირესართულიან შენობებშიც იმ შემთხვევაში, როდესაც მანძილი ქვაბის და ქვედა სათბობი ხელსაწყოს ცენტრებს შორის 3 მეტრზე ნაკლებია, ხოლო შენობის გასათბობად სასურველია გრავიტაციული სისტემის გამოყენება (რადგანაც ერთმილოვან სისტემებს ორმილოვანთან შედარებით მეტი გრავიტაციული წნევა აქვთ).

გრავიტაციული სისტემების დადებითი მხარეებია:

1. სათბობი ხელსაწყოების ზედაპირული ტემპერატურები გათბობის სეზონის ყველაზე ცივ პერიოდშიც კი არ აღემატება 82,5°-ს უმეტესად კი უფრო დაბალია და 65—70-ის ტოლია, რაც სანიტარულ-ჰიგიენურ მოთხოვნათა თვალსაზრისით ნორმების ფარგლებშია;

2. ადვილი განსახორციელებელია სათბობი ხელსაწყოების თბოგაცემის ცენტრალური რეგულირება, სისტემაში მისაწოდებელი თბოენერჯის ტემპერატურის ცვლით (გარე ჰაერის ტემპერატურის ცვალებადობაზე დამოკიდებულებით);

3. სისტემების მილსადენებისა და მოწყობილობების საექსპლუატაციო მუშაობა ხანგრძლივია (25—30 წლამდე);

4. სისტემას მუშაობისათვის არ ესაჭიროება ელექტროენერგია;

5. ადვილია მომსახურებისათვის;

6. უხმაუროა და ხანძარუსაფრთხოა;

ზემოაღმოვლილი დადებითი მხარეები აქვთ როგორც ერთ, ისე ორმილოვან გრავიტაციული წყლით გამთბობ სისტემებს.

გრავიტაციულ ერთმილოვან სისტემებს ორმილოვანთან შედარებით აქვთ მეტი საციკულაციო წნევის სიდიდე, მათი მოქმედების რადიუსი აღწევს 70 მეტრამდე (ორმილოვანი 50 მეტრამდეა), ჰიდრავლიკურად უფრო მდგრადია და მილების ხარჯვის თვალსაზრისით უფრო ეკონომიურია.

გრავიტაციული სისტემების უარყოფით მხარეებად უნდა ჩაითვალოს:

1. მოქმედების მცირე რადიუსი; 2. დიდი პირველადი ღირებულება;

3. ლითონის დიდი ხარჯი.

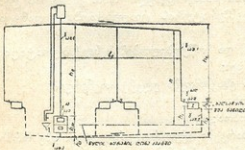
აქვე უნდა აღენიშნოთ, რომ ამჟამად როგორც ორმილოვანი, ისე ერთმილოვანი სათბობი სისტემები უმთავრესად გამოიყენება არა გრავიტაციული, არამედ მექანიკური (ტუმბოვანი) ცირკულაციით.

## სადკაული ბინების წყლით სათბობი ინდივიდუალური სისტემები

უმთავრესი სქემები და მოქმედების პრინციპი

54

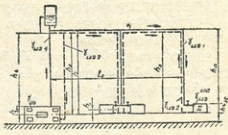
ცალკეული ბინების ინდივიდუალური სათბობი სისტემები ბუნებრივი ცირკულაციის სათბობი სისტემების ერთ-ერთ ნაირსახეობას წარმოადგენს. ასეთი სათბობი სისტემა რუსეთში პირველად გამოიყენეს 1875 წ., ქ. პეტერბურგში.



ნახ. 1.VII

ტრთან შედარებით აღნიშნულ ქვებში წყლის გაცხელების ცენტრი უმეტეს შემთხვევაში უფრო მაღლაა განლაგებული, ამიტომ წყლის ცირკულაცია ბინის ინდივიდუალურ სათბობ სისტემებში უმთავრესად ხდება მილსადენებში წყლის გაცხელების ხარჯზე.

ბინის ინდივიდუალური სათბობი სისტემების მილგაყვანილობის განლაგება მოცემულია 1.VII ნახაზზე. როგორც ამ ნახაზიდან ჩანს, ცხელი მაგისტრალი გაყვანილია სათავსის ქერის ქვეშ, უკუბიგისტრალი — იატაკის ქვეშ არხში, ან უშუალოდ იატაკთან სათბობი ხელსაწყოების ქვეშ. ცხელ მაგისტრალს ხრიან წყლის მოძრაობის მიმართულებით, ხოლო უკუბიგისტრალს — ქვებისაკენ. ამ დახრის სწორად შესრულებას დიდი მნიშ-



ნახ. 2.VII



ვნელობა აქვს, რადგანაც წყალი დახრილ მილებში თვითდინებით მოძრაობს და ხახუნზე წნევის დანაკარგი მცირდება.

მთავარ ცხელ დგარს უწყობენ თბური იზოლაციას, დანარჩენ დგარებს თბური იზოლაციის გარეშე ტოვებენ.

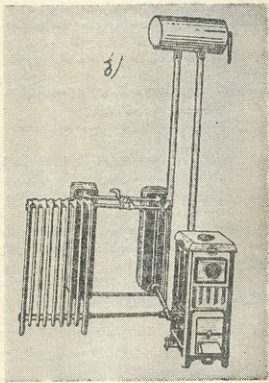
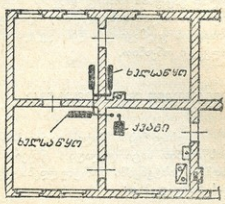
აღნიშნულ სისტემებში სათბობი ხელსაწყოების ხურების ფართის განსაზღვრისას მხედველობაში უნდა მივიღოთ მილსადენის მიერ გამოყოფილი სათბოს რაოდენობა, რომლის სიდიდეც შემდეგნაირად განისაზღვრება: ა) იატაკთან განლაგებული უკუმბაგისტრალური მილკაყვანილობიდან—75%; ბ) ვერტიკალური დგარებიდან—50%; გ) ქერს ქვეშ გაყვანილი ცხელი მაგისტრალიდან—25%.

ხშირად უკუმბაგისტრალის გაყვანა იატაკთან არ ხერხდება. ამ შემთხვევაში უკუმბაგისტრალი გაჰყავთ ქერქვეშ ცხელ მაგისტრალთან ისე, როგორც ნახვევებია 2.VII ნახაზზე.

მილსადენის სიგრძის შემცირების მიზნით მიზანმეწონილის სათბობი ხელსაწყოების განლაგება შიგა კედლებთან (იხ. ნახ. 3.VII). ამ სქემის გამოყენებისას სათბობი ხელსაწყოები შეიძლება იატაკის დონიდან ავწიოთ 0,3—0,4 მ, რაც საცირკულაციო წნევის გაზრდის საშუალებას იძლევა.

როგორც ზემოთ განხილული სქემებიდან ჩანს, ბინის ინდივიდუალურ სათბობ სისტემებში თბური გენერატორი და სათბობი ხელსაწყოები თითქმის ერთ დონეზეა განლაგებული. შეიძლება გვეჩინდეს ისეთი შემთხვევაც, როდესაც სათბობი ხელსაწყოს შუალერძი უფრო დაბლა იყოს, ვიდრე ქვაბში წყლის გაცელების დონე. ბინის ინდივიდუალურ სათბობ სისტემებში ქვაბში წყლის

ა)



ნახ. 3.VII

გაცხელების დონედ მიიღება არა ქვების შუალერძი (როგორც სხვა წყლით სათბობ სისტემებში), არამედ ის დონე, რომელიც ცეცხლიდან 0,15 მ-ით ზემოთაა განლაგებული (ვინაიდან აქ ხდება წყლის ინტენსიური გაცხელება).

გათბობის სისტემის შევსება ხდება წყალსადენის ხაზიდან, რისთვისაც სისტემის უკუმავისტრალი მილით მიერთებულია წყალსადენთან. აღნიშნულ შესაერთებელ მილზე დაყენებულია ონკანი, რომელიც იკეტება სისტემის წყლით გავსების (რასაც ვიგებთ საფართოებელ ჭურჭელზე მიერთებული სასიგნალო მილის საშუალებით) შემდეგ. სათბობი სისტემის წყლისაგან დატლისათვის უკუმავისტრალის ყველაზე დაბალ წერტილში უნდა დაყენოთ მილყელი ონკანი.

## სამიკაუდახიო ნაპის განსაზღვრა

§ 55

მილსადენებში წყლის გაცივების შედეგად წარმოქმნილი წნევის გათვალისწინებით საცირკულაციო წნევის სიდიდის განსაზღვრა ინდივიდუალურ სათბობ სისტემებში ხორციელდება ქვემოთ მოყვანილი ემპირიული ფორმულის საშუალებით:

$$H = bh(l_0 + h) \pm h_1(\gamma_{00} - \gamma_{0}) \text{ კგ/მ}^2, \quad (1.7)$$

სადაც  $b$  უგანზომილებო კოეფიციენტი, რომელსაც შემდეგი მნიშვნელობები აქვს: როდესაც მთავარ დგარს გაკეთებული აქვს თბური იზოლაცია, ხოლო დანარჩენ მილებს—არა,  $b=0,4$ ; როცა თბური იზოლაცია გაკეთებული აქვს მთავარ დგარს და უკუმავისტრალს —  $b=0,36$ ; როდესაც სისტემის ყველა მილს აქვს თბური იზოლაცია— $b=0,16$ ;

$h$  — ცხელი მაგისტრალის განლაგების სიმაღლე ქვებში წყლის გაცხელების დონიდან, მ-ობით;

$l_0$  — მანძილი განსახილველი დგარიდან ქვების ვერტიკალურ ღერძამდე მ-ობით;

$h_1$  — ვერტიკალური მანძილი სათბობი ხელსაწყოს შუა ღერძიდან ქვებში წყლის გაცხელების დონემდე მ-ობით თუ სათბობი ხელსაწყოს ღერძი ქვებში წყლის გაცხელების დონეზე უფრო მაღლაა განლაგებული, მაშინ აიღება პლუს ნიშნით, ხოლო როდესაც ხელსაწყოს ღერძი ქვებში წყლის გაცხელების დონეზე დაბლაა, მაშინ—მინუს ნიშნით.

სათბობ ხელსაწყობში წყლის ტემპერატურულ ვარდნილად ვიღებთ  $\Delta t = 20^\circ$ .

თუ ცხელი წყალი  $+95^\circ$ -დან ცივდება  $+75^\circ$ -მდე, მაშინ მისი კუთრი წონა გაიზრდება სიდიდით:

$$\gamma_{75} - \gamma_{95} = 974,84 - 961,92 = 12,92 \text{ კგ/მ}^3.$$

ვინაიდან  $\Delta t = 20^\circ$ , ამიტომ წყლის კუთრი წონის შემცირება სათბობ ხელსაწყოში შეადგენს:

$$\Delta \gamma = \frac{12,92}{20} = 0,64 \text{ კგ/მ}^3.$$

თუ მიღებულ სიდიდეებს ჩავსვამთ 1.7 ფორმულაში, მივიღებთ უფრო მარტივ ფორმულას:

$$H = bh(l_0 + h) \pm 0,64h_1 \Delta t \text{ კგ/მ}^2. \quad (2.7)$$

1.7 ან 2.7 ფორმულებით გამოთვლილი საცირკულაციო წნევის სიდიდის 50% აიღება ადგილობრივი წინაღობების გადასალახავად, ხოლო დარჩენილი 50%-დან განსაზღვრავენ რგოლის ყოველ ერთ გრძივ მეტრზე წნევის შესაძლო დანაკარგს ხახუნზე ( $R$ -ს) მიღების დიამეტრების შერჩევა ხდება ისევე, როგორც ბუნებრივი ცირკულაციის მქონე ორბილოვანი წყლით გაბზობ სისტემებში.

განვიხილოთ ბინის ინდივიდუალური გაბზობი სისტემის საცირკულაციო წნევის სიდიდის განსაზღვრის მაგალითი.

**მაგალითი:** განვსაზღვროთ საცირკულაციო წნევის სიდიდე შემთხვევისათვის, როდესაც: ცხელი წყლის ტემპერატურა  $\tau_{06} = 95^\circ$ ; სათბონ ხელსაწყოში წყლის ტემპერატურული ვარდნილი  $\Delta t = 20^\circ$ ; თბური იზოლაცია მოწყობილ აქვს მართო მთავარ დგარს ( $b = 0,4$ ); ჰორიზონტალური მანძილი განსახილველი ღვარიდან ქვაბის ვერტიკალურ ღერძამდე  $l_0 = 12,0$  მ; ცხელი მაგისტრალი ქვაბში წყლის გაცხელების დონიდან დაშორებულია  $h = 3,0$  მ-ით; სათბობი ხელსაწყოს შუა ღერძი ქვაბში წყლის გაცხელების დონეზე ( $h_1 = 0,1$  მ), მაღლაა განლაგებული;

ვიყენებთ 2.7 ფორმულას:

$$H = 0,4 \cdot 3,0(12 + 3) + 0,64 \cdot 0,1 \cdot 20 = 19,28 \text{ კგ/მ}^2.$$

იმავს მივიღებთ, თუ გამოთვლას ვაწარმოებთ 1.7 ფორმულით.

## გვაგოვანი წყლით სათბობი სისვამები

გვაგოვანი წყლით სათბობი სისვამების გამოყენების აკადემიური მოქმედების პრინციპი

§ 56

როგორც ზემოაღნიშნული მასალიდან ვიცით, საციკლაციო წნევა გრავიტაციულ სათბობ სისტემებში მცირე სიდიდისაა. ამიტომ იმ სისტემებში, რომლებსაც დიდი განაწილების მილსადენები აქვთ, მარტო გრავიტაციული წნევის გამოყენება ეკონომიურად მიზანშეუწონელია, რადგანაც ასეთ შემთხვევაში დიდი დიამეტრის მილები დაგვიჭირდებოდა.

როგორც ვიცით, გრავიტაციული სისტემების გამოყენება რეკომენდებულია იმ შემთხვევებში, როდესაც ჰორიზონტალური მანძილი ქვედა სართულის უშორესი სათბობი ხელსაწყოდან ქვაბამდე არ აღემატება 50 მ და თუ ვერტიკალური მანძილი ამ სათბობი ხელსაწყოსა და ქვაბის ცენტრებს შორის სულ ცოტა 3 მეტრია, ან, თუ საანგარიშო რგოლის ყოველ 1 გრძივ მეტრზე ხახუნზე წნევის შესაძლო დანაკარგი სულ ცოტა 0,5 კგ/მ<sup>2</sup> სიდიდეა. იმ შემთხვევაში, როდესაც დასაგეგმარებელი სათბობი სისტემის საანგარიშო რგოლის მილსადენის ყოველ გრძივ მეტრზე, ხახუნის წნევის შესაძლო დანაკარგი მცირე სიდიდისაა (ნაკლებია 0,5 კგ/მ<sup>2</sup>ზე), მაშინ გრავიტაციული ცირკულაციის სათბობი სისტემის ნაცვლად იყენებენ ტუმბოვანი ცირკულაციის გამოთბობ სისტემებს. ტუმბოვან სათბობ სისტემებში წყლის მილებში გადაადგილება, გრავიტაციული სისტემებისაგან განსხვავებით, ხორციელდება არა მარტო ბუნებრივი ცირკულაციის ხარჯზე, არამედ უმთავრესად ტუმბოს მიერ შექმნილი წნევის ხარჯზე.

ტუმბოვანი სისტემები გამოიყენება აგრეთვე იმ შემთხვევებში, როდესაც გასათბობი შენობა წინააღმდეგობრივია ან შემდეგში უნდა მიუერთდეს თბოქსელს, ან თუ ერთი საქვაბე ემსახურება რამდენიმე შენობას.

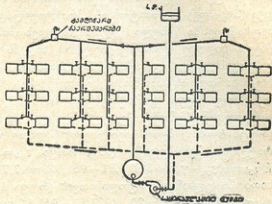
ტუმბოვან სისტემებში ტუმბოს აყენებენ საქვაბებში ქვაბის წინ უკუმაგისტრალის შემკრებ უბანზე.

ტუმბოვანი სისტემების მოქმედების დიდმა რაღიუსმა და საჭირო მილსადენების მცირე დიამეტრებმა განაპირობა ის, რომ ამჟამად საბჭოთა კავშირში ეს სისტემები გათბობის (წყლით სათბობ სისტემებში) უმთავრეს სახეობად ითვლება. ისინი შეიძლება ერთ- ან ორმილოვანი იყოს, წყლის ზემო და ქვემო განაწილებით.



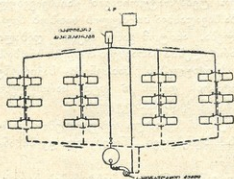
გრავეტაციული სისტემებისაგან განსხვავებით, ტუმბოვან სისტემებში საფართოებელი ჭურჭლის მიერთება სისტენასთან, როგორც წესი, ხორციელდება არა ზედა ცხელ მაგისტრალთან, არამედ უკუმაგისტრალთან ტუმბოს შემოვლი მილყელის წინ. გარდა ამისა, ცხელი მაგისტრალი ტუმბოვან სისტემებში მთავარი დგარიდან დანარჩენი დგარებისაკენ გადის შემალღობით ცხელი წყლის მოძრაობის მიმართულებით (იხ. ნახ. 1.VIII) და უმაღლეს წერტილში აკეთებენ ჰაერშემკრებს ან ავტომატურ ჰაერგამყვანს. ცხელი მაგისტრალის

ამგვარად გაყვანა იმით არის განპირობებული, რომ ტუმბოვან სისტემებში წყლის მოძრაობის სიჩქარე აღწევს 1—1,5 მ/წმ ანუ ვაცილებით მეტა წყლიდან ჰაერის გამოყოფის სიჩქარისა (რომელიც 0,2 მ/წმ, ტოლია) და იმისათვის, რომ ჰაერის ბუშტულები წყლის ნაკადმა არ წარიტაცოს ცხელ დგარებში. ტუმბოვან სისტემებში, როგორც წესი არ დაიშვება წყლის და ჰაერის შემხვედრი მოძრაობა (იხე, როგორც ამას ადგილი აქვს გრავეტაციულ სისტემებში). გამონაკლის წარმოადგენს ის შემთხვევა, როდესაც სისტემიდან ჰაერის გაყვანა ხორციელდება გამდინარე ცენტრალური ჰაერშემკრების საშუალებით (იხ. ნახ. 2.VIII). ამ შემთხვევაში ჰაერშემკრებიდან ცხელი მაგისტრალი შეიძლება გაყვანილ იქნეს დახრით (ცხელი დგარებისაკენ). მაგისტრალის ასეთი გაყვანა დასაშვებია იმიტომ, რომ წყლიდან ჰაერის უმთავრესი ნაწილის გამოყოფა ხდება ჰაერშემკრებში.



ნახ. 1.VIII

სამშენებლო ნორმების თანახმად, წნევის დანაკარგები წყლის ტუმბოვან სისტემებში განისაზღვრება: თბომცველის მოძრაობის ზღვრული სიჩქარიდან (იხ. დანართი X), ცალკეული რგოლების წნეების ჰიდრაულიკური დანაკარგების შესაძლო შეთანხმებულიდან და ტექნიკურ-ეკონომიური მოსაზრებებიდან გამომდინარე.



ნახ. 2.VIII

ტუმბოს მიერ შექმნილი ოპტიმალური წნევის შერჩევა ხდება მხოლოდ დიდი მოცულობის შენობების სათბობი სისტემების დაპროექტებისას. ჩვეულებრივი შემთხვევებისთვის კი ტუმბოს მიერ შექმნილი საანგარიშო წნევა პრაქტიკულად მიიღება 1000—1500 კგ/მ<sup>2</sup> ფარგლებში. პროფ. ვ. ჩაპლინის რეკომენდაციით, ტუმბოს მიერ შექმნილი წნევის სიდიდის შერჩევა უნ-

და პრაქტიკულად მიიღება 1000—1500 კგ/მ<sup>2</sup> ფარგლებში. პროფ. ვ. ჩაპლინის რეკომენდაციით, ტუმბოს მიერ შექმნილი წნევის სიდიდის შერჩევა უნ-

და მოხდეს იმ პირობით, რომ საანგარიშო რგოლის ყოველ 1 გრძელ მეტრზე გვქონდეს 10 კგ/მ<sup>2</sup> წნევის დანაკარგი.

ტუმბოვანი სისტემების მილსადენებში წყლის გადაადგილებაზე, გარდა ტუმბოს მიერ შექმნილი წნევისა, გავლენას ახდენს აგრეთვე სისტემაში წარმოქმნილი ბუნებრივი (გრაფიტაციული) საციკულაციო წნევა და ამიტომ ეს სიდიდე მხედველობაში უნდა იყოს მიღებული სისტემის მილსადენის ანგარიშისას.

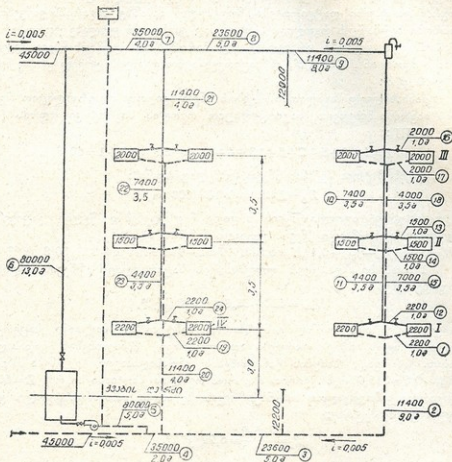
ბუნებრივი წნევის სიდიდე ტუმბოს მიერ შექმნილ წნევასთან შედარებით სისტემის ქვედა სართულის სათბობი ხელსაწყოებისათვის მცირე სიდიდეა (5%-მდე) და ამიტომ ეს პრაქტიკულად გავლენას არ ახდენს სათბობ ხელსაწყოებში შესული წყლის რაოდენობის გაზრდაზე; მაგრამ ბუნებრივი წნევის სიდიდე შესაძინე გავლენას ახდენს ზედა სართულების სათბობ ხელსაწყოებში წყლის განაწილებაზე, რადგანაც ორმილოვან სისტემებში სხვადასხვა სართულის სათბობი ხელსაწყოების საციკულაციო რგოლებისათვის ბუნებრივ წნევას განსხვავებული მნიშვნელობები აქვს. მაგალითად, ექვსსართულიანი შენობის ქვედა სართულის სათბობი ხელსაწყო რგოლისათვის (როცა  $h=3$  მ) ბუნებრივი წნევის სიდიდე გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურის შემთხვევაში (ანუ, როცა  $t_{\text{გ}}=95^{\circ}$  და  $t_{\text{გ}}=70^{\circ}$ ) ტოლი იქნება  $H_{\text{ბუნ}}^I = h(\gamma_{70} - \gamma_{95}) = 3(977,81 - 961,92) = 47,7$  კგ/მ<sup>2</sup>, ხოლო მეექვსე სართულის სათბობი ხელსაწყო რგოლისათვის (როცა  $h=20$  მ ბუნებრივი წნევის სიდიდე ტოლი იქნება  $H_{\text{ბუნ}}^I = 20(977,81 - 961,92) \approx 320$  კგ/მ<sup>2</sup>.

როგორც ვიცი, გათბობის სეზონის განმავლობაში გარე ჰაერის ტემპერატურის მერყეობის დიაპაზონი დიდია, რაც იწვევს ბუნებრივი წნევის სიდიდის მერყეობასაც. მაგალითად, თუ გარე ჰაერის ტემპერატურა ისეთია, რომ სისტემაში მისაწოდებელი წყლის ტემპერატურა  $t_{\text{გ}}=50^{\circ}$ , ხოლო დაბრუნებული წყლის ტემპერატურა კი  $t_{\text{გ}}=40^{\circ}$ , მაშინ პირველი სართულის განთბობი ხელსაწყო რგოლისათვის ბუნებრივი წნევის სიდიდე იქნება  $H_{\text{ბუნ}}^I = 3(\gamma_{40} - \gamma_{50}) = 3(992,24 - 988,07) = 12,5$  კგ/მ<sup>2</sup>, ხოლო მეექვსე სართულისათვის კი  $H_{\text{ბუნ}}^I = 20(992,24 - 988,07) = 83,4$  კგ/მ<sup>2</sup> ბუნებრივი წნევის სიდიდის ასეთი მერყეობა იწვევს სათბობი სისტემის რეგულირების დარღვევას. ამის შედეგად (გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურისაგან განსხვავებულ ტემპერატურების შემთხვევებში) მოხდება სხვადასხვა სართულის სათბობ ხელსაწყოებში შემაჯალი წყლის გადაანაწილება. ამიტომ გარე ჰაერის დაბალი ტემპერატურის დროს შენობის ზედა სართულების სათავსები მიიღებს სითბოს ზედმეტ რაოდენობას, ხოლო ქვედა სართულების სათავსები—საჭიროზე ნაკლებს: გარე ჰაერის მაღალი ტემპერატურის დროს კი ქვედა სართულები აღმოჩნდება უკეთეს მდგომარეობაში, ვიდრე ზედა სართულები.

იმისათვის, რომ შევამციროთ სისტემის შესაძლო რეგულირების დარღვევა, ორმილოვან ტუმბოვან სისტემებში ბუნებრივი წნევის სიდიდე მიზანშეწონილია ავიღოთ მაქსიმალურის—50%.

გარდა ბუნებრივი წნევისა, ორმილოვანი ტუმბოვანი სისტემების საციკულაციო წნევის განსაზღვრისას მხედველობაში უნდა მივიღოთ იმ წნევის სიდიდე, რომელიც წარმოიშობება მილსადენებში წყლის გაცივების შედეგად. ამ წნევის სიდიდე აიღება V თავში მოცემულ 1.V ცხრილიდან შემასწორებელი კოეფიციენტით (0,4). ამ კოეფიციენტის შეყვანა იმით არის გამოწვე-

ული, რომ ტუმბოვანი სისტემებში, ბუნებრივ სისტემებთან შედარებით, მი-  
 ლებში წყლის გაცივება ნაკლებად ხდება, რადგანაც ამ სისტემებში მილბინის  
 დიამეტრები ნაკლებია, ხოლო მათში წყლის მოძრაობის სიჩქარე კი დიდი.



ნახ. 3.VIII

ამრიგად, ორმილოვანი ტუმბოვანი წყლის სათბობი სისტემის საცირ-  
 კულაციო წნევის განსასაზღვრავად გვაქვს შემდეგი ფორმულა;

$$H_{საყ} = H_{\delta} + 0,5h(\gamma_{საყ} - \gamma_{სა}) + 0,4\Delta H \text{ კგ/მ}^2, \quad (1.8)$$

სადაც  $H_{\delta}$  ტუმბოს მიერ შექმნილი წნევაა კგ/მ<sup>2</sup>-ობით (აიღება 1000—1500 კგ/მ<sup>2</sup>  
 ან საანგარიშო რგოლის ყოველ გრძელ მეტრზე 10 კგ/მ<sup>2</sup>, ე. ი.  
 $H_{\delta} = L \cdot 10$  კგ/მ<sup>2</sup>).

$h$  — საანგარიშო რგოლის სათბობ ხელსაწყოსა და ქვაბის ცენტრებს  
 შორის არსებული ვერტიკალური მანძილი მ-ობით;  
 $\Delta H$  — მილსადენებში წყლის გაცივების შედეგად წარმოშობილი წნევა  
 კგ/მ<sup>2</sup>-ობით (აიღება 1. V ცხრილიდან).

ტუმბოვანი სათბობი სისტემების მილსადენებს ანგარიშობენ ისევე, რო-  
 გორც ბუნებრივი ცირკულაციის სათბობ სისტემებს. საანგარიშო ბლანკის ფორმა  
 და მასში ანგარიშით მიღებული შედეგების შეტანის თანმიმდევრობაც იგივეა.

ჩანეთაროთ 3.VIII ნახაზზე მოცემულ ორმილოვანი ტუმბოვანი სისტემის გაანგარიშება.

მაგალითი. ცხელი წყლის ტემპერატურა  $t_{\text{ცხ}}=95^{\circ}$ , ცივი წყლის ტემპერატურა კი  $t_{\text{ცივ}}=70^{\circ}$ . გამთბობი სისტემის ცალკეული უბნების ნომრები, სიგრძე და თბური დატვირთვები მოცემულია ნახაზზე. ანგარიშს ვიწყებთ I სათბობი ხელსაწყოს რგოლიდან, რადგანაც ეს რგოლი ყველაზე უფრო გრძელია და ე. ი. ყველაზე არახელსაყრელ პირობებშია. ტუმბოს წნევა შეგვიძლია ავიღოთ ან 1000 კგ/მ<sup>2</sup>, ან საცირკულაციო რგოლის ყოველ გრძივ მეტრზე 10 კგ/მ<sup>2</sup>.

განსახილველ მაგალითში ტუმბოს წნევა ავიღოთ საცირკულაციო რგოლის სიგრძის მიხედვით. საცირკულაციო რგოლის სიგრძე კი უდრის (იხ. ნახ. 3.VIII):

$$L=1+9+5+2+5+13+4+5+8+3,5+3,5+1=60 \text{ მ,}$$

ე. ი. ტუმბომ უნდა შექმნას წნევა, რომელიც უდრის:

$$H_g=L \cdot 10=60 \cdot 10=600 \text{ კგ/მ}^2,$$

რგოლის გრავიტაციული წნევის სიდიდე მილსადენებში წყლის გაცივების შედეგად წარმოქმნილი წნევის გათვალისწინებით იქნება:

$$H=0,5h(\gamma_{\text{ცივ}}-\gamma_{\text{ცხ}})+0,4\Delta H=0,5 \cdot 3(977,81-961,92)+0,4 \cdot 25=33,8 \text{ კგ/მ}^2.$$

1 სათბობი ხელსაწყოს რგოლისათვის საცირკულაციო წნევის მთლიანი სიდიდე იქნება:

$$H_{\text{საგ}}=600+33,8=633,8 \text{ კგ/მ}^2.$$

როგორც ვიცი, ორმილოვან სათბობ სისტემებში მთლიანი საცირკულაციო წნევის 50% იხარჯება ადგილობრივი წინაღობების გადასახადად. ანალოგიურად, ხახუნის წინაღობების გადასახადად გვიქნება წნევა:  $633,8 \cdot 0,5=316,9 \text{ კგ/მ}^2$ . ვიცი, რომ რგოლის მთლიანი სიგრძე  $L=60 \text{ მ}$  შეგვიძლია გამოვთვალოთ ხახუნზე წნევის შესაძლო დანაკარგი რგოლის ყოველ 1 გრძივ მეტრზე:

$$R_1=\frac{316,9}{60}=5,27 \text{ კგ/მ}^2,$$

ვიცი, რომ წნევის საშუალო კუთრი დანაკარგი ხახუნზე  $R_1$  და წყლის ხარჯი, გამოხატული კკალ/სთ, ცხრილის (დანართი VI) ან ნომოგრამის (დანართი VII) საშუალებით ვპოულობთ რგოლის მიღების დიამეტრებს. ანგარიშის შედეგად მიღებული მნიშვნელობები შეგვაქვს საანგარიშო ბლანკში (იხ. ცხრილი 1.VIII).

ადგილობრივი წინაღობების კოეფიციენტების მნიშვნელობებს ვიღებთ 4.V ცხრილიდან.

ქვემოთ მოგვყავს 1 სათბობი ხელსაწყოს საცირკულაციო რგოლის უბნების ადგილობრივი წინაღობები:

#### № 1 უბანი

1 სათბობი ხელსაწყოს (რადიატორის) ნახევარი	$\zeta=1,0$
2. საბრუნე ჯვარედინი	$\zeta=3,0$
	<hr/>
	$\Sigma \zeta=4,0$



ტუმბოვანი სათბობი ხისტემის მილხაფენების ხანგარიშო ზღანკა

1	2	3	4	წინასწარი ანგარიში მონაცემები						საბოლოო ანგარიშის მონაცემები					
				5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
უბნების №№	თბური დატვირთვა კვად/სთ. როცა $\Delta t = 25^{\circ}$	თბური დატვირთვა კვად/სთ. როცა $\Delta t = 1^{\circ}$	უბნის სიგრძე l მ-ობით	მილის დიამეტრი d მმ-ობით	სიჩქარე v მ/წმ-ობით	ხაზუნა წვევის კუთრი დანაკარგი R კვ/მ <sup>2</sup> -ობით	წვევის დანაკარგი ხაზუნაზე Rl კვ/მ <sup>2</sup> -ობით	ადგილობრივი წინაღობათა ერთეულებს რიცხვი $\Sigma \lambda$	წვევის დანაკარგი ადგილობრივ წინააღმდეგობებზე $\Sigma Rl$ კვ/მ <sup>2</sup> -ობით	d მმ-ობით	v მ/წმ-ობით	R კვ/მ <sup>2</sup> -ობით	Rl კვ/მ <sup>2</sup> -ობით	$\Sigma \lambda$	$\Sigma Rl$ კვ/მ <sup>2</sup> -ობით

1	2200	81	15	0,126	2,1	21,1	4,0	2,2							
2	11400	456,9	25	0,224	3,2	24,8	2,0	4,9	20	0,36	11,5	100,8	2,5	16,2	
3	23600	944,5	25	0,469	14,0	70,0	1,0	11,0							
4	45000	1400,2	32	0,4	7,0	14,0	3,0	23,9							
5	80000	3200,5	50	0,414	4,5	22,5	2,75	23,0							
6	80000	3200,13	50	0,414	4,5	58,5	1,5	13,0							
7	35000	1400,4	32	0,4	7,0	28,0	1,5	12,0							
8	23800	944,5	25	0,49	14,0	70,0	1,0	11,0							
9	11400	456,8	25	0,224	3,2	25,6	2,5	7,0	20	0,36	11,5	92,0	2,5	16,2	
10	7400	246,3,5	20	0,24	5,0	17,5	2,0	5,74							
11	4400	176,3,5	20	0,14	1,7	6,0	2,0	1,95							
12	2200	88,1	15	0,126	2,1	2,1	6,5	5,0							
						$\Sigma Rl = 335,1$		$\Sigma \lambda = 12,1$							

წინასწარი ანგარიშით წვევის მთლიანი დანაკარგები უდრის  $\Sigma(Rl + \lambda) = 335,1 + 12,07 = 455,8$  კვ/მ<sup>2</sup>. საბოლოო ანგარიშის მონაცემებით წვევის მთლიანი დანაკარგი უდრის  $\Sigma(Rl + \lambda) = 617,4$  კვ/მ<sup>2</sup>.

წვევის სათადარიგო მარაგი იქნება  $\frac{633,8 - 617,4}{633,8} \cdot 100 \approx 3\%$

II სათბობი ზელსაწვევის რგოლი															
13	1500	60,1	15	0,087	1	1	6,5	2,6							
14	1500	60,1	15	0,077	1	1	4,0	1,6							
15	7000	280,4,5	20	0,22	4,5	15,7	2,0	4,4							
						$\Sigma Rl = 17,7$		$\Sigma \lambda = 9,04$							

$\Sigma(Rl + \lambda) = 26,74$  კვ/მ<sup>2</sup>; წვევის სათადარიგო მარაგი იქნება  $\frac{46,15 - 26,74}{47,15} \approx 43\%$

III სათბობი ზელსაწვევის რგოლი															
16	2000	80,1	15	0,118	1,8	1,8	6,5	4,5							
17	2000	80,1	15	0,118	1,8	1,8	4,0	2,8							
18	4000	160,3,5	15	0,233	7,0	24,5	2,0	5,3							
						$\Sigma Rl = 28,1$		$\Sigma \lambda = 12,6$							

$\Sigma(Rl + \lambda) = 40,7$  კვ/მ<sup>2</sup>; წვევის სათადარიგო მარაგი იქნება  $\frac{74,95 - 40,7}{74,95} \approx 45\%$

IV სათბობი ზელსაწვევის რგოლი															
19	2200	88,1,0	15	0,126	2,1	2,1	4	2,2							
20	11400	456,4,0	20	0,36	11,5	46,0	2,5	16,2							
21	11400	456,4,0	20	0,39	11,5	46,0	2,5	16,2							
22	7400	296,3,5	15	0,436	26,0	9,0	2,0	14,3							
23	4400	176,3,5	15	0,55	9,0	31,5	2,0	6,3							
24	2200	88,1,0	15	0,126	2,1	2,1	6,5	5,2							
						$\Sigma Rl = 218,7$		$\Sigma \lambda = 65,4$							

$\Sigma(Rl + \lambda) = 2,87 + 65,4 = 284,1$  კვ/მ<sup>2</sup>; წვევის სათადარიგო მარაგი იქნება  $\frac{432,5 - 284,1}{432,5} \approx 34\%$

$\frac{432,5}{432,5} \approx 34\%$



№ 2 უბანი

- |  |                   |
|--|-------------------|
| 1. 90°-იანი სარინი, როცა $d=25$ მმ                 | $\zeta=1,0$       |
| 2. მეორე და მესამე უბნებს შორის გასასვლელი სამკაბი | $\zeta=1,0$       |
|  | <hr/>             |
|  | $\Sigma\zeta=2,0$ |

№ 3 უბანი

- |                       |             |
|-----------------------|-------------|
| 1. გასასვლელი სამკაბი | $\zeta=1,0$ |
|-----------------------|-------------|

№ 4 უბანი

- |                       |             |
|-----------------------|-------------|
| 1. სამკაბი წინაღედნზე | $\zeta=3,0$ |
|-----------------------|-------------|

№ 5 უბანი

- |   |                         |
|---|-------------------------|
| 1. 2 ცალი 90°-იანი სარინი, როცა $d=50$ მმ | $\zeta=2 \cdot 0,5=1,0$ |
| 2. საკვალთი, როცა $d=50$ მმ               | $\zeta=0,5$             |
| 3. ქვაბში შესვლა (ქვაბის ნახევარი)        | $\zeta=1,25$            |
|   | <hr/>                   |
|   | $\Sigma\zeta=2,75$      |

№ 6 უბანი

- |  |                   |
|--|-------------------|
| 1. ქვაბიდან გამოსვლა (ქვაბის ნახევარი) | $\zeta=1,0$       |
| 2. საკვალთი როცა $d=50$ მმ             | $\zeta=0,5$       |
|  | <hr/>             |
|  | $\Sigma\zeta=1,5$ |

№ 7 უბანი

- |                    |             |
|--------------------|-------------|
| 1. საბრუნე სამკაბი | $\zeta=1,5$ |
|--------------------|-------------|

№ 8 უბანი

- |                       |             |
|-----------------------|-------------|
| 1. გასასვლელი სამკაბი | $\zeta=1,0$ |
|-----------------------|-------------|

№ 9 უბანი

- |                       |                   |
|-----------------------|-------------------|
| 1. გასასვლელი სამკაბი | $\zeta=1,0$       |
| 2. უცეხადი გაფართოება | $\zeta=1,0$       |
| 3. უცეხადი შევიწროება | $\zeta=0,5$       |
|                       | <hr/>             |
|                       | $\Sigma\zeta=2,5$ |

№ 10 უბანი

- |                       |             |
|-----------------------|-------------|
| 1. ჯვარედი გასასვლელი | $\zeta=2,0$ |
|-----------------------|-------------|

№ 11 უბანი

- |                       |             |
|-----------------------|-------------|
| 1. ჯვარედი გასასვლელი | $\zeta=2,0$ |
|-----------------------|-------------|

№ 12 უბანი

- |  |                   |
|--|-------------------|
| 1. საბრუნე სამკაბი                           | $\zeta=1,5$       |
| 2. ორმაგი რეგულირების ონკანი, როცა $d=15$ მმ | $\zeta=4,0$       |
| 3. სათბობი ხელსაწყო (რადიატორი) ნახევარი     | $\zeta=1,0$       |
|  | <hr/>             |
|  | $\Sigma\zeta=6,5$ |

ცალკეული უბნებისათვის მიღებულ ადგილობრივ წინაღობათა მნიშვნელობების ( $\Sigma\zeta$ ) შესაბამისი წნევის დანაკარგებს (უბნებში წყლის მოძრაობის სიჩქარის  $v$  გათვალისწინებით) ვსაზღვრავთ დანართში მოცემული VIII ცხრილის საშუალებით და მიღებული მნიშვნელობები შეგვაქვს საანგარიშო ბლანკში (1.VIII ცხრილში).

მილსადენების დიამეტრების წინასწარი შერჩევის შედეგად მივიღეთ რომ წნევის მთლიანი დანაკარგი განსახილველ რგოლში შეადგენს

$$\Sigma(Rl + z) = 335,1 + 120,7 = 455,8 \text{ კგ/მ}^2,$$

რაც გაცილებით ნაკლებია საცირკულაციო წნევაზე, რომელიც, როგორც ვიცით, ტოლია  $H_{\text{სა}} = 633,8 \text{ კგ/მ}^2$ , ამიტომ ვცვლით მიღების დიამეტრებს (ვაშკირებთ მათ, ე. ი. ვზარდით წნევის დანაკარგებს) № 2 და 9 უბნებზე და მიღებული შედეგები შეგვაქვს 1.VIII ცხრილის „საბოლოო ანგარიშის მონაცემების“ სვეტებში. საბოლოო ანგარიშით რგოლში წნევის დანაკარგი ტოლია 617,4 კგ/მ<sup>2</sup>. წნევის სათადარიგო მარაგი იქნება 3%.

გადავდივართ II სათბობი ხელსაწყოს რგოლის ანგარიშზე.

ამ რგოლს უბნები 2÷10 საერთო აქვს I ხელსაწყოს რგოლთან. II ხელსაწყოს დამატებითი უბნებია 13, 14 და 15, რომლებშიც წნევის დანაკარგები ტოლი უნდა იყოს I ხელსაწყოს რგოლის 11, 12 და 1 უბნების წნევების დანაკარგისა და I და II სათბობ ხელსაწყოებს შორის არსებული ბუნებრივი წნევის სხვაობის ჯამისა.

როგორც ვიცით, წნევის დანაკარგები I ხელსაწყოს რგოლის 11, 12 და 1 უბნებზე შეადგენს 19,35 კგ/მ<sup>2</sup>-ს (იხ. ცხრილი 1.VIII).

I სათბობ ხელსაწყოსთან შედარებით II სათბობი ხელსაწყოს ბუნებრივი წნევა იზრდება სიდიდით:

$$H_{\text{პნ}} = 0,5 \cdot 3,5(977,81 - 961,92) = 27,8 \text{ კგ/მ}^2,$$

ამრიგად, წნევის მთლიანი სიდიდე II ხელსაწყოს რგოლის 13, 14 და 15 უბნებისათვის იქნება:

$$H = 19,35 + 27,8 = 47,15 \text{ კგ/მ}^2.$$

ამ სიდიდიდან 50%-ს ვტოვებთ ადგილობრივ წინაღობების გადასალახავად და ვსაზღვრავთ წნევის შესაძლო კუთრ დანაკარგს ხახუნზე 13, 14 და 15 (რომელთა საერთო სიგრძეც 5,5 მ ტოლია) უბნებზე:

$$R_{\text{II}} = \frac{47,15 \cdot 0,5}{5,5} \approx 4,3 \text{ კგ/მ}^2$$

მიღებული  $R_{\text{II}}$ —სიდიდის მიხედვით ადრე ჩატარებული გაანგარიშების ანალოგიურად ვსაზღვრავთ 13, 14 და 15 უბნების მილსადენების დიამეტრებს, შედეგები შეგვაქვს 1.VIII ცხრილში. როგორც ამ ცხრილიდან ვხედავთ, 13, 14 და 15 უბნებზე იხარჯება წნევა, რომელიც უდრის 26,74 კგ/მ<sup>2</sup>, ე. ი. წნევათა შეუსაბამობა I და II სათბობ ხელსაწყოების რგოლში იქნება:

$$100 \cdot \frac{47,15 - 26,74}{47,15} = 43\%,$$

ამ კარბი წნევის ჩახშობა უნდა მოვახდინოთ II სათბობ ხელსაწყოსთან დაყენებული ონკანის მეტად დაკეტვით.

გადავდივართ III სათბობი ხელსაწყოს რგოლის ანგარიშზე. ამ რგოლში საანგარიშო გვაქვს 16, 17 და 18 უბნები, რომლებშიც წნევის დანაკარგები უნდა იყოს I სათბობი ხელსაწყოს რგოლის 11, 12 და 1 უბნების წნევების დანაკარგისა და I და III სათბობ ხელსაწყოებს შორის არსებული ბუნებრივი წნევის სხვაობის ჯამისა.

11, 12, და 1 უბნებზე წნევის დანაკარგები ტოლია 19,35 კგ/მ<sup>2</sup>. (იხ. 1.VIII ცხრილი) I სათბობ ხელსაწყოსთან შედარებით III სათბობი ხელსაწყოს ბუნებრივი წნევა იზრდება სიდიდით:

$$H_{\text{აფ}} = 0,5 \cdot 7,0 (977,81 - 961,92) = 55,6 \text{ კგ/მ}^2.$$

ამრიგად, წნევის მთლიანი სიდიდე 16,17 და 18 უბნების წინაღობათა გადასალახავად ტოლი იქნება:

$$H = 19,35 + 55,6 = 74,95 \text{ კგ/მ}^2,$$

ვსაზღვრავთ წნევის შესაძლო კუთრ დანაკარგს ხახუნზე 16,17 და 18 უბნებისათვის (მათი სიგრძე 5,5 მეტრის ტოლია);

$$R_{\text{III}} = \frac{74,95 \cdot 0,5}{5,5} = 6,8 \text{ კგ/მ}^2.$$

მიღებული  $R_{\text{III}}$  სიდიდის მიხედვით ვსაზღვრავთ 16, 17 და 18 უბნების მილსადენების დიამეტრებს და შედეგები შეგვაქვს 1.VIII ცხრილში. როგორც ამ ცხრილიდან ჩანს, 16, 17 და 18 უბნებზე დახარჯული წნევის მთლიანი სიდიდე შეადგენს 40,7 კგ/მ<sup>2</sup>, ე. ი. წნევათა შეუთანხმებლობა I და III სათბობი ხელსაწყოების რგოლში იქნება:

$$100 \cdot \frac{74,95 - 40,7}{74,95} \approx 45\%,$$

რადგანაც მიღების დიამეტრების შეცვლა აღარ შეგვიძლია (მათი დიამეტრები წინმალურია,  $d = 15$  მმ), ამიტომ აქაც ამ ქარზე წნევას ჩახშობა უნდა მოვახდინოთ III ხელსაწყოსთან დაყენებული ონკანით.

გადავიდეთ IV სათბობი ხელსაწყოს რგოლის ანგარიშზე. ამ რგოლში დამატებით საანგარიშო გვაქვს 19, 20, 21, 22, 23 და 24 უბნები, რომელთა საერთო სიგრძე 17 მეტრია. შემოგანხილულის ანალოგიურად, ამ უბნებში წნევის დანაკარგები უნდა იყოს 8, 9, 10, 11, 12, 1, 2 და 3 უბნების წნევათა ჯამისა, როგორც, როგორც ვიცით, უდრას 432,5 კგ/მ<sup>2</sup> (იხ. ცხრილი 1. VIII).

ვსაზღვრავთ წნევის შესაძლო კუთრ დანაკარგს ხახუნზე:

$$R_{\text{IV}} = \frac{432,5 \cdot 0,5}{17} = 12,7 \text{ კგ/მ}^2,$$

მიღებული  $R_{\text{IV}}$  სიდიდის მიხედვით ვსაზღვრავთ 19-24 უბნების დიამეტრებს და ანგარიშის შედეგები შეგვაქვს 1.VIII ცხრილში.

როგორც ამ ცხრილის მონაცემებიდან ჩანს, I სათბობი და IV სათბობი ხელსაწყოების რგოლებს შორის წნევათა შეუთანხმებლობა უდრის

$$100 \cdot \frac{432,5 - 284,1}{432,5} \approx 34\%.$$

ამ ქარზე წნევის დახშობა მოკვიხდება ხელსაწყოებთან დაყენებული ონკანებით, რადგანაც მიღების დიამეტრების კიდევ უფრო შეტად შემცირება შეუძლებელია.

შემოგანხილულის ანალოგიურად ვანგარიშობთ სათბობი სისტემის ყველა სხვა საცირკულაციო რგოლებსაც.

ჩიხისებურ სათბობ სისტემებში (შემოგანხილული სისტემის ანალოგიურ სისტემებში) წნევის სათადარიგო მარაგი ქვაბთან ახლოს განლაგებული სათბობი ხელსაწყოების რგოლში, ცალკეულ შემთხვევებში შეიძლება ფრი-

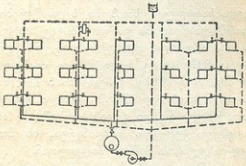




ად მნიშვნელოვანი სიდიდეები იყოს, რაც გამოიწვევს ზოგი სათბობი ხელსაწყოთა გადახურებას დანარჩენი ხელსაწყოების გაცივების ხარჯზე.

ამიტომ იმ შემთხვევებში, როდესაც რგოლებს შორის წნევათა სხვაობა აღემატება 25%-ს, ჩიხისებური ორმილოვანი სისტემების მოწყობა არ დაიშვება. ამ დროს უნდა გამოიყენოთ ისეთი სათბობი სისტემები, რომლებშიც ყველა საცირკულაციო რგოლს ერთნაირი სიგრძე ექნებათ.

4.VIII ნახაზზე ნაჩვენებია ორმილოვანი ტუმბოვანი სისტემა წყლის ქვემო განაწილებით. ამ სისტემებშიც, ისევე როგორც ტუმბოვან სისტემებში, წყლის ზემო განაწილებით, საფართობებელი ჭურჭლის მიერთება ხდება უკუმბოვანობის ტუმბოს შემწოვი მილყელის წინ. სისტემიდან ჰაერის გაყვანა ხორციელდება საჰაერო ხაზისა და ჰაერშემკრების საშუალებით, რომელიც განლაგებულია საჰაერო ხაზის გაყვანის დონეზე დაბლა. ჰაერშემკრების ასეთნაირად განლაგების შემთხვევაში სისტემაში წყლის დონე იქნება ჰაერშემკრებთან ჰაერგამყვანი ვერტიკალური მილის მიერთების დონემდე.

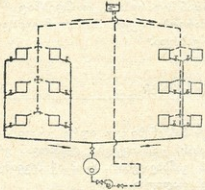


ნახ. 4.VIII

იმ შემთხვევაში, როდესაც ზედა სართულის სათბობ ხელსაწყოში ცხელი წყლის მიწოდება ხორციელდება სათბობი ხელსაწყოთა ქვედა ნაწილიდან, სისტემიდან ჰაერის გაყვანა შეიძლება მოხდეს ზედა სართულის სათბობ ხელსაწყოებზე დაკეცილი ჰაერგამყვანი ონკანების საშუალებით.

ასეთი ონკანების დაყენება დაიშვება საზოგადოებრივი და კომუნალური დანიშნულების შენობებში. საცხოვრებელ შენობებში, როგორც წესი, ჰაერის სისტემიდან გაყვანა უნდა მოხდეს ჰაერგამყვანი ხაზის საშუალებით.

ორმილოვან ტუმბოვან სისტემებში წყლის ქვედა განაწილებით, ისევე როგორც წყლის ბუნებრივი ცირკულაციის მქონე (შესაბამის) სისტემებში, მილსადენებში წყლის გაცივების შედეგად შექმნილი წნევა ნულის ტოლი იქნება და ამიტომ სისტემის საერთო საცირკულაციო წნევის გამოთვლისას ის მხედველობაში არ მიიღება.



ნახ. 5.VIII

რაც შეეხება ბუნებრივი (გრავეტაციული) წნევის სიდიდეს, ის მხედველობაში არ მიიღება მხოლოდ ქვედა სართულის სათბობი ხელსაწყოების საცირკულაციო რგოლების ანგარიშისას (იმისათვის, რომ პირველი სართულის

სათბობი ხელსაწყოებისათვის გვჭონდეს წნევის რალაც სათადარიგო მარაგი). დანარჩენი სხვა ზედა სართულების სათბობი ხელსაწყოების საცირკულაციო რგოლების ანგარიშისას მხედველობაში მიიღება გრავიტაციული წნევის ნახევარი.

ამრიგად, ორმილოვან ტუმბოვან სისტემებში წყლის ქვედა განაწილებით საერთო საცირკულაციო წნევის განსასაზღვრავად გვექნება ფორმულა:

$$H_{\text{საგ}} = H_{\delta} + 0,5H_{\text{სფ}} \text{ კგ/მ}^2, \quad (2.8)$$

სადაც  $H_{\delta}$  ტუმბოს მიერ შექმნილი წნევაა კგ/მ<sup>2</sup>-ობით;  
 $H_{\text{სფ}}$  — ბუნებრივი წნევის სიდიდე კგ/მ<sup>2</sup>-ობით და უდრის:

$$h(\gamma_{\text{სფ}} - \gamma_{\text{სხ}}) \text{ კგ/მ}^2.$$

როგორც ზემოთ აღვნიშნეთ, იმ შემთხვევებში, როდესაც ვანგარიშობთ ქვედა სართულის სათბობი ხელსაწყოების საცირკულაციო რგოლებს, (2.8) ფორმულა მიიღებს უფრო მარტივ სახეს:  $H_{\text{საგ}} = H_{\delta}$  კგ/მ<sup>2</sup>.

ორმილოვან სისტემებში წყლის ქვედა განაწილებით შეიძლება გვჭონდეს ისეთი შემთხვევა, როდესაც გაცივებული წყლის მაგისტრალი გადის სხვენზე ისე, როგორც ეს ნაჩვენებია 5.VIII ნახაზზე. როგორც ამ ნახაზიდან ვხედავთ სათბობ ხელსაწყოში ცხელი წყალი შედის ქვედა ნაწილიდან, ხოლო გაცივებული წყალი გადის ხელსაწყოს ზედა ნაწილიდან. ამ სქემაში საფართობი კურკელი გამდინარეა, ის მთავარი ჩასაცლელი დგარით მიერთებულია ტუმბოს შემწოვ მილყელთან.

განხილული სქემის უპირატესობა ის არის, რომ ასეთი სისტემიდან ადვილია ჰაერის გაყვანა (საფართობი კურკლის საშუალებით), რადგანაც წყალი და ჰაერი მოძრაობს ერთი მიმართულებით (ქვემოდან ზემოთ), ამ სისტემებში არ გვჭირდება სპეციალური ჰაერშემკრებების ან საჰაერო ონკანების დაყენება.

გამობობ ხელსაწყოში წყლის ქვემოდან ზემოთ მოძრაობის უარყოფითი მხარე ის არის, რომ ამ დროს მცირდება (6—8% -ით) ხელსაწყოს თბოვადანების კოეფიციენტი იმ სათბობ ხელსაწყოებთან შედარებით, რომლებშიც წყალი მოძრაობს ზემოდან ქვემოთ. ეს მდგომარეობა იწვევს იმას, რომ გვიხდება სათბობი ხელსაწყოების ხურების ფართის გაზრდა.

## შემაჯავებელი აკრძალვანი წყლით სათბობი სისტემები

§ 59

ყველა ის სქემა, რომლებიც ჩვენ მიერ ნაჩვენებია იყო აღრე გრავიტაციული ერთმილოვანი სისტემების განხილვისას, გამოიყენება ტუმბოვან ერთმილოვანი ცირკულაციის სისტემებშიც იმ განსხვავებით, რომ აქ შეგვიძლია ნებისმიერად გავზარდოთ მათი მოქმედების რადიუსი.

გამონაკლისს წარმოადგენს 6.VIII ნახაზზე მოცემული ერთმილოვანი ტუმბოვანი სათბობი სისტემა ცხელი და ცივი მაგისტრალის ქვედა გაყვანით, რომელიც გრავიტაციული სისტემების განხილვისას ნაჩვენებია არ გვჭონდა.

ამ სქემების გამოყენებისას უნდა ვიცოდეთ, რომ: ა) დგარზე სათბობი



ხელსაწყობის მიერთება ხდება ცალი მხრიდან, ბ) I დგარებში და მათზე მიერთებულ სათბობ ხელსაწყობში ცხელი წყალი მოძრაობს ქვემოდან ზემოთ, ხოლო II დგარებში ზემოდან ქვემოთ, გ) დგარების დაშორება ფანჯრის ლიობის კიდიდან უნდა იყოს 0,15 მ, დ) დგარების და მიმყვანების დიამეტრები აიღება ერთნაირი (20 მმ), ე) მიმყვანების სიგრძე მუდმივი სიდიდე და აიღება 0,3 მ, ვ) ქვედა ცხელი მაგისტრალი (მისი სიგრძის მიუხედავად) მზადდება 32 და 50 მმ დიამეტრის მილებისაგან.

6.VI ნახაზზე მოცემული გვაქვს ორი ა და ბ სქემა.

ა სქემაზე ნაჩვენებია შემთხვევა, როდესაც სათბობი ხელსაწყობის თბოცაცემის რეგულირებისათვის დგარებზე დაყენებული სამსკლიანი ონკანები, ხოლო ბ სქემაზე შემთხვევა, როდესაც იმავე მიზნებისათვის გამოყენებულია გადაადგილებული ზღუდარები და ორმაგი რეგულირების ონკანები.

დგარების ჰორიზონტალური უბნები გადის ან ზედა სართულის იატაკთან, ან იატაკში. მეორე შემთხვევაში ყველა შეერთება უნდა განხორციელდეს შედუღებით.

სისტემიდან ჰაერის გაყვანა ხდება ზედა სართულის სათბობ ხელსაწყობზე დაყენებული საჰაერო ონკანების საშუალებით.

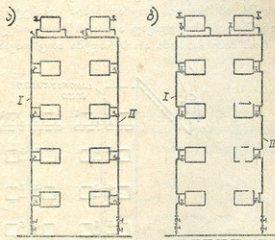
სისტემის თბური ანგარიში ტარდება ერთმილოვანი გამდინარე სისტემების ანგარიშის ანალოგიურად. ასეთ სისტემებში საკმაოდ რთულია (შრომატევადია)

სათბობი ხელსაწყობის ხურების ფართის განსაზღვრა. დგარებში წყლის ხარჯი და საანგარიშო შტოს წინააღმდეგობა იანგარიშება ზემოგანხილული ერთმილოვანი სისტემების ანგარიშის ანალოგიურად.

ერთმილოვან ტუმბოვან (ცენტრიკალურ) სისტემებში საერთო საციკლულაციო წნევის განსაზღვრა ხდება ფორმულით:

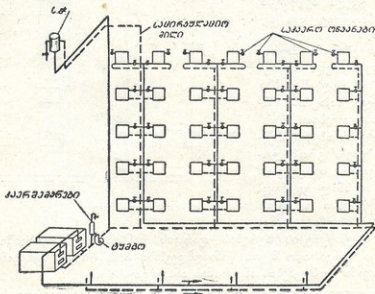
$$H_{საყ} = H_{\delta} + H_{აყ} + 0,4\Delta H \text{ კგ/მ}^2. \quad (3.8)$$

ერთმილოვანი ტუმბოვანი ჩიხისებური სისტემების გამოყენება დაიშვება იმ შემთხვევაში, თუ საანგარიშო საციკლულაციო რგოლებს შორის საციკლულაციო წნევათა სხვაობა არ აღემატება 15% ს. იმ შემთხვევაში, თუ აღნიშნულ წნევათა სხვაობა 15% ზე მეტია, ვიყენებთ ისეთ სათბობ სისტემებს, რომლებშიც ყველა საციკლულაციო რგოლს ერთნაირი სიგრძე აქვთ. ასეთი სათბობი სისტემები პირველად გამოიყენა პროფ. ვ. ჩაპლინმა და მას უწოდა სათბობი სისტემები ცხელი და ცივი წყლის პარალელური (თანამგზავრული) მოძრაობით.



ნახ. 6.VIII

ყველა ზემოგანხილული ტუმბოვანი წყლით სათბობი სისტემა მიეკუთვნება ე. წ. ჩიხისებურ სისტემებს. ასეთ სისტემებში ცხელი წყალი (ცხელ მაგისტრალში) და გაცივებული წყალი (უკუმბოვანი მაგისტრალში) მოძრაობს ერთმანეთის საწინააღმდეგ მიმართულებით. ჩიხისებურ სისტემებში საციკლაციო რგოლებს განსხვავებული სიგრძე აქვთ, ე. ი. მათი წინააღმდეგობების გადასალახავად საციკლაციო წნევის განსხვავებული სიდიდეები სჭირდებათ. ყველაზე უშორესი (ქვაბიდან) სათბობი ხელსაწყოს საციკლაციო რგოლს წინააღმდეგობათა გადასალახავად, ცხადია, საჭიროა წნევის მაქსიმალური სიდიდე, ხოლო უახლოესი სათბობი ხელსაწყოს საციკლაციო რგოლის წინააღმდეგობათა გადასალახავად—წნევის უმცირესი სიდიდე. იმისათვის, რომ ვაზარდონ წნევის დანაკარგები უახლოესი სათბობი ხელსაწყოს რგოლში, ამ რგოლის მილადენების დიამეტრებს იღებენ მინიმალური ზომისას, მაგრამ, მიუხედავად ამისა, ხშირად იადენი ქარბი წნევა რჩება რგოლში, რომ მისი ჩანშობა არ ხერხდება არც ონკანების საშუალებით. ისეთ შემ-



ნახ. 7.VIII

თხვევებში, ორდესაც ქარბი წნევა აღემატება 25% -ს, ორმილოვან და 15% -ს ერთმილოვან (ჩიხისებურ) სისტემებში რეკომენდებულია სათბობი სისტემების გამოყენება წყლის პარალელური (თანამგზავრული) მოძრაობით.

გამთბობი სისტემები წყლის პარალელური (თანამგზავრული) მოძრაობით შეიძლება იყოს ერთ- ან ორმილოვანი, წყლის ზემო და ქვემო განაწილებით.

7.VIII ნახაზზე ნაჩვენებია ორმილოვანი ტუმბოვანი სისტემა წყლის ქვემო განაწილებით და თანამგზავრული მოძრაობით. როგორც ნახაზიდან ჩანს, აქ ყველა საციკლაციო რგოლს ერთნაირი სიგრძე აქვს, რის შედეგადაც



მათში წნევის დანაკარგიც ერთნაირი იქნება, რაც, თავის მხრივ, განაპირობებს ყველა სათბობი ხელსაწყოთა თანაბრად გათბობას.

ვინაიდან ამ სისტემებში რგოლების სიგრძეები და წნევები ერთნაირია, ამიტომ შესაძლოა წნევის კუთრი დანაკარგი ხახუნზე ყველა რგოლებისათვის ერთი და იგივე სიდიდით იქნება და ამიტომ პრაქტიკულად არაერთნაირი მნიშვნელობა არა აქვს იმას, თუ რომელი სათბობი ხელსაწყოთა რგოლიდან დავიწყებთ მილსადენის ანგარიშს.

ანგარიში ტექნიკურად უფრო მიზანშეწონილია დავიწყოთ სისტემის შუა ადგილას განლაგებული დგარის ქვედა სათბობი ხელსაწყოდან. ამის შემდეგ ვიანგარიშოთ პირველი დგარის ქვედა სათბობი ხელსაწყო რგოლი, უკუმაგისტრალის ყველა უბნის ანგარიშის ჩათვლით და საბოლოოდ ვიანგარიშოთ ბოლო დგარის ქვედა სათბობი ხელსაწყო რგოლი ცხელი მაგისტრალის უბნების დიამეტრების ანგარიშის ჩათვლით. ამის შემდეგ საჭიროა ყველა დანარჩენი რგოლის ანგარიში. რგოლებში წნევის დანახარჯებს შორის განსხვავება ასეთ სისტემებში არ უნდა აღემატებოდეს  $5^0/_{\text{კმ}}$ .

სათბობ სისტემებში წყლის თანამგზავრული მოძრაობით საცირკულაციო რგოლების დიამეტრების არასწორად შერჩევის შემთხვევაში ცალკეულ რგოლებში შეიძლება ადგილი ჰქონდეს წყლის ცირკულაციას უკუმილსადენებიდან, ანუ გაცივებული წყალი დგარში დაიწყებს მოძრაობას ქვეშოდან ზემოთ. ასეთი მდგომარეობა შეიძლება იმ შემთხვევაში, როდესაც რომელიმე დგარის ცივ მაგისტრალთან მიერთების წერტილში ტუმბოს მიერ შექმნილი წნევა მეტი იქნება ამავე დგარის ცხელ მაგისტრალთან მიერთების წერტილთან შედარებით.

ზემოაღნიშნულის ნათელსაყოფად განვიხილოთ 8.VIII ნახაზზე ნაჩვენები სათბობი სისტემის სქემა. ტუმბოს მიერ შექმნილი წნევა იყოს  $H_{\text{ტ}} = 500$  კგ/მ<sup>2</sup>. სისტემის ცალკეულ უბნებზე წნევების დანაკარგები მოცემულია ნახაზზე.

განვსაზღვროთ ტუმბოს მიერ შექმნილი წნევის სიდიდე B და E წერტილებში.

დგარის ცხელ მაგისტრალთან მიერთების B წერტილში ის იქნება:

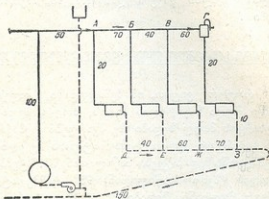
$$H_B = 500 - (100 + 50 + 70) = 280 \text{ კგ/მ}^2.$$

დგარის ცივ მაგისტრალთან მიერთების E წერტილში კი

$$H_E = 500 - (100 + 50 + 20 + 40) = 290 \text{ კგ/მ}^2.$$

ვინაიდან  $H_E < H_B$ , ამიტომ B—E დგარში წყალი შუვა ცივი მაგისტრალიდან, ანუ ადგილი ექნება წყლის უკუცირკულაციას. თუ განვიხილავთ წნევას B წერტილში ის იქნება:

$$H_B = 500 - (100 + 50 + 70 + 40) = 240 \text{ კგ/მ}^2$$



ნახ. 8.VIII

ჰ წერტილში კი

$$H_{HK} = 500 - (100 + 50 + 70 + 20 + 60) = 200 \text{ კგ/მ}^2.$$

ვინაიდან  $H_B > H_{HK}$ , ამიტომ B—ჰ დგარში წყალი იმოძრაებს სწორად—ზემოდან ქვემოთ. ასევე ნორმალური იქნება წყლის ცირკულაცია Γ—3 დგარშიც.

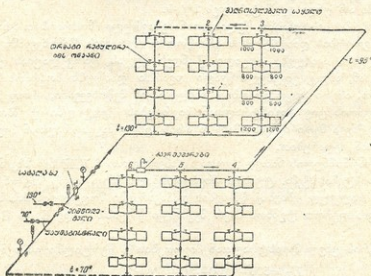
როგორც ვხედავთ, იმისათვის, რომ სწორად იქნეს გაანგარიშებული ყველა რგოლში წნევის დანაკარგები, საჭიროა მათი გაანგარიშება გულდასმით.

## სათბობი სისხვევები წყლის დენამრედიანობადი პერიოდით

§ 61

როგორც ვიცით, იმ შემთხვევაში, როდესაც სათბობ ხელსაწყოში ცხელი წყალი ქვედა ნაწილიდან შედის, ხოლო ზედა ნაწილიდან გამოდის, სათბობი ხელსაწყო მთელ ზედაპირზე მყარდება ტემპერატურა, რომელიც ხელსაწყოდან გამოსული წყლის ტემპერატურის ტოლია. მაგალითად, თუ გამთბობ ხელსაწყოში შედის (ქვემო ნაწილიდან)  $130^\circ$  ტემპერატურის მქონე წყალი, ხოლო გამოდის (ზემო ნაწილიდან)  $95^\circ$  ტემპერატურის, ზაშუნ გამთბობი ხელსაწყო მთლიანი ზედაპირის ტემპერატურაც იქნება  $95^\circ$ , რაც სანიტარულ-ჰიგიენური ნორმების თანახმად, დასაშვებია საცხოვრებელი შენობების სათბობი ხელსაწყოებისათვის.

ამ გარემოებამ განაპირობა ისეთი სათბობი სისტემების შექმნა, რომლებშიც თბოშემცველის (ცხელი წყლის) ტემპერატურა დაიშვება  $130^\circ$ -მდე.



ნახ. 9 VIII

სწორედ ასეთ სათბობ სისტემებს უწოდებენ სისტემებს წყლის დეცენტრალიზებული შერევით, რომლის შექმნის იდეაც ეკუთვნის ინჟ. ე. ჩეჩიკს.

9.VIII ნახაზზე ნაჩვენებია ერთმილოვანი სათბობი სისტემა წყლის დეცენტრალიზებული შერევით. როგორც ამ ნახაზიდან ჩანს, სისტემა შედგება 180



ორი ნაწილისაგან. პირველი ნაწილის დგარებში (დგარები 1, 2 და 3) მათზე ზიერთებულ გაბზობ ხელსაწყოებში წყალი, რომლის საწყისი ტემპერატურაცაა 130°, მოძრაობს ქვემოდან ზემოთ. პირველ ნაწილში შესული წყლის რაოდენობის რეგულირება უნდა მოეხდინოთ იმგვარად, რომ სათბობი ხელსაწყოებიდან გაბზობული წყლის ტემპერატურა არ აღემატებოდეს 95°-ს (მაშინ სითბობი ხელსაწყოების ზედაპირზეც ვეექნება 95° ტემპერატურა). სისტემის პირველი ნაწილიდან გაბზობული ნამუშეარი წყალი (რომლის ტემპერატურაც 95°-ია) ნიედინება სისტემის მეორე ნაწილში (დგარებს 4,5 და 6), რომელშიც ის მოძრაობს ზემოდან ქვემოთ.

9.VIII ნახაზზე ნაჩვენებია სისტემის პირველი ნაწილის სათბობი ხელსაწყოების ხურების ფართის განსაზღვრა შეიძლება ფორმულით:

$$F = \frac{Q}{k(t_{\text{ხაე}} - t_{\text{ა}})} \text{ მ}^2,$$

- სადაც  $Q$  — ხელსაწყოს საჭირო თბური დატვირთვა კკალ/სთ-ობით;
- $k$  — ხელსაწყოს თბოგადაცემის კოეფიციენტი კკალ/მ სთ. გრ-ობით;
- $t_{\text{ხაე}}$  — ხელსაწყოდან გამოსული წყლის ტემპერატურა (რომლის მაქსიმალურად დასაშვები მნიშვნელობა არ უნდა აღემატებოდეს 95°-ს);
- $t_{\text{ა}}$  — სათბობის ჰაერის ტემპერატურა.

სათბობ სისტემებში წყლის დეცენტრალიზებული შერევით სათბობი ხელსაწყოების ხურების ფართი 10—12% უფრო ნაკლებია (ჩვეულებრივ სისტემებთან შედარებით), რაც შესაძინეველ აიაფებს გათბობის სისტემის ღირებულებას.

ნათქვამის ნათელსაყოფად განეხილოთ მაგალითი.

**მაგალითი.** დგარში (იხ. დგარი 3. ნახ. 9.VIII) შედის 130° ტემპერატურის წყალი და გამოდის 95°-იანი. ამ დგარზე მიერთებული სათბობი ხელსაწყოების თბური დატვირთვა ნაჩვენებია ნახაზზე, განესაზღვროთ ხელსაწყოების (რადიატორი  $H=150$ ) ხურების საჭირო ფართი:

$$F = \frac{7600}{7,0(95 - 18)} = 14,07 \text{ მ}^2.$$

ახლა კი გამოვიანგარიშოთ რადიატორების ხურების საჭირო ფართი იმავე პირობებისათვის, როდესაც დვარში შესული ცხელი წყლის ტემპერატურა უდრის 95°, ნამუშევრის კი—70° (დგარი 4).

ჯერ განესაზღვროთ ხელსაწყოებში წყლის საშუალო ტემპერატურა:

$$t_{\text{საშ}} = \frac{95 + 70}{2} = 82,5^\circ.$$

გსაზღვრავთ რადიატორების ფართს:

$$F = \frac{7600}{6,7(82,5 - 18)} = 17,67 \text{ მ}^2;$$

ამრიგად, პირველ შემთხვევაში მივიღებთ რადიატორების ფართის ეკონომიას, რაც უდრის:

$$\frac{17,67 - 14,07}{17,67} \cdot 100 = 20\%.$$

9.VIII ნახაზზე ნაჩვენებია სისტემის 1,2 და 3 დგარის ზღუდარებზე მათი წინააღმდეგობის გაზრდის მიზნით, როგორც წესი, კეთდება მადროსირებული საველურები. მათი დაყენება ასეთ სისტემებში იმით არის გამოწვეული, რომ ამ სისტემების პატარა საცირკულაციო რგოლებში წარმოქმნილი ბუნებრივი წნევა ხელს კი არ უწყობს (როგორც ამას ადგილი აქვს წყლის ზემოდან ქვემოთ მოძრაობის მქონე სისტემებში), არამედ ხელს უშლის სათბობ ხელსაწყოში წყლის მოძრაობას.

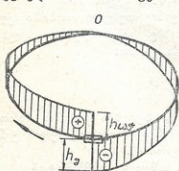
განხილულ სისტემაში არ გვჭირდება ელევატორის დაყენება, მაგრამ აუცილებელია, რომ თვით სისტემის ჰიდროსტატიკური წნევა საკმაო სიდიდე იყოს, რათა არ მოხდეს სისტემაში თბოქსელდან შემოსული  $130^{\circ}$ -ნი წყლის აღდგობა.

როგორც წესი, განხილული სათბობი სისტემების მიერთება ხდება თბოქსელებზე; ამ სისტემებს აქვს უარყოფითი მზარეებიც, რომელთაგანაც აღსანიშნავია: ა) სათბობ ხელსაწყოებში შესული წყლის რაოდენობის (ხელსაწყოში უნდა შედიოდეს ზუსტად განსაზღვრული წყლის რაოდენობა) რეგულირების სიძნელე, ბ) იმ დგარების იზოლაციის აუცილებლობა, რომლებშიც წყლის ტემპერატურა აღემატება  $95^{\circ}$ -ს.

## საუპროექტო მუშაობის მიერთება გუმბოვან სათბობ სისკვანსთან

§ 62

ტუმბოვან სისტემებში წყლის აღდგობის შესაძლებლობასთან დაკავშირებით დიდი მნიშვნელობა აქვს სისტემის მილებში წნევის განაწილების ხასიათს, რომელიც, თავის მხრივ, დიდად არის დამოკიდებული საფართოებელი კურკლის სათბობ სისტემასთან მიერთების ადგილის შერჩევაზე.



ნახ. 10.VIII

როგორც აღრე განხილულ პარაგრაფებში აღნიშნეთ, ტუმბოვან სისტემებში საფართოებელი კურკლის მიერთება ხდება უკუმაგისტრალზე ტუმბოს შეიწოვი მილყელის წინ. განვიხილოთ ასეთი მიერთების გამომწვევი მიზეზები უფრო დაწვრილებით.

უპირველეს ყოვლისა, განვიხილოთ ტუმბოს მუშაობა შეკრულ საცირკულაციო რგოლში (იხ. 10.VIII ნახ.).

ნათელია, რომ აღნიშნულ შემთხვევაში ტუმბოს მიერ შექმნილი წნევა მთლიანად დაიხარჯება განსაზღვრული საცირკულაციო რგოლის ხახუნის და ადგილობრივი წინააღმდეგობების გადალახვაზე. ტუმბოს მიერ შექმნილი საერთო წნევა განისაზღვრება როგორც წნევათა სხვაობა ტუმბოს საჭირბნ ( $h_{საგ}$ ) და შეიწოვ ( $h_{საგ}$ ) მილყელებზე.

წერტილი 0 (ნახ. 10.VIII) ინარჩუნებს მუდმივ წნევას როგორც ტუმბოს მუშაობის, ისე მისი მუშაობიდან გამოორთვის შემთხვევაშიც, ამიტომ ამ წერტილს უწოდებენ მუდმივი წნევის წერტილს ან ნეიტრალურ წერტილს.

იმ შემთხვევაში, როდესაც საცირკულაციო რგოლი არ უკავშირდება ატმოსფეროს (არა გვაქვს ატმოსფერული წნევის ზეგავლენა), მაშინ ნეიტრალური 0 წერტილის მდებარეობა დამოკიდებულია ტუმბოს კონსტრუქციულ



თავისებურებებზე. იმ შემთხვევაში კი, როდესაც საცირკულაციო რგოლი საფართობელი ჭურჭლის საშუალებით დაკავშირებულია ატმოსფეროსთან, მაშინ ნეიტრალური  $O$  წერტილის მდებარეობა ემთხვევა საფართობელ ჭურჭლის საცირკულაციო რგოლთან მიერთების წერტილს.

ვინაიდან სათბობი სისტემების საცირკულაციო რგოლები განლაგებულია ვერტიკალურ სიბრტყეში, ამიტომ ყოველი რგოლის ნებისმიერი წერტილი იმყოფება არა მარტო ტუმბოს მიერ შექმნილ წნევის ზემოქმედებაში, არამედ ჰიდროსტატიკური წნევის ზემოქმედებაშიც, რომლის სიდიდე განისაზღვრება წყლის იმ სვეტის სიმაღლით, რომელიც იქნება განსაზღვრული წერტილის ზემოთ.

განვიხილოთ საფართობელი ჭურჭლის ტუმბოვან სისტემებთან მიერთების სხვადასხვა ვარიანტი. ყველა შემთხვევაში ნეიტრალური  $O$  წერტილი განლაგებული იქნება საფართობელი ჭურჭლის სისტემასთან მიერთების ადგილას. ამიტომ ქვემოთ წარმოდგენილ ნახაზებზე  $+$  (პლუს) ნიშნით აღვნიშნოთ საცირკულაციო რგოლის ის უბნები, რომლებშიც წყლის მოძრაობა ხორციელდება დაჭირხნით, ხოლო  $-$  (მინუს) ნიშნით გაუხშოების ხარჯზე.

დავეშვათ, რომ ტუმბოვან გამთბობ სისტემაში საფართობელი ჭურჭელი მიერთებულია ზედა ცხელ მაგისტრალთან (იხ. ნახ. 11.VIII).

საფართობელი ჭურჭლის მიერთების  $O$  წერტილში წნევის მთლიანი სიდიდე, როდესაც ტუმბო არ მუშაობს, იქნება:

$$H^0 = P_{at} + h_0 \gamma \text{ კგ/მ}^2,$$

სადაც  $P_{at}$  არის ატმოსფერული წნევა, რომელიც მოქმედებს საფართობელ ჭურჭელში არსებულ წყლის ღია ზედაპირზე;

$h_0 \gamma$  — ჰიდროსტატიკური წნევა ( $h_0$  — წყლის სვეტის სიმაღლე,  $\gamma$  კი — წყლის მოცულობითი წონა).

სისტემის სხვა ნებისმიერ წერტილებში, მაგალითად  $A$  და  $B$  წერტილებში მთლიანი წნევა აგრეთვე ტოლი იქნება ატმოსფერული და ჰიდროსტატიკური წნევების ჯამისა.

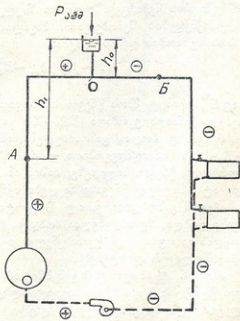
$A$  წერტილში იქნება:

$$H^A = p_{at} + h_1 \gamma \text{ კგ/მ}^2,$$

ხოლო  $B$  წერტილში

$$H^B = p_{at} + h_2 \gamma \text{ კგ/მ}^2.$$

ტუმბოს ჩართვის შემთხვევაში მთლიანი წნევის სიდიდე  $O$  წერტილში არ შეიცვლება და იგივე დარჩება. ასევე უცვლელი დარჩება საფართობელ ჭურჭელში წყლის დონეც, რადგანაც ტუმბო  $O$  წერტილს დროის ერთეულ მონაკვეთში იმდენსავე წყლის რაოდენობას აწვდის, რამ-



ნახ. 11.VIII

დენსაც ამ წერტილიდან გაიყვანს. საფართოებელ ჭურჭელში წყლის დონის დაწვევა შეიძლება იმ შემთხვევაში, რომ წყალი კუბშია დონის, მაგრამ გინაიდან პრაქტიკულად წყალი არ იკუმშება, ამიტომ მისი მოცულობა საფართოებელ ჭურჭელში უცვლელი იქნება.

ტუმბო თავისი ცენტრიდან ნეიტრალურ წერტილამდე წყალს ჰიზნავს, ხოლო ნეიტრალური წერტილიდან თავის ცენტრამდე შეიწოვს.

ამიტომ სისტემის ნებისმიერი წერტილი, რომელიც მდებარეობს ნეიტრალურ წერტილამდე, ტუმბოს მუშაობის დროს უფრო მეტი წნევის ქვეშე იქნება ვიდრე ტუმბოს უმოკმედეგის შემთხვევაში. მაგალითად, A წერტილში (ნახ. 11.VIII) თლიანი წნევა ტოლი იქნება

$$H^A = p_{at} + h_1 \gamma + H_{\delta}^A \text{ კგ/მ}^2,$$

სადაც

$H_{\delta}^A$  არის ტუმბოს წნევის ის სიდიდე, რომელიც იხარჯება A—O უბანზე არსებულ წინააღმდეგობათა გადასახაზად.

ეს ტოლობა შეგვიძლია შემდეგნაირად გამოვსახოთ:

$$H_{\delta}^A = p_{at} + h_1 \gamma + \sum(Rl + \sum \zeta) A - O \text{ კგ/მ}^2.$$

რაც შეეხება ნეიტრალური წერტილის შემდეგ მდებარე (ნებისმიერ) წერტილებს, ისინი ტუმბოს მუშაობის შემთხვევაში უფრო ნაკლებ წნევას განიცდიან, ვიდრე ტუმბოს უმოკმედეგის შემთხვევაში. მაგალითად, B წერტილში მთლიანი წნევა ტუმბოს მუშაობის დროს იქნება:

$$H^B = p_{at} + h_2 \gamma - H_{\delta}^B \text{ კგ/მ}^2,$$

სადაც  $H_{\delta}^B$  არის ტუმბოს წნევის ის სიდიდე, რომელიც იხარჯება O—B უბანზე არსებულ წინააღმდეგობათა ( $\sum Rl + \sum \zeta$ ) გადასახაზად.

როგორც ბოლო განმარტებებიდან ჩანს, იმ შემთხვევაში, როდესაც O—B უბნის წინააღმდეგობათა ჯამი B წერტილში მეტი იქნება ჰიდროსტატიკურ ( $h_2 \gamma$ ) წნევის სიდიდზე, მაშინ ამ B წერტილში მთლიანი წნევის სიდიდე ატმოსფერულ წნევაზე ნაკლები იქნება.

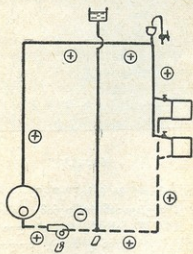
აქედან გამომდინარე, თუ B წერტილში წნევა დაეცემა ატმოსფერულ წნევაზე დაბლა, შესაძლებელია ნოზდეს წყლის აღდგება, რასაც თან სდევს ორთქლის გამოყოფა. ეს უკანასკნელი კი გამოიწვევს წყლის ნაკადის წყვეტას და ჰიდრაულიკურ დარტყმებს.

ამიტომ ტუნბოვან სისტემებში არ არის რეკომენდებული საფართოებელი ჭურჭლის ზედა ცხელ საგისტრალზე მიერთება, თუმცა, თუ საფართოებელ ჭურჭელს იმდენად ავწყვთ ცხელი მაგისტრალის დონიდან (თუ ამის საშუალებას გვაძლევს სასხვერო გადახურვის სიმაღლე), რომ მის მიერ შექ-

მნილი ჰიდროსტატიკური წნევის სიდიდე მეტი იქნება ცხელ მაგისტრალზე აღებულ ნებისმიერ წერტილში შესაძლო წნევების დანაკარგებზე, მაშინ საფართოებელი ჭურჭლის ზედა ცხელ მაგისტრალთან მიერთების შესაძლებლობა გამოირიცხული არ არის.

12.VIII ნახაზზე მოცემულია საფართოებელი ჭურჭლის უკუმაგისტრალთან მიერთების არასწორი და პრაქტიკაში დაუშვებელი სქემა, როგორც ამ სქემიდან ვხედავთ, საფართოებელი ჭურჭელი მიერთებულია არა ტუმბოს შემწოვი მილუჯლის წინ, არამედ ტუმბოს საპირხნი მილუჯლის შემდეგ. ასეთი მიერთების შემთხვევაში საციკულაციო რგოლში წყლის მოძრაობა იწარმოებს მხოლოდ ტუმბოს მიერ შექმნილი გაუბზოების ხარჯზე. ასეთ შემთხვევაში შეიძლება გვექნდეს ისეთი მდგომარეობა, რომ ცხელი მაგისტრალის ზოგიერთ წერტილში ჰიდროსტატიკური წნევის სიდიდე ამავე წერტილში მოქმედ გაუბზოების სიდიდენზე ნაკლები აღმოჩნდეს (ე. ი. წნევა ამ წერტილებში ატმოსფერულ წნევაზე ნაკლები იქნება).

წნევის განაწილების სრულიად სხვა სურათი გვაქვს იმ შემთხვევაში, როდესაც საფართოებელი ჭურჭელი ისევე მიერთებულია უკუმაგისტრალზე, მაგრამ ტუმბოს შემწოვი მილუჯლის წინ (იხ. ნახ. 13.VIII). ამ შემთხვევაში ნეიტრალური წერტილი  $O$  გადაინაცვლებს ქვემოთ და ამიტომ ტუმბოს მუშაობა კი არ შეამცირებს, არამედ, პირიქით, გაზრდის წნევას მთლიანად საციკულაციო რგოლში, გარდა იმ მცირე ზონაკვეთისა, რომელიც იქნება ნეიტრალური  $O$  წერტილიდან ტუმბოს ცენტრამდე. მაგრამ  $O$ —ტ მონაკვეთზე არ შეიძლება აღვიღო ჰქონდეს წყლის აღულებას, რადგანაც მისი წინააღმდეგობის სიდიდე უნდა იყოს უმცირესი, ხოლო ჰიდროსტატიკური წნევის სიდიდე კი  $O$ —ტ მონაკვეთზე აღებული ნებისმიერი წერტილისათვის გაცილებით აღემატება წნევათა დანაკარგს ამავე წერტილებისთვის.



ნახ. 13.VIII

ამრიგად, იმ შემთხვევაში, როდესაც საფართოებელი ჭურჭელი მიერთებულია უკუმაგისტრალთან ტუმბოს შემწოვი მილუჯლის წინ, მაშინ საციკულაციო რგოლის ნებისმიერი წერტილისათვის (გარდა  $O$ —ტ მონაკვეთისა) მთლიანი წნევის სიდიდე იქნება:

$$H = p_{\text{at}} + h\gamma + H_{\text{ბ}} \text{ კგ/მ}^2,$$

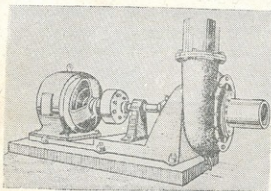
სადაც  $h$  არის საფართოებელ ჭურჭელში წყლის დგომის დონიდან განსახილველ წერტილამდე არსებული სიმაღლე;

$H_{\text{ბ}}$  — ტუმბოს წნევა, რომელიც იხარჯება მილსადენის იმ წინააღმდეგობათა გადასახლახავად, რომელიც გვაქვს განსახილველი წერტილიდან ნეიტრალურ  $O$  წერტილამდე.

საფართოებელი ჭურჭლის სისტემასთან ამგვარად მიერთების შემთხვევაში საფართოებელი ჭურჭლის გამოყენება სისტემიდან ჰაერის გასაყვანად

არ შეიძლება. ამიტომ სისტემის უმაღლეს წერტილებში გვიხდება ჰაერგამყვანების დაყენება, რომლებსაც ჩვეულებრივ აყენებენ სისტემის ბოლო დგარის წინ.

სათბობი სისტემების წყლით შევსება ხდება ქალაქის წყალსადენიდან (მასში არსებული წნევის გამოყენებით). სისტემა წყლით ივსება საფართოებელ ქურქელთან სასიგნალო მილის მიერთების დონემდე. იმ შემთხვევებში, როდესაც წყალსადენის ქსელში არსებული წნევა საკმარისი არ არის სათბობ სისტემაში წყლის საჭირო სიმაღლეზე ასაყვანად, მაშინ წყალსადენის იმ ხაზზე, რომლითაც ხდება სათბობი სისტემის წყლით შევსება, აყენებენ ხელის ტუმბოს დამატებითი წნევის შესაქმნელად. სათბობი სისტემის ტუმბოს კი აყენებენ სისტემის უკუმაგისტრალზე ქვების წინ. ამ ტუმბოს დანიშნულებაა მხოლოდ სისტემის მილსადენებში წყლის გადაადგილება და ამიტომ მას საციკლული ტუმბოს უწოდებენ.



ნახ. 14.VIII

წყლით სათბობ სისტემებში საციკლული ტუმბოდ იყენებენ ჩვეულებრივ ცენტრიდანულ ტუმბოებს. ამ ტუმბოებს (ერთსაფეხურიანსაც კი) დიდი წარმადობა აქვს და საკმაოდ დიდი წნევის შექმნა შეუძლია. ამიტომ

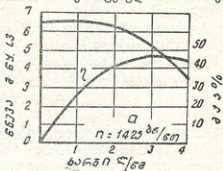
სიმძლავრის საკვებებში, რომლებიც ენახებოდა რამდენიმე წინადას.

მათი გამოყენება მიზანშეწონილია დიდი

სიმძლავრის საკვებებში, რომლებიც ენახებოდა რამდენიმე წინადას.

14.VIII ნახაზზე მოცემულია ცენტრიდანული ტუმბოს საერთო ხელი (ელექტროძრავითან ერთად), ხოლო 15.VIII ნახაზზე მოცემულია 40 მმ შემწოვი მილსადენის მქონე ცენტრიდანული ტუმბოს მუშაობის მახასიათებელი

შემთხვევისათვის, როდესაც ბრუნვათარიცხვი წუთში  $n=1425$ . ამ გრაფიკის ორდინატს ღერძზე მარცხნივ მოცემულია წნევა  $H$  მ წყლის სვეტებში, აბსცისთა ღერძზე — საათური წარმადობა ლ/წმ ობით ტუმბოები მოქმედებაში მოჰყავთ ელექტროძრავებს. ტუმბო ძრავასთან შეიძლება დამონტაჟდეს ერთ ღერძზე ქუროს საშუალებით ან ტუმბოს ძრავასთან დაკავშირება მოხდეს დედური გადაცემით. პირველ ხერხს იყენებენ იმ შემთხვევაში, როდესაც ტუმბოს საჭირო ბრუნვათარიცხვი ემთხვევა ძრავას ბრუნვათარიცხვს.



ნახ. 15.VIII

186



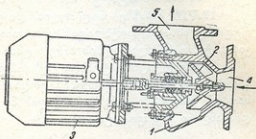
მეორეს კი, როდესაც ტუმბოს და ძრავას ბრუნვათა რიცხვი არ ემთხვევა ერთმანეთს.

ღვედური გადაცემის დროს მანძილს ტუმბოსა და ძრავას ბორბლების ცენტრებს შორის იღებენ შემდეგი ანგარიშიდან:

$$l = 1,5 + d_6 + d_{66} \quad (4.8)$$

სადაც  $d_6$  და  $d_{66}$  შესაბამისად ტუმბოსა და ძრავას ბორბლების დიამეტრებია, მ-ობით.

ტუმბოებისა და ძრავების დამონტაჟება ხორციელდება სპეციალურ საძირკვლებზე, რომელთა გაბარიტული ზომები მოცემულია ცნობარებში. დამონტაჟების დროს განსაკუთრებული ყურადღება უნდა მიექცეს მათი ზეშაობის შედეგად გამოწვეულ ხმაურთან ბრძოლას, რისთვისაც ტუმბოს და ელექტროძრავას აყენებენ ცალკე მდებარე საძირკველზე, რომელიც არ უნდა იყოს დაკავშირებული შენობის სხვა დანარჩენ სამშენებლო კონსტრუქციებთან.



ნახ. 16.VIII

ცენტრიდანული ტუმბოების შერჩევის დროს გათვალისწინებული უნდა იქნეს ის, რომ მათი წარმადობა იცვლება ბრუნვათა რიცხვის პროპორციულად, წნევა კი ბრუნვათა რიცხვის კვადრატის პროპორციულად:

$$\frac{G}{G_1} \frac{n}{n_1} = \sqrt{\frac{H}{H_1}} \quad (5.8)$$

მაგალითად, ცენტრიდანულ ტუმბოს ЦННПС-40, მისი მახასიათებლის (იხ. ნახ. 15.VIII) მიხედვით (როცა  $n=1425$ ), აქვს წარმადობა, რომელიც უდრის:  $G=4$  ლ/წმ და წნევა— $H_6=3,5$  მ წყ. სვ. (მისი შტკ  $\eta=45\%$ ). თუ ამ ტუმბოს ბრუნვათა რიცხვს წუთში შევცვლით და მივიღებთ  $n_1=980$ , მაშინ მისი წარმადობა იქნება:

$$G_1 = G \frac{n_1}{n} = 4 \frac{980}{1425} = 2,75 \text{ ლ/წმ.}$$

წნევა კი

$$H_1 = H \left( \frac{n_1}{n} \right)^2 = 3,5 \left( \frac{980}{1425} \right)^2 = 1,65 \text{ მ წყ. სვ.}$$

ხოლო შტკ 45%-დან დაიწევს 18%-მდე.

ცალკეული შენობების ადგილობრივი საქვაბებიდან გათბობის შემთხვევაში უფრო მიზანშეწონილია ფრთიანი ტუმბოების გამოყენება, რომლებსაც საკმაო წარმადობასთან ერთად შეუძლიათ შექმნან 1÷3 მ წყ. სვ. წნევა.

16.VIII ნახაზზე მოცემულია ფრთიანი ტუმბოს ქრილი. ეს ტუმბო შექმნილია სამრეწველო ნაკებობათა ცენტრალურ სამეცნიერო-კვლევით ინსტიტუტში (ЦНИИПС) და უწოდებენ დიაგონალურ ტუმბოს—ЦНИИПС. ის შედგება თუჯის კორპუსისაგან 1, მუშა თვალისგან 2, მილტუნა ელექტროძრავისგან 3, შეწოვი მილყელისა 4 და დამჭირხნი მილყელისგან (რომლის დიამეტრიც 82 მმ ტოლია). ტუმბოს მუშა თვალი ნზადდება ორი ზომის; ამათგან ერთის წარმადობაა 10 მ<sup>3</sup>/სთ (ЦНИИПС-10), ხოლო მეორესი—23,5 მ<sup>3</sup>/სთ (ЦНИИПС-20). დიაგონალური ტუმბო მცირე გაბარიტისაა და მუშაობისას უხმაურო. მისი დაყენება ხდება უშუალოდ მილსადენზე ვერტიკალურ ან ჰორიზონტალურ მდგომარეობაში.

17.VIII ნახაზზე მოცემულია დიაგონალური ტუმბოს მახასიათებელი. როგორც ამ მახასიათებლიდან ჩანს, დიაგონალური ტუმბოების მუშაობისათვის საჭირო სიმძლავრეების ხარჯი უმნიშვნელოა (არა უმეტეს 0,2 კვტ.).

საციკლულაციო ტუმბოს შესარჩევად საჭიროა მისი წარმადობის და საანგარიშო წნევის სიდიდეების ცოდნა. ტუმბოს წარმადობა განისაზღვრება სათბობ სისტემაში არსებული წყლის მთლიანი რაოდენობიდან გამომდინარე და იანგარიშება ფორმულით:

$$G = \frac{\Sigma Q}{t_{\text{გზ}} - t_{\text{გვ}}}$$

(6.8)

სადაც  $\Sigma Q$  არის სისტემის მთლიანი თბური დატვირთვა კკალ/სთ-ობით.

ტუმბოს საანგარიშო წნევის ანგარიშისას მიედევლობაში უნდა იქნეს მიღებული სისტემის ბუნებრივი წნევის სიდიდე (50%-ის ოდენობით):

$$H_g = \Sigma(Rl + \gamma) - 0,5H_{\text{ავ}} \text{ კგ/მ}^2$$

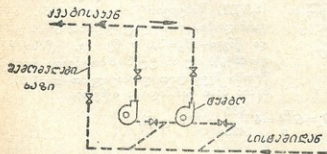
(7.8)

სადაც

$\Sigma(Rl + \gamma)$  არის სისტემაში წნევის საერთო დანაკარგი კგ/მ<sup>2</sup>-ობით.

დიაგონალურ ტუმბოებს (ЦНИИПС-ს) ქარხანა დამაზადებელი უწყებს ელექტროძრავებით, რომლებსაც მუდმივი ბრუნვათა რიცხვი აქვთ

( $n=1450$  ბ/წთ). თუ ამ ტუმბოების მახასიათებელს (იხ. ნახ. 17.VIII) მივმართავთ, დავინახავთ, რომ ტუმბოს სხვადასხვა რეჟიმით ნუაირბისას მცირედ იცვლება ელექტროენერჯიის ხარჯი, რაც აადვილებს ტუმბოების შერჩევას. მაგალითად, დავუშვათ, რომ საჭიროა ისეთი



ნახ. 18.VIII

ტუმბოს შერჩევა, რომლის წარმადობაც იქნება  $G=2$  ლ/წმ და წნევა— $H=1000$  კგ/მ<sup>2</sup>, ასეთ შემთხვევაში შეგვიძლია დავაყენოთ დიაგონალური ტუმბო (ЦНИИПС-10), რომელიც საანგარიშო წარმადობის ( $G=2$  ლ/წმ) შემთხვევაში ავითარებს (იხ. ნახ. 17.VIII) წნევას  $H=2100$  კგ/მ<sup>2</sup> (2,1 მ წყ. სვ.).

იმისათვის, რომ შთანთქმულ იქნეს კარბი წნევა  $2100-1000=1100$  კგ/მ<sup>2</sup>, საჭიროა ტუმბოს დამპირხნ მილყელზე დაყენებული საკვალთის მეტად დაკეტვა. ამ შემთხვევაში ტუმბოს საჭირო სიმძლავრის ხარჯი იქნება  $N=0,12$  კვტ. სთ, ხოლო მქკ- $\eta=38\%$ .

საქვებში აყენებენ ორ საცირკულაციო ტუმბოს—მუშასა და სათადარიგოს (იხ. ნახ. 18.VIII). მათი დაყენება უკუმაგისტრალზე იმიტომ ხდება, რომ შედარებით უფრო ცივი წყლის გადაადგილებისას ნაკლებად იცვიტება ტუმბოს როტორი და საკისარი.

ხშირად საჭირო ხდება ტუმბოს გაჩერება (ელექტროენერჯის გამორთვის შემთხვევაში და სხვ.). ამ შემთხვევაში სათბობ სისტემაში წყლის ცირკულაცია ხორციელდება მხოლოდ ბუნებრივი წნევის ხარჯზე. მუშაობიდან გამორთული ტუმბო ასეთ შემთხვევაში იქნება დამატებითი (მეტად არსებითი) ადგილობრივი წინააღმდეგობა. იმისათვის, რომ თავიდან იქნეს მოშორებული ეს დამატებითი ადგილობრივი წინააღმდეგობა, ტუმბოებს უკეთდება შემოსაველი ხაზი, რომელზეც დაყენებულია საკვალთი. ტუმბოების გაჩერების შემთხვევაში შემოსაველს დაყენებული საკვალთი იღება და წყალი (აუვლის რა გვერდს ტუმბოებს) იწყებს მოძრაობას (ქვაბისაკენ) ამ შემთხვევით მიღში (იხ. ნახ. 18.VIII).

საცირკულაციო ტუმბოები ისე უნდა განლაგდეს, რომ მათ შორის და მათ გვერდებზე დატოვებული გასასვლელი მანძილი მინიმუმ 0,7 მ იყოს, ხოლო გასასვლელი მანძილი ტუმბოების წინ—1,5 მ. საცირკულაციო ტუმბოს ელექტროძრავის სიმძლავრე განისაზღვრება ფორმულით:

$$N = \frac{\alpha GH}{3600 \cdot 102 \eta_{\text{მ.გ.}}} \text{ კვტ.} \quad (8.8)$$

სადაც

$G$  არის ტუმბოს წარმადობა კგ/სთ ან ლ/სთ-ობით,

$H$  — ტუმბოს მიერ შექმნილი წნევა მ. წყლ. სვ.,

$\alpha$  — სათადარიგო კოეფიციენტი, რომელიც ელექტროძრავებისათვის, რომელთა სიმძლავრე არ აღემატება 0,5 კვტ., მიიღება 1,5; ხოლო, როდესაც ელექტროძრავების სიმძლავრე 0,5-5,0 კვტ. მაშინ მიიღება 1,1.

$\eta_{\text{მ.გ.}}$  და  $\eta_{\text{დ.გ.}}$  — შესაბამისად ტუმბოს და ლვედური გადაცემის მქკ ( $\eta_{\text{დ.გ.}}=0,95$ ).



## კომბინირებული სათბობი სისჯავები

გათბობი სისჯავები წყალი-წყალი

64

თბოელექტროცენტრალების ქსელის და ქალაქების გათბიერების სწრაფად განვითარებამ ხელი შეუწყო შენობების გასათბობად წყალი-წყალი და ორთქლი-წყალი სისტემების ფართოდ გამოყენებას.

როგორც ცნობილია, ქალაქების გათბიერებისათვის ცენტრალურ საქვებებში ხდება მაღალი ტემპერატურის (130—150°-მდე) გადამეტბურებული წყლის გამოყენება, რომლის უშუალოდ გამოყენება ადგილობრივ გათბობ სისტემებში შეიძლება მხოლოდ იმ შენობებისათვის, რომლებშიც სანიტარულ-ჰიგიენური ნორმებით დაიშვება სათბობი ხელსაწყოების ზედაპირების მაღალი (100°-ზე მეტი) ტემპერატურა. მაგალითად, სამრეწველო დანიშნულების იმ სათავსებში, რომლებშიც მტერის გამოყოფა არ ხდება, ხელსაწყოების ზედაპირის ტემპერატურა დაიშვება 150°-მდე, ხოლო სამრეწველო დანიშნულების საწარმოების ყველა დამხმარე სათავსში, სპორტულ დარბაზებში, სავაჭრო სათავსებში, საზოგადოებრივი კვების შენობებში, აბანოებსა და სამრეცხაოებში სათბობი ხელსაწყოების ზედაპირის ტემპერატურა დაიშვება 130°-მდე.

მაგრამ, როგორც ვიცით, შენობების უმეტესი ნაწილისათვის სათბობ ხელსაწყოებში შესული წყლის ტემპერატურა არ უნდა აღემატებოდეს 95°-ს, ანუ გარე თბოქსელში არსებულ გადამეტბურებულ წყლის ტემპერატურაზე გაცილებით ნაკლები უნდა იყოს.

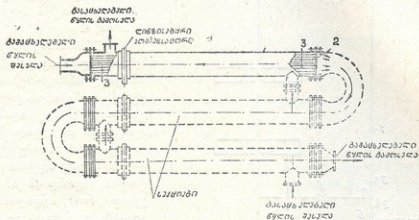
ასეთ შემთხვევებში თბოქსელიდან შემოსული გადამეტბურებული წყალი შეჭყავთ გასათბობი შენობის საქვებში ან სარდაფში განლაგებულ სპეციალურ ე. წ. წყალგამაცხლებელ აპარატში (რომლის სქემაც მოცემულია 1.IX ნახაზზე) ანდა გადამეტბურებულ წყალს უშუალოდ ურევენ ადგილობრივი სათბობი სისტემის წყალს.

პირველ შემთხვევაში გადამეტბურებული წყალი (რომელსაც აგრეთვე ეწოდება გამაცხლებელი წყალი) უშუალოდ შედის წყალგამაცხლებელი აპარატის კორპუსში 1 განლაგებულ თითბრის მილაკებში 3 (რომლებიც მაგრდება სპეციალურ გისოსებში 2). თითბრის მილაკებს გარს ეკლება ადგილობრივი სათბობი სისტემის ნამუშევარი წყალი (რომელსაც გასაცხლებელი წყალი ეწოდება) და ვინაიდან გამაცხლებელ წყალს მაღალი ტემპერატურა აქვს, ამიტომ ის ათბობს გასაცხლებელ წყალს, რომელიც გაცივების შემდეგ მიედინება ადგილობრივ სისტემაში.

1.IX ნახაზზე ნაჩვენებ ჩქაროსნულ წყალგამაცხლებელ აპარატში თბო-შემცველად შეიძლება გამოყენებული იქნეს ორთქლიც. დიდი წარმადობის წყალგამაცხლებელი აიწყობა (დაკომპლექტდება) ცალკეული სექციებისაგან, რომელთა განლაგებაც ხდება ერთმანეთის თანმიმდევრულად.



2.IX ნახაზზე ნაჩვენებია გრაფიტაციული ორმილოვანი წყალი-წყალი სათბობი სისტემის სქემა, გადამეტბურებული წყალი ცენტრალური საჭეპბებიდან ცხელი მაგისტრალით 1 მიედინება გასათბობი შენობის სარდაფში დაყენებულ წყალგამაცხელებელში 2, რომელშიც ხდება სისტემაში მისაწოდებელი წყლის 3 გაცხელება. წყალგამაცხელებელში გადამეტბურებული წყალი



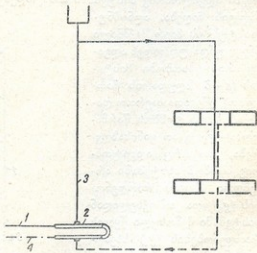
ნახ. 1.IX

ნაწილობრივ ცივდება და უკუმბისტრალით 4 უბრუნდება ცენტრალურ საჭეპბებს გასაცხელებლად.

წყალი-წყალი სისტემა შეიძლება იყოს ტუმბოვანიც, წყლის ქვემო და ზემო განაწილებით, ერთ-და ორმილოვანი.

წყალი წყალი სისტემები წყალგამაცხელებელი აპარატით შედარებით უფრო იშვიათად გამოიყენება, როგორც მათი უფრო მაღალი ღირებულების გამო, ისე იმიტომ, რომ სისტემაში წყლის ტემპერატურის რეგულირება შედარებით გაძნელებულია.

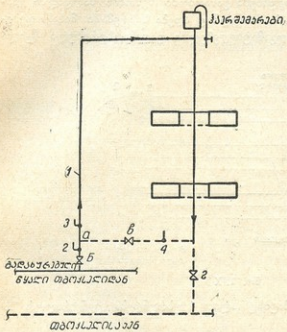
გაცილებით ფართოდ გავრცელდა სისტემები გადამეტბურებული წყლის უშუალოდ ადგილობრივი სისტემის წყალთან შერევით, ქვემოთ განვიხილოთ ასეთი სისტემების სხვადასხვა შესაძლო სქემები.



ნახ. 2.IX

3.IX ნახაზზე ნაჩვენებია გრაფიტაციული წნევის მქონე ერთმილოვანი წყალი-წყალი სისტემა. ადგილობრივი სისტემის ნამუშევარი წყლის შერევა თბოქსელის გადამეტბურებულ წყალთან ბორციელდება ა წერტილში. თბოქსელის განშტოებაზე, ადგილობრივი სათბობი სისტემის უკუმბისტრალის განშტოებაზე და თვით უკუმბისტრალზე დაყენებულია საკვალთები  $ა, ბ$  და  $z$ , რომელთა მეტნაკლებად დაკეტვით შეგვიძლია მივიღოთ იმ წყლის

ნარევის სასურველი ტემპერატურა. რომელიც ადგილობრივი სისტემის მთავარი ვერტიკალური დგარი მიედინება სათბობ სისტემაში. იმისათვის, რომ



ნახ. 3.IX

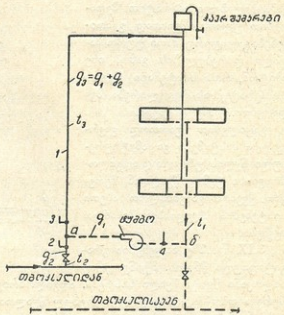
ხდება ადგილობრივ სისტემაში მისაწოდებელი საჭირო ტემპერატურის წყლის ნარევის მიღება. აღნიშნული ტუმბოს მიერ შექმნილი წნევა უნდა უდრიდეს ადგილობრივი სათბობი სისტემის ( $a$ -ზე ზღუდარის ჩათვლით) წნევათა საერთო დანაკარგს. ამ ტუმბოს წარმადობა— $g_1$  კგ/სთ განისაზღვრება, როგორც ადგილობრივ სათბობ სისტემაში არსებული წყლის რაოდენობის ( $g_2$ ) და თბოქსელიდან სისტემაში შემოსული წყლის რაოდენობების ( $g_2$ ) სხვაობა, ანუ:

$$g_1 = g_3 - g_2 \text{ კგ/სთ. (1.9)}$$

თუ  $g_1$ -ით აღენიშნავენ ადგილობრივი სისტემის გაცივებული წყლის ტემპერატურას,  $g_2$ -თი—თბოქსელიდან შემოსულ გადაბეტხურებული წყლის ტემპერატურას,  $g_3$ -თი ადგილობ-

წყლის ნარევის ტემპერატურა, ყველა განშტოებაზე დაყენებულია თერმომეტრები 2, 3 და 4.

4.IX ხახაზე ნაჩვენებია ადგილობრივი სისტემის თბოქსელთან მიერთების კიდევ ერთი შესაძლო ვარიანტი. ამ სქემაშიც გადაბეტხურებული და ადგილობრივი სისტემის ნამუშევარი წყლის შერევა ხდება  $a$  წერტილში, ოღონდ იმ განსხვავებით, რომ ადგილობრივ სისტემაში წყლის ცირკულაცია ბუნებრივი გზით კი არ ხორციელდება არამედ  $a$ -ზე ზღუდარზე დაყენებული ტუმბოს საშუალებით. ამავე ტუმბოს საშუალებით



ნახ. 4.IX

რივ სისტემაში მისაწოდებელი ცხელი წყლის ტემპერატურას და  $\Sigma Q$ -თი ადგილობრივი სათბობი სისტემის თბურ დატვირთვას, მაშინ

$$g_3 = \frac{\Sigma Q}{t_3 - t_1} \text{ კვ/სთ} \quad (2.9)$$

და

$$g_2 = \frac{\Sigma Q}{t_2 - t_1} \text{ კვ/სთ.} \quad (3.9)$$

აქედან გამომდინარე, 1.9 ტოლობა შეგვიძლია შემდეგნაირად წარმოვიდგინოთ:

$$g_1 = \frac{\Sigma Q}{t_2 - t_1} \cdot \frac{t_2 - t_3}{t_2 - t_1} = \frac{\Sigma Q}{t_2 - t_1} \cdot a \text{ კვ/სთ,} \quad (4.9)$$

სადაც  $a$  არის წყლის შერევის კოეფიციენტი და უდრის

$$a = \frac{t_2 - t_3}{t_2 - t_1};$$

მაგალითად, თუ ცხელი წყლის ტემპერატურა  $t_3 = 95^\circ$ , ცივი წყლის  $-t_1 = 70^\circ$  და გადამეტხურებული წყლის ტემპერატურა  $-t_2 = 130^\circ$ , მაშინ წყლის შერევის კოეფიციენტი იქნება:

$$a = \frac{130 - 95}{95 - 70} = 1,4.$$

ამავე პირობებისთვის, როდესაც ადგილობრივი სათბობი სისტემის თბური დატვირთვა უდრის  $\Sigma Q = 150000$  კკალ/სთ. შეგვიძლია გამოვითვალოთ  $a$ -ში ზღუდარზე დაყენებული (იხ. ნახ. 4.IX) ტუმბოს წარბალობა (4.9) ფორმულით:

$$g_1 = \frac{150000}{130 - 70} \cdot 1,4 = 3500 \text{ კვ/სთ ან } 3,5 \text{ ტ/სთ.},$$

ადგილობრივ სისტემაში თბოქსელიდან შემოსული გადამეტხურებული წყლის რაოდენობა იანგარიშება (3,9) ფორმულით:

$$g_2 = \frac{150000}{130 - 70} = 2500 \text{ კვ/სთ ან } 2,5 \text{ ტ/სთ.}$$

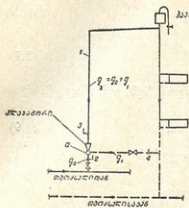
ადგილობრივ სათბობ სისტემაში წყლის მთლიანი რაოდენობა იქნება:

$$g_3 = 3500 + 2500 = 6000 \text{ კვ/სთ ან } 6 \text{ ტ/სთ.}$$

ადგილობრივ სათბობ სისტემაში ტუმბოს დაყენება (იხ. ნახ. 4.IX) იწვევს დამატებით საექსპლოატაციო ხარჯებს. ამიტომ უფრო მეტად გავრცელება პროფ. ვ. ჩაპლინის მიერ შექმნილი წყალი-წყალი სისტემების ისეთი სქემა, რომელიც ნაჩვენებია 5.IX ნახაზზე. მოცემულ სისტემაში თბოქსელიდან შემოსული გადამეტხურებული წყლის და ადგილობრივი სათბობი სისტემის ნაძუშეგარი წყლის შერევის წერტილში (წერტილი  $a$ ) დაყენებულია სპეციალურად ამ მიზნისათვის განკუთვნილი ე. წ. წყალქავლური ელევატორი (იხ. ნახ. 6.IX).

ელევატორები გამოიყენება საცხოვრებელი და საზოგადოებრივი დანიშნულებების შენობების ადგილობრივი სათბობი სისტემების უშუალოდ თბოქსელებთან (რომელშიც გვაქვს გადამეტხურებული წყალი) მისაერთებლად. მათი დანიშნულებაა ადგილობრივ სათბობ სისტემას მიაწოდონ სანიტარულ-ტექნიკური ნორმებით დაშვებული ტემპერატურის წყალი და უზრუნველყონ მისი ცირკულაცია (ადგილობრივ სათბობ სისტემაში), რისთვისაც აუცილებ-

ბელია, რომ (შემომყვანზე, ელევატორის განლაგების ადგილზე) თბოქსელის ცხელ და უკუმბაგისტრალზე გვეკონდეს წნევითა ისეთი სხვაობა, რომელიც



6.ხ. 5.IX

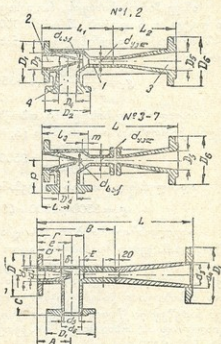
შედის ელევატორის საქშენში 2, ადგილობრივ სისტემაში გაცივებული წყლის ერთმანეთში შერევა ხდება შერევის საკანში 1. ელევატორის დიფუზორთან 3 მიერთებულია ადგილობრივი სათბობი სისტემის ცხელი მილსადენები. დიფუზორში ხდება, წყლის ჰაერის სიჩქარის ვარდნა, რის შედეგადაც ხდება წნევის ვარდნა.

თუ დაეკვირვებით 6.IX ნახაზს, შევამჩნევთ, რომ საქშენი თანდათანობით (წყლის მოძრაობის მიმართულებით) ვიწროვდება. ამიტომ საქშენის ნახვრეტიდან ( $d_{საქ}$ ) წყლის ჰაერი შემრევე საკანში შედის დიდი სიჩქარით. ამის შედეგად საქშენისა და შემრევი საკანის მიერ შექმნილ რკოლურ სივრცეში წარმოქმნილი წნევის სიდიდე ნაკლები იქნება, ვიდრე შემწოვ საკანში. ამ წნევითა სხვაობის ხარჯზე შემწოვი საკანიდან წყალი შეიწოვება შერევის საკანში, ადგილობრივი სათბობი სისტემიდან კი შემწოვ საკანში. ამრიგად, საქშენიდან შემრევე საკანში დიდი სიჩქარით შემოსული წყლის ჰაერი ადგილობრივ სისტემაში გაცივებული წყლის იმ რაოდენობას, რომელიც საჭიროა  $95^{\circ}$ -ის ტემპერატურის წყლის ნარევის მისაღებად.

რომელიც საკანისი იქნება ელევატორის და ადგილობრივი სათბობი სისტემის მთლიან პილრაულიურ წინააღმდეგობათა გადსალახავად.

ყველაზე სრულყოფილი კონსტრუქციის ელევატორად ითვლება საკანში რომ თბოტექნიკური ინსტიტუტის მიერ დამუშავებული ელევატორები. ელევატორი მხადდება ფოლადისაგან ან ჩამოსხმება თუჯისაგან. იგი შედგება ცილინდრული ფორმის შერევის საკანისაგან 1, საქშენისაგან 2, დიფუზორისა 3 და შემწოვი საკანისაგან 4.

გადამეტბურებული წყალი თბოქსელიდან (საქვებში დაყინებული ტუმბოების მიერ შექმნილი წნევის ხარჯზე)



6.ხ. 6.IX



დიფუზორიდან გამოსვლისას და შემდეგ საკანში არსებული წნევითა სხვაობის სიდიდე უზრუნველყოფს წყლის ცირკულაციას ადგილობრივ სისტემაში.

წყალქველურ ელევატორს აქვს მცირე მქკ, ამიტომ ადგილობრივი სათბობი სისტემის თბოქსელთან მიერთების წერტილებში წნევითა სხვაობა 5–10 ჯერ უნდა აღემატებოდეს ელევატორის შემდეგ საჭირო წნევის სიდიდეს. ამ წნევითა სხვაობის სიდიდის შექმნა უნდა უზრუნველყოს ცენტრალურ საქვაბეში დაყენებულმა ტუმბოებმა.

ელევატორის უმთავრეს საანგარიშო მახასიათებლად ითვლება წყლის შერევის კოეფიციენტი, რომელიც იანგარიშება ფორმულით:

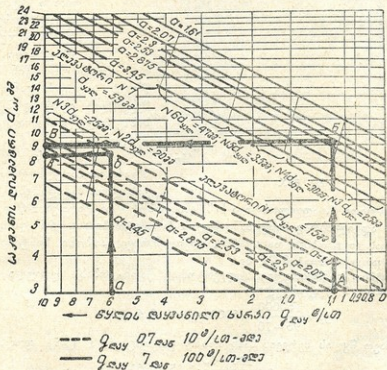
$$a = \frac{t_2 - t_3}{t_3 - t_1} \cdot 1,15, \quad (5.9)$$

სადაც  $t_1$  ადგილობრივი სათბობი სისტემის გაცივებული წყლის ტემპერატურაა, გრ-ობით;

$t_2$  — თბოქსელიდან შემოსული გადამეტბურებული წყლის ტემპერატურაა, გრ-ობით;

$t_3$  — ადგილობრივ სისტემაში მისაწოდებელი წყლის ტემპერატურაა, გრ-ობით;

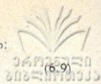
1,15 — სათანადო მარაგის კოეფიციენტი.



თბოქსელიდან შემოსული წყლის რაოდენობა განისაზღვრება ადრე გამოყვანილი 3.9 ფორმულით, ხოლო შერეული წყლის რაოდენობა კი იანგარიშება 2.9 ფორმულით.

შერეული წყლის დაყვანილი ხარჯი იანვარიშება ფორმულით:

$$g_{\text{დაყ}} = \frac{g_3}{\sqrt{H}} \text{ ტ/სთ,}$$



სადაც  $g_3$  ადგილობრივ სათბობ სისტემაში მისაწოდებელი წყლის რაოდენობაა, ტ/სთ-ობით;

$H$ —ადგილობრივი გამთბობი სისტემის ჰიდრავლიკური წინაღობა, მ. წყ. სე-ობით.

ვიციტ რა  $g_{\text{დაყ}}$  და  $a$ -ს მნიშვნელობები, ადვილად შეგვიძლია განვსაზღვროთ ელევატორის საქშენისა და დიფუზორის ყელის დიამეტრები, აგრეთვე ელევატორის ნომერი, რისთვისაც ვსარგებლობთ 7.IX ნახაზზე მოცემული გრაფიკით.

განვსაზღვრავთ რა საქშენის დიამეტრს, შეგვიძლია განვსაზღვროთ ელევატორის წინ საჭირო წნევის სიდიდე (რომელიც, როგორც ვიციტ, 5–10-ჯერ უნდა აღემატებოდეს ელევატორის შემდეგ საჭირო წნევის სიდიდეს) ფორმულით:

$$H_1 = 0,64 \frac{g_3^2}{d_{\text{საჭ}}^5}, \quad (7.9)$$

სადაც  $g_3$  თბოქსელიდან სისტემაში შემოსული გადამეჭურებული წყლის რაოდენობაა, ტ/სთ-ობით.

ელევატორის წინ საჭირო წნევის სიდიდის განსაზღვრა შეგვიძლია აგრეთვე 8.IX ნახაზზე მოცემული გრაფიკის საშუალებით.

ელევატორის შერჩევის ანვარიშის ნათელსაყოფად განვიხილოთ მაგალითები.

შპოქსალიდან შეთოვით წარმოადგენილი რაოდენობა  $g_3$  ტ/სთ

ნახ. 8.IX

**მაგალითი 1.** ადგილობრივი სისტემის თბური დატვირთვა  $\Sigma Q = 150000$  კკალ/სთ; ადგილობრივ სისტემაში წყლის პარამეტრებია:  $t_3 = 95^\circ$  და  $t_1 = 70^\circ$ ; თბოქსელის კი  $t_2 = 130^\circ$  და  $t_1 = 70^\circ$ . ადგილობრივი სათბობი სისტემის წნევის დანაკარგები  $H = 1$  მ წყ. სე.

**ამოხსნა:** გამოვითვლით (ელევატორის წარმადობას) შერეული წყლის რაოდენობას (2.9) ფორმულით:

$$g_3 = \frac{150000}{95 - 70} = 6000 \text{ კგ/სთ ან } 6 \text{ ტ/სთ.}$$

ვსაზღვრავთ წყლის შერევის საანვარიშო კოეფიციენტს (5.9) ფორმულით:

$$a = \frac{130 - 95}{95 - 70} \cdot 1,15 = 1,61.$$

შერეული წყლის დაყვანილ ხარჯს ვანგირიშობთ (6.9) ფორმულით:

$$g_{\text{დაყ}} = \frac{6,0}{\sqrt{1}} = 6,0 \text{ ტ/სთ.}$$

7.IX ნახაზზე მოცემული ნომოგრამის საშუალებით (როცა  $a=1,61$  და  $g_{\text{დავ}}=6,0$  ტ/სთ, ვბოლობთ, რომ გვეჭირდება ელევატორი № 2, რომლის უკლასა და საქშენის დიამეტრები უდრის:  $d_{\text{დავ}}=20$  მმ და  $d_{\text{საქ}}=8,6$  მმ (იხ.  $a-b-b-s$  ხაზი). ამის შემდეგ 8.IX ნახაზზე მოცემული ნომოგრამის საშუალებით (იხ.  $a-b-b-s$  ხაზი) შეიძლება ელევატორის წინა საჭირო წნევის (თავისუფალი წნევის) სიდიდის განსაზღვრა, რისთვისაც ჯერ (3.9) ფორმულით უნდა განვსაზღვროთ თბოქსელიდან სისტემაში შემოსული წყლის რაოდენობა:

$$g_2 = \frac{150000}{130 - 70} = 2,5 \text{ ტ/სთ.}$$

ამის შემდეგ ნომოგრამაზე (ნახ. 8.IX) ვბოლობთ, რომ თავისუფალი წნევის სიდიდე (როცა  $g_2=2,5$  ტ/სთ;  $g_3=6,0$  ტ/სთ  $a=1,61$  და  $d_{\text{საქ}}=8,6$  მმ) იქნება:  $H_1=6,2$  მ წყ. სვ.

მაგალითი 2. მოცემულია:  $\Sigma Q=300000$  კკალ/სთ,  $t_3=95^\circ$ ,  $t_1=70^\circ$ ,  $t_2=130^\circ$ ,  $H=1,2$  მ წყ. სვ.

ამოხსნა: ვბოლობთ  $g_3$ -ს

$$g_3 = \frac{300000}{95 - 70} = 12,0 \text{ ტ/სთ,}$$

ვსაზღვრავთ  $a$ -ს:

$$a = \frac{150 - 95}{95 - 70} \cdot 1,15 = 2,35.$$

ვსაზღვრავთ  $g_{\text{დავ}}$ -ს:

$$g_{\text{დავ}} = \frac{12}{1,2} = 11 \text{ ტ/სთ.}$$

იმავე 7.IX ნომოგრამით ვბოლობთ: ელევატორი № 4,  $d_{\text{დავ}}=30$  მმ,  $d_{\text{საქ}}=9,2$  მმ (იხ. A-B-B ხაზი). ამის შემდეგ წინა მაგალითში ჩატარებული ანგარიშის ანალოგიურად ვსაზღვრავთ (თავისუფალი წნევის) ელევატორის წინა საჭირო წნევის სიდიდეს (იხ. ნახ. 8.IX A-B-B-F ხაზი).

## სათბობი სისხვეები ორთქლი-წყალი

§ 65

ორთქლი-წყალი სათბობი სისტემები პირველად გამოყენებული იყო მე-19 საუკუნის მეორე ნახევარში. ორთქლი-წყლის სისტემები წყალი-წყლის სისტემებისაგან იმით განსხვავდება, რომ მათში ადგილობრივი სათბობი სისტემის თბოშემცველის გათბობა (წყალგამაცხელებელ აპარატში) ხდება არა გადამეტბურებული წყლის საშუალებით, არამედ ორთქლით.

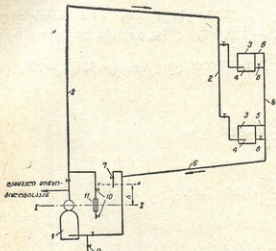
ორთქლი-წყლის სისტემები ფართოდ გამოიყენება იმ საცხოვრებელი სახლების, საბავშვო ბაღების და ბაგების, სკოლების და სხვა დამხმარე სათავსების გასათბობად, რომლებიც განლაგებულია ისეთი ფაბრიკებისა და ქარხნების ტერიტორიაზე რომლებიც თავისი სანრეწველო ტექნოლოგიური პროცესების საჭიროებისათვის იყენებენ ორთქლს.

ორთქლი-წყალი სისტემების გამოყენება მიზანშეწონილია აგრეთვე მრავალსართულიან შენობებში. ასეთ შენობებში ჩვეულებრივი წყლით სათბობი სისტემების გამოყენება შეზღუდულია, რადგანაც მრავალსართულიანი შენო-

ბის გათბობის სისტემებში წარმოიქმნება დიდი ჰიდროსტატიკური წნევა, რომელიც იწვევს სათბობი ხელსაწყოების დახეთქვას.

ორთქლი-წყლის სისტემების ორიგინალურ ნაირსახეობას წარმოადგენს პროფ. ს. ულიანინსკის მიერ დამუშავებული ე. წ. კონდენსაციური სისტემა.

9.IX ნახაზზე ნაჩვენებია ორმილოვანი დაბალი წნევის კონდენსაციური (ორთქლი-წყალი) სათბობი სისტემა. დაბალი წნევის ორთქლი—ქვაბიდან 1 მილსადენით 2 მიედინება სათბობ ხელსაწყოებში 3. მილაკი 4 შედის ყოველი სათბობი ხელსაწყოს ქვედა ნაწილში ამ ხელსაწყოს მთელ სიგრძეზე. ამ მილაკებს აქვთ მთელი რიგი წვრილი ნახვრეტები, საიდანაც ორთქლი მიედინება სათბობ ხელსაწყოებში.



ნახ. 9.IX

ხელსაწყოში ორთქლის გაცივების შედეგად წარმოიქმნება კონდენსატი, რომელიც თანდათანობით მთლიანად (უკუმიმყვანამდე 5, რომელიც ხელსაწყოს ზედა ნაწილთანაა მიერთებული) შეავსებს სათბობ ხელსაწყოს. ხელსაწყოში წყლის ტემპერატურის საჭირო დონემდე დაქვრავს ხორციელდება ხელსაწყოში ორთქლის რაოდენობის მეტ-ნაკლებად შეყვანით. ხელსაწყოში წარმოქმნილი კონდენსატის ზედმეტი რაოდენობა სიმყვანის 5 საშუალებით გადაიღვრება საკონდენსაციო

მილში 6, რომლითაც ის ბრუნდება ქვაბში 1.

სისტემიდან ჰაერის გასაუხანად საკონდენსაციო მილის 6 ბოლოში დაყენებულია ჰაერგაბჭყვანი მილაკი ვენტილით 7, რომელიც სათბობი სისტემის ამუშავებისას ღიაა, ხოლო სათბობი ხელსაწყოების გახურების შემდეგ იკეტება და ასე რჩება სათბობი სისტემის მეორედ ამუშავებამდე.

სათბობი სისტემის წყლისაგან დაცლისთვის უნდა გაიფოს ვენტილები 8 და 9, რის შედეგადაც წყალი სისტემიდან ჩაიცილება კანალიზაციაში. გათბობის სისტემის დროებით შეჩერებისას სისტემა მილაკზე 11 დაყენებული ვენტილებიდან 10 შეივსება ჰაერით, რისთვისაც ეს ვენტილები (მუდმივად) ოდნავ ღიადაა დატოვებული. ხაზი I—I გვიჩვენებს სისტემაში წყლის დგომის დონეს იმ შემთხვევაში, როდესაც ქვაბს არ გაჩნია წნევა (სისტემის უმოქმედობის დროს), ხოლო ხაზი II—II გვიჩვენებს სისტემაში წყლის დგომის დონეს სათბობი სისტემის მუშაობისას. კონდენსატის სვეტის სიმაღლე (h) აწონასწორებს ქვაბში ორთქლის წნევას.

ზემოთ განხილული სისტემის ნაკლად ითვლება ის, რომ მილსადენის ზედაპირებზე გვაქვს დიდი ტემპერატურა, შედარებით (წყლოვან სისტემებთან) რთულია სათბობები ხელსაწყოების თბოგაცემის რეგულირება და ზოგიერთ შემთხვევაში არ არის გამორიცხული ხელსაწყოებში ჰიდრაულიკური დარტყმების წარმოშობის შესაძლებლობა.



ორთქლი-წყალის სათბობ სისტემებში წყლის გასაცხელებლად იყენებენ სხვადასხვა სახის და სხვადასხვა კონსტრუქციის წყალგამაცხელებლებს.

10.IX ნახაზზე ნაჩვენებია სანიტარულ-ტექნიკურ მოწყობილობათა საკავშირო სამეცნიერო-საკვლევო ინსტიტუტის მიერ დამუშავებული ე. წ. „ენერჯის“ ტიპის წყალგამაცხელებლის კონსტრუქცია.

წყალგამაცხელებელი შედგება ცილინდრული ფორმის კორპუსისაგან 1, რომლის ერთ ბოლოზე უძრავად მიდუღებულია ფსკერი 2, ხოლო მეორე ბოლოში—მოსახსნელი ფსკერი 3. კორპუსში 1 ჩასმულია მილებისაგან დამზადებული კლაკნილა 4, რომელთა ბოლოებიც მიდუღებულია ზედა და ქვედა კოლექტორებთან 5. ამავე კოლექტორებზე მიდუღებულია მილყვლები 6, რომელთა ბოლოებიც გამოყვანილია მოსახსნელი ფსკერის 3 გარეთ. ზემო მილყვლის საშუალებით ორთქლი შეყავთ კლაკნილაში 4, ხოლო ქვემო მილყვლით გამოიყვანება კონდენსატი. გასათბობი წყალი ადვილობრივი სათბობი სისტემიდან წყალგამაცხელებელში შედის მილყვლით 7, ხოლო გაცხელებული წყალი გამოდის მილყვლით 8.

„ენერჯის“ ტიპის წყალგამაცხელებელი მზადდება სხვადასხვა ტევადობისა (160 დან 3500-მდე ლიტრი).

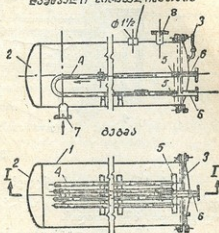
წყალგამაცხელებელში გასათბობი წყალი მოძრაობს მცირე სიჩქარით, რის გამოც ორთქლიდან წყლისადმი თბოგადაცემის კოეფიციენტის სიდიდე არ აღემატება  $K=700$  კკალ/მ<sup>2</sup> სთ. გრ იმ შემთხვევაში, როდესაც წყალგამაცხელებელში წყლის გაცხელება ხდება დაბალი წნევის ორთქლით ( $P=1,2$  ატმ), რომლის ტემპერატურაც ტოლია  $t=104^{\circ}$ , ხოლო გასათბობი წყლის საშუალო ტემპერატურა  $t_{\text{სა}} = \frac{95+70}{2} = 82,5^{\circ}$ , მაშინ კლაკნილის ყოველი 1 მ<sup>2</sup> ზედაპირის მიღები გასათბობ წყალს გადასცემს სითბოს რაოდენობას, რომელიც უდრის:

$$Q = 700 \cdot 1(104 - 82,5) = 14800 \text{ კკალ/სთ.}$$

11.IX ნახაზზე ნაჩვენებია რეტ. ი. ლაზდანის მიერ დამუშავებული ე. წ. ჩქაროსნული წყალგამაცხელებელი. ასეთი ტიპის წყალგამაცხელებლის ტევადობა მცირეა, ხოლო წყლის მოძრაობის სიჩქარე კი საკმაოდ დიდი (0,5-დან 2,5 მ/წმ-დე) ისინი ბრინჯივულად იმით განსხვავდებიან ადრე განხილული „ენერჯის“ ტიპის წყალგამაცხელებლისაგან, რომ გასაცხელებელი წყალი მოძრაობს არა წყალგამაცხელებელი აპარატის კორპუსში 1, არამედ—უშუალოდ მილაკებში 2, რომლებიც მაგრდება ორ გისოსზე 3. მილაკების 2 ბოლოები გაყვა-

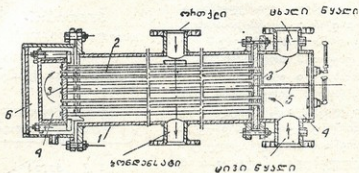
ჯიდი I-I.

სახეობის სიკვანძის



ნახ. 10.IX

ნილია წინა და უკანა საკანში 4. წინა საკანს 4 აქვს ტიხარი 5, რომელიც უზრუნველყოფს წყლის მოძრაობას ორ სვლად. უკანა საკანს 4, გისოსს 3 (მასზე დამაგრებული მილაკებით) შეუძლია იმოძრაოს ყუთში 6, რაც უზრუნველყოფს გაცხელების შედეგად მილაკების 2 ხაზობრივი დაგრძელების კომპენსაციას. ორთქლი შედის უშუალოდ წყალგამაცხელებლის კოროუსში 1 მილაკებს 2 შორის არსებულ სივრცეში.



ნახ. 11.IX

ჩქაროსნულ წყალგამაცხელებლებში მიზანშეწონილია თითბერის შილაკების გამოყენება, რადგანაც ფოლადის მილები განიცდის კოროზიას და ადრე გამოდის მწყობრიდან.

ჩქაროსნული წყალგამაცხელებლების ანგარიში და მათი კონსტრუქციები დეტალურად განხილულია თბომომარაგების სახელმძღვანელოებში,

## ოკთქლით სათბობი სისჯავები

დაბალი წნევის ოკთქლით სათბობი სისჯავები

§ 67

ოკთქლით სათბობი სისტემები (ოკთქლის წნევის მიხედვით) შეიძლება იყოს:

1) ოკთქლის—დაბალი წნევის (1,05—1,7 ატმ-მდე წნევით); 2) ოკთქლის—მაღალი წნევის (1,7 ატმ-ზე მეტი წნევით); 3) ვაკუუმოკთქლოვანი (1 ატმ-მდე წნევით).

დაბალი წნევის ოკთქლით სათბობი სისტემები გამოიყენება (სამშენებლო ნორმებისა და წესების თანახმად) კინო-თეატრებში, თეატრებში, კლუბებში, ყველა სათბობ სპორტულ ნაგებობაში (საცურაო აუზები, სტადიონები და სხვ.), სასადილოებში, რესტორნებში, მაღაზიებში, ადინინსტრაციულ-საკანტორო და საყოფაცხოვრებო ნაგებობებში.

ოკთქლს (როგორც თბომშვეველს) აქვს როგორც დადებითი, ისე უარყოფითი თვისებები.

ვინაიდან ოკთქლს მაღალი ტემპერატურა აქვს, ამიტომ სათბობი ხელსაწყოს კედლების შიგა ზედაპირზე (ოკთქლის კონდენსაციისას) ხდება სითბოს უფრო ინტენსიური გადასვლა, რის შედეგადაც დაბალი წნევის ოკთქლით სათბობ სისტემებში სათბობი ხელსაწყობის საჭირო ხურების ფართობი 30-40%-ით ნაკლები გამოდის, ვიდრე წყლით გამოთბობ სისტემებში.

იმის გამო, რომ ოკთქლი დიდი სისწრაფით მოძრაობს და 1 კგ ოკთქლი კონდენსირებისას გამოყოფს სითბოს დიდ რაოდენობას, ამიტომ ოკთქლით სათბობ სისტემებში მილსადენის დიამეტრი უფრო ნაკლებია, ვიდრე წყლით სათბობ სისტემებში.

დაბალი წნევის ოკთქლის მოცულობითი წონა დაახლოებით 1650-ჯერ უფრო ნაკლებია, ვიდრე წყლის მოცულობითი წონა. ოკთქლის ეს თავისებურება საშუალებას გვაძლევს გამოვიყენოთ ის მრავალსართულიანი შენობების გასათბობად, რომლებშიც წყლით სათბობი სისტემის გამოყენების შემთხვევაში ქვედა სართლის ხელსაწყობიდან წარმოიქმნება ისეთი დიდი პირობათა კუთხური წნევა, რომ ის დაუშვებელია ხელსაწყობის სიმტკიცის თვალსაზრისით. აქვე უნდა აღვნიშნოთ, რომ მართალია, ოკთქლით სათბობი სისტემების სათბობ ხელსაწყობებში წნევა გაცილებით ნაკლებია, ვიდრე წყლით სათბობი სისტემების ხელსაწყობებში. მაგრამ ქვაბზე წნევის შემთხვევით უწყურადღებოდ დატოვებისას შეიძლება წნევა იმდენად გაიზარდოს, რომ მოხდეს ოკთქლის ქვაბის აფეთქება ან სათბობი სისტემის რომელიმე ელემენტის გახეთქვა. იმისათვის, რომ თავიდან იქნეს აცილებული ეს საშიშროება, ოკთქლის ქვაბებს ამარაგებენ სპეციალური პირობათა კუთხური ან ტვირთული მცველით.



ორთქლის მცირე მოცულობითი წონა დიდი სითბოტევადობა და სათბობი ხელსაწყოების გაზრდილი თბოგადაცემის კოეფიციენტი იწვევს ორთქლით სათბობი სისტემის თბური ინერციის შემცირებას, რის შედეგადაც სისტემა ჩქარა თბება და ასევე ჩქარა ცივდება (წყლით სათბობ სისტემებთან შედარებით). ორთქლის ეს თვისება განსაკუთრებით მნიშვნელოვანია იმ სათავსების გასათბობად, რომლებშიც საჭიროა ჰაერის საანგარიშო ნორმალური ტემპერატურა მხოლოდ დროის გარკვეულ პერიოდში (კინო-თეატრებში, კლუბებში, სპორტულ დარბაზებში და სხვ.).

ზემოაღოთვლილი დადებითი მხარეების მიუხედავად, ორთქლის გამოყენება მაინც შეზღუდულია მისი ზოგაერთი უარყოფითი მხარეების გამო.

სათბობი ხელსაწყოების ზედაპირების ტემპერატურა მათი ორთქლით კვების შემთხვევაში გათბობის მთელი სეზონის განმავლობაში გაცილებით აღემატება ამ ტემპერატურას, რომლის დროსაც ხდება ორგანული მტვრის აქროლება.

შეუძლებელია ორთქლით სათბობი სისტემების თბოგაცემის ცენტრალური ხარისხობრივი რეგულირება, რის შედეგადაც გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურის ცვალებადობისას (გაზრდისას) ხდება სათავსების გადახურება, რაც, თავის ხხრივ, იწვევს საწვანის გადხარჯვას.

ორთქლით სათბობი სისტემების მილსადენებიდან ხდება სითბოს უფრო ინტენსიური დაკარგვა. გარდა ამისა, ასეთ სისტემებში გვეჭირდება ორთქლის მაგისტრალებში წარმოქმნილი კონდენსატის გასაყვანი დამატებითი მოწყობილობის დაყენება, რაც აძვირებს და აძნელებს ასეთი სისტემების მოწყობას.

ორთქლით სათბობი სისტემების საამორტიზაციო ვადა გაცილებით ნაკლებია წყლით სათბობ სისტემებთან შედარებით, განსაკუთრებით სწრაფად ცვლება საკონდენსაციო მილსადენები მათი ინტენსიური კოროზიის გამო.

წყლის ორთქლად გარდაქმნის პროცესი იყოფა ორ სტადიად.

პირველ სტადიაში სითბო იხარჯება წყლის დუღილის ტემპერატურამდე (გაჯერებამდე) მისაყვანად, რომელიც, როგორც თერმოდინამიკიდანაა ცნობილი, იზრდება წნევის გაზრდასთან ერთად. მეორე სტადიაში კი სითბოს შემდგომი მიწოდებით დუღილის წერტილამდე მიყვანილ წყლიდან წარმოებს აორთქლების პროცესი. წყლის ასაორთქლებლად საჭირო სითბოს რაოდენობა წნევის გაზრდისას მცირდება.

წყლის აორთქლების დროს სითბო იხარჯება, მოლეკულთა შორის შექიდილობის ძალების გადასალახავად და მოცულობის გაფართოებაზე და არ იწვევს წყლის და ორთქლის ტემპერატურის ზრდას. სითბოს ამ ნაწილს ორთქლწარმოქმნის ფარულ სითბოს უწოდებენ.

ამრიგად, მშრალი გაჯერებული ორთქლის მთლიანი სითბო იქნება:

$$i = q + r \text{ კკალ/კგ.} \tag{1.10}$$

სადაც  $q$  სითბოს ის რაოდენობაა, რომელიც იხარჯება 1 კგ წყლის გასათბობად  $0^{\circ}$  ტემპერატურიდან შესაბამისი წნევის დუღილის წერტილამდე მისაყვანად, კკალ/კგ-ობით;

$r$  — ორთქლწარმოქმნის ფარული სითბო, კკალ/კგ-ობით.

1,1 ატმ წნევის დროს 1 კგ მშრალი გაჯერებული ორთქლის მთლიანი სითბოს რაოდენობა იქნება:

$$i = 101,8 + 538,1 = 639,9 \text{ კკალ/კგ}$$





(დანართის V ცხრილში მოცემულია მშრალი გაჯერებული ორთქლის ტემპერატურები, თბოწმეცვლელობა და მოცულობითი წონები).

თუ ორთქლს წავართნევთ ორთქლ წარმოქმნის ფარულ სითბოს, მაშინ ის გადაიქცევა წყლად (კონდენსირდება). კონდენსატის ტემპერატურა ორთქლის ტემპერატურის ტოლი იქნება, მაგრამ კონდენსატის თბოწმეცვლელობა ტოლი იქნება მხოლოდ იმ სითბოს რაოდენობისა (q), რომელიც ხხარჯება შესაბამისი წნევისას წყლის ადუღების წერტილამდე მისაყვანად.

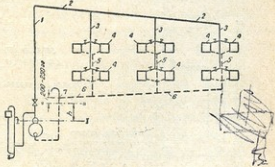
ორთქლის ის თვისება, რომ კონდენსირებისას გამოყოფს ორთქლწარმოქმნის ფარულ სითბოს, გამოიყენება გათბობის მიზნებისათვის. სათავსების გათბობა ორთქლით სათბობი სისტემების გამოყენებისას ხდება სათბობ ხელსაწყოებში (ქვაბიდან მიწოდებული) ორთქლის კონდენსაციის ხარჯზე.

**ორთქლით სათბობი სისტემების შესაძლო სქემები**

§ 68

დაბალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემები შეიძლება იყოს ორთქლის ქვემო და ზემო განაწილებით, ორმილოვანი და ერთმილოვანი. ეს უკანასკნელი ჩვენში ვერ გავრცელდა საექსპლოატაციო უარყოფითი მხარეების გამო, რომელთაგან, პირველ რიგში, აღსანიშნავია მილსადენში ჰიდრაულიკური დარტყმების წარმოქმნა, რაც გამოიწვეულია ერთ და იმავე მილებში კონდენსატისა და ორთქლის ერთდროულად მოძრაობის (შეზვედრი) გამო.

1.X ნახაზზე ნაჩვენებია დაბალი წნევის ორთქლით სათბობი ორმილოვანი ზემო განაწილების შეკრული სისტემა „მშრალი“ საკონდენსაციო მილსადენით. ორთქლის ქვაბში წყლის გაცხელების შედეგად წარმოიქმნება განსაზღვრული ტემპერატურისა და წნევის ორთქლი. ამ წნევის შემოქმედების შედეგად ორთქლი ქვაბიდან მთავარი დგარით 1, ორთქლის მაგისტრალური ხაზით 2 და ორთქლის დგარებით 3 მიედინება სათბობ ხელსაწყოებში 4, რომელთა მიწყებებზეც დაყენებულია ორთქლის ვენტილები. სათბობი ხელსაწყოების შიგა ციფრულად აღიარებთან შეხებისას ხდება ორთქლის კონდენსაცია, წარმოქმნილი კონდენსატი საკონდენსაციო დგარების 5 და მაგისტრალის 6 საშუალებით თვითღინებით ბრუნდება ორთქლის ქვაბში, სადაც ხდება მისი ხელახლა ორთქლად გარდაქმნა.



ნახ. 1.X

ვინაიდან სათბობი სისტემის ამუშავებამდე სისტემის მილსადენები და სათბობი ხელსაწყოები შეესებულია ჰაერით, ამიტომ ორთქლს შეუძლია მათი შევსება მხოლოდ მათგან ჰაერის გამოდენის შემდეგ. ამიტომ საკონდენსაციო მაგისტრალის დიაფეტრს შეარჩევინ იმგვარად, რომ მისი განივი კვეთი შეესებული იყოს კონდენსატი მხოლოდ ნახევრამდე, ზედა ნახევარში კი თავს იყრიდეს სისტემიდან გამოდენილი ჰაერი, რომლის ატმოსფეროში გასაყვანად საკონდენსაციო მაგისტრალზე (წერტილ 7 თან) ხდება ღია ჰაერგამყვანი მილის მიერთება.

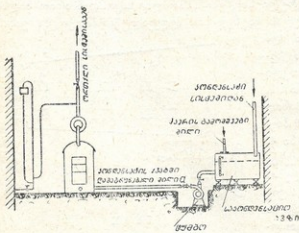
გინაიდან საკონდენსაციო მაგისტრალში კონდენსატი თვითღინებით მოძრაობს, ამიტომ ის კეთდება 0,005 მ დახრით (ქვაბისაკენ). ისეთ საკონდენსაციო მაგისტრალს, რომლის განივი კვეთიც ნაწილობრივია კონდენსატით შევსებული უწოდებენ „მშრალს“.

სათბობი სისტემის უმოქმედების დროს საკონდენსაციო მილსადენის ვერტიკალური უბნის ნაწილი ყოველთვის შევსებული იქნება კონდენსატით I—I დონემდე. სისტემის ამუშავებისას ქვაბში აორთქლების სარკეზე ორთქლის წნევის ზემოქმედების შედეგად საკონდენსაციო მილსადენის ვერტიკალური უბანზე წყალი I—I დონიდან აიწევს II—II-მდე. წყლის სვეტის ( $h$ ) სიმაღლე (I—I დონიდან II—II დონემდე) აწონასწორებს ქვაბში ორთქლის წნევას. მაგალითად, როცა ქვაბში ორთქლის წნევა უდრის 1,1 ატმ-ს, მაშინ სიმაღლე  $h=1$  მ.

ჰაერგამყვანი მილის მიერთების (წერტილი 7) ადგილი II—II დონიდან აწეული უნდა იყოს 0,2÷0,25 მ-ით. სათბობი ხელსაწყოებიც, რასაკვირველია, საკონდენსაციო მაგისტრალზე მაღლა უნდა იყოს განლაგებული.

დაბალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემებიდან კონდენსატის ქვაბში თვითღინებით (შეკრული სქემით) დაბრუნება შესაძლებელია მხოლოდ იმ შემთხვევებში, როცა ეს არ იწვევს საქვაბის ქერიდან საქვაბის იატაკის დონის ჩაღრმავებას 3,5 მეტრზე მეტად. იმ შემთხვევაში, როდესაც ზემოაღნიშნულ პირობას ვერ ვაკმაყოფილებთ, ან თუ სათბობი ხელსაწყოების განლაგების სიმაღლე ვერ უზრუნველყოფს კონდენსატის ქვაბში თვითღინებით დაბრუნებას, მაშინ,

იყენებენ ე. წ. შეუკვრელ სქემას საკონდენსაციო ავზითა და ტუმბოთი (იხ. ნახ. 2.X).



ნახ. 2.X

ბით ქვაბიდან ტუმბოს საშუალებით არ მოხვდეს საკონდენსაციო ავზში, ტუმბოს წინ აყენებენ უკუსარქველს ( $a$ ), რომელიც წყალს ატარებს მხოლოდ ქვაბისაკენ.

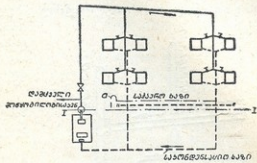
სისტემიდან ჰაერის გაყვანა ხორციელდება საკონდენსაციო ავზის სახურავზე დაყენებული ჰაერგამყვან მილის საშუალებით.

3.X ნახაზზე მოცემულია ზემო განაწილების დაბალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემა ე. წ. „სველი“ საკონდენსაციო ხაზით.

ამ სისტემაში მისი უმოქმედობის დროს წყალი ქვაბში და საკონდენსაციო დგარებში იქნება I—I დონეზე. სისტემის ამუშავებისას ორთქლის წნევის

ზემოქმედებით წყალი I—I დონიდან აიწევეს II—II დონემდე. ვინაიდან საერთო საკონდენსაციო ხაზი ამ სისტემაში ქვაბში წყლის დგომის დონეზე დაბლაა განლაგებული, ამიტომ ის მთლიანად იქნება შევსებული წყლით და სწორედ ამიტომ ეწოდება მას „სველი“.

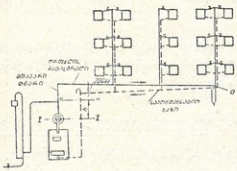
„სველი“ საკონდენსაციო მაგისტრალიანი სათბობი სისტემებიდან ჰაერის გასაყვანად ეწევა სპეციალური საჰაერო ხაზი, რომლის საკონდენსაციო დგარებთან მიერთება II—II დონეზე 0,2÷0,25 მ უფრო მაღლა უნდა მოხდეს.



ნახ. 3.X

ყველა ზემოგანხილული სისტემა შესრულებულია ორთქლის ზემო განაწილებით. ხშირ შემთხვევაში კი უფრო მიზანშეწონილია ორთქლის ქვემო განაწილების სათბობი სისტემების გამოყენება. 4.X ნახაზზე მოცემულია დაბალი წნევის ორთქლის სათბობი სისტემა ორთქლის ქვემო განაწილებით და „შშრალი“ საკონდენსაციო ხაზით. ამ სისტემაში ორთქლის მაგისტრალური ხაზი გაიყვანება მთავარი დგარიდან უშორეს ორთქლის დგარამდე დახრით. ამასთან,

ყველა ორთქლის დგარში და ორთქლის მაგისტრალში წარმოქმნილი კონდენსატი თვითდინებით (მაგისტრალის დახრის გამო) თავს იყრის ბოლო ორთქლის დგართან, რომელსაც *a* წერტილში ერთ ბოლოთი მიერთებული აქვს *U*-ს მაგვარი ჰიდრაულიკური საკეტი, ამ საკეტის მეორე ბოლო კი მიერთებულია საკონდენსაციო მაგისტრალთან. წყლისა და ტუქუისაგან დასაცლელად საკეტს ბოლოში დაყენებული აქვს სამკაპი საცობი.



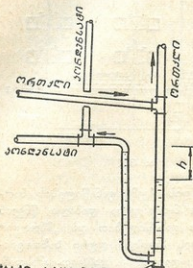
ნახ. 4.X

ჰიდრაულიკური საკეტი ისეთნაირადაა მოწყობილი, რომ სისტემის მუშაობისას მასში წარმოიქმნება წყლის სვეტების სიმაღლეთა (*h*) სხვაობა (იხ. ნახ. 5.X), რომელიც აწონასწორებს ორთქლის წნევას ორთქლის მაგისტრალთან საკეტის მიერთების წერტილში. წყლის სვეტების სიმაღლეთა სხვაობის არსებობის გამო ორთქლი ვერ მოხვდება საკონდენსაციო მაგისტრალში. ორთქლის მაგისტრალის უშუალოდ (*U*-ს მაგვარი საკეტის გარეშე) საკონდენსაციო მაგისტრალთან მიერთების შემთხვევაში მოხდებოდა გარკვეული რაოდენობის ორთქლის საკონდენსაციო მაგისტრალში შეჭრა, რაც გამოიწვევდა ჰიდრაულიკური დარტყმების წარმოშობის საშიშროებას და ორთქლის გაუთვალისწინებელ კარგვას.

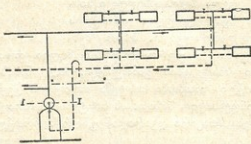
დაბალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემები ორთქლის ქვემო განაწილებით შეიძლება აგრეთვე იყოს „სველი“ საკონდენსაციო მაგისტრალით.

ორთქლის მაგისტრალის ზემო ან ქვემო განლაგების გარდა, ხშირად იყენებენ ორთქლის მაგისტრალის საშუალო გაყვანას (იხ. ნახ. 6.X) ე. წ. გათბობის შერეულ სისტემას. ასეთ სისტემაში ორთქლის მაგისტრალი გაჰყავთ სართულშუა გადახურვაში ან რომელიმე სართულის იატაკთან. სისტემის ერთი ნახევარი, რომელიც განლაგებულია ორთქლის მაგისტრალის ზემოთ, იქნება ორთქლის ქვემო განაწილებით, ხოლო მეორე ნახევარი (ორთქლის მაგისტრალის ქვემოთ)—ორთქლის ზემო განაწილებით.

ყველა ზემოგანხილული ორთქლის სისტემის ამუშავების შედგენითი გაცხელების დასაჩქარებლად სისტემის ყვე-



ნახ. 5.X



ნახ. 6.X

ლაზე შორს განლაგებული სათბობი ხელსაწყობის საკონდენსაციო განშტოებებზე აყენებენ საპაერო ონკანებს სისტემის უმოქმედების პერიოდში დაგროვილი ჰაერის ატმოსფეროში გასაყვანად.

**დაბალი წნევის ორთქლით სათბობი სისხვევის სქემის აჩვენება § 69**

ორქლით სათბობ შერეულ სისტემებს და ორთქლის ზემო განაწილების სათბობ სისტემებს აქვთ საექსპლოატაციო უპირატესობანი ორთქლის ქვემო განაწილების სათბობ სისტემებთან შედარებით. მათი გამოყენებისას არ არის საჭირო ჰიდრაულიკური საკეტების მოწყობა. რომელთაც პერიოდულად სჭირდებათ დაგროვილი ჰუქვისაგან გაწმენდა. ზედა განაწილების სისტემები უხმაურია, რადგანაც ყველა მაგისტრალურ მილსადენში და ცხელ დგარში (მთავარი დგარის გარდა) ორთქლის მოძრაობისას წარმოქმნილი კონდენსატი მოძრაობს იმავე მიმართულებით, რა მიმართულებითაც მოძრაობს ორთქლი. ორთქლის ქვემო განაწილების სისტემების ცხელ დგარებში კი ორთქლი და კონდენსატი მოძრაობს ერთმანეთის შემხედრად, რასაც შეუძლია გამოიწვიოს ჰიდრაულიკური დარტყმები და ხმაური. ამიტომ ორ სართულზე მეტი სიმაღლის შენობებში არ არის მიზანშეწონილი ქვემო განაწილების სისტემის გამოყენება.

ორთქლით სათბობი შერეული სისტემები და ორთქლის ქვემო განაწილების სათბობი სისტემები უფრო ეკონომიურია ზემო განაწილების სისტემებთან შედარებით მილების ხარჯის მიხედვით.





შერეული და ქვემო განაწილების სისტემები უფრო ხელსაყრელია აგრეთვე მაგისტრალური მილსადენებიდან თბოდანაკარგების თვალსაზრისითაც, რადგანაც მათი ორთქლის მაგისტრალებიდან გამოყოფილი სითბო შეიძლება გამოყენებული იქნეს (ნაწილობრივ) შენობის გასათბობად. ხოლო ზედა განაწილების სისტემებში კი ორთქლის მაგისტრალები, ჩვეულებრივ, გაჰყავთ გაუთბარ სხეულში და ამიტომ ისინი სითბოს ვაცილებით მეტ რაოდენობას კარგავენ გამოუყენებლად.

საკითხი იმის შესახებ თუ რომელი საკონდენსაციო მაგისტრალის მქონე სისტემა შევარჩიოთ, „მშრალი“ თუ „სველი“, უნდა გადაწყდეს ადგილობრივი პირობების გათვალისწინებით. ამასთან, უნდა გავითვალისწინოთ ისიც, რომ „მშრალი“ საკონდენსაციო მაგისტრალის მოწყობისას არ გვეჭირდება (სისტემიდან ჰაერის გასაყვანად) ჰაერშემკრები ხაზის გაყვანა, თუმცა „მშრალი“ საკონდენსაციო მილის დიამეტრი ოდნავ აღემატება „სველი“ საკონდენსაციო მილის დიამეტრს. ისიც უნდა მივიღოთ მხედველობაში, რომ „სველი“ საკონდენსაციო მილი ნაკლებად კოროზირდება, რადგანაც მისი განივი კვეთი მთლიანადაა შევსებული მასში გამდინარე კონდენსატით (წყლით) იმ დროს, როდესაც „მშრალი“ საკონდენსაციო მილში ერთდროულად მოძრაობს კონდენსატიც და ჰაერიც (რაც იწვევს „მშრალი“ საკონდენსაციო მილია ინტენსიურ კოროზიას).

საქვებების სიმაღლე დამოკიდებულია გამოყენებული საკონდენსაციო მაგისტრალის სახეობაზე. ყველაზე უფრო მაღალი საქვები გვეჭირდება „მშრალი“ საკონდენსაციო მილისა და ქვემო განაწილების სისტემების გამოყენებისას. შედარებით დაბალი საქვები კი „სველი“ საკონდენსაციო მილის და ზემო განაწილების სისტემების გამოყენებისას.

შეკრული სისტემის გამოყენება უფრო მიზანშეწონილია შეუკრავ სისტემასთან შედარებით, რადგანაც ეს უკანასკნელი მოითხოვს დამატებით საკონდენსაციო აფხის, ტუმბოს და ელექტროძრავის დაყენებას და, გარდა ამისა, ელექტროენერჯის ხარჯს.

**დაბალი წნევის ორთქლით სათბობი სისხვედრის მისაღწევის ანგარიში § 70**

დაბალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემების მილსადენების ანგარიშის მეთოდთა პრინციპულად არაფრით განსხვავდება წყლით სათბობი სისტემების მილსადენების ანგარიშისაგან, თუმცა ორთქლით სათბობი სისტემების ანგარიშისას განსაზღვრავენ ნხოლოდ ორთქლისა, საკონდენსაციო მაგისტრალისა და საჰაერო ხაზის დიამეტრებს.

ორთქლით სათბობ სისტემებში ორთქლის მოძრაობა მილებში ქვაბიდან სათბობ ხელსაწყობამდე ხორციელდება ქვაბიდან ორთქლის გამოსვლის მომენტში და სათბობი ხელსაწყოს წინ არსებულ წნევათა სხვაობის გამო. ხელსაწყობში ორთქლის კონდენსაცია ხდება წნევისას, რომელიც უახლოვდება ატმოსფერულ წნევას, ე. ი. ორთქლის წნევა მთლიანად იხარჯება ნხოლოდ ორთქლგამტარი მილსადენის ადგილობრივ და ხახუნის წინააღმდეგობათა გადასალახავად (საკონდენსაციო მაგისტრალში კი წყალი მოძრაობს თვითდინებით). მაშასადამე, რაც უფრო გრძელია ორთქლგამტარი მილსადენი (მანძილი ქვაბიდან ყველაზე უშორეს სათბობ ხელსაწყომდე), მით მეტი

ხახუნისა და ადგილობრივ წინააღმდეგობათა გადალახვა უხდება ორთქლს და ამიტომ მით უფრო მეტი უნდა იყოს ორთქლის საწყისი წნევა ქვაბში. ზემოაღნიშნულიდან გამომდინარე, ქვაბში ორთქლის საჭირო წნევის სიდიდის დანიშვნა ხდება (იმ სიგრძის მიხედვით, რომელიც აქვს ორთქლ-გამტარ მილსადენს ქვაბიდან ყველაზე უშორეს სათბობ ხელსაწყომდე) შემდეგნაირად:

როცა სისტემის სიგრძე 50 მ-მდეა, ორთქლის წნევა მიიღება	1,05 ატმ
" " " 100 " " "	1,05 ÷ 1,1 "
" " " 200 " " "	1,1 ÷ 1,2 "
" " " 300 " " "	1,2 ÷ 1,3 "

საანგარიშო რგოლის სათბობ ხელსაწყოსთან დაყენებული ვენტის წინ უნდა გექონდეს ორთქლის წნევის 150 ÷ 200 კგ/მ<sup>2</sup> ჭარბი ნარჩენი. ეს თავისუფალი წნევის სიდიდე საჭიროა ვენტისა და სათბობი ხელსაწყოს წინააღმართა გადასალახავად და, ამასთან, საშუალებას გვაძლევს საჭიროების შემთხვევაში (ვენტილის ნაწილობრივი დაკეცივით) მოვახდინოთ სათბობი ხელსაწყოს ადგილობრივი რეგულირება.

დაბალი წნევის ორთქლით სათბობ სისტემებში ადგილობრივი წინააღობების გადასალახავად საჭიროა წნევის ნაკლები რაოდენობა (წყლის სისტემებთან შედარებით) და ის არ აღემატება საერთო წნევის 35%-ს. თუ წნევის ამ რაოდენობას გამოვაკლებთ მთლიან წნევას და დარჩენილ წნევას გაეყოფთ ქვაბიდან განსახილველ სათბობ ხელსაწყომდე არსებულ მილსადენის სიგრძეზე, მივიღებთ წნევის შესაძლო საშუალო კუთარ დანაკარგს ხახუნზე (*R*). მიღებული *R* სიდიდითა და საანგარიშო რგოლის განსახილველი უბნის თბური დატვირთვის მიხედვით დანართში მოცემული XI ცხრილით ან დანართში მოცემული XII ნომოგრამის საშუალებით ხდება ორთქლის მილსადენის დიამეტრების განსაზღვრა.

ადგილობრივ წინააღმართთა კოეფიციენტების სიდიდეები ორთქლით სათბობ სისტემებში აიღება ისევე, როგორც წყლით სათბობ სისტემებში V თავში მოცემული მე-4 ცხრილიდან. ადგილობრივ წინააღობებზე წნევის დანაკარგების სიდიდეები აიღება დანართში მოცემული XIII ცხრილიდან.

საკონდენსაციო მილსადენების დიამეტრების შერჩევა კონდენსატგამტარის სიგრძის, ორთქლის კონდენსაციის შედეგად გამოყოფილი სითბოს რაოდენობისა და საკონდენსაციო ხაზის სახის (მშრალია თუ სველი, ჰორიზონტალურია თუ ვერტიკალური) მიხედვით ხდება დანართში მოცემული XIV ცხრილის საშუალებით.

იმისათვის, რომ თავიდან ავიცილოთ პიდრაველიკური დარტყმები, სისტემის ცალკეულ უბნებში ორთქლის მოძრაობის სიჩქარე არ უნდა აღემატებოდეს პრაქტიკული გამოცდილებიდან მიღებულ ორთქლის მოძრაობის სიჩქარეთა დადგენილ ზღვრებს, მოცემულს I X ცხრილში.

ცალკეული დვარებისა და განშტოებების წინააღმართთა გათანაბრება ორთქლით სათბობ სისტემებშიც ისევე წარმოებს, როგორც წყლით სათბობ სისტემებში.

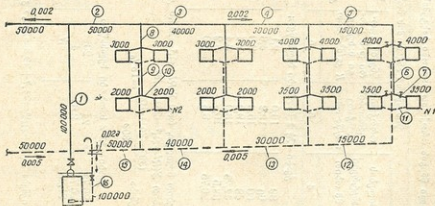
გათბობის სისტემის ორთქლისა და კონდენსატის მილსადენებს უწყობენ 0,002—0,005 მ დახრას ყოველ გრძივ მეტრზე, თბოშემცველის მოძრაობის მიმართულებით.

მილის შიგა დიამეტრი მმ-ობით	ორთქლის მოძრაობის მაქსიმალური სიჩქარე v—მ/წმ-ობით			
	ორთქლის და კონდენსატის ერთი მიძრათულებით მოძრაობისას		ორთქლის და კონდენსატის ერთ-მანეთთან შემხვედრ.დ მოძრაობისას	
	ჰორიზონტალურ უბნებში	ვერტიკალურ უბნებში	ჰორიზონტალურ უბნებში	ვერტიკალურ უბნებში
15,75	14	20	2 ± 2,5	4
21,25	18	22	2,5 — 3,0	5
27,0	22	25	4	6
35,75	25	30	5	8
41,0	30	35	6	9
53,0	35	40	8	11
76,0	40	50	12	14

ჰაერგამყვანი მილის დიამეტრი, ჩვეულებრივ, მიიღება  $1/2''$ ; ამასთან „მშრალი“ საკონდენსაციო მაგისტრალის შემთხვევაში ასეთი პატარა დიამეტრის მილის გამოყენება არ არის მიზანშეწონილი, რადგანაც ასეთ სისტემებში ხდება მილების ინტენსიური კოროზია, რის შედეგადაც ჩქარა იცვება საჰაერო მილის განივი კვეთი.

ორთქლით სათბობი სისტემების მილსადენების ანგარიშის პროცესში მიღებული ყველა მონაცემი შეგვაქვს სპეციალურ ბლანკში (იხ. ცხრილი 2.X). ქვემოთ განვიხილოთ დაბალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემის ანგარიშის მაგალითი.

**მაგალითი.** საჭიროა 7.X ნახაზზე ნაჩვენებ დაბალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემის მილსადენის დიამეტრებისა და ქვაბში საჭირო წნევის სიდიდის განსაზღვრა, როგორც ნახაზიდან ვხედავთ, სისტემა არის ორთქლის



ნახ. 7.X

ზემოვანაწილებითა და „მშრალი“ საკონდენსაციო მაგისტრალით. უბნების ნომრები და მათი თბური დატვირთვები მოცემულია ნახაზზე. ორთქლგამტარი მილების სიგრძეებია:

$$l_1 = 10 \text{ მ}; \quad l_2 = l_3 = l_4 = 5 \text{ მ}; \quad l_5 = 8,5 \text{ მ}; \quad l_6 = l_8 = l_9 = 3 \text{ მ}; \quad l_7 = l_{10} = 1,0 \text{ მ}.$$

ორთქლგამტარი მილსადენის საერთო სიგრძე ქვაბიდან ყველაზე არახელსაყრელ მდგომარეობაში მყოფ (უშორეს) № 1 სათბობ ხელსაწყომდე უდრის  $L = 37,5 \text{ მ}$ ; როგორც ვიციით, როცა ორთქლგამტარი მილსადენის

დახვეწილი წვევის ირჩეული საბონო სისტემის ირჩევადგარა მუდგუნის ხანგრძლივობა

წვევის საბონო სისტემის ნომერი	საბონო სისტემის ხანგრძლივობა წმ	საბონო სისტემის ხანგრძლივობა წმ	წინასწარი ანგარიშის მონაცემები						საბოლოო ანგარიშის მონაცემები					
			მუდგუნის ხანგრძლივობა წმ	საბონო სისტემის ხანგრძლივობა წმ	წვევის საბონო სისტემის ხანგრძლივობა წმ	წვევის საბონო სისტემის ხანგრძლივობა წმ	საბონო სისტემის ხანგრძლივობა წმ	საბონო სისტემის ხანგრძლივობა წმ	საბონო სისტემის ხანგრძლივობა წმ	საბონო სისტემის ხანგრძლივობა წმ	საბონო სისტემის ხანგრძლივობა წმ	საბონო სისტემის ხანგრძლივობა წმ		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
ქვაბი—№ 1 საბონო სისტემა $H=300$ ცმ/წმ														
1	10000	10	89	18,0	2,1	21	1,75	14,5	75,5	24	4,9	49	1,75	85
2	5000	5	69	19,2	4,6	28	1,5	18,5						
3	4000	5	60	15,8	3,0	15	1,0	8,3						
4	3000	5	48	19,0	7,4	37	1,0	11,7						
5	15000	8,5	42,25	13,0	8,4	28,9	2,0	11,0						
6	7000	3	33,5	10,5	3,2	9,6	2,0	6,5						
7	3500	1	26,75	8,5	3,0	3,0	1,5	3,5						
						137,5		74,0						

წინასწარი ანგარიშის მონაცემებით მივიღეთ, რომ  $\Sigma(R/r+z)^T=211,5$  ცმ/წმ  $< 300$  ცმ/წმსაბოლოო ანგარიშის მონაცემებით  $\Sigma(R/r+z)^T=261$  ცმ/წმწვევის საბოლოო მარჯი იქნება  $\frac{(300-261) \cdot 100}{300} = 13\%$ 

ქვაბი—№ 2 საბონო სისტემა														
8	9	10												
8	10000	3	26,75	24	26	78	1,5	30,0						
9	4000	3	26,75	9,8	4	12	2,0	6,5						
10	2000	1	21,25	8,8	4,7	4,7	1,5	3,8						
						94,7		34,8						

ამრიგად, წვევის დანაკარგები იქნება  $\Sigma(R/r+z)^T=94,7+39,8=134,5$  ცმ/წმ, რაც უტარავს საბოლოო წვევის ტოლი.





სიგრძე არ აღემატება 50 მ, ქვაბში ორთქლის წნევა უნდა იყოს  $H_{18} = 1,05$  ატმ=500 კგ/მ<sup>2</sup>. წნევის ამ სიდიდიდან სათბობი ხელსაწყოს წინ ვეტყობთ თავისუფალ წნევას—200 კგ/მ<sup>2</sup>.

ამრიგად, ორთქლგამტარი მილსადენების წინალობათა გადასალახავად დაგვრჩება წნევა:

$$H = 500 - 200 = 300 \text{ კგ/მ}^2.$$

ადგილობრივ წინალობათა გადასალახავად ვიღებთ 35%-ს. ნარჩენი წნევა, რომელიც შეიძლება დაიხარჯოს ხახუნის წინალობათა გადასალახავად იქნება:

$$300(1 - 0,35) = 195 \text{ კგ/მ}^2.$$

შესაძლო კუთრი დანაკარგი ხახუნზე იქნება:

$$R_I = \frac{195}{37,5} = 5,2 \text{ კგ/მ}^2.$$

დანართში მოცემული XI ცხრილის ან XII ნომოგრამის დახმარებით ვაწარმოებთ ორთქლგამტარი მილების დიამეტრების შერჩევას.

ანგარიშით მიღებული მონაცემები შეგვაქვს 2.X ცხრილში. ქვემოთ მოგვყავს ადგილობრივ წინალობათა დასახელება უბნების მიხედვით:

№ 1 უბანი

1) ქვაბიდან გამოსვლა (ქვაბის ნახევარი)	$\zeta = 1,25$
2) საკვალთი, როცა $d = 89$ მმ	$\zeta = 0,5$
	<hr/>
	$\Sigma \zeta = 1,75$

№ 2 უბანი

1) საბრუნე სამკაბი	$\zeta = 1,5$
--------------------	---------------

№ 3 უბანი

1) გასასვლელი სამკაბი	$\zeta = 1,0$
-----------------------	---------------

№ 4 უბანი

1) გასასვლელი სამკაბი	$\zeta = 1,0$
-----------------------	---------------

№ 5 უბანი

1) გასასვლელი სამკაბი	$\zeta = 1,0$
-----------------------	---------------

2) 90°-იანი სარინი, როცა $d = 42,25$ მმ	$\zeta = 1,0$
---	---------------

№ 6 უბანი

1) გასასვლელი ჯვარედინი	$\zeta = 2,0$
-------------------------	---------------

№ 7 უბანი

1) საბრუნე სამკაბი	$\zeta = 1,5$
--------------------	---------------

წნევის დანაკარგებს ( $\chi$ ) ადგილობრივ წინალობებზე (ყოველი უბნისათვის) ვიღებთ დანართში მოცემული XIII ცხრილიდან და მიღებული სიდიდეები შეგვაქვს 2.X ცხრილში.

წინასწარ ჩატარებული ანგარიშით მივიღებთ, რომ წნევის დანაკარგი ხახუნზე და ადგილობრივ წინალობებზე შეადგენს  $\Sigma(RI + \chi)_1^2 = 211,5$  კგ/მ<sup>2</sup>, რაც გაცილებით ნაკლებია საცირკულაციო წნევის სიდიდეზე ( $H = 300$  კგ/მ<sup>2</sup>), ამიტომ ვამცირებთ № 1 უბნის მილის დიამეტრს და მიღებული შედეგი შეგვაქვს საანგარიშო ბლანკის „საბოლოო ანგარიშის მონაცემების“ სვეტში.



საბოლოო ანგარიშის შედეგად მიღებული მონაცემების გათვალისწინების შემდეგ დარჩა 13% წნევის სათადარიგო მარაგი.

ამის შემდეგ გადავდევართ ქვაბთან უახლოესი დგარის (№ 2) სათბობი ხელსაწყოს მილსადენის დიამეტრების განსაზღვრაზე.

წნევის სიდიდე, რომელიც უნდა დაიხარჯოს 8, 9 და 10 უბნებზე, ტოლია იმ წნევის სიდიდისა, რომელიც იხარჯებოდა 3, 4, 5, 6 და 7 უბნებზე, ანუ  $134,5 \text{ კგ/მ}^2$  (იხილეთ 2.X ცხრილი). თუ ამ წნევიდან 35%-ს ავიღებთ ადგილობრივ წინალობათა გადასახადად და დარჩენილი წნევის სიდიდეს გავყოფთ 8, 9 და 10 უბნების სიგრძეთა ჯამზე, რომელიც უდრის  $L_8^{10} = 3 + 3 + 1 = 7$  მ, მივიღებთ წნევის შესაძლო კუთრ დანაკარგს:

$$R_{11} = \frac{134,5(1-0,35)}{7} = 12,5 \text{ კგ/მ}^2.$$

ამ ( $R_{11}$ ) სიდიდის მიხედვით შევარჩევთ ორთქლსადენების დიამეტრებს 8, 9 და 10 უბნებისათვის. ანგარიშის შედეგები შეგვაქვს 2.X ცხრილში. ადგილობრივი წინალობები ამ უბნებისათვის იქნება:

- № 8 უბანი
- 1) საბრუნო სამკაბი  $\zeta = 1,5$
- № 9 უბანი
- 1) გასასვლელი ჯვარელი  $\zeta = 2,0$
- № 10 უბანი
- 1) საბრუნო სამკაბი  $\zeta = 1,5$

ადგილობრივ წინალობებზე მიღებული წნევის დანაკარგები შეგვაქვს საანგარიშო ბლანკში.

საანგარიშო ბლანკიდან ვხედავთ, რომ 8, 9 და 10 უბნებზე წნევის მთლიანი დანაკარგი შეადგენს  $134,5 \text{ კგ/მ}^2$ , ანუ იმდენს, რამდენიც შეგვეძლო დაგვეხარჯა.

ზემოვანხილულის ანალოგიურად ვახდენთ სისტემის სხვა სათბობი ხელსაწყობების მილსადენების დიამეტრების შერჩევას.

მშრალი საკონდენსაციო მაგისტრალის დიამეტრების შერჩევას ვაწარმოებთ დანართში მოცემული XIV ცხრილის საშუალებით. ანგარიშის მონაცემები შეგვაქვს 3.X ცხრილში.

ცხრილი 3 X

საკონდენსაციო მაგისტრალის დიამეტრების საანგარიშო ბლანკი

უბნების № №	ორთქლის წიერ გამოყოფილი სითბოს რაოდენობა კკალ/სთ-ობით	მილბების დიამეტრები d მმ-ობით
11	3500	21,25
12	15000	26,75
13	30000	42,25
14	40000	42,25
15	50000	42,25
16	100000	42,25



დაბალი წნევის ორთქლით სათბობ სისტემაში ორთქლის კონდენსაციის  
შედეგად მიღებული კონდენსატის წონა შეადგენს:

$$G = \frac{q}{r} \text{ კგ/სთ,} \quad (2.10)$$

სადაც  $q$  ორთქლით სათბობი სისტემის სითბოწარმადობაა, კკალ/სთ-ობით;  
 $r$  — ორთქლწარმოქმნის ფარული სითბო და დაბალი წნევის ორთქლი-  
სათვის შეიძლება მივიღოთ 540 კკალ/კგ;

კონდენსატის დაბრუნების შეუკერელი სქემის მქონე ორთქლით სთბობ  
სისტემებში დაყენებულ საკონდენსაციო ავზში უნდა ჩაეთიოს იმ რაოდენობის  
კონდენსატი, რამდენსაც სისტემა გამოყოფს 1 საათის განმავლობაში.

საკონდენსაციო ავზის მოცულობას ანგარიშობენ შემდეგი ფორმულით:

$$V = \frac{q}{r \cdot 959,1} \text{ მ}^3, \quad (3.10)$$

სადაც 959,1 ავზში არსებული კონდენსატის მოცულობითი წონაა კგ/მ<sup>3</sup>-ობით  
(გვულისხმობთ, რომ ავზში კონდენსატის ტემპერატურა 100°-ზე  
ნაკლებია და დაახლოებით უდრის — 99°).

კონდენსატის ქვაბში გადაქაჩვა ხდება, როგორც ცენტრიდანული ტუმ-  
ბოებით, ისე ხელის ტუმბოს საშუალებით. ტუმბოს ისეთნაირად არჩევენ, რომ  
მან ავზიდან ქვაბში საათური ხარჯის კონდენსატის რაოდენობა 5 წუთში  
გადაქაჩოს. ტუმბოს წარმადობა განესაზღვროთ ფორმულით:

$$V_{\delta} = \frac{q \cdot 60}{959,1 \cdot r \cdot 5} \text{ მ}^3/\text{სთ.} \quad (4.10)$$

ტუმბო დადგმული უნდა იყოს საკონდენსაციო ავზის ფუკერის დაბლა  
იმდენად, რომ კონდენსატი ავზიდან ტუმბოში თვითდინებით ჩაიღოდეს (თან  
ავზში უნდა გვექონდეს 0,05—0,15 კგ/მ<sup>3</sup> ქარბი წნევა). წინააღმდეგ შემთხვე-  
ვაში ტუმბო შეიწოვს კონდენსატს და შეწოვ მიღში წარმოიქმნება ვაკუუმი,  
რამაც შეიძლება გამოიწვიოს კონდენსატის აღსლება და ტუმბოს ნორმალურ-  
ი მუშაობის დარღვევა. ტუმბოს ნორმალური მუშაობისათვის საჭიროა სა-  
კონდენსაციო ავზი დაიდვას ტუმბოს ღერძის მიმართ იმდენად მაღლა, რომ  
კონდენსატის სვეტის (ავზიდან ტუმბოს ღერძამდე) ჰიდროსტატიკური წნევის  
სიდიდე ყველა შემთხვევაში მეტი იყოს შეწოვი მილის (ავზის და ტუმბოს  
დამაკავშირებელი) წინააღმდეგ.

იმ სისტემებში, რომლებშიც ორთქლის წნევა არ აღემატება 1,2 ატმ-ს,  
საკმარისია ტუმბოს ღერძიდან ავზის ფუკერის აწევის სიმაღლე 300-400 მმ  
იყოს.

ავზიდან კონდენსატის გადამქაჩი ტუმბოს მიერ განვითარებული წნევა  
 $H_{\delta}$ , უნდა იყოს: ქვაბში ორთქლის წნევას ( $P_{\delta}$  კგ/მ<sup>2</sup>) მიმატებული ჰიდრო-  
სტატიკური წნევა წყლის სვეტისა, სიმაღლით—ქვაბში წყლის მაქსიმალურად  
შესაძლო დგომის დონიდან ტუმბოს ღერძამდე ( $h_{\gamma}$  კგ/მ<sup>2</sup>) და მიმატებული ავ-  
ზიდან ქვაბამდე არსებული მილსადენის (ტუმბოს ჩათვლით) წინააღმდეგ გა-  
დასალახავად საჭირო წნევის დანაკარგები ( $\Sigma RI + \tau$  კგ/მ<sup>2</sup>) ე. ი.

$$H_{\delta} = P_{\delta} + h_{\gamma} + \Sigma(RI + \tau) \text{ კგ/მ}^2. \quad (5.10)$$

ტუმბოს ელექტრომობილური სიმძლავრე იანგარიშება ფორმულით:

$$N = \frac{1,2 P_{\delta} H_{\delta}}{3600 \eta_{\delta} \cdot \eta_{\text{მბ}} 102} \text{ კვტ,}$$



$\eta_{\delta}$  და  $\eta_{\text{მბ}}$  შესაბამისად ტუმბოს და ლვედური გადაცემის მქც და ტოლია 0,5 და 0,95.

მაგალითი. ორთქლის დაბალი წნევის სათბობი სისტემის თბოწარმადობაა  $q=500000$  კკალ/სთ; ქვაბში ორთქლის წნევა  $P_{\text{კვ}}=1,2$  ატმ, რომლის დროსაც ორთქლწარმოქმნის ფარული სითბო  $r=540$  კკალ/კგ წნევის დანაკარგები საკონდენსაციო ავზიდან ქვაბამდე არსებულ მილსადენზე  $\Sigma(Rl + \tau) = 150$  კგ/მ<sup>2</sup>; სიმაღლე ქვაბში წყლის დონის დონიდან საკონდენსაციო ტუმბოს ღერძამდე  $h=1,2$  მ; ქვაბში წყლის ტემპერატურა  $t=99^{\circ}$ -ს, რომლისთვისაც  $\gamma_{99}=959,1$  კგ/მ<sup>3</sup>.

ამოხსნა. საკონდენსაციო ავზის მოცულობა (3.10) ფორმულით იქნება:

$$V = \frac{500000}{540 \cdot 959,1} \approx 0,96 \text{ მ}^3.$$

ტუმბოს საჭირო წარმადობა (4.10) ფორმულით იქნება:

$$V_{\delta} = \frac{500000 \cdot 60}{540 \cdot 959,1 \cdot 5} = 11,52 \text{ მ}^3/\text{სთ.}$$

ტუმბოს მიერ განვითარებული საჭირო წნევა (5.10) ფორმულით იქნება:

$$H_{\delta} = 2000 + 1,2 \cdot 959,1 + 150 = 3300 \text{ კგ/მ}^2.$$

ტუმბოსთვის საჭირო ელექტრომობილური სიმძლავრე (6.10) ფორმულით იქნება:

$$N = \frac{1,2 \cdot 11,52 \cdot 3300}{3600 \cdot 0,5 \cdot 0,95 \cdot 102} = 0,25 \text{ კვტ.}$$

## დაბალი წნევის ორთქლის ქვაბების დამუშავი მოწყობილობანი

§ 72

დაბალი წნევის ორთქლის ქვაბებში შეიძლება ორთქლის წნევა იმდენად გაიზარდოს, რომ გამოიწვიოს ქვაბის აფეთქება. ასეთი შესაძლო ინციდენტების თავიდან ასაცილებლად იმ მთავარ დგარს, რომელიც უშუალოდ მიერთებულია ქვაბთან, უერთებენ ავტომ. ტურ მცველს. ავტომატური მცველის დგართან მიერთების წერტილი უნდა იყოს განლაგებული იმ ჩამკეტი ვენტილის წინ, რომელიც, ჩვეულებრივ, დაყენებულია მთავარ დგარზე საქვაბეში. მცველის ჩამკეტი ვენტილის შემდეგ დგართან მიერთება აკრძალულია, რადგანაც ამ ვენტილის უნებლიედ დაკეტვის შემთხვევაში ქვაბი ავტომატური მცველიდან გამორთული აღმოჩნდება.

8-X ნახაზზე ნაჩვენებია ავტომატური მცველი (ურდული). ურდული შესდგება კოლექტორისა 1 და ავზისგან 2, რომლებიც ერთმანეთთან დაკავშირებულია მილებით 3 და 4.

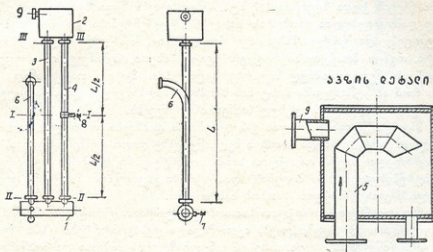
მილს 3, რომელიც ერთი ბოლოთი შედის ავზში 2, აქვს კალაჩის 5 მაგვარი დაბოლოება. კოლექტორის ქვაბთან მიერთება ხორციელდება მილის 6 საშუალებით, რომელზეც აკრძალულია რაიმე ჩამკეტი მოწყობილობის და-



ყენება. კოლექტორთან მიერთებული მილი 4 150 მმ-ით შედის კოლექტორში, დანარჩენი ორი მილი 3 და 6 კი კოლექტორთან მიდრეკილია მხოლოდ მაღლა.

კოლექტორი მიერთებულია წყალსადენის ხაზთან. ამ ხაზზე დაყენებულია ონკანი 7. მილზე 4 1—1 დონის სიმაღლეზე დაყენებულია ონკანი 8. როცა ქვაბი არ მუშაობს, მაშინ წყალი დგას 1—1 დონეზე, ქვაბის ამუშავების შემდეგ წნევის გაზრდასთან ერთად წყლის დონე 3 და 4 მილებში ზემოთ აიწევს, ხოლო 6 მილში დაიწევს. ამ დონეთა სხვაობა გვიჩვენებს ქვაბში ორთქლის მუშა წნევის სიდიდეს.

თუ ორთქლის წნევა აიწევს მაქსიმალურად დასაშვებ წნევაზე მაღლა, მაშინ ორთქლის წნევის ზეგავლენით წყალი 6 მილიდან შევა ავზში 2. როგორც კი დაიკლება წყლისაგან მილი 3, მაშინ ამ მილის 3, ავზის 2 და ღია



ნახ. 8.X

ბოლოს მქონე მილის 9 საშუალებით ორთქლი თავისუფლად გავა ატმოსფეროში. ორთქლის ატმოსფეროში გამყვანი მილი 9 ჩვეულებრივ გაჰყავთ საქვაბის სახურავზე.

ქვაბში ორთქლის წნევის დაკლებისას წყალი ავზიდან 2 მე-4 მილის საშუალებით კვლავ შეავსებს მე 3 მილს და 6, 3 და 4 მილებში დამყარდება წყლის დონეთა ისეთი სხვაობა, რომელიც შეესაბამება ქვაბში ორთქლის წნევის სიდიდეს.



## მაღალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემა

მაღალი წნევის ორთქლის თაქსიზაქიზაქიანი და სათბობი  
ხელსაწყობის გუზაქი

§ 73

როგორც უკვე აღვნიშნეთ, მაღალი წნევის ორთქლით სათბობ სისტემებში წნევის ქვედა ზღვარია 1,7 ატმ. რაც შეეხება ზედა ზღვარს, ის უშუალოდ დამოკიდებულია გათბობის სისტემის ელემენტებისა და შეერთებების სიმტკიცეზე და განძლეობაზე; იგი ჩვეულებრივ, არ უნდა აღემატებოდეს 5 ატმ, თუმცა პრაქტიკაში ზოგჯერ გვაქვს ისეთი შემთხვევები, როდესაც ორთქლის წნევა აღნიშნულ ზღვარზე გაცილებით მეტია. თავისთავად ცხადია, რომ ამ შემთხვევაში სისტემის სათბობი ხელსაწყობები და სხვა ელემენტები უნდა უძლებდნენ აღებულ საანგარიშო წნევებს.

მაღალი წნევის ორთქლის გამოყენებისას დაიშვება ორთქლის მოძრაობის დიდი სიჩქარეები და სათბობ ხელსაწყობებზე დიდი ტემპერატურები, რის გამოც მაღალი წნევის ორთქლით სათბობ სისტემებში სათბობი ხელსაწყობების ხურების ფართი და მილების დიამეტრები გაცილებით ნაკლებია, ვიდრე დაბალი წნევის ორთქლით სათბობ სისტემებში.

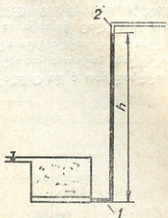
მაღალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემების უმთავრესი ნაკლი ის არის, რომ სათბობ ხელსაწყობებს აქვთ მაღალი ტემპერატურები (100°-ზე მეტი), რაც იწვევს მის ზედაპირზე ორგანული მტვრის მიწვასა და მომწაზლავი აირის—ნახშირჟანგის გამოყოფას. გარდა ამისა, ხელსაწყობსთან შეხების გამო შეიძლება აღამიანმა მიიღოს დანწევრობა.

ვიწინიდან რაც შემთხვევებში სათბობის მიზნებისათვის გამოიყენება სხვადასხვა პარამეტრების მქონე საწარმოო ორთქლი, რომლის ტემპერატურაც გაცილებით აღემატება 100°-ს (გადამეტხურებული ორთქლი), ამიტომ მიზანშეწონილი იქნება განვიხილოთ ფიზიკური თავისებურებანი, რომელთაც ადგილი აქვთ სათბობ ხელსაწყობებში მათი გადახურებული ორთქლით ქვების შემთხვევაში.

მაგალითად, თუ სათბობ ხელსაწყობში მიედინება გადახურებული ორთქლი, მაშინ ის (ორთქლი) ხელსაწყობს ზედა ნაწილში ჯერ ცივდება ნაჯერ მდგომარეობამდე, შემდეგ ნაჯერი ორთქლი კონდენსირდება, რის შედეგადაც გამოყოფს ორთქლწარმოქმნის ფარულ სითბოს და ბოლოს, სათბობი ხელსაწყობს ქვედა ნაწილში შეიძლება გაცივდეს ტემპერატურამდე, რომელიც შეიძლება მოცემული წნევის მქონე გაჯერებული ორთქლის ტემპერატურაზე ნაკლები იყოს, ანუ მოხდეს კონდენსატის გადამეტცივება. ამრიგად, სათბობ ხელსაწყობში გვაქვს სამი ზონა, რომლებიც ერთმანეთისაგან განსხვავდებიან სითბოს გადაცემის ხასიათით.

თუ სათბობ ხელსაწყობს მივაწვდით მაღალი წნევის ნაჯერ ორთქლს (არა გადამეტხურებულს), მაშინ ხელსაწყობში აღარ გვექნება გადამეტხურე-

ბული ორთქლის გაცივების (პირველი) ზონა. ამრიგად, თუ სათბობ ხელსაწყოში გვექნება მხოლოდ ორი ზონა (ისევე, როგორც ამას ადგილი აქვს დაბალი წნევის ორთქლით სათბობ სისტემებში), მაშინ ხელსაწყოდან გამოსული კონდენსატის ტემპერატურა ტოლი იქნება ხელსაწყოში შესული ორთქლის ტემპერატურისა. თუმცა ამ შემთხვევაში ხელსაწყოდან გამოსული კონდენსატი უნდა იყოს წნევის ისეთივე სიდიდის ქვეშ, როგორც აქვს ორთქლს, რადგანაც წინააღმდეგ შემთხვევაში, ანუ წნევის დაცემისას, შეიცვლება კონდენსატის დუღილის ტემპერატურა და მოხდება მისი აღუღება (რაც, როგორც ვიცით ადრე განხილულიდან, დაუშვებელია). იმისათვის, რომ არ მოხდეს კონდენსატის აღუღება, საჭიროა სათბობი ხელსაწყოს შემდეგ შეეკმინათ ისეთი სიმაღლის ( $h$ ) კონდენსატის სვეტი (იხ. ნახ. 1.XI), რომლის სიმაღლაც უზრუნველყოფს განსახილველ 1 წერტილში საჭირო (პიდროსტატიკურ) წნევას. მაგრამ, ვინაიდან ასეთი სიმაღლის კონდენსატის სვეტის სიმაღლე ძალიან დიდი გამოდის და პრაქტიკულად მისი მოწყობა განუხორციელებელია და, გარდა ამისა, ასეთი სვეტის ბოლოში (წერტილი 2) კონდენსატის აღუღება მაინც მოხდება, ამიტომ უფრო მიზანშეწონილია სათბობი ხელსაწყოს შენდევ ისეთი მადროსირებული წინალობის (ონკანის საშუალებით) მოწყობა, რომელიც ტოლი იქნება საჭირო პიდროსტატიკური წნევისა, თუმცა მადროსირებული ონკანის შემდეგაც შეიძლება ადგილი ჰქონდეს კონდენსატის აღუღებას, თუ წნევის სიდიდე საკონდენსაციო მილში (ონკანის შემდეგ) უფრო ნაკლები იქნება იმ წნევაზე, რომელიც შეესაბამება მოცემული ტემპერატურის კონდენსატის აღუღების წერტილს.



ნახ. 1.XI

ნახ. 1.XI

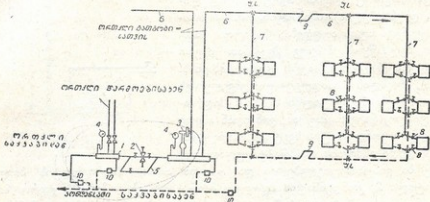
**მაღალი წნავის ორთქლით სათბობი სისხვამების უმთავრესი სქემები § 74**

ამჟამად მოქმედი ნორმებისა და წესების თანახმად, მაღალი წნევის ორთქლის გამოიმუშავებელი ყველა ქვაბი განლაგებული უნდა იყოს ცალკე მდებარე საქვაბებში. ამიტომ შენობის ორთქლით კვება ხდება ორთქლგამანაწილებელი სავარცხელას საშუალებით, რომელიც განლაგებული უნდა იყოს გასათბობ შენობაში ორთქლსადენის შემოყვანის ადგილას.

მაღალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემები შეიძლება იყოს ორთქლის, როგორც ზემო, ისე ქვემო განაწილებით.

2.XI ნახაზზე მოცემულია მაღალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემა ორთქლის ზემო განაწილებით. იმ შენობაში, რომლის გათბობის სისტემაც მოცემულია 2.XI ნახაზზე, ტექნოლოგიური პროცესებისთვის საჭიროა 8 ატმ ორთქლი. ამიტომ შენობაში ცალკე მდებარე საქვაბიდან მიედინება ამ წნევის ორთქლი. შენობაში ორთქლსადენის შემოყვანის ადგილას იდგმება ორთქლგამანაწილებელი სავარცხელა 1 (იხ. ნახ. 2.XI), რომლიდანაც ორთქლი რამდენიმე განშტოებით მიედინება სხვადასხვა საწარმოო დანადგარებში. შენობის გათბობის სისტემისათვის კი საჭიროა გვეკონდენს, მაგალითად,

4 ატმ ორთქლი. იმისათვის, რომ 8 ატმ-ის ორთქლი დაყვანილი იქნება 4 ატმ მდე, საჭიროა განმანაწილებელ სავარცხელაზე სპეციალურად ამ მიზნისათვის განკუთვნილი რედუქტორის 2 დაყენება. რედუქტორს აქვს შემოსავლელი ხაზი 5. თუ რაიმე უწყესიგრობის გამო რედუქტორმა არ დასწია ორთქლის წნევა საჭირო დონემდე, მაშინ მოქმედებაში მოდის რედუქტორის შემდეგ დაყენებული (დამცველი) ბერკეტოვანი სარკველი 3 (რომელიც წინასწარაა რეგულირებული 4 ატმ წნევაზე), რომელიც გაიღება და ორთქლი გავა ატმოსფეროში. ორთქლის წნევის გასაზომად სავარცხელაზე საჭიროა მანომეტრების 4 დაყენება. ორთქლი მაგისტრალური ორთქლსადენით 6 და ცხელი დგარებით 7 შედის სათბობ ხელსაწყოებში.



ნახ. 2.XI

დაბალი წნევის ორთქლის სათბობი სისტემებისაგან განსხვავებით, მაღალი წნევის სისტემების სათბობ ხელსაწყოებთან იდგმება არა ერთი, არამედ ორი ვენტილი 8, ერთი—ორთქლის მიმყვანზე, მეორე კი—საკონდენსაციო მილზე სათბობი ხელსაწყოს შემდეგ. ეს უკანასკნელი ხელსაწყოს ქსელიდან მთლიანად გამოთიშვის საშუალებას იძლევა, რასაც დიდი მნიშვნელობა აქვს, რადგანაც სათბობი ხელსაწყოს მარტო ორთქლის მიმყვანზე დაყენებული ვენტილით გამოთიშვის შემთხვევაში ხელსაწყოში ორთქლი შევა საკონდენსაციო მილიდან (რადგანაც მასში დიდი წნევებია). გარდა ამისა, ეს ვენტილი წარმოადგენს წნევის მადროსირებელ საშუალებასაც.

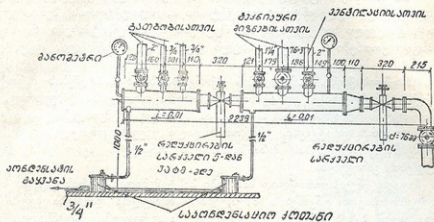
იმ დიდი თერმული დაგრძელებების თავიდან ასაშორებლად, რომელსაც ადგილი აქვს მაღალი წნევის ორთქლის სისტემებში, საჭიროა ორთქლისა და კონდენსატის (ყოველი 40-50 მ შემდეგ) მაგისტრალებზე მოეწყოს კომპენსატორები 9 და უძრავი საყრდენები (უ. ს.).

ორთქლსადენებში წარმოქმნილი კონდენსატის გასაყვანად სისტემაში აყენებენ საკონდენსაციო ქოთნებს 10, რომლებიც ატარებენ მხოლოდ კონდენსატს და იჭერენ ორთქლს. საკონდენსაციო ქოთნების დაყენება ხდება აგრეთვე სისტემის უშორეს დგარებთან, რათა მათ არ გაატარონ ის ორთქლი, რომელიც გამთბობი ხელსაწყოებიდან შეიძლება შევიდეს საკონდენსაციო ხაზში.

ორთქლგამანაწილებელი სავარცხელას დეტალური ნახაზი მოცემულია 3.XI ნახაზზე. აქ სავარცხელაში საქვებიდან მიედინება 9 ატმ-ს წნევის ორთქლი. ტექნოლოგიური პროცესებისა და სავენტილაციო დანადგარების-

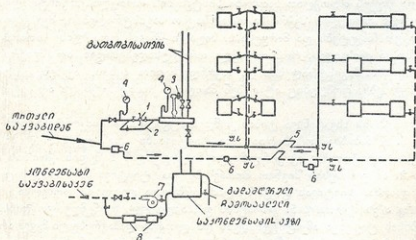


თვის საჭიროა 5 ატმ წნევის ორთქლი, ხოლო გათბობისთვის—ორთქლი, რომლის წნევაც ტოლია 3 ატმ-ს. ამიტომ სავარცხელაზე დაყენებულია ორი რედუქტორი (შემოსაველი ხაზის გარეშე). სავარცხელაში წარმოქმნილი კონდენსატი გადის საკონდენსაციო ქოთნების საშუალებით.



ნახ. 3.XI

4.XI ნახაზზე მოცემულია მაღალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემა ორთქლის ქვემო განაწილებით. აქ ორთქლის გამანაწილებელი მაგისტრალი (ზედა განაწილების სისტემისაგან განსხვავებით) გადის სარდაფში. გათბობის სისტემაში წარმოქმნილი კონდენსატი თავს იყრის საკონდენსაციო ავზში,



ნახ. 4.XI

საიდანაც ორთქლის დგუშოვანი ან ცენტრიდანული ტუმბოს საშუალებით გადაიქაჩება ქვაბებში. საკონდენსაციო ავზზე დაყენებულია კონდენსატის გადასასხმელი და ჩასაცლელი მილსადენები. პირველი მათგანის დანიშნულებაა ის, რომ იმ შემთხვევაში, როცა ავზში დაგროვდება ზედმეტი კონდენსატი, ის გაიყვანოს საკანალიზაციო ქსელში, ხოლო მეორესი კი—ავზი მთლიანად დაცალოს კონდენსატიდან (ავზის გაწმენდის ან შეკეთების შემთხვევებში).

კონდენსატორები ავზი უშუალოდ შენობაში იდგმება მხოლოდ იმ შემთხვევაში (როგორც ორთქლის ზედა, ისე ქვედა განაწილების სათბობ სისტემებში), როცა კონდენსატის საქვაბეში დაბრუნება არ ხერხდება თვითდინებით.

4. XI ნახაზზე მოცემული სათბობი სისტემის სქემაზე გვაქვს შემდეგი კონსტრუქციული ელემენტები: რედუქტორი 1, რედუქტორის შემოსავლილი ხაზი 2, დამცველი სარქველი 3, მანომეტრები 4, კომპენსატორები 5, საკონდენსაციო ქოთანები 6, ცენტრიდანული ტუმბო 7 და ორთქლის დეფოკიანი ტუმბო 8.

ორთქლის ქვემო განაწილების მქონე სათბობი სისტემების ორთქლის დგარებში წარმოქმნილი კონდენსატი მოძრაობს ორთქლის შეხხვედრად, რამაც ორთქლის დიდი სიჩქარით მოძრაობის შემთხვევაში შეიძლება გამოიწვიოს ჰიდრაულიკური დარტყმები. ამიტომ მაღალი წნევის ორთქლის გამთბობი სისტემების გამოყენებისას მიზანშეწონილია ორთქლის ზემო განაწილების სისტემების გამოყენება.

მაღალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემებიდან ჰაერის გაყვანა ხორციელდება საჰაერო ონკანების საშუალებით, რომელთა დაყენება ხდება საკონდენსაციო ხაზების ბოლო წერტილებში და აგრეთვე საკონდენსაციო ქოთნების საშუალებით.

#### მაღალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემების კონსტრუქციული ელემენტები

§ 75

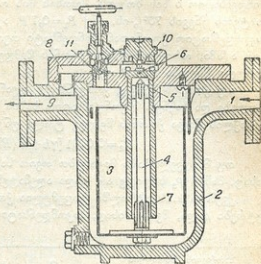
**საკონდენსაციო ქოთანები.** როგორც უკვე აღვნიშნეთ, იმისათვის, რომ დაბალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემების ორთქლის მაგისტრალებიდან არ მოხდეს ორთქლის შექრა საკონდენსაციო მაგისტრალებში, იყენებენ ჰიდრაულიკურ ჩამკეტებს და მარყულებს. მაღალი წნევის ორთქლის სათბობ სისტემებში კი იმისათვის, რომ ორთქლი ორთქლსადენებიდან არ შეიქრას საკონდენსაციო მაგისტრალებში და საკონდენსაციო ავზში, აყენებენ კონდენსატგამყვანებს, რომლებიც ატარებენ მხოლოდ კონდენსატს და არ ატარებენ ორთქლს.

არსებობს სხვადასხვა ტიპის კონდენსატგამყვანები (საკონდენსაციო ქოთანები). 5. XI ნახაზზე მოცემულია ღია ტიპის ტიპის „სიმპლექსის“ ტიპის საკონდენსაციო ქოთანი: აქ კონდენსატი ნახვრეტიდან 1 შედის ქოთნის კორპუსში 2. ამ კორპუსის შიგნით მოთავსებულია ტივტივა 3, რომელსაც აქვს ჰიქის ფორმა. ტივტივას ფსკერზე დამაგრებულია ღერო 4, რომელსაც ზედა ბოლოზე აქვს მკვეთარა 5. კორპუსის განსაზღვრულ დონემდე კონდენსატი შევსებისას ტივტივა ამოტივტივდება და ღეროზე დამაგრებული მკვეთარა ჩაკეტავს გასასვლელ ნახვრეტს 6. კორპუსის კონდენსატით მთლიანად გასვების შემდეგ კონდენსატი გადაიღვრება ტივტივას შიგნით, დაამძიმებს მას და ის დაეშვება კორპუსის ფსკერზე. ამის შედეგად გასასვლელი ნახვრეტი გაიღება. სათბობი ხელსაწყოებიდან საკონდენსაციო ხაზში შემოქრილი ორთქლის წნევით ტივტივას ჰიქაში არსებული კონდენსატი მილით 7 ვადის ნახვრეტში 8 და ქოთნის სახურავში არსებულ არხში 8, საიდანაც კონდენსატი შედის გადასაღვრელ ნახვრეტში 9. ორთქლი ჰიქიდან გამოდევნის კონდენსატის ნაწილს, ნაწილი კი რჩება ჰიქაში და ამიტომ მე-7 მილის ბოლო ნაწილი ყოველთვის



წყლითაა დაფარული, რის გამოც ორთქლს არ შეუძლია ქოთნიდან გასვლა, იმის შედეგად, რომ ტივტივას ჭიქიდან გადის კონდენსატის ნაწილის შემსუბუქდება, ამოტივტივდება ზემოთ და მკვეთარა ისევ ჩაქეტავს გასასვლელ ნახვრეტს 6.

გადასაღვრელ ნახვრეტზე 9 მიერთებულ მილსადენში კონდენსატის დგომის დონე სხვადასხვა (ორთქლის წნევის ცვალებადობის გამო) და ზოგჯერ ისეთ სიმაღლეს აღწევს, რომ ის შეიძლება ჩამოიღვაროს უკან ქოთანში. ასეთი შესაძლებლობის თავიდან ასაცილებლად ნახვრეტი 6 ზემოდან იკეტება უკუსარქველით 10, რომელიც იღება მხოლოდ კონდენსატის ქვემოდან ზემოთ მოძრაობის შემთხვევაში. გარდა ამისა, როგორც ვიცით, სისტემის გაშვების პირველ პერიოდში ხდება კონდენსატის ინტენსიური გამოყოფა (რადგანაც სისტემის მილგაყვანილობა ვაკუუმებულია), ხოლო ორთქლის წნევა არ არის მუდმივი სიდიდე. ამიტომ კონდენსატი გადასაღვრელ ნახვრეტში 9 შეიძლება შეშვებულ იქნეს იმ ნახვრეტიდან, რომელიც დახურულია ვენტილით 11, ამავე ნახვრეტის საშუალებით კონდენსატთან ერთად გადის ჰაერიც. სისტემის გახურების შემდეგ ვენტილი 11 უნდა ჩაიკეტოს.



ნახ. 5 XI

იმისათვის, რომ შეიძლებოდეს საკონდენსაციო ქოთნის ქსელიდან მოხსნა გასაწმენდად და შესაკეთებლად, მას უკეთდება შემოსავლელი ხაზი, რომელიც (ქოთნის მუშაობიდან გამოთიშვის შემთხვევაში) გაატარებს ორთქლსა და კონდენსატის ნარეგს.

ღია ტივტივიანი „სიმბლეკის“ ტიპის საკონდენსაციო ქოთნის მწარმოებლობის განსაზღვრა ხდება ფორმულით:

$$G = \frac{2Q \cdot 1000}{r \cdot \gamma} \text{ ლ/სთ; } \quad (1.11)$$

- სადაც  $r$  — ორთქლმწარმოქმნის ფარული სითბოა, კკალ/კგ-ობით;
- $\gamma$  — კონდენსატის მოცულობითი წონა, კგ/მ<sup>3</sup>-ობით;
- $Q$  — სისტემის თბოუნარიანობა, კკალ/სთ-ობით.

საკონდენსაციო ქოთნის სარქველის ნახვრეტის დიამეტრის განსაზღვრავად ვიყენებთ ფორმულას:

$$d = \sqrt{\frac{G}{32\sqrt{P_1 - P_2}}} \text{ მმ, } \quad (2.11)$$

- სადაც  $G$  — ქოთნის მწარმოებლობაა, ლ/სთ-ობით;
- $P_1$  — ორთქლის წნევა ქოთნის წინ, ატმ-ობით;
- $P_2$  — ორთქლის წნევა ქოთნის შემდეგ, ატმ-ობით.



თუ საკონდენსაციო ქოთანი დაყენებულია სათბობი ხელსაწყოს შემდეგ, მაშინ ორთქლის წნევას ქოთანამდე  $P_1$  იღებენ სათბობი ხელსაწყოს წინ არსებული ორთქლის წნევის  $P$ -ს 95%/6, ანუ  $P_1 = 0,95 \cdot P$  ატმ ს. თუ საკონდენსაციო ქოთანი დაყენებულია ორთქლის მაგისტრალზე, მაშინ ქოთნის წინ არსებული წნევა ტოლი უნდა იყოს ორთქლის მაგისტრალში არსებული წნევისა  $P_1 = P$  ატმ. როდესაც საკონდენსაციო ქოთანი დაყენებულია სისტემის საკონდენსაციო ხაზის ბოლოს, ქოთნის წინ ორთქლის წნევა ტოლი უნდა იყოს სისტემის წნევის 70%-ის, ანუ  $P_1 = 0,7 P$  ატმ-ს. იმ შემთხვევაში, როდესაც საკონდენსაციო ქოთნიდან კონდენსატი თვითღინებით ჩაიცილება საკონდენსაციო ავზში, ორთქლის წნევა ქოთნის შემდეგ  $P_2$  ტოლი უნდა იყოს ატმოსფერული წნევისა  $P_2 = P$  ატმ.

თუ ქოთნის შემდეგ კონდენსატი აყვანილი უნდა იქნეს რაღაც  $h$  მ სიმაღლეზე და საწნეო საკონდენსაციო ხაზის წინაღობა ტოლია  $\Sigma(Rl + \chi)$  კგ/მ<sup>2</sup>, ორთქლის წნევა ქოთნის შემდეგ ტოლი უნდა იყოს:

$$P_2 = 0,0001 [\gamma h + \Sigma(Rl + \chi)]. \quad (3.11)$$

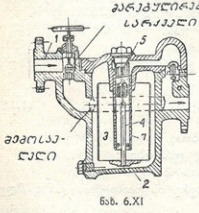
თუ მხედველობაში მივიღებთ თვით საკონდენსაციო ქოთნების წინაღობასაც, მაშინ  $P_2$  სიდიდე არ უნდა აღემატებოდეს  $0,4 P_1$ -ს.

ქვემოთ 1.11 ცხრილში მოცემულია ქოთნის სარქველის ნახვრეტის დიამეტრები  $d$  და, შესაბამისად, საკონდენსაციო ქოთნების ნომრები.

ცხრილი 1.XI

სარქველის ნახვრეტის დიამეტრები $d$ მმ-ობით	3	4	4,5	6	8	10
საკონდენსაციო ქოთნის №	00	0	1	2	3	4

6.XI ნახაზზე მოცემულია ღია ტიპის „რაპიდის“ ტიპის საკონდენსაციო ქოთანი, რომლის მუშაობის პრინციპი „სიმპლექსის“ ტიპის საკონდენსაციო ქოთნის მუშაობის ანალოგიურია.



მაგალითი. შევარჩიოთ „სიმპლექსის“ ტიპის საკონდენსაციო ქოთანი, რომელიც დაყენებული უნდა იქნეს გამთბობი სისტემის საკონდენსაციო ხაზზე, შემდეგი პირობებისათვის: სისტემის თბოუნარიანობა  $Q = 300000$  კკალ/სთ, ორთქლის წნევა სათბობ ხელსაწყობებში  $P = 4,1$  ატმ; ქოთნის შემდეგ საკონდენსაციო ხაზის სიგრძე  $l = 50$  მ. ქოთნის შემდეგ კონდენსატის აწევის სიმაღლე

$h = 3$  მ. კონდენსატის ტემპერატურა  $t = 132^\circ$ , მისი მოცულობითი წონა  $\gamma = 930$  კგ/მ<sup>3</sup>. წნევის დანაკარგი საკონდენსაციო ხაზის ყოველ გრძივ მეტრზე  $\Sigma(R + \chi) = 12$  კგ/მ<sup>2</sup>.

ორთქლწარმოქმნის ფარული სითბოს რაოდენობა (როცა ორთქლის წნევა  $P = 4,1$  ატმ-ს)  $r = 510$  კკალ/კგ.



ამოხსნა: საკონდენსაციო ქოთნის მწარმოებლობას ვსაზღვრავთ 1.11 ფორმულით:

$$W = \frac{2 \cdot 300000 \cdot 1000}{510 \cdot 930} = 1265 \text{ ლ/სთ.}$$

როგორც ვიცით, როდესაც საკონდენსაციო ქოთანი დაყენებულია საკონდენსაციო ხაზზე, მაშინ ორთქლის წნევა ქოთნის წინ უნდა იყოს საერთო წნევის 70<sup>0</sup>/<sub>100</sub>, ანუ:

$$P_1 = 0,7 \cdot 4,1 = 2,87 \text{ ატმ;}$$

ორთქლის წნევის სიდიდეს ქოთნის შემდეგ კი ვსაზღვრავთ 3.11 ფორმულით

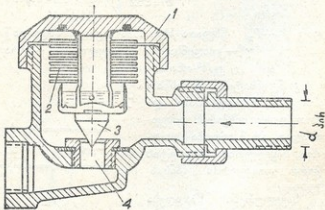
$$P_2 = 0,0001 (930 \cdot 3 + 12 \cdot 50) = 0,339.$$

ვსარგებლობთ 2.11 ფორმულით და ვსაზღვრავთ ქოთნის სარქვლის ნახვრეტის დიამეტრს:

$$d = \sqrt{\frac{1265}{32\sqrt{2,17 - 0,339}}} = 5,4 \text{ მმ.}$$

მიღებული  $d = 5,4$  მმ სიდიდის მიხედვით 1.11 ცხრილიდან ვბოულობთ, რომ საკონდენსაციო ხაზზე დაყენებული უნდა იყოს № 2 საკონდენსაციო ქოთანი.

7.XI ნახაზზე ნაჩვენებია საკონდენსაციო ქოთანი სილფონის ტიპის თერმოსტატი, რომლებიც დაყენებულია სათბობ ხელსაწყობთან და რომლებიც გამოიყენებიან 7 ატმ-მდე წნევის დროს. ეს ქოთანი შედგება თუჯის კორპუსისაგან 1, რომელშიც მოთავსებულია თერმოსტატი 2, დამზადებული ისეთი შენადნობისაგან, რომელიც ადვილად ფართოვდება. თერმოსტატი შეესებოდა სითხით, რომელიც 90-95° ტემპერატურაზე დუღდება. თერმოსტატს აქვს სარქველი 3, რომელიც პერიოდულად კეტავს და აღებს ქოთნიდან კონდენსატის გასაყვან ნახვრეტს 4. აღწერილი ტიპის საკონდენსაციო ქოთანი გამოიყენება აგრეთვე დაბალი წნევის ორთქლით სათბობ სისტემებშიც.



ნახ. 7.XI

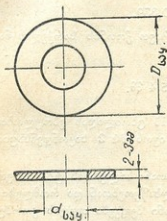
მადროსილებელი საყელური. ხშირად მა-

ლალი წნევის ორთქლით სათბობ სისტემებში საკონდენსაციო ქოთნების ნაცვლად აყენებენ მადროსილებელ საყელურებს (იხ. ნახ. 8.XI-ა), რომელსაც ამ შემთხვევაში შემტბორებელ საყელურს უწოდებენ. მისი მუშაობის პრინციპი იმაზეა დაფუძნებული, რომ წნევათა ერთ და იმავე ვარდნილის დროს საყელურის წყლისა და ორთქლის გამტარუნარიანობა მკვეთრად განსხვავდება ერთმანეთისაგან, რაც იმითაა გამო-

წვეული, რომ ორთქლის მოცულობითი წონა ბევრად უფრო მცირეა კონდენსატის მოცულობით წონაზე და ამიტომ საყელური, გაანგარიშებული კონდენსატის გატარებაზე, გაატარებს ორთქლის (თუ კი ის მოხვდა საკონდენსაციო ხაზში) მხოლოდ უმნიშვნელო ნაწილს.

შემტბორებელი საყელურის დიამეტრის განსაზღვრა ხდება კონდენსატის მაქსიმალური ხარჯისა და წინასწარ დასახული წნევათა ვარდნილის (საყელურამდე და საყელურის შემდეგ)  $P_1 - P_2$  მიხედვით. ამასთან, საყელური

ა)



ნახ. 8.XI-ა

შეიძლება განხილულ იყოს, როგორც ჩვეულებრივი ადგილობრივი წინალობა, ანუ ნაკადის უცეხადი შევიწროება საყელურში შესვლისას და უცეხადი გაფართოება საყელურიდან გამოსვლის შემდეგ; ამდენად, წინასწარ დასახული წნევათა ვარდნილი ( $P_1 - P_2$ ) მთლიანად იხარჯება საყელურის მიერ შექმნილი წინალობის გადალახვაზე, ანუ

$$(P_1 - P_2) \cdot 10^4 = \sum \zeta \frac{v^2}{2g} \gamma \text{ კგ/მ}^2. \quad (4.11)$$

თუ მივიღებთ მხედველობაში, რომ წინალობათა ჯამი ნაკადის უცეხად შევიწროებაზე და გაფართოებაზე ტოლია:  $\sum \zeta = 0,5 + 1 = 1,5$  და რომ  $2g = 19,62$ , შეგვიძლია 4.11 ტოლობიდან მივიღოთ საყელურის ნახვრეტში კონდენსატის მოძრაობის სიჩქარის განსასაზღვრავი ტოლობა:

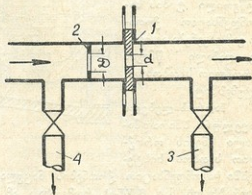
$$v = 362 \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{\gamma}} \text{ მ/წმ}. \quad (5.11)$$

სადაც  $P_1 - P_2$  წნევათა სხვაობაა საყელურამდე და მის შემდეგ, ატმ-ობით;  $\gamma$  — კონდენსატის მოცულობითი წონა საყელურის შემდეგ, კგ/მ<sup>3</sup>-ობით.

კონდენსატის წინასწარ დასახული რაოდენობისა და გამოთვლილი სიჩქარის მიხედვით ადვილად შეიძლება შესატბორი საყელურის ნახვრეტის საჭირო დიამეტრის განსაზღვრა.

საყელურები მზადდება უენგავი ფოლადისაგან. იმისათვის, რომ არ მოხდეს საყელურის ნახვრეტის ქუჭუკით ამოტენა, მის წინ აყენებენ სპეციალურ ბადეს ან მეორე საყელურს, რომლის ნახვრეტის დიამეტრი  $D$  2—3-ჯერ უნდა აღემატებოდეს მუშა საყელურის ნახვრეტს და, სულ მცირე, უნდა იყოს 6 მმ მაინც.

ბ)



ნახ. 8.XI-ბ

ტის დიამეტრი  $D$  2—3-ჯერ უნდა აღემატებოდეს მუშა საყელურის ნახვრეტს და, სულ მცირე, უნდა იყოს 6 მმ მაინც.

მ. XI-ბ ნახაზზე ნაჩვენებია შემტბორებელი საყელურის საკონდენსაციო ხაზზე დაყენების სქემა, სადაც 1, მუშა საყელურია, 2 მეორე ე. წ. კუჭყდამპერი საყელური, 3—საკონტროლო მილყელი და 4—სადრენაჟო მილყელი.

სარედუქციო სარქველები. გადახურებული ან გაჯერებული ორთქლის წნევის დასაწევად და საჭირო წნევის ერთ დონეზე დასაქერად ორთქლგამტარ მიგისტრალზე (სავარცხელაზე) დაყენებულია სარედუქციო სარქველები.

წნევათა შეფარდება  $\frac{P_1}{P_2}$  სარქველის წინ და მის შემდეგ არ უნდა აღემა-

ტებოდეს 5÷7. როცა ეს ფარდობა აღნიშნულ სიდიდეებზე მეტია, მაშინ თანმიმდევრობით დაყენებულია ორი სარქველი.

9. XI ნახაზზე ნაჩვენებია ზამბარიანი სარედუქციო სარქველი. ორთქლი შედის სარქველის კორპუსის ორთქლის სივრცეში 1, რომელიც მილით 2 და-

კავშირებულია ორთქლის ცილინდრთან 3. ორთქლის წნევა მილის 2 საშუალებით გადაეცემა დგუშს 5, რომელსაც აქვს რეზინის სამკიდრობელი რგოლი 6. დგუშს აქვს შტოკი 7, რომელიც ხისტად არის შეერთებული მკვეთარასთან 4. ცილინდრში დგუშის აწევა ან დაწევა იწვევს მკვეთარის ნახვრეტის მეტნაკლებად დაკეტვას, რის შედეგადაც იზრდება ან მცირდება ორთქლის წნევა სისტემაში.

დგუშის და მკვეთარას ნახვრეტის ფართი ტოლია, ამიტომ რედუქტორის წინ ორთქლის წნევის ცვალებადობა არ ახდენს ზეგავლენას მკვეთარას ნახვრეტის მეტნაკლებად ვალებაზე.

რედუქტორის შემდეგ წნევის ვაზრდა იწვევს წნევის ვაზრდას მკვეთარაზე (ზემოდან). მკვეთარადან წნევა გადაეცემა დგუშს და მისგან შპინდელს 8. ტრავერსში 9 შპინდელის მდგომარეობის რეგულირება ხორციელდება მქნევარას 10 ბრუნვის საშუალებით.

ვინაიდან ტრავერსი 9 ხისტად არის დაკავშირებული მეორე ტრავერსთან 11, ამიტომ მისი ქვემოთ დაწევა იწვევს მეორე ტრავერსის 11 და-

წევასაც, რის შედეგადაც შეიკუმშება ზამბარა 12. რედუქტორის შემდეგ ორთქლის წნევის შემცირების შემ-

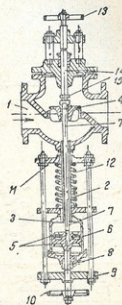
თხვევაში ზამბარა გაიშლება, რაც გამოიწვევს ტრავერსის 11 ზემოთ აწევას და მასთან ერთად ტრავერსის 9, შპინდელის 8, დგუშის 5 და მკვეთარას 4 აწევასაც. ამის შედეგად ორთქლის რაოდენობის დინება სისტემაში გაიზრდება და წნევა აღდგება. ზამბარის საწყისი შეკუმშვა (სისტემაში საჭირო წნევის შესაბამისი) ხორციელდება მქნევარას 10 საშუალებით.

სარედუქციო სარქველი ერთდროულად გამოიყენება, როგორც ჩამკეტი ვენტილიცი, რისთვისაც მას აქვს მეორე მქნევარა 13 და შპინდელი 14, რომელიც მქნევარას 13 ბრუნვის შედეგად თავისი ქვემოთა ბოლოთი 15 აწევა მკვეთარას და

კეტავს გასასვლელ ნახვრეტს. სარედუქციო სარქველების შერჩევა ხდება 10. XI ნახაზზე მოცემული ნომოგრამისა და 2. XI ცხრილის საშუალებით.

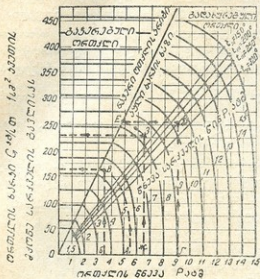
მაგალითი 1. შევარჩიოთ სარედუქციო სარქველი გაჯერებული ორთქლი; სათვის, როცა ორთქლის ხარჯი  $G' = 800$  კგ/სთ და წნევები  $P_1 = 5,5$  ატმ-

ხოლო  $P_2 = 3,5$  ატმ-ს.



ნახ. 9. XI

ამოხსნა. *A* წერტილიდან, რომელიც შეესაბამება სარედუქციო საარქელის წინ ორთქლის წნევის  $P_1=5,5$  ატმ ვმოძრაობთ ზემოთ (მრუდზე), ხოლო *B* წერტილიდან, რომელიც შეესაბამება სარედუქციო საარქელის წნევის შედეგ ორთქლის წნევის  $P_2=3,5$  ატმ, ვმოძრაობთ ზემოთ (ვერტიკალურად).



ნახ. 10.XI

*A* და *B* წერტილებიდან აღმართული წრფეების გადაკვეთის წერტილი იქნება *B* წერტილი. ამ *B* წერტილიდან გატარებული ჰორიზონტალური სწორი ხაზი ნომოგრამის საწყის ორდინატზე გვიჩვენებს ორთქლის ხარჯს სარქველის გასასვლელი კვეთის ყოველი  $1 \text{ სმ}^2$  ფართზე:  $G=168$  კგ/სთ  $\text{სმ}^2$ . ამის შემდეგ შეგვიძლია ვიანგარიშოთ სარქველის გასასვლელი კვეთი, როდელიც იქნება:

$$f = \frac{G}{G} = \frac{800}{168 \cdot 0,6} = 7,93 \text{ სმ}^2,$$

სადაც 0,6 არის სარქველის გასასვლელის კოეფიციენტი.

მიღებული სიდიდის  $f=7,9 \text{ სმ}^2$  მიხედვით 2.XI ცხრილიდან ვპოულობთ, რომ სარქველის პირობითი გასასვლელის სიდიდე უნდა იყოს  $d_3=70$  მმ, რომლისთვისაც  $f=9,45 \text{ სმ}^2$ .

ცხრილი 2.XI

სარქველის გასასვლელი კვეთი $f \text{ სმ}^2$ -ით	2,0	2,8	3,48	5,30	9,45	13,20	23,50	36,80	52,20
პირობითი გასასვლელის დიამეტრი $d_3$	25	32	40	50	70	80	100	120	150

მაგალითი 2. შევარჩიოთ სარედუქციო სარქველი ვადამეტბურებული ორთქლისათვის, რომლის ტემპერატურა  $t=250^\circ$  და ხარჯი კი  $G=800$  კგ/სთ. წნევები:  $P_1=9$  ატმ და  $P_2=6,5$  ატმ.

ამოხსნა: *I* წერტილიდან, რომელიც შეესაბამება სარქველის წინ ორთქლის წნევის 9,0 ატმ-ს, ვმოძრაობთ ზემოთ (ვერტიკალურად) ვადამეტბურებული ორთქის შესაბამის ( $t=250^\circ$ ) დახრილი ხაზის გადაკვეთის *D* წერტილამდე. *D* წერტილიდან ვავლებთ ჰორიზონტალურ ხაზს ვაჯერებული ორთქლის კრიტიკული ხარჯის დახრილი ხაზის გადაკვეთის *E* წერტილამდე. *E* წერტილიდან ვეშვებით (მრუდზე) *JK*—3 პერპენდიკულარის (რომელიც შეესაბამება სარქველის შემდეგ საკირო წნევის სიდიდეს  $P_2=6,5$  ატმ) გადაკვეთამდე. მიღებული 3 წერტილიდან ვავლებული ჰორიზონტალური სწორი ხაზი ნომოგრამის საწყის ორდინატზე გვიჩვენებს ორთქლის ხარჯს სარქველის გასასვლელი კვეთის ყოველ  $1 \text{ სმ}^2$  ფართზე:  $G=225$  კგ/სთ  $\text{სმ}^2$ , ამის



შემდეგ ვანგარიშობთ სარქველის გასასვლელის საჭირო კვეთს:

$$f = \frac{G'}{G} = \frac{800}{225 \cdot 0,6} \approx 8 \text{ სმ}^2.$$

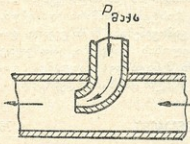
2.XI ცხრილიდან ვპოულობთ სარქველის პირობით გასასვლელს, რომელიც ტოლია  $d=70$  მმ.

**მაღალი წნევის ორთქლით გათბობის ქსელის გეზინიშნა**

§ 76

მაღალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემების მილსადენების გეზინიშნა წარმოებს წყლისა და დაბალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემების მილსადენების გეზინიშნის ანალოგიურად, თუმცა სამრეწველო დანიშნულების შენობებში (რომლებშიც უმთავრესად გამოიყენება მაღალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემები) მაღალი წნევის ორთქლის მილსადენების გეზინიშნას აქვს ზოგიერთი სპეციფიური თავისებურება. იმ სამრეწველო დანიშნულების შენობებში, რომლებშიც სათბობი ხელსაწყოების განლაგება არ ხერხდება, შიგა კედლების ზედაპირებთან ცალკეულ შემთხვევებში მათი განლაგება შეიძლება შენობის გადახურვის კონსტრუქციებს ქვეშ (რომელიც წარმოადგენს გაცივების უმთავრეს ზედაპირს) და ვინაიდან ასეთ შემთხვევაში განსაკუთრებული მნიშვნელობა აქვს სათბობი ხელსაწყოების საერთო (თბოშემცველიანად) წონას, ამიტომ თბოშემცველად მიზანშეწონილია ორთქლის გამოყენება, რადგანაც მისი წონა გაცილებით ნაკლებია წყლის წონაზე.

საკონდენსაციო მაგისტრალების გაყვანა შენობაში მიზანშეწონილია იატაკს ზემოთ და ღიად. საქვებიდან გასათბობ ობიექტამდე ან შენობებს შორის ორთქლგამტარების და საკონდენსაციო მაგისტრალების მიყვანა მიზანშეწონილია მოხდეს გრუნტში, თუმცა საქარხნო ტერიტორიაზე შეიძლება ისინი დაკიდებული იქნეს ანძებზეც.



ნახ. 11.XI

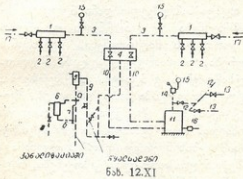
მაღალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემების ცალკეულ შტოებში შეიძლება გვქონდეს ერთმანეთისაგან დიდად განსხვავებული წნევები. ამიტომ ცალკეული შტოების საკონდენსაციო ხაზებშიც წნევები შეიძლება დიდად განსხვავდებოდეს ერთმანეთისაგან, რაც ძალიან არახელსაყრელად იმოქმედებს მათ ნორმალურ მუშაობაზე, რადგანაც ზოგჯერ ის კონდენსატი, რომელიც უფრო ნაკლები წნევის ზეგავლენის ქვეშაა, შეიყვანება საკონდენსაციო ხაზში, რომელსაც

დიდი წნევები აქვს (ამის შედეგად შეიძლება წარმოიქმნას უკუცირკულაცია).

ასეთი მდგომარეობიდან გამოსვლა შეიძლება, თუ სხვადასხვა წნევების ორ შესაერთებელ საკონდენსაციო ხაზს ერთმანეთთან დავაკავშირებთ უმარტივესი ექვეტორის სახით (იხ. ნახ. 11.XI). ამ შემთხვევაში ექვეტორის საქმენტთან მივა უფრო დიდი წნევის კონდენსატი.

თაბრიკებისა და ქარხნების შენობებში ორთქლით გათბობის გამოყენება საშუალებას გვაძლევს გამოვიყენოთ არა მარტო სამრეწველო დანიშნულების ქვაბების სითბო, არამედ აგრეთვე თელილი ორთქლი ტურბინებიდან, ორთქლის მანქანებიდან, სამჭედლო ან სხვა უროებიდან. ამასთან, თელილი ორთქლის გამოყენებისას დიდი ყურადღება უნდა მიექცეს მის გაწმენდას ზეთისა და სხვა ბოკოვანი მინარევებისაგან, რადგანაც წყალში ზეთების არსებობის წარმოიშვება ემულსია, რაც იმდენად დაჩქარებულ ორთქლწარმოქმნას იწვევს, რომ შეუძლებელი ხდება ქვაბების ნორმალური მუშაობა.

12. XI ნახაზზე მოცემულია სამჭედლო უროდან გაყვანილი თელილი ორთქლის გათბობის მიზნებისათვის გამოყენების პრინციპული სქემა, სამჭედლო უროდან გამოყვანილი თელილი ორთქლი მილსადენით 2 შედის ორთქლ-გამყვანში 1,



ნახ. 12. XI

საიდანაც მილსადენით 3 მიდის ზეთ-გამომყოფში 4. ზეთგამომყოფში გამოყოფილი ზეთი მიედინება ჰიდრაულიკურ რეგულატორში 5, იქიდან კი—ზეთგამწმენდში 6, რომელსაც ზეთის პერიოდულად გასაყვანად მიერთებული აქვს მილსადენი 8 და ჰიდრაულიკური ჩამკეტი 7. ჰიდრაულიკური რეგულატორის 5 წყლით მომარაგება წყალსადენიდან ხორციელდება მილსადენით 9. ზეთგამომყოფიდან 4 ზეთისგან გაწმენდილი

ორთქლი მილსადენით 10 მიედინება ორთქლშემკრებში 11, საიდანაც ორთქლხარჯვის განაწილებელი მაგისტრალის 12 საშუალებით ორთქლი მიედინება ორთქლსადენებში 13 ორთქლით სათბობ სისტემაში მისაწოდებლად. სქემაზე (ჩამოთვლილი მოწყობილობების გარდა) დაყენებულია დამცველი სარკველი 14, მანომეტრები 15, საკონდენსაციო ქოთანა 16 და მილსადენები 17, რომლის დანიშნულებაცაა მიაწოდოს სათბობ სისტემას უხმარი ორთქლი. გათბობის მიზნებისათვის თელილი ორთქლის გამოყენების შემთხვევაში გათვალისწინებული უნდა იყოს ისეთი მოწყობილობის დაყენება, რომელიც უშუალოდ ატმოსფეროში (გათბობის სისტემაში შესვლამდე) გაიყვანდა დანადგარებიდან მიღებულ თელილი ორთქლის შესაძლო ჭარბ რაოდენობას.

მალალი წნევის ორთქლსადენების ანგარიშისათვის ესარგებლობთ ჰიდრაულიკის კურსიდან ცნობილი ფორმულებით. კერძოდ, წნევის დანაკარგებს ხახუნზე გამოვითვლით 5.5 ფორმულით, ხოლო ადგილობრივ წინაღობებზე— 12.5 ფორმულით. ანდა ანგარიში შეიძლება ვაწარმოოთ წინასწარ შედგენილი ცხრილების ან ნომოგრამების საშუალებით.

ყველა შემთხვევაში უნდა გათვალისწინებულ იქნეს, რომ მალალი წნევის ორთქლით სათბობ სისტემებში ორთქლსადენებში მოძრაობისას (ქვაბიდან მომხმარებლამდე) შესამჩნევად იცვლება ორთქლის წნევა, რაც იწვევს ორთქ-

ლის მოცულობითი წონის მკვეთრ ცვალებადობას, ეს უკანასკნელი კი დიდ გავლენას ახდენს ქსელში წნევის კარგვაზე. ამიტომ მაღალი წნევის ორთქლის ქსელების ანგარიშისას არ შეიძლება ვისარგებლოთ ორთქლსადენის მთლიან სიგრძეზე ორთქლის საშუალო მოცულობითი წონის სიდიდით ისე, როგორც ეს ხდება დაბალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემების მილსადენების ანგარიშისას.

იმისათვის, რომ მივიღწიოთ წნევის დანაკარგების ზუსტ აღრიცხვას, საჭიროა ანგარიშში შევიტანოთ ორთქლის მოცულობითი წონების ის მნიშვნელობები, რომლებიც შესაბამეა მის საშუალო წნევას მილსადენის ყოველ ცალკეულ განსახილველ უბანზე. მაგრამ ამის გაკეთება პრაქტიკულად შეუძლებელია და ამიტომ იქცევითან შემდეგნაირად: ნომოგრამას აგებენ ორთქლის ერთი რომელიმე გარკვეული მოცულობითი წონისთვის, კერძოდ, ორთქლისთვის, რომლის მოცულობითი წონაც  $\gamma = 1$  კგ/მ<sup>3</sup>-ს, ამიტომ ნომოგრამის საშუალებით განსაზღვრული წნევების კუთრი დანაკარგები ( $R_{\text{ნომ}}$  კგ/მ<sup>2</sup>) და ორთქლის მოძრაობის სიჩქარეები ( $v_{\text{ნომ}}$  მ/წმ) იქნება არა ფაქტიური, არამედ პირობითი სიდიდეები. იმისათვის, რომ ვიპოვოთ  $R$ -ის და  $v$ -ს ფაქტიური სიდიდეები, საჭიროა ნომოგრამის საშუალებით ნაპოვნი პირობითი სიდიდეები გაყვით ორთქლის იმ ფაქტიურ საშუალო მოცულობითი წონებზე, რომლებიც იქნება ორთქლსადენის განსახილველ ცალკეულ უბნებში:

$$R = \frac{R_{\text{ნომ}}}{\gamma} \text{ კგ/მ}^2. \quad (6.11)$$

და

$$v = \frac{v_{\text{ნომ}}}{\gamma} \text{ მ/წმ}. \quad (7.11)$$

XV დანართში მოცემულია მაღალი წნევის ორთქლის ორთქლსადენებში წნევების კუთრი დანაკარგებისა ( $R_{\text{ნომ}}$ ) და ორთქლის მოძრაობის სიჩქარეების ( $v_{\text{ნომ}}$ ) განსაზღვრავი ნომოგრამა, როპელიც შედგენილია  $\gamma = 1$  კგ/მ<sup>3</sup> მოცულობითი წონის ორთქლისათვის.

მაღალი წნევის ორთქლსადენების ანგარიშისას (ანგარიშის გამარტივების თვალსაზრისით) მიზანშეწონილია ადგილობრივი წინაღობის სიდიდე გამოხატულ იქნეს მათ ხახუნზე წნევების დანაკარგების შესაბამისი ეკვივალენტური სიდიდეებით.

იმ მილსადენის სიგრძის საბოენელად, რომელშიც წნევის დანაკარგები ხახუნზე ტოლი იქნება ადგილობრივ წინაღობაზე (როცა  $\zeta = 1$ ) წნევის დანაკარგებისა, ვიყენებთ ტოლობას:

$$l_{\text{ავ}} = \frac{d}{\lambda} \text{ მ},$$

იმისათვის, რომ XV დანართში მოცემული ნომოგრამის საშუალებით განსაზღვროთ ეკვივალენტური სიგრძე  $l_{\text{ავ}}$ , საჭიროა შესაბამისი დიამეტრის მილი სწორი ხაზის საშუალებით შევეუროთ რუბერის წერტილს 0-ს.

მაგალითად, მილისათვის, რომლის დიამეტრიც ტოლია 40 მმ, ნომოგრამიდან მივიღებთ, რომ  $l_{\text{ავ}} = 1,5$ , რაც იმას ნიშნავს, რომ წნევის დანაკარგი ხახუნზე მილში, რომლის დიამეტრია 40 მმ და სიგრძე  $l = 1,5$  მ უდრის დანაკარგებს ადგილობრივ წინაღობებზე (როცა  $\zeta = 1$ ).

მაღალი წნევის ორთქლით სათბობ სისტემებში, როგორც წესი, გამოიყენება არა ვადამეტბურებული, არამედ გაჯერებული ორთქლი, რომელიც მილსადენში მოძრაობისას ნაწილობრივ კონდენსირდება, თუმცა ამ კონდენსატის რაოდენობა იმდენად უმნიშვნელოა, რომ პრაქტიკულად შეიძლება ნეგდელობაში არ მივიღოთ.

მაღალი წნევის ორთქლის ორთქლსადენებში მოძრაობის საანგარიშო სიჩქარეები მიღების დიამეტრების მიხედვით მიზანშეწონილია მივიღოთ 3.XI ცხრილის მიხედვით:

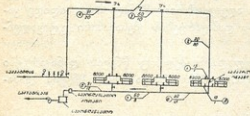
ცხრილი 3.XI

მილის დიამეტრი d მმ-ობით	15	20	25	32	40	50	50-ზე შეტი
ორთქლის მოძრაობის სიჩქარე v მ/წმ-ობით	25-დუ	40	50	55	60	70	80-მდუ

საკონდენსაციო მილსადენის ანგარიში იმ უბნებისათვის, რომლებიც მდებარეობს სათბობი ხელსაწყოებიდან საკონდენსაციო ქოთანამდე, შეიძლება ჩატარებულ იქნეს წყლის სათბობი სისტემისათვის შედგენილი ნომოგრამით (იხ. VII დანართი).

საკონდენსაციო ქოთნის ან მადროსილებელი საყელურის შემდეგ (საკონდენსაციო ხაზში) მკვეთრად ეცემა წნევა, რის შედეგადაც ადგილი აქვს კონდენსატის ნაწილობრივ ადუღებას, ანუ წყალ-ორთქლოვანი ემულსიის წარმოქმნას საკონდენსაციო ქოთნის შემდეგ განლაგებულ საკონდენსაციო მილსადენში. ამიტომ ასეთი საკონდენსაციო (რომელშიც მოძრაობს წყალ-ორთქლოვანი ემულსია) მილსადენის ანგარიშისათვის ვსარგებლობთ XVI დანართში მოცემული ცხრილით, რომელიც შედგენილია წყალ-ორთქლოვანი ემულსიის ფიზიკური თვისებების თავისებურებების გათვალისწინებით.

**მაგალითი.** ვიანგარიშოთ 13.XI ნახაზზე მოცემული მაღალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემა შემდეგი პირობებისათვის: ორთქლის გამანაწილებელ სავარცხელში მიედინება მძალი გაჯერებული ორთქლი, სავარცხელაზე დაყენებული წნევის რეგულატორის შემდეგ ორთქლის საწყისი წნევა  $P_{საგ} = 2,55$  ატმ.



ნახ. 13.XI

სათბობ ხელსაწყოებად გამოყენებულია წიბოვანი მილები, რომელთა თბური დატვირთვები აღნიშნულია ნახაზზე. აქვეა მოცემული უბნების ნომრები და მათი სიგრძეები.

საორიენტაციოდ ვიღებთ, რომ ორთქლის საბოლოო წნევა სათბობი ხელსაწყოს წინ უდრის  $P_{საგ} = 2$  ატმ, ე. ი. წნევის დანაკარგები გათბობის სისტემის ქსელში (გამანაწილებელი სავარცხელადან ხელსაწყომდე), ტოლია:

$$P_{საგ} - P_{საგ} = 2,55 - 2 = 0,55 \text{ ატმ (5500 კგ/მ}^2\text{)}.$$

ვინაიდან მაღალი წნევის ორთქლსადენების საანგარიშო ნომოგრამის აგებისას თბური დატვირთვები გათვალისწინებული იყო არა კვალ/სთ-ობით, 230



არამედ კვ/სთ-ობით, ამიტომ გათბობის სისტემის ყოველ უბანში და მთლიანად სისტემაში არსებული ორთქლის რაოდენობა უნდა გადაეყვანოთ კილოგრამებში.

გათბობის სისტემის მთლიანი თბური დატვირთვა უდრის  $\Sigma Q = 48000$  კკალ/სთ. ორთქლწარმოქმნის ფარული სითბო, როცა  $P_{საგ} = 2$  ატმ ს, იქნება  $r = 527$  კკალ/კგ (იხ. დანართი V). ე. ი. გათბობის სისტემის მთლიანი დატვირთვა იქნება:

$$G = \frac{\Sigma Q}{r} = \frac{48000}{527} \approx 91 \text{ კგ/სთ.}$$

პირველი უბნისათვის კი იქნება:

$$G_1 = \frac{8000}{527} \approx 15 \text{ კგ/სთ.}$$

ანალოგიურად ეპოულობთ დატვირთვას ყველა უბნისათვის და მიღებული  $G$  სიდიდეები შეგვაქვს მაღალი წნევის ორთქლის სათბობი სისტემის ქსელის საანგარიშო ბლანკის (იხ. ცხრილი 4.XI) მეთრე სვეტში.

ცხრილი 4.XI

მაღალი წნევის ორთქლით სათბობი ხისტემის ანგარიშისათვის

უბნი №N	ორთქლის რაოდ. $G$ კვ/სთ-ობით	მილის დიამეტრი $d$ მმ-ობით	წვეთის საბოლოო მნიშვნელობები უბნებზე $P$ კგ/სმ-ობით	დაცვიდან უბნის სიგრძე $L$ მ-ობით	წვეთის პირობითი კუთრი დაბაკარგი $R_{კვ}$ კვ/სმ-ობით	ორთქლის მოძიარობის პირობითი სიჩქარე $V_{კვ}$ მ/წმ-ობით	ორთქლის საშ. მოც. წონა $\gamma_{კვ}$ კგ/სმ-ობით	წნევის ფაქტ. კუთ. დანაკოფი $R$ კვ/სმ-ობით	ორთქლის მოცო. ფაქტ. სიჩქარე $v$ მ/წმ-ობით	ადგილობრივ წინაობათა კოეფიცი. $Z$ ჯამი $\Sigma Z$	უბნის დ. ყვეალი სიგრძე $L_{კვ} = L + \Sigma Z$ მ-ობით	წვეთის ფაქტ. მთლიანი დაბაკარგი უბანზე $P_{კვ}$ კვ/სმ-ობით	წვეთის სიდიდე უბნის დასაწყისში $P_{საგ}$ კვ/სმ-ობით
1	15	20	20000	0,6	21	14	1,11	18,9	12,6	16	10,6	200	20200
2	30	20	21200	0,6	100	30	1,12	90	26,8	2,5	21,5	190	2130
3	60	30	22130	0,96	55	24	1,21	30	20,0	3	12,9	390	22520
4	91	50	22520	0,96	85	38	1,23	70	30,9	10,5	30	2100	24620

გსაზღვრავთ საშუალო საორიენტაციო წნევის კუთრ დანაკარგს ხახუნზე მთელი გათბობის ქსელის სიგრძისათვის:

$$R_{საგ} = \frac{0,5 (P_{საგ} - P_{საგ})}{\Sigma L} = \frac{0,5 \cdot 6000}{50} = 60 \text{ კგ/მ}^2.$$

ნაშოენი  $R_{საგ}$  სიდიდით და ყოველი უბნის დატვირთვით  $G$ -თი დანართის XV ნომოგრამის დახმარებით გსაზღვრავთ უბნების მილების დიამეტრებს, მიღებული მნიშვნელობები შეგვაქვს 4.XI ცხრილის შესაბამის სვეტებში.

ნომოგრამით გსარგებლობთ შემდეგნაირად: პირველი უბნის დატვირთვის შესაბამის წერტილს (ა)  $G = 15$  კვ/სთ ეპოულობთ ნომოგრამის II ნახაზზე, ხოლო ნომოგრამის I ნახაზზე ეპოულობთ ხახუნზე წნევის საშუალო კუთრი დანაკარგის შესაბამის წერტილს (ბ)  $R_{საგ} = 60$  კგ/მ<sup>2</sup> სწორი ხაზით ვერთებთ ამ ორ წერტილს (სწორ ხაზს ვაგრძელებთ ნომოგრამის ყველა ნახაზის გადაკვეთამდე) და ნომოგრამის III ნახაზზე (ბ) მივიღებთ მილის საძიე-

ბელ დიამეტრს  $d=20$  მმ (შეგვედლო აგველო  $d=15$  მმ, მაგრამ მასში ორთქლის მოძრაობის სიჩქარე ზღვრულთან ახლოს იქნებოდა იხ. ცხრილი 3.XI). მიღებული  $d=20$  მმ და  $G=15$  კგ/სთ წერტილებს ისევ ვაერთებთ სწორი ხაზით, ხაზს ვაგრძელებთ ნომოგრამის ყველა ნახაზის გადაკვეთამდე. ამის შედეგად I ნახაზზე ( $\epsilon$ ) ვიპოვიან ხაზუნზე წნევის პირობით დანაკარგს  $R_{206}=21$  კგ/მ<sup>2</sup> და IV ნახაზზე— ორთქლის მოძრაობის პირობით სიჩქარეს  $v_{206}=14$  მ/წმ. მიღებული სიდიდეები შეგვაქვს საანგარიშო ცხრილის მე-6 და მე-7 სვეტებში.

ამის შემდეგ  $d=20$  მმ წერტილს (2) სწორი ხაზით ვაერთებთ რებერის წერტილთან 0-თან და ნომოგრამის მე-V ნახაზის გადაკვეთაზე ვპოულობთ ეკვივალენტურ სიგრძეს  $H'_{206}=0,6$ . ეს სიდიდე შეგვაქვს საანგარიშო ცხრილის მე-5 სვეტში.

ორთქლის საშუალო მოცულობითი წონის  $\gamma_{206}$  განსაზღვრისათვის საჭიროა ვიცოდეთ უბანზე ორთქლის საშუალო წნევა  $P_{206}$ :

$$P_{206} = \frac{P_{205} + P_{207}}{2}$$

თუმცა პრაქტიკული ანგარიშისათვის ორთქლის საშუალო წნევის  $P_{206}$  ნაცვლად შეიძლება ავიღოთ ორთქლის მოცულობითი წონა უბნის ბოლოში არსებული ორთქლის წნევის მიხედვით. მაგალითად, პირველი უბნის ბოლოში, როგორც ვიცით, გვაქვს წნევა  $P_{206}=2$  ატმ, რომლის დროსაც ორთქლის მოცულობითი წონა  $\gamma_{206}=1,11$  კგ/მ<sup>3</sup> (იხ. დანართი V) ტოლია. ცხადია, რომ მიღებული  $\gamma_{206}$  ოდნავ ნაკლები იქნება  $\gamma_{206}$ -ზე, ამიტომ უბანზე  $\gamma_{206}$  თი გამოთვლილი წნევის დანაკარგების მნიშვნელობები იქნება ფაქტიურზე რამდენადმე მეტი, ანუ გვექნება სათადარიგო მარაგი, რაც დასაშვებია.

ნაპოვნი სიდიდე  $\gamma_{206}=1,11$  კგ/მ<sup>3</sup> შეგვაქვს საანგარიშო ცხრილის მე-8 სვეტში. ცხრილის მე-9 და მე-10 სვეტების შესავსებად ვიყენებთ (6.11) და (7.11) ფორმულებს:

$$R = \frac{R_{206}}{\gamma} = \frac{21}{1,11} = 18,9 \text{ კგ/მ}^2,$$

$$v = \frac{v_{206}}{\gamma} = \frac{14}{1,11} = 12,6 \text{ მ/წმ.}$$

ადგილობრივ წინალობათა კოეფიციენტების ჯამი 1 უბანზე იქნება:

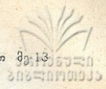
1) ვენტილი (20 მმ)	$\Sigma = 10$
2) 90°-იანი სარინი, როცა $d=20$ მმ	$\Sigma = 1,5$
3) სამკაბი წინააღმდეგ	$\Sigma = 3,0$
4) სარინი	$\Sigma = 4,5$
	$\Sigma = 16$

სათბობი ხელსაწყოს წინალობას არ ვითვალისწინებთ, რადგანაც ხელსაწყოს წინ დატოვებული გვაქვს ათვისებული წნევა  $P_{206}=2$  ატმ.

მიღებული შედეგი შეგვაქვს მე-11 სვეტში.

გსაზღვრავთ 1 უბნის დაყვანილ სიგრძეს (შედეგს შევიტანთ მე-12 სვეტში)

$$l_{\text{დაყ}} = l + l_{\text{დაყ}} \Sigma = 1 + 0,6 \cdot 16 = 10,6 \text{ მ.}$$



პირველ უბანზე წნევის დანაკარგი იქნება (შედეგს შევითანთ მე-13 სვეტში):

$$\Delta P_{\text{ფ}} = R'_{\text{ფ}} \cdot l = 18,9 \cdot 10,6 = 200 \text{ კგ/მ}^2.$$

წნევის სიდიდე უბნის დასაწყისში იქნება (შედეგს შევითანთ მე-14 სვეტში):

$$P_{\text{საფ}} = P_{\text{საპ}} + \Delta P_{\text{ფ}} = 20000 + 200 = 20200 \text{ კგ/მ}^2.$$

პირველი უბნის ანგარიშის ანალოგიურად ვანგარიშობთ 2,3 და 4 უბნებს და მიღებული შედეგები შეგვაქვს საანგარიშო 4.XI ცხრილში.

როგორც ამ ცხრილიდან ვხედავთ, ორთქლის წნევის კარგვა ორთქლის გამანაწილებელ სავარცხელადან ყველაზე უშორეს სათბობ ხელსაწყომდე გამოვიდა  $\Delta P_{\text{ფ}} = 4620 \text{ კგ/მ}^2$ , ნაცვლად საანგარიშოდ მიღებულ წნევის ვაოდნისა  $\Delta P = 5500 \text{ კგ/მ}^2$ . არ ვახდენთ სისტემის გადაანგარიშებას და ვგულისხმობთ, რომ თავისუფალი წნევის სიდიდე სათბობში ხელსაწყოს წინ იქნება არა 20000 კგ/მ<sup>2</sup>, არამედ 20880 კგ/მ<sup>2</sup>.

ამის შემდეგ გადავდივართ საკონდენსაციო ხაზის (იხ. ნახ. 23.XI, უბნები 5+8) ანგარიშზე. უბნებში გამავალი კონდენსატის რაოდენობა და უბნების სიგრძეები მოცემულია ნახაზზე. ანგარიშისათვის ვსარგებლობთ წყლის სათბობი სისტემის საანგარიშო ნომოგრამით (იხ. VII დანართი). კონდენსატის მოძრაობის სიჩქარეს ვიღებთ 1 მ/წმ-მდე; ამასთან, ვითვალისწინებთ იმას, რომ გათბობის სისტემის ამუშავებისას ორთქლის ხარჯი საანგარიშოსთან შედარებით შეიძლება ორჯერ გაიზარდოს. ამიტომ საკონდენსაციო ხაზის საანგარიშო ბლანკის (იხ. 5.XI ცხრილი) მე-2 სვეტში ნაჩვენებია უბნებში გამავალი კონდენსატის გაორკეცებული რაოდენობა. მიუხედავად ამისა, კონდენსატის ხარჯი იმდენად უმნიშვნელოა, რომ მინიმალური დიამეტრის  $d = 15$  მმ მილის შერჩევისასაც კი მილში კონდენსატის მოძრაობის სიჩქარე არ აღემატება 0,3 მ/წმ.

წნევის საერთო დანაკარგი საკონდენსაციო მილში (საკონდენსაციო ქოთნამდე) არის 242,2 კგ/მ<sup>2</sup>.

როგორც ვიცი, წნევის სიდიდე საკონდენსაციო ქოთნის წინ უნდა იყოს სათბობი ხელსაწყოს წინ არსებული წნევის 70%.

$$P_1 = 2,088 \cdot 0,7 \approx 1,46 \text{ ატმ (14600 კგ/მ}^2).$$

ცხრილი 5.XI

ორთქლის მაღალი წნევის გათბობის სისტემის საკონდენსაციო ხაზის ანგარიში

უბნის №	C კვ.სთ-ობით	l მ-ობით	d მმ-ობით	R კგ/მ <sup>2</sup> -ობით	v მ/წმ-ობით	k <sub>ფ</sub> კგ/მ <sup>2</sup> -ობით	lR კგ/მ <sup>2</sup> -ობით	ΣC	z = k <sub>ფ</sub> · ΣC კგ/მ <sup>2</sup> -ობით	lR + z კგ/მ <sup>2</sup> -ობით
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	30	1	15	0,22	0,05	0,13	0,22	19	2,5	2,77
2	60	15	15	1,2	0,09	0,4	18,0	2,5	1,0	19,0
3	120	8	15	4,05	0,2	2,0	32,4	1	2,0	34,4
4	182	12	15	9,5	0,3	4,5	114,0	16	72	186,0
										242,2

თუ მივიღებთ მხედველობაში იმას, რომ საკონდენსაციო ქოთანში ახლოსაა მოთავსებული კონდენსატის შემკრებ ავზთან და ქოთნიდან კონდენსატი თვით დინებით ჩაიცილება ავზში, შეგვიძლია საკონდენსაციო ქოთნის შემდეგ წნევის სიდიდე მივიღოთ  $P_2=1$  ატმ.

(2.11) განტოლებით ვახდენთ საკონდენსაციო ქოთნის სარქვლის ნახვერტის დიამეტრის განსაზღვრას:

$$d = \sqrt{\frac{G}{32\sqrt{P_1 - P_2}}} = \sqrt{\frac{182}{32\sqrt{1,76 - 1}}} = 2,5 \text{ მმ.}$$

მიღებული მნიშვნელობით 1.XI ცხრილიდან შევარჩევთ  $N=00$  საკონდენსაციო ქოთანს, რომლის სარქვლის ნახვერტის დიამეტრია  $d=3$  მმ.

### ოქთქლით სამოგობი ვაკუუმისწამება

§ 79

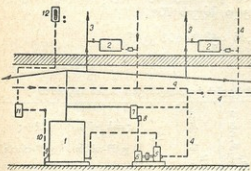
ვაკუუმისტიმებს უწოდებენ ორთქლით გათბობის ისეთ სისტემებს, რომლებშიც ორთქლის წნევა არ აღემატება 1,05—1,1 ატმ-ს. ამ სისტემებში ორთქლის ჭარბი წნევა (0,05—0,1 ატმ) იხარჯება მხოლოდ ორთქლსადენების იმ უბნების წინაღობათა გადასაღახავად, რომლებიც გვაქვს სათბობ ხელსაწყოებამდე. თვით სათბობ ხელსაწყოებში და საკონდენსაციო მილებში წნევის სიდიდე ნაკლებია ატმოსფერულ წნევაზე და ამიტომ მათში კონდენსატის მოძრაობა ხორციელდება სპეციალური ვაკუუმტუმბოს მიერ შექმნილი ვაკუუმის ხარჯზე.

რადგანაც ვაკუუმისტიმების სათბობ ხელსაწყოებში გამოიყენება ნაჯერი ორთქლი, რომლის წნევეც ატმოსფერულზე ნაკლებია, ამიტომ მათში კონდენსატის ტემპერატურა  $100^\circ$ -ზე ნაკლებია (ამ ტემპერატურის რეგულირება შეიძლება ხელსაწყოში ვაკუუმის სიდიდის ცვლით), რაც ვაკუუმ სისტემების ერთ-ერთი დიდი უპირატესობაა როგორც დაბალი, ისე განსაკუთრებით მაღალი წნევის ორთქლით სათბობ სისტემებთან შედარებით.

განხილული ვაკუუმისტიმების გარდა შეიძლება გვეკონდეს ისეთი ვაკუუმისტიმებიც, როსლებშიც ვაკუუმში წარმოიქმნება არა მარტო სათბობ ხელსაწყოებში და საკონდენსაციო მილებში, არამედ ორთქლსადენებშიც და თვით ქვაბშიც. ამრიგად, უშუალოდ ქვაბიდან გამოსული ორთქლის ტემპერატურა, ნაკლები იქნება  $100^\circ$ -ზე. ასეთი გათბობის სისტემის სქემა მოცემულია 14.XI ნახაზზე.

ჩვეულებრივი დაბალი წნევის ორთქლის ქვაბიდან 1 სათბობ ხელსაწყოებს 2 ორთქლსადენებით 3 გადაეცემა ორთქლი. კონდენსატი საკონდენსაციო მი-

ლებიდან 4 შეიწოვება ვაკუუმტუმბოთი 5, რომელიც მუშაობს ელექტრომობტორის 6 საშუალებით. ორთქლის საჭირო ტემპერატურის შესაბამისი აუცილებელი წნევათა სხვაობის სიდიდის განსაზღვრულ ფარგლებში დაქვერა ხორციელდება ტუმბოსთან დაკავშირებული სპეციალური ავტომატის 7 საშუა-



ნ.ხ. 14.XI



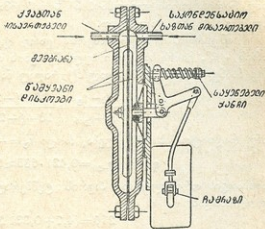
ლებით, რომელიც დროულად ჩართავს ან გამორთავს ელექტრომოტორთან მიერთებულ ჩამრახს 8. ქვების თბოგამომუშავების რეგულირება ხორციელდება ქვესაბერი კარებით 9, რომლის გაღებაც ხდება ჯაჭვური საწვებით 10 და სეროვ ავტომატით 11. ეს უკანასკნელი მუშაობს სათავსში დაყენებული თერმოსტატის 12 საშუალებით.

15.XI ნახაზზე ნაჩვენებია ავტომატის 7 დეტალი. მის უმთავრეს ნაწილს წარმოადგენს მემბრანა, რომელზეც ერთი მხრიდან მოქმედებს ქვაბში არსებული ორთქლის წნევა, ხოლო მეორე მხრიდან—ტუმბოს მიერ შექმნილი ვაკუუმი, სანამ სისტემას აქვს წნევითა სხვაობის აუცილებელი სიდიდე, ელექტრომოტორი გამორთულია, როგორც კი წნევითა სხვაობა გახდება საჭიროზე ნაკლები, მემბრანა გაიღუნება მარცხენა მხარეს და ჩართავს ჩამრახს, რის შედეგადაც ჩართვება ტუმბოც. ამრიგად, ავტომატი 7 უზრუნველყოფს საანგარიშო რაოდენობის ორთქლის სათბობ ხელსაწყოში მიწოდების სათვის საჭირო წნევითა სხვაობას, ხოლო თერმოსტატი 12 და ავტომატი 11 კი უზრუნველყოფენ შენობის თბომომარაგებისათვის საჭირო ორთქლის რაოდენობის რეგულირებას.

როგორც ვიცით, ორთქლის წნევის შემცირებით მცირდება ორთქლის ფარული სითბოს წარმოქმნის სიდიდე და ორთქლის ტემპერატურა (იხ. დანართი V). ამიტომ ვაკუუმის სისტემების სათბობი ხელსაწყოების ხურების ფართის განსაზღვრას (რომელიც ისევე წარმოებს, როგორც დაბალი წნევის ორთქლით გათბობ სისტემებში) საანგარიშო ფორმულაში გაჯერებული ორთქლის ტემპერატურა უნდა ავიღოთ იმის მიხედვით, თუ რა წნევის სიდიდის ვაკუუმის სტემა გვაქვს შერჩეული (მაგალითად, როცა  $P=1,1$  ატმ-ს, მაშინ  $t_{გაჯ} = 101,8^\circ$  ხოლო, როცა  $P=0,6$  მაშინ  $t_{გაჯ} = 85,5^\circ$  და ა. შ.).

როგორც აღრე განხილულიდან ვიცით, სათბობი ხელსაწყოების ხურების ფართი გამოიანგარიშება გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურის ( $t_g$ ) მიხედვით, მაგრამ, ვინაიდან გარე ჰაერის ფაქტიური ტემპერატურა გათბობის პერიოდის დიდ მონაკვეთში ცვალებადია და ხშირად ნაკლებია საანგარიშო ტემპერატურაზე, ამიტომ გათბობის სისტემის მიერ გამოთქმული სითბოს რაოდენობის რეგულირება წარმოებს თბომემცველის რაოდენობის ან ტემპერატურის შემცირებით.

ამიტომ, განვიხილოთ საკითხი იმის შესახებ, თუ რა ტემპერატურის ორთქლი უნდა მივაწოდოთ სათბობ სისტემას, როცა გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურა მკვეთრად არ შეესაბამება გარე ჰაერის ფაქტიურ ტემპერატურას. მაგალითად, განვსაზღვროთ, თუ რა ტემპერატურის მქონე ორთქლი უნდა მივაწოდოთ სათბობ სისტემას იმ დროს, როდესაც გარე ჰაერის ფაქტიური ტემპერატურა  $t_{გაჯ} = -2^\circ$  ნაცლად გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურისა, რომელიც (ვთქვათ)  $t_g = -20^\circ$ -ის ტოლი იყო.



ნახ. 15-XI

დავუშვათ, რომ გვაქვს ვაკუუმისტიმბა, რომელშიც ორთქლის საანგარიშო წნევაა  $P=0,9$  ატმ, რომლის დროსაც გაჯერებული ორთქლის ტემპერატურა იქნება  $t_{g_{05}}=96,2^\circ$  და თუ სათაფისის შიგა ჰაერის ტემპერატურაა  $t_3=18^\circ$ -ს, მაშინ ორთქლისა და ჰაერის ტემპერატურული ვარდნილი იქნება:

$$\Delta t = t_{g_{05}} - t_3 = 96,2 - 18 = 78,2^\circ,$$

ხოლო სათბობი ხელსაწყოების (M-140 ტიპის რადიატორის) ხურების ფართი, როცა  $Q=10000$  კკალ/სთ. იქნება:

$$F = \frac{Q}{K(t_{g_{05}} - t_3)} = \frac{10000}{8,5(96,2 - 18)} = 14,6 \text{ მ}^2,$$

ანუ რადიატორის ყოველმა  $1 \text{ მ}^2$  ზედაპირმა უნდა მოგვეცეს სითბოს რაოდენობა  $q_{-20} \approx 685$  კკალ/მ<sup>2</sup> სთ.

იმ დროს, როდესაც ჰაერის გარე ტემპერატურა ნაცვლად  $-20^\circ$ -ისა, არის  $-2^\circ$ , მაშინ სათბობი ხელსაწყოების თბოგაცემა უნდა შეადგენდეს ადრე ნაანგარიშების ( $685$  კკალ/მ<sup>2</sup>) რაღაც ნაწილს:

$$a = \frac{t_3 - t_{\text{გარე}}}{t_3 - t_{g_{05}}} = \frac{18 - (-2)}{18 - (-20)} = 0,421,$$

ანუ რადიატორის თბოგაცემა, როცა  $t_{\text{გარე}} = -2^\circ$ -ს, იქნება:

$$q_{-2} = a \cdot q_{-20} = 0,421 \cdot 685 \approx 290 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ},$$

ამისათვის ორთქლის და ჰაერის ტემპერატურული ვარდნილი იანგარიშება ტოლობიდან:

$$290 = (4,7 + 0,031 \Delta t) \Delta t,$$

საიდანაც

$$\Delta t = 50^\circ$$

ე. ი. ორთქლის საჭირო ტემპერატურა იქნება

$$t_{g_{05}} = 50 + 18 = 68^\circ$$

რომელსაც შეესაბამება ორთქლის წნევა  $P=0,3$  ატმ.

შემოგანხილულის ანალოგიურად იანგარიშება ორთქლის წნევის სიდიდე გარე ჰაერის ყველა შესაძლო ტემპერატურისათვის, რის შემდეგაც აიგება გრაფიკი, რომელიც გვიჩვენებს, თუ რა წნევის და ტემპერატურის ორთქლი უნდა მივაწოდოთ სათბობ სისტემას (როდესაც გარე ჰაერის ტემპერატურა არ შეესაბამება საანგარიშოს) გარე ჰაერის ამა თუ იმ ტემპერატურისას.

ვაკუუმისტიმბების მილსადენების დიამეტრების ანგარიში ტარდება ჰიდრავლიკის საერთო ფორმულებით, ოღონდ ორთქლისადენების ანგარიშისას გათვალისწინებული უნდა იქნეს ორთქლის ტემპერატურის და მოცულობითი წონების ცვალებადობა, რომლებიც ატმოსფერულ წნევაზე დაბალი წნევის ორთქლისთვის შესამჩნევი სიდიდეებია.

ვაკუუმისტიმბების ვანზორციელებისას მხედველობაში უნდა იქნეს მიღებული ამ სისტემების ზოგიერთი თავისებურებანი:

1) იმ მილსადენების შემაერთებელი ნაწილები, რომლებიც მუშაობენ ვაკუუმის ქვეშ, უნდა იყოს აბსოლუტურად ჰერმეტიკული, რათა არ მოხდეს სისტემაში გარე ჰაერის შეწოვა, რაც გამოიწვევს ვაკუუმ ტუმბოს მიერ შექმნილი ვაკუუმის შემცირებას. სისტემაში მოხვედრილი ჰაერის ატმოსფეროში



გასაყვანად ყოველი სათბობი ხელსაწყოს საკონდენსაციო მიმყვანზე დაყენებული უნდა იქნეს თერმიული მოქმედების საკონდენსაციო ქოთნები, რომლებიც ატარებენ კონდენსატს და ჰაერს, არ ატარებენ ორთქლს.

2) კონდენსატის შესაკრებად და სისტემიდან კონდენსატის და ჰაერის გასაყვანად ვაკუუმტუმბოს წინ დადგმული უნდა იქნეს რესივერი (მიმღები).

3) ორთქლის წნევის სიპცირის გამო გათვალისწინებული უნდა იქნეს ორთქლის დგარებიდან კონდენსატის გაყვანის შესაძლებლობა.

4) ჰერმეტიზაციის გაუმჯობესების თვალსაზრისით მიზანშეწონილია ისეთი სათბობი ხელსაწყოების ტიპების გამოყენება, რომელთაც ცოტა რაოდენობის საერთოებელი ნიბელები აქვთ.

ატმოსფერულ წნევაზე ნაკლები ვაკუუმის სტემები ფართოდ გამოიყენება (ახლგარგარეთ) მრავალსართულიანი მაღალი შენობების გასათბობად, რაც იპით აიხსნება, რომ ასეთი შენობების გათბობისათვის წყლით სათბობი სისტემების გამოყენებისას საპირო ხდება შენობის რამდენიმე ზონად დაყოფა იმ ანგარიშით, რომ ყოველი ზონის სიმაღლე არ აღემატებოდეს 50-60 მეტრს, ანუ რადიატორებისათვის დასაშვები ჰიდროსტატიკური წნევის სიდიდეს. ზონებად რამდენიმე სათბობი სისტემის მოწყობა კი როგორც ეკონომიურად, ისე საექსპლოატაციოდ მიზანშეწონილია. გათბობის ვაკუუმის სტემების მოწყობა კი შეიძლება ნებისმიერი სიმაღლის შენობებისთვის.

გათბობის ვაკუუმის სტემების უარყოფით მხარედ უნდა ჩაითვალოს ის, რომ მათი მილსადენები (გაძლიერებული კოროზიის გამო) ადრე გამოდის მწყობრიდან და, გარდა ამისა, ვაკუუმტუმბოს მუშაობაზე იხარჯება დიდძალი ელექტროენერგია.



## სხივური სათბობი სისჯამები

სხივური სათბობი სისჯამების თავისებურებანი

§ 80

სხივურს უწოდებენ გათბობის ისეთ სისტემებს, რომლებშიც ჩვეულებრივი სათბობი ხელსაწყოების (რადიატორები, კლანილები და სხვ.) ნაცვლად სათავსების გასათბობად გამოიყენება გასათბობი სათავსის რომელიმე (კერის, იატაკის ან კედლების) გადამლობი კონსტრუქციის ერთი ნაწილი, რომელსაც ბრტყელი ზედაპირი აქვს და რომელსაც სათბობ პანელს უწოდებენ. სათბობი პანელები იკვებება თბოშემცველით (უმეტესად წყლით), რომელიც მოძრაობს სათბობი პანელის სისტემაში განლაგებულ (თითბერის, ფოლადის, მინის და სხვ.) მილებისაგან დამზადებულ კლანილებში ან რეგისტრებში.

სხივური სათბობი პანელები (რადგანაც მათ ბრტყელი ზედაპირები აქვთ) სათავსის ჰაერს, ავიჯს და გადამლობი კონსტრუქციების ზედაპირებს სითბოს უმეტეს ნაწილს გადასცენ სხივური სითბოს სახით (თუჯისა და ფოლადის სათბობი ხელსაწყოების გამოყენებისას კი სითბოს უმეტესი ნაწილის გადაცემა ხდება კონვექციით), რის გამოც გადამლობი კონსტრუქციების ყველა შიგა ზედაპირის საშუალო ტემპერატურა უმეტეს შემთხვევაში სათავსის ჰაერის ტემპერატურაზე (1—2°-ით) მეტია. ამასთანავე სათავსის გადამლობი კონსტრუქციების შიგა ზედაპირების ტემპერატურები სხივური გათბობის სისტემების გამოყენებისას უფრო მეტია, ვიდრე კონვექციური სათბობი სისტემების გამოყენებისას, რაც ერთ-ერთი უმთავრესი უპირატესობაა სხივური სათბობი სისტემებისა, რადგანაც ზედაპირების მაღალი ტემპერატურებისას ადამიანის ორგანიზმი ნაკლები სითბოს რაოდენობას კარგავს გამოსხივებით (რაც კარგად მოქმედებს ადამიანის გუნებ-განწყობაზე). ამის გამო საჭირო ხდება ადამიანის ორგანიზმის მიერ სითბოს კარგვის გაზრდა კონვექციით, რასაც აღწევენ სათავსის ჰაერის ტემპერატურის შემცირებით. დაბალი ტემპერატურის ჰაერით სუნთქვა უფრო სასიამოვნოა და, გარდა ამისა, როგორც ფიზიოლოგები ამტკიცებენ, უფრო სასარგებლოც.

სხივური სათბობი სისტემები (იმისდა მიხედვით, თუ სათავსის რომელ კონსტრუქციაშია განლაგებული სათბობი პანელი) შეიძლება იყოს კერის, იატაკის და კედლის (ეს უკანასკნელი შეიძლება იყოს გარე კედელში, ტიხრებში, რაფის ქვეშ ან პლინთუსებში). კერის სხივურ სათბობ სისტემებში გამოსხივებით გაცემული სითბოს რაოდენობა შეადგენს მთელი გამოყოფილი სითბოს 75—80%-ს. კედლის სხივურ სათბობ სისტემებში გამოსხივებით გაცემული სითბოს რაოდენობა გაცილებით ნაკლებია და სათბობი პანელის





სიმაღლის მიხედვით შეადგენს მთელი გამოყოფილი სითბოს 30—60% -ს. აქედან ზედა ზღვარი შეესაბამება მაღალ პანელებს, ქვედა კი—1 მეტრზე ნაკლები სიმაღლის სათბობ პანელებს. ამრიგად, იატაკში განლაგებულ სათბობი პანელების მთლიან თბოგაცემაში გამოსხივებით გაცემული სითბოს რაოდენობა ნაკლებია კონვექციით გაცემულ სითბოს რაოდენობასთან შედარებით. მაგრამ ყველა ზემოთ ჩამოთვლილ სისტემას, მათი კონსტრუქციული შესრულებისა და სათავსების გათბობის ხერხების მსგავსების გამო, მანძილ უწოდებენ პანელურ სხივურ სათბობ სისტემებს.

ამასთან, იკულისხმება, რომ სხივური შეიძლება ეწოდეს პანელური გათბობის ყველა იმ სისტემას, რომლის გამოყენების დროსაც სათავსის ყველა გარე და შიგა ვადამლობი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირების (სათბობი პანელის ზედაპირის ჩათვლით) საშუალო ტემპერატურა მეტია ამავე სათავსის შიგა ჰაერის ტემპერატურაზე, ანუ, როცა:

$$T_{\text{შ.სა}} > T_{\text{ჰ.}}$$

სადაც  $T_{\text{შ.სა}}$  მთლიანად ყველა ვადამლობი კონსტრუქციების შიგა ზედაპირების საშუალო ტემპერატურაა, °C-ობით;

$T$  — სათავსის შიგა ჰაერის ტემპერატურა °C-ობით.

პანელური სხივური სათბობი სისტემები პირველად გამოყენებული იქნა რუსეთში ჩვენი საუკუნის დასაწყისში.

ცნობილია, რომ 1905 წელს ინჟინერ ტეჟნოლოგმა ვ. იახნიმოვიჩმა წამოაყენა წინადადება იატაკისა და კედლების კონსტრუქციებში ჩატანებისათვის მიღებისაგან დამზადებული კლაკნილები და რეგისტრები, რომლებშიც იმორჩავენდა ორთქლი და რომელსაც მან ორთქლბეტონის პანელური გათბობა უწოდა.

1907—1911 წლებში ქ. სარატოვში სადგურ რტიშჩევოში და სხვ. ქალაქებში ინჟ. ვ. იახნიმოვიჩის მიერ განხორციელებულ იქნა ოცზე მეტი საზოგადოებრივი დანიშნულების (სავაჭარო, სკოლები და სხვ.) შენობების გათბობა ორთქლ-ბეტონის პანელური სისტემებით.

წარმატებით გამოყენების მიუხედავად, მეფის რუსეთში ამ სისტემებმა დიდი გავრცელება ვერ პოვეს, რაც ვაპრობებულ იყო ამ სისტემებისთვის დამახასიათებელი რიგი ტექნიკური სიძნელეებით და აგრეთვე იმ დროინდელი საწინააღმდეგო ტექნიკის ჩამორჩენილობით.

პანელური გათბობის შექმნის იდეა საზღვარგარეთ წარმოიშვა დაახლოებით იმავე პერიოდში, რაც რუსეთში, ცნობილია, რომ 1907 წელს ინგლისელმა ინჟინერმა ბარკერმა მდილო პატენტი ბრტყელ ზედაპირიანი პანელური გათბობის სისტემების მოწყობაზე.

პირველ ხანებში ვერც საზღვარგარეთ პოვეს დიდი გავრცელება ამ სისტემებმა, რადგანაც არ ჰქონდათ საკმარისი გამოცდილება ასეთი სისტემების მონტაჟისა და მათი მუშაობის შესაძლო ხანგრძლივობის შესახებ. გარდა ამისა, იმის შიშმა, რომ ბეტონში ჩატანებულმა მილებმა მათი თბური დაგრძელებისას შეიძლება გამოიწვიოს ბეტონის დახეთქვა ან მილების შეერთების კვანძებში ზხარების წარმოშობისას—სათავსში წყლის დენა, შეზღუდეს ასეთი სისტემების გამოყენება.

ომით გამოწვეულმა ნგრევამ (1939—45 წლებში ინგლისში) გვიჩვენა, რომ 40 წლის წინათ ბეტონში ჩატანებული მილები გაცილებით უკეთ იყო



შენახული, ვიდრე ღიად გაყვანილი მიწები იმავე სათავსებში. ამ დაკვირვებამ საბოლოოდ გაუფანტა ექვი მშენებლებს და არქიტექტორებს ასეფი სისტემების ვარგისიანობის და მუშაობის ხანგრძლიობის თაობაზე და 1945 წლიდან ყველა ქვეყანაში დაიწყო პანელურ-სხივურა გათბობის სისტემების ფართო გამოყენება. აღსანიშნავია, რომ თუ ამ პერიოდამდე ამერიკელები თითქმის არ იყენებდნენ ასეთ სისტემებს, ომისშემდგომ პერიოდში დაიწყეს მათი სისტემატური გამოყენება როგორც საცხოვრებელ, ისე საზოგადოებრივი დანიშნულების (მცირე და მრავალსართულიან) შენობებში.

საბჭოთა კავშირში ასაწყობი რკინაბეტონისა და მსხვილპანელური ბინათმშენებლობის განვითარებასთან დაკავშირებით ფართოდ დაიწყეს პანელურ-სხივური სათბობი სისტემების გამოყენება. საკითხი იმის შესახებ, თუ პანელურ-სხივური გათბობის რომელი ნაირსახეობა უნდა იქნეს გამოყენებული ამა თუ იმ დანიშნულებას შენობაში, წყდება ისეთი ფაქტორების ერთობლივი გათვალისწინებით, როგორცაა: სათვისის დანიშნულება, გამოყენებული კონსტრუქციული ელემენტები, სანიტარულ-ჰიგიენური და ტექნიკურ-ეკონომიური მოთხოვნები.

ამჟამად მოქმედი სამშენებლო ნორმებისა და წესების თანახმად, კედლებში (ფანჯრის რაფებს ქვეშ, ტიხრებში) მოწყობილი პანელური გათბობა მიზანშეწონილია გამოყენებული იქნეს მსხვილი პანელებისგან და მოკულობითი ელემენტებისაგან ასაწყობ საცხოვრებელ, საზოგადოებრივ და სამრეწველო დანიშნულების შენობებში. საბავშვო დაწესებულებების (ბავშვთა ბაგები, საბავშვო ბაღები და სხვ.) საერთო სათავსებში, საცურაო აუზებში, ანგარებში, ვესტიბულებში, სააბაზანოებში და ა. შ. რეკომენდებულია იატაკში განლაგებული პანელურ-სხივური გათბობის მოწყობა. კერძო განლაგებული პანელურ-სხივური გათბობის მოწყობა კი მიზანშეწონილია სამკურნალო დაწესებულებების, საავადმყოფოების და სანატორიუმების უმეტეს (საოპერა ციოებში, სამშობიაროებში, ნარკოზის მისაღებ და სხვ.) სათავსებში.

**ქოშოკაძის პირობები კონსტრუქციისა და პანელური სხივური გათბობისას 5 8**

კონსტრუქციური გათბობის სისტემების გამოყენებისას სათბობი ხელსაწყობი უმთავრესად ათბობს სათავსის ჰაერს, ხოლო გამთბარი ჰაერი, თავის მხრივ, ათბობს გადამლობ კონსტრუქციებს. ამიტომ გადამლობი კონსტრუქციების ზედაპირების საშუალო ტემპერატურის სიდიდე ყოველთვის დამოკიდებულია სათავსის ჰაერის ტემპერატურაზე და ჩვეულებრივ მასზე ნაკლებია. მაგალითად, გარე გადამლობი კედლის შიგა ზედაპირის საშუალო ტემპერატურა 5—6°-ით ნაკლებია სათავსის ჰაერის (როცა ეს უკანასკნელი 18—20°) ტემპერატურაზე, ხოლო ფანჯრების ზედაპირების ტემპერატურა კიდევ უფრო ნაკლებია და მათი ტემპერატურა არ აღემატება 6—7°-ს.

ასეთი დაბალი ტემპერატურის ზედაპირებზე ხდება სათავსში მყოფ ადამიანთა მიერ სითბოს ინტენსიური კარგვა გამოსხივებით (რადიაციით), რაც იწვევს ადამიანის ორგანიზმში არასასიამოვნო შეგრძობას.

ადამიანის გუნებ-განწყობა შესამჩნევად უმჯობესდება იმ შემთხვევაში, როდესაც მის მიერ რადიაციით დაკარგული სითბოს რაოდენობა (დაახლო-



ებით (ორჯერ) ნაკლებია, ვიდრე კონვექციით დაკარგული სითბოს რაოდენობა. ამის მიღწევა კი შეიძლება გადამლობი კონსტრუქციების შიგა ზედაპირების ტემპერატურის გაზრდითა და სათავის შიგა ჰაერის ტემპერატურის შემცირებით, რაც, როგორც წინა პარაგრაფიდან იცით, შეიძლება განხორციელდეს პანელურ-სხივური გათბობის სისტემების გამოყენებისას. აქვე უნდა აღვნიშნოთ, რომ ჰაერის ტემპერატურის შემცირების შედეგად, ნაწილობრივ იზრდება ფარდობითი ტენიანობაც, რაც აგრეთვე ხელს უწყობს ადამიანის გუნებ-განწყობის გაუმჯობესებას.

ამრიგად, ადამიანის გუნებ-განწყობის გასაუმჯობესებლად სათავებში უნდა შეიქმნას ისეთი პირობები, რომელიც შეესაბამება კომფორტის რეჟიმს (შეგრძნებას), რაც იმას ნიშნავს, რომ ადამიანის ორგანიზმმა ვერ იგრძნოს ვერც სითბო და ვერც სიცივე, ანუ იყოს თბურ განუჩივლობაში.

დადგენილია, რომ კედლის პანელურ-სხივური გათბობის პირობებში ადამიანი კარგ გუნებ-განწყობაზეა მაშინ, როდესაც სათავის ჰაერის ტემპერატურაა  $17,4^{\circ}$ , ხოლო კონვექციური გათბობის სისტემების გამოყენებისას მაშინ, როდესაც სათავის ჰაერის ტემპერატურაა  $19,3^{\circ}$ . თუმცა აქვე უნდა აღვნიშნოთ, რომ სათავში კონვექციური (მაგალითად, რადიატორების) გათბობის გამოყენების შემთხვევაში თბური კომფორტის შესაქმნელად სათავის ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურის სიდიდე ერთი და იმავე დანიშნულების სათავებშიც კი მუდმივი სიდიდე არ არის და დამოკიდებულია სათავში არსებული გარე გარემოების კონსტრუქციების რაოდენობაზე, შეშინული ზედაპირების ფართობსა და კლიმატურ რაიონზე, რადგანაც შედარებით მკაცრი კლიმატური პირობებისას ამ ზედაპირებს ნაკლები ტემპერატურა აქვთ, რაც იწვევს ადამიანის მიერ რადიაციით სითბოს კარგვის გაზრდას და ამის საკომპენსაციოდ საჭირო ხდება შიგა ჰაერის ტემპერატურის გაზრდა, ანუ კონვექციით სითბოს კარგვის შემცირება.

როგორც ჩატარებულმა გაანგარიშებამ დაგვანახვა, საბჭოთა კავშირის ტერიტორიის სხვადასხვა კლიმატური პირობებისათვის საცხოვრებელი სათავების შიგა ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურა უნდა იცვლებოდეს  $17^{\circ}$ -დან  $23^{\circ}$ -მდე ზღვრებში.

სათავების პანელურ-სხივური სისტემით გათბობის შემთხვევაში შეიძლება წარმოიქმნას ადამიანის ორგანიზმის ცალკეული ნაწილების ინტენსიური შეკოსხივების საშიშროება. მიგინისტა მიერ დადგენილია, რომ არსებობს ადამიანის ორგანიზმის ადგილობრივი შემოსხივების ზღვარი, რომელიც საზოგადოებრივი დანიშნულების შენობაში მყოფი ადამიანისათვის დაახლოებით  $1 \div 1,5$  კალ/სმ<sup>2</sup> წთ არ უნდა აღემატებოდეს. იმ შემთხვევაში, თუ პანელურ-სხივური გათბობისას ადამიანთა შემოსხივების სიდიდე ამ ზღვარს აღემატება, საჭიროა სათბობი პანელების ზედაპირების ფართობის გაზრდის ხარჯზე ზედაპირული ტემპერატურის შემცირება.

ამრიგად, პანელურ-სხივური გათბობის სათბობმა პანელებმა (მათი ნორმალური ზედაპირული ტემპერატურისას) უნდა უზრუნველყოს გარე გარემოები კონსტრუქციების შიგა ზედაპირების საკმაოდ მაღალი ტემპერატურა და მთლიანად ყველა შიგა ზედაპირის და ჰაერის (მოდრაობის სიჩქარის, ტენიანობის და ტემპერატურის) ურთიერთ სხივურ-კონვექციური თბოგაცვლის შედეგად სათავსში შექმნას კომფორტული პირობები.

სათავსში კომფორტული პირობების დონის მაჩვენებლად ითვლება ე. წ. კომფორტის ტემპერატურა, რომელიც, ჩვეულებრივ, შიგა ჰაერის ნორმატიულ საანგარიშო ტემპერატურაზე  $1^{\circ}$ -ით ნაკლებია და რომელიც ინგარიშება ფორმულით:

$$t_{\text{კომფ}} = 0,5(t_{\text{გ}} + t_{\text{მთ.საშ}}) \quad (1.12)$$

სათავსის გადამღობი კონსტრუქციების შიგა ყველა ზედაპირის საშუალო ტემპერატურა  $t_{\text{მთ.საშ}}$  დამოკიდებულია ცალკეული გადამღობი კონსტრუქციების ზომებზე და ტემპერატურაზე, აგრეთვე სათბობი პანელის ფართზე  $F_{\text{გ.ა}}$  და ტემპერატურაზე  $t_{\text{გ.ა}}$  ე. ი. დამოკიდებულია სათავსში სხივურ თბოგაცვლაზე. ამიტომ  $t_{\text{მთ.საშ}}$  ტემპერატურის განსაზღვრა შეიძლება მხოლოდ სათბობი პანელის ზომებისა და ტემპერატურის გაანგარიშების შემდეგ.

თუ სათავსის სათბობი პანელის ზედაპირის  $F_{\text{გ.ა}}$  წილს სათავსის მთლიანი შიგა ზედაპირების  $F_{\text{მთ}}$  ფართთან ალენიშნავთ  $\frac{F_{\text{გ.ა}}}{F_{\text{მთ}}}$  გამოსახულებით, ხოლო სათავსის შიგა ზედაპირების (სათბობი პანელის ფართის გარეშე) ფართის წილს  $F_{\text{მთ}} - F_{\text{გ.ა}}$  სათავსის მთლიან შიგა ზედაპირების  $F_{\text{მთ}}$  ფართთან ალენიშნავთ  $\frac{F_{\text{მთ}} - F_{\text{გ.ა}}}{F_{\text{მთ}}}$  გამოსახულებით, მაშინ სათავსის ყველა გადამღობი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირების საშუალო ტემპერატურა იქნება:

$$t_{\text{მთ.საშ}} = \frac{F_{\text{გ.ა}}}{F_{\text{მთ}}} t_{\text{გ.ა}} + \frac{F_{\text{მთ}} - F_{\text{გ.ა}}}{F_{\text{მთ}}} t_{\text{საშ}}, \quad (2.12)$$

სადაც  $t_{\text{საშ}}$  სათავსის შიგა გადამღობი ზედაპირების (სათბობი პანელის ზედაპირის ტემპერატურის გარეშე) საშუალო ტემპერატურაა, რომლის განსაზღვრის მეთოდიცა ჩვენს მიერ დაწვრილებით არის განხილული ქვემოთ.

როგორც ჩატარებულმა გამოკვლევებმა გვიჩვენა, სათავსის ყველა გადამღობი კონსტრუქციის საშუალო ზედაპირული ტემპერატურა ზანთრის პირობებისათვის უნდა იყოს:

$$t_{\text{მთ.საშ}} = 29 - 0,57t_{\text{გ}}. \quad (3.12)$$

ამ ტოლობის გამოყენება შეიძლება იმ შემთხვევაში, თუ სათავსის ჰაერის ფარდობითი ტენიანობა  $30 \div 50\%$  ია და, თუ სათავსში ჰაერის მოძრაობის სიჩქარე არ აღემატება  $0,1$  მ/წმ. სათავსში კომფორტის პირობები იქნება, თუ 3.12 ტოლობა დაკმაყოფილებულია  $\pm 1,5^{\circ}$  სიზუსტით.

## სათავსის მიერ თბოქანაქანების ანგარიში პანელურ-სხივური ბათობისას

§ 82

პანელურ-სხივური გათბობის სისტემების გამოყენებისას სათავსების გადამღობი კონსტრუქციების შიგა ზედაპირების ტემპერატურა დამოკიდებულია არა მარტო შიგა და გარე ჰაერის ტემპერატურაზე და გადამღობი კონსტრუქციების თბოგაცვლის წინააღმდეგობაზე (როგორც ეს ხდება კონვექციური სათბობი სისტემების გამოყენებისას), არამედ აგრეთვე სათბობ-სხივურ პანელს და სათავსის ყველა გადამღობ კონსტრუქციას შორის წარმოქმნილ სხივურ თბოგაცვლაზე. ამიტომ პანელურ-სხივური გათბობის სათავ-



სების თბოდანაკარგების განგარიშება იმავე საანგარიშო (29.2 და 30.2) ფორმულებით, რომლებიც გამოიყენებოდა კონვექციური გათბობის სათავსების თბოდანაკარგების განსაზღვრისას. არ მოგვეცემს ზუსტ შედეგებს.

ამიტომ პახელურ სხივური გათბობის სათავსების გრე გადამლობი კონსტრუქციებიდან თბოდანაკარგების ანგარიშისას აუცილებელია წინასწარ განესაზღვროთ შიგა გადამლობი კონსტრუქციების შიგა ზედაპირების ტემპერატურები (კონვექციურ სისტემებში ეს ტემპერატურები სათავსის ჰაერის ტემპერატურის ტალია) ყველა ურთიერთპარალელურად და პერენდიკულარულად განლაგებულ ზედაპირს შორის არსებული სხივური თბოგაცვლის გათვალისწინებით.

სივრცეში ნებისმიერად განლაგებულ ორ ზედაპირს შორის წარმოქმნილი სხივური თბოგაცვლისათვის კანონიერი იქნება შემდეგი გამოსახულება:

$$Q = C_{\text{ავ}} \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \frac{1}{\pi} \int_0^{F_1} \int_0^{F_2} \frac{\cos \beta_1 \cdot \cos \beta_2 \cdot dF_1 \cdot dF_2}{r^2} \quad (4.12)$$

სადაც  $C_{\text{ავ}}$  გამოსხივების დაყვანილი კოეფიციენტი განსახილველი ზედაპირებისათვის;

$T_1$  და  $T_2$  — თბოგაცვლაში მონაწილე ზედაპირების აბსოლუტური ტემპერატურები; კვად მ<sup>2</sup> სთ. გრ აბს.<sup>4</sup>;

$F_1$  და  $F_2$  — თბოგაცვლაში მონაწილე ზედაპირების ფართობი, მ<sup>2</sup>-ობით;

$\beta_1$  და  $\beta_2$  — თბოგაცვლაში მონაწილე ზედაპირებს შორის არსებული სივრცული კუთხეები;

$r$  — სხივის სიგრძე.

სიდიდეს

$$\frac{1}{\pi} \int_0^{F_1} \int_0^{F_2} \frac{\cos \beta_1 \cdot \cos \beta_2 \cdot dF_1 \cdot dF_2}{r^2} = \Phi \quad (5.12)$$

უწოდებენ გამოსხივების კუთხურ კოეფიციენტს ან, რაც იგივეა, შემოსხივებულობის კოეფიციენტს. ის დამოკიდებულია თბოგაცვლაში მონაწილე ზედაპირების ურთიერთ განლაგებაზე, მათ გეო მტრიულ ზონებსა და ფორმაზე.

შემოსხივებულობის კოეფიციენტის რიცხობრივი ზუსტი განსაზღვრა (5.12) ფორმულით პრაქტიკულად საკმაოდ რთულია და ზოგ შემთხვევაში შეუძლებელიც.

ცალკეულ ზედაპირებს შორის წარმოქმნილ თბოგაცვლის საკითხებზე მუშაობდა საზღვარგარეთის ბევრი სპეციალისტი (აღლაპი, კალაუსი, გეტჩი-სონი, მისენარი, კოლმარი და სხვ). აღსანიშნავია, რომ თითქმის ყველა ის მეთოდი, რომლებიც მათ მიერ იყო დამუშავებული და მოცემული, იმდენად რთულია, რომ პრაქტიკულად ძნელად გამოსაყენებელია და შრომატევადია.

სხივური თბოგაცვლის საკითხების დამუშავებაში განსაკუთრებით დიდი წვლილი შეიტანეს საბჭოთა თბოტექნიკოსთა სკოლის წარმომადგენლებმა ვლასოვმა, სურინოვმა, შორინმა, პოლიაკმა და სხვ.

გ. პოლიაკმა დაამუშავა სხივური თბოგაცვლის ანგარიშის ანალიზური მეთოდი, დეტალებული ალგებრულ განტოლებათა სისტემაზე, რომლის საშუალებითაც შემოსხივებულობის კოეფიციენტის განსაზღვრა რთული მრავ-

გალგზური ინტეგრირების ნაცვლად წარმოებს გაცილებით უფრო ადვილი ალგებრული გამოთვლის გზით. თუ მივიღებთ მხედველობაში, რომ სათავესში სხივური თბოგაცვლაში მონაწილე ხუთი სხვადასხვა სახის ზედაპირია (სათბობი პანელები, იატაკი, კერი, შიგა და გარე კედლები კარებებისა და ფანჯრების ზედაპირების ჩათვლით) და თუ ყოველი მათგანისათვის შემოვიღებთ შემოსხივებულობის გასაშუალებულ კოეფიციენტს, მაშინ შედარებით გაადვილდება სათავესში სხივური თბოგაცვლის ანგარიში. შეიძლება სათავესის სხივური თბოგაცვლის ანგარიშის (ალგებრულ განტოლებათა სისტემის გამოყენებით) უფრო გამარტივება, თუ სათავესის ხუთ სხვადასხვა სახის ზედაპირს დავიყვანთ სამ დამახასიათებელ სახემდე—სათბობი პანელები, შიგა და გარე გადამლობი კონსტრუქციები.

სათავესში სხივური თბოგაცვლის გაანგარიშების საკმაოდ ზუსტ შედეგებს მივიღებთ იმ შემთხვევაშიც, თუ ალგებრულ განტოლებათა სისტემას დავიყვანთ ერთ განტოლებამდე, ე. ი. თუ განვიხილავთ სხივური თბოგაცვლის პროცესს მარტოოდენ სათბობ ზედაპირსა და სათავესის დანარჩენ ყველა შიგა ზედაპირს შორის.

ამასთან, გაანგარიშება შეიძლება როგორც სათბობი პანელს მიერ გარე გადამლობი კონსტრუქციების შიგა ზედაპირებზე შემოსხივებულობის მთლიანი კოეფიციენტის გამოყენებით, ისე მთლიანად სათავესის ყველა გადამლობი კონსტრუქციის თბოგადაცემის ეკვივალენტური კოეფიციენტის გამოყენებით.

თბოგადაცემის ეკვივალენტური კოეფიციენტის გამოყენება ხდება პირობით ალებული სათავესისათვის, რომელიც თბოტექნიკურად ისეთი სათავესის ეკვივალენტური იქნება, რომელშიც ყველა გადამლობი კონსტრუქციის მთლიანი ფართი  $F_{\Sigma}$  შედგება მხოლოდ ორი ნაწილისაგან: სათბობი პანელის ზედაპირისაგან:  $F_{\delta, 1}$  და სხვა დანარჩენი ზედაპირებისაგან  $F_{\Sigma} - F_{\delta, 1}$ , ამასთან, ეს უკანასკნელი თერმულად ერთგვაროვნად ითვლება.

თუ სათავესის ცალკეული გადამლობი კონსტრუქციების გადაცემის კოეფიციენტებს  $K$  და ფართს  $F$  აღვნიშნავთ შესაბამისი ინდექსებით, მაშინ პირაბით ალებული სათავესისათვის მივიღებთ თბოგადაცემის ეკვივალენტური კოეფიციენტის საანგარიშო ფორმულას:

$$K_{\Sigma} = \left[ \frac{(KF)_{\text{გარ. კ. ბ}} + (KF)_{\text{შიგა}} (1+a) + \frac{n_1(KF)_{\text{შიგ. კ. ბ}} + n_2(KF)_{\text{იატაკ}} + n_3(KF)_{\text{კერა}}}{F_{\Sigma} - F_{\delta, 1}} \right], \quad (6.12)$$

- სადაც  $a$  — სათავესის ვერტიკალური გარე ზედაპირების უმთავრესი თბოდანაკარგების მიმართ დამატებითი თბოდანაკარგების წილია და ჩვეულებრივი საცხოვრებელი და საზოგადოებრივი დანიშნულების სათავესებისათვის 16%-ს შეადგენს,
- $n_1, n_2$  და  $n_3$  — კოეფიციენტები, რომლებიც ითვალისწინებენ გადამლობავ კონსტრუქციებში ტემპერატურული დაწნევის შემცირებას საანგარიშო ტემპერატურათა სხვაობასთან  $t_2 - t_1$  შედარებით. აიღება 4.2 ცხრილიდან (როდესაც გადამლობავი კონსტრუქციების ორივე ზედაპირი გადის გამთბარ სათავესში, მაშინ კოეფიციენტი  $n$  ნულის ტოლი აიღება).



ამ მეთოდის არსი ის არის, რომ სათავისი ყველა გაუმთბარი გადამ-  
ლობი კონსტრუქციის ზედაპირების ფართის ( $F_{\text{გა}} - F_{\text{გ.ა}}$ ) ნაცვლად მიღდება  
მათი ერთი ეკვივალენტური ფართი, რომლის თბოდანაკარგები მთელი სათავისი  
თბოდანაკარგების ტოლია.

ამით საშუალება გვეძლევა სათბობ პანელსა და სათავისი სხვა გადამ-  
ლობი კონსტრუქციების ზედაპირებს შორის არსებული თბოგაცვლის ყველა  
პროცესი შევცვალოთ ორი ზედაპირის—სათბობი პანელისა  $F_{\text{გ.ა}}$  და თბოდამ-  
კარგველი ეკვივალენტური ზედაპირის  $F_{\text{გა}} = F_{\text{გა}} - F_{\text{გ.ა}}$  ურთიერთმოქმედებით,  
ე. ი. სათბობი ზედაპირისა და სათავისი სხვა ყველა ზედაპირისათვის შემო-  
სხივებულობის საშუალო კოეფიციენტების გამოთვლის ნაცვლად შეიძლება  
ეკვივალენტურ ზედაპირსა და სათბობ ზედაპირებს შორის სხივური თბოგაც-  
ვლისას მართა ერთი შემოსხივებულობის კოეფიციენტის განსაზღვრით და-  
კმაყოფილდეთ.

გ. პოლიკი სხივური თბოგაცვლის ანგარიშისას სხივური ენერგიის სიე-  
რცეში გავრცელების განსაზღვრას აწარმოებს ორი მეთოდით. ერთი მათ-  
განს—ნაკადების განაწილების მეთოდის მიხედვით, სხივური ნაკადი მიმარ-  
თული ერთი სხეულიდან მეორე სხეულზე, ტოლია ამ სხეულების ცალკეულ  
ნაწილებს შორის სხივური ნაკადების არითმეტიკული ჯამისა, მეორის—ნაკა-  
დების ჩამკეტობის მიხედვით კი მუდმივი ტემპერატურის მქონე ერთი სხეუ-  
ლი, რომელიც ყოველი მხრიდან გარშემორტყმულია  $m$  რაოდენობის სხეუ-  
ლებით, გარემომცველ სივრცეში გასცემს სხივური ენერგიის რაოდენობას,  
რომელიც უდრის:

$$\sum_{i=1}^m q_{1-i} = F_1 E_1 \quad (7.12)$$

სადაც  $E$  არის  $T_1$  ტემპერატურამდე გამთბარი  $1 \text{ მ}^2$  ზედაპირის მქონე პირველი  
სხეულის მიერ ერთი საათის განმავლობაში ყველა მიმართულებით  
გაცემული სხივური ენერგიის მთლიანი რაოდენობა.

შემოსხივებულობის კოეფიციენტის ჯამი იქნება:

$$\sum_{i=1}^m \varphi_{1-i} = 1 \quad (8.12)$$

აქედან შეიძლება დადგინდეს, რომ იმ სათავისებისათვის, რომლებიც პანელით  
თბება (შემთხვევისათვის, როდესაც ერთი ბრტყელი გამთბარი ზედაპირი  
თბოგაცვლაშია სათავისი სხვა ყველა ზედაპირთან), შემოსხივებულობის კო-  
ეფიციენტთა ჯამი ტოლია:

$$\varphi_{\text{გ.ა-გა}} = 1 \quad (9.12)$$

დამყარებული თბური მდგომარეობისას პანელით გამთბარი სათავისი ეკვივალ-  
ენტური ზედაპირისთვის შეიძლება შედგეს თბური ბალანსის განტოლება:

$$q_{\text{გ.ა-გა}} + q_{\text{გონ}} = q_{\text{გა}} \quad (10.12)$$

10.12 ფორმულის მარჯვენა ნაწილის პირველი შესაკრები გამოხატავს  
იმ სხივური სითბოს რაოდენობას, რომელსაც ეკვივალენტური ზედაპირი მი-  
იღებს სათბობი პანელისაგან, მეორე—კონვექციური სითბოს რაოდენობას,  
რომელსაც ის მიიღებს შიგა ჰაერიდან. ფორმულის მარჯვენა ნაწილი კი

გვიჩვენებს სითბოს იმ რაოდენობას, რომელსაც ეკვივალენტური ზედაპირი გადასცემს (კარგავს) გარე ჰერს.

თუ გავიხსენებთ სტრუან-ბოლკმანის კანონს, რომლის მიხედვითაც გამოსხივებული სითბოს რაოდენობა ტოლია

$$q_{\text{გამ}} = C_{\text{ლყ}} \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F_1 \varphi_{1-2},$$

მაშინ ამ გამოსახულების და 7.12 ფორმულის საფუძველზე შეიძლება დაიწეროს:

$$q_{\text{გამ-გამ}} = F_{\text{გამ}} E_{\text{გამ}} = F_{\text{გამ}} C_{\text{ლყ}} \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \varphi_{\text{გამ-გამ}}, \quad (11.12)$$

თუ სიღრდეს  $C_{\text{ლყ}} \left[ \left( \frac{T_{\text{გამ}}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{\text{სამ}}}{100} \right)^4 \right]$  როცა  $\varphi_{\text{გამ-გამ}} = 1$  შევცვლით  $\alpha_{\text{გამ}} (\tau_{\text{გამ}} - \tau_{\text{სამ}})$  სიდიდით, მაშინ მივიღებთ სხეური ენერჯის მთლიან ნაკადს გამთბობი პანელიდან ეკვივალენტურ ზედაპირზე, ანუ:

$$q_{\text{გამ-გამ}} = \alpha_{\text{გამ}} F_{\text{გამ}} (\tau_{\text{გამ}} - \tau_{\text{სამ}}) \quad (12.12)$$

თბური ბალანსის გამოსახულების (9.12) განტოლება (12.12) გამოსახულების გათვალისწინებით მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$\alpha_{\text{გამ}} F_{\text{გამ}} (\tau_{\text{გამ}} - \tau_{\text{სამ}}) + \alpha'_{\text{გამ}} (F_{\text{მომ}} - F_{\text{გამ}}) (\tau_{\text{გამ}} - \tau_{\text{სამ}}) = k'_{\text{გამ}} (F_{\text{მომ}} - F_{\text{გამ}}) (\tau_{\text{სამ}} - t_{\text{გამ}}) \quad (13.12)$$

ამ განტოლებით ხდება სათბობ პანელსა და სათავის შორის არსებული თბოგაცვლის განსაზღვრა. მისი გამოყენება შეიძლება, თუ წინასწარ დავსახავთ სათბობი პანელის ზედაპირის ტემპერატურას  $\tau_{\text{გამ}}$ . ამ 13.12 განტოლებიდან (როცა ცნობილია სათბობი პანელის ფართი, მისი ადგილმდებარეობა და ზედაპირის ტემპერატურა) შეიძლება ვიპოვოთ სათავის ყველა გაუმთავარი ეკვივალენტური ზედაპირის ფართის  $F_{\text{გამ}} = F_{\text{მომ}} - F_{\text{გამ}}$  საშუალო ტემპერატურა  $\tau_{\text{სამ}}$ :

$$\tau_{\text{სამ}} = \frac{\alpha_{\text{გამ}} F_{\text{გამ}} + (\alpha'_{\text{გამ}} t_{\text{გამ}} + k'_{\text{გამ}} t_{\text{გამ}}) (F_{\text{მომ}} - F_{\text{გამ}})}{\alpha_{\text{გამ}} F_{\text{გამ}} + (\alpha'_{\text{გამ}} + k'_{\text{გამ}}) (F_{\text{მომ}} - F_{\text{გამ}})} \quad (14.12)$$

ეს ტემპერატურა პრაქტიკულად სათავის ჰერის ტემპერატურაზე ოდნავ ნაკლები გადის (საშუალოდ  $1^{\circ}$ -ით). თუ  $\tau_{\text{სამ}}$  მნიშვნელობად ავიღებთ სათავის ჰერის ტემპერატურაზე  $1^{\circ}$ -ით ნაკლებს და თუ წინასწარ დავსახავთ სათბობი პანელის ზედაპირულ ტემპერატურას, მაშინ შეიძლება სათავსში წინასწარ განსაზღვრულ ადგილას განლაგებული სათბობი პანელის საჭირო ფართის განსაზღვრა ფორმულით:

$$F_{\text{გამ}} = \frac{[k'_{\text{გამ}} (\tau_{\text{სამ}} - t_{\text{გამ}}) - \alpha'_{\text{გამ}} (t_{\text{გამ}} - \tau_{\text{სამ}})] F_{\text{მომ}}}{\alpha_{\text{გამ}} (\tau_{\text{გამ}} - \tau_{\text{სამ}}) + k'_{\text{გამ}} (\tau_{\text{სამ}} - t_{\text{გამ}}) - \alpha'_{\text{გამ}} (t_{\text{გამ}} - \tau_{\text{სამ}})} \quad (15.12)$$

ზემოთ აღწერილი მეთოდის საშუალებით ჩატარებული გაანგარიშებისას აღარ არის საჭირო სათავის გადახლოში კონსტრუქციების ტემპერატურებისა და შემოსხივებულობის კოეფიციენტების ცალ-ცალკე განსაზღვრა. სათავის გადახლოში კონსტრუქციებიდან თბოდანაკარგების განსაზღვრა წარმოებს ფორმულით;

$$q_{\text{დაკ}} = k'_{\text{გამ}} (F_{\text{მომ}} - F_{\text{გამ}}) (\tau_{\text{სამ}} - t_{\text{გამ}}) \quad \text{კკალ/სთ}, \quad (16.12)$$



ამ 16.12 ფორმულაში შედის თბოგადაცემის არასრული ეფიციენტური კოეფიციენტი  $k'_{\text{ავ}}$ , რომელიც გამოითვლება ფორმულით:

$$k'_{\text{ავ}} = \frac{1}{\frac{1}{k_{\text{ავ}}} - R_{\text{ავ}}} \quad (17.12)$$

სადაც  $R_{\text{ავ}}$  ვადამლობი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირის თბოგაცემის წინა-ლობა და სხივური გათბობის აილება 0,125 გრ მ<sup>2</sup> სთ/კვალ ტოლი.

სამშენებლო კონსტრუქციების ზედაპირებისათვის გამოსხივებით სითბოს გადასვლის კოეფიციენტი  $\alpha_3$  სტეფან-ბოლცმანის კანონის მიხედვით და 9.12 გამოსახულების ვათვალისწინებით, შეიძლება განსაზღვრულ იქნეს ფორმულით:

$$\alpha_3 = C_{\text{ავ}} \frac{\left[ \left( \frac{T_{\text{გ.ა}}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{\text{სავ}}}{100} \right)^4 \right]}{T_{\text{გ.ა}} - T_{\text{სავ}}} = C_{\text{ავ}} b \text{ კვალ/მ}^2 \text{ სთ. გრ,} \quad (18.12)$$

სადაც  $b$  ტემპერატურული ფაქტორის სიდიდეა და პანელურ-სხივური გათბობის გამოითვლება ფორმულით:

$$b = 0,81 - 0,005(T_{\text{გ.ა}} + T_{\text{სავ}}) \quad (19.12)$$

გამოსხივების დაყვანილი კოეფიციენტი  $C_{\text{ავ}}$  კი აილება ზღვრებში 4,2 ÷ 4,6. კონვექციით სითბოს გადასვლის კოეფიციენტი  $\alpha_2$  გამოითვლება 6.2, 7.2 და 8.2 ფორმულებით. წინასწარი ანგარიშების ჩატარებისას კონვექციით სითბოს გადასვლის კოეფიციენტი სათაესის ვადამლობი კონსტრუქციების ეფიციენტური ზედაპირებისათვის აილება  $\alpha'_3 = 3,6$  კვალ/მ<sup>2</sup> სთ. გრ.

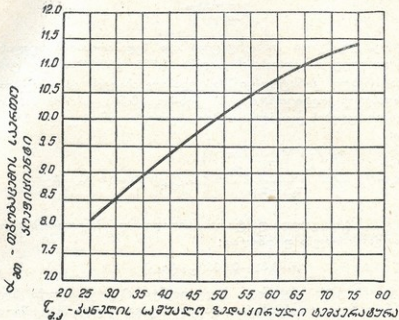
18.12 და 6.2 ფორმულების საშუალებით გამოთვლილი ვერტიკალური (კედლის და ტიხრის) სათბობი პანელის თბოგაცემის საერთო კოეფიციენტების  $\alpha_{\text{ავ}} = \alpha_2 + \alpha_3$  მნიშვნელობები (ჯამობით პანელის სხვადასხვა საშუალო ზედაპირული ტემპერატურების  $T_{\text{გ.ა}}$ ) ნოცენულია 1.XII ნახაზზე.

ქერმი მიწყობილი სათბობი პანელის თბოგაცემის საერთო კოეფიციენტის  $\alpha_{\text{ავ}}$  მნიშვნელობა წინასწარი ანგარიშების ჩასატარებლად შეიძლება მივიღოთ  $\alpha_{\text{ავ}} = 6,8$  კვალ/მ<sup>2</sup> გრ. სთ ტოლი, ხოლო იატაკში მოწყობილი სათბობი პანელისათვის კი  $\alpha_{\text{ავ}} = 8,5$  კვალ/მ<sup>2</sup> გრ. სთ ტოლი (აქ  $\alpha_{\text{ავ}}$  თითო მნიშვნელობა იმტომაა მიღებული, რომ ქერის და განსაკუთრებით იატაკის სათბობი პანელების ზედაპირული ტემპერატურა წინასწარ დასახული და თითქმის უცვლელი სიდიდეებია).

სხვადასხვა სახის გარე ვადამლობი კონსტრუქციების მიერ თბოდანაკარგების განსაზღვრამ დაგვანახვა, რომ სხივური გათბობის პირობებში გარე კედლებიდან სითბოს დანაკარგები კონვექციური გათბობისას გამოთვლილ თბოდანაკარგებთან შედარებით ნაკლებია. მაგრამ თბოდანაკარგები ფანჯრებიდან სხივური გათბობის პირობებში მეტია (დაახლოებით 10%-ით) ვიდრე კონვექციური გათბობისას. ამიტომ სხივური გათბობის პირობებისათვის თბოდანაკარგები კონვექციურ გათბობასთან შედარებით მხოლოდ 1—5%-ით მცირდება (ისიც მხოლოდ იმ შემთხვევაში, როდესაც გვაქვს ნორმალური ფართის შემინული ზედაპირები). ვინაიდან ეს სხვაობა ანგარიშის დასაბეგბ

ცდომილების სიდიდის ზღვრებშია, ამიტომ თბოდანაკარგების განსაზღვრა პანელურ სხივური გათბობის პირობებში პირველად უნდა ჩატარდეს ზუსტი ისევე, როგორც კონვექციური გათბობისას.

ამაშიარად, გამოთვლილი თბოდანაკარგების მნიშვნელობისათვის ვახ-



ნახ. 1.XII

დენტ სათავისის გათბობისათვის საჭირო სათბობი პანელის ფართის  $F_{a,a}$  განსაზღვრას და მხოლოდ ამის შემდეგ 16.12 ფორმულის საშუალებით ვახდენთ (ჩვეულებრივი გზით მიღებული) თბოდანაკარგების სიდიდის დაზუსტებას.

### სათბობი პანელების ზედაპირი და მათი დასახვეობი ზედაპირული გამაგრიებელი

§ 83

სათბობი პანელის ფართი  $F_{a,a}$  და სათავისის ყველა (სათბობი პანელის ფართის გამოკლებით) გადაძლობი კონსტრუქციის ზედაპირების ეკვივალენტური ფართი  $F_{a,a} = F_{a,a} - F_{a,a}$  შეიძლება განსაზღვრულ იქნეს, თუ ცნობილია სათბობი პანელისა და სათავისის გადაძლობი კონსტრუქციების შიგა ზედაპირების საშუალო ზედაპირული ტემპერატურა. ეს ტემპერატურა დაკავშირებულია (სათავისის ჰაერისთვის თბური ბალანსის განტოლებაში) სათავისის ჰაერის ტემპერატურასთან.

დამყარებული თბური მდგომარეობისას ჰაერის მიერ ეკვივალენტურ ზედაპირზე გადაცემულ სითბოს რაოდენობას ჰაერი ითვისებს სათბობი პანელიდან:

$$\alpha'_j (F_{a,a} - F_{a,a}) (t_a - t_{a,a}) = \alpha_j F_{a,a} (t_{a,a} - t_a) \quad (20.12)$$

სათბობი პანელის ფართი, უპირველეს ყოვლისა, განისაზღვრება გამომდინარე სათავისის გადაძლობი კონსტრუქციების მიერ თბოდანაკარგების სიდიდიდან.



სათბობი პანელის ფართი იმ სათავსებისათვის, რომელთაც ერთნაირი (ტოლი) თბოდანაკარგები აქვთ, და დამოკიდებულია სათბობი პანელის საშუალო ზედაპირულ ტემპერატურაზე (რაც უფრო დიდია ეს ტემპერატურა, მით უფრო მცირე ფართის მქონე სათბობი პანელია საჭირო), რომელიც თავის მხრივ სათავსში სათბობი პანელის ადგილმდებარეობაზეა (განლაგებაზე) დამოკიდებული.

სათბობი პანელის ფართის  $F_{გ.ა}$  სიდიდე სათავსის ყველა ზედაპირთან  $F_{მ}$  შედარებით (პანელის ადგილმდებარეობაზე დამოკიდებულებით) მერყეობს 8% -დან 20% -მდე. ზედა ზღვარი ეკუთვნის იატაკის და კერის სათბობ პანელებს, ქვედა კი — კედლებში და ფანჯრის რაფის ქვეშ განლაგებულ პანელებს.

საბჭოთა კავშირის მედიცინის მეცნიერებათა აკადემიის საზოგადოებრივი და კომუნალური ჰიგიენის ინსტიტუტის მონაცემებით, გამთბობი პანელების ზედაპირული ტემპერატურის გაზრდისას ადამიანის ორგანიზმის ტემპერატურაზე 2—3°-ზე მეტად და ამ პანელების ახლო მანძილზე განლაგების შემთხვევაში წარმოიქმნება დისკომფორტის პირობები. ამიტომ სათბობი პანელების გამოყენება (საცხოვრებელ, საზოგადოებრივ და სამრეწველო დანიშნულების შენობებში) თუშცა შეიძლება თბოშემცველის 115°-მდე ტემპერატურისას, მაგრამ მათი ზედაპირული ტემპერატურა რეგლამენტირებულია სათავსების დანიშნულებაზე, სათბობი პანელების ადგილმდებარეობასა და მათ (როგორც გამთბობი პანელის, ისე სათავსის) სიმაღლეზე დამოკიდებულებით მიიღება შემდეგ ზღვრები:

1) კერში განლაგებული სათბობი პანელებისათვის (სათავსებისათვის, რომლებშიც ადამიანებს დიდი ხნით უხდებთ ყოფნა; საცხოვრებელი სახლები, საბავშვო ბალები, საავადმყოფოები და ა. შ.); როცა სათავსის სიმაღლეა 2,5 ÷ 2,8 მ — 28°-მდე, როცა — 3 მ — 30°-მდე, როცა — 3,5 ÷ 4,0 მ — 33 ÷ 35°-მდე, როცა — 4,5 მეტრი და მეტად, მაშინ 40—42°-მდე. სამრეწველო დანიშნულების საწარმოთა სათავსებში (უსხოელ მკვლევართა მონაცემებით ლითონის სათბობი პანელების ზედაპირული ტემპერატურები დაიშვება 60—70°-მდე) კი ეს ტემპერატურები არ არის რეგლამენტირებული.

2) იატაკში განლაგებული სათბობი პანელებს საანგარიშო (დასაშვები) ზედაპირული ტემპერატურები დამოკიდებულია სათავსის დანიშნულებაზე. სათავსებისათვის, რომლებშიც ადამიანებს უხდებთ დიდი ხნით ყოფნა, ტემპერატურა არ უნდა აღემატებოდეს 24—27°-ს (ქვედა ზღვარი ეკუთვნის საბავშვო დაწესებულებებს). ვესტიბულებში, დერეფნებში, სანიტარულ კვანძებში და ა. შ. (სათავსებში, სადაც ადამიანებს ხშირად უხდებთ ყოფნა) სათბობი პანელის ზედაპირული ტემპერატურა დაიშვება 30°-მდე. აბანოებში, საშხაპოებში, საცურაო აუზებში და სხვაგვარი დანიშნულების სათავსებში სათბობი პანელის ზედაპირული ტემპერატურის გაზრდა შეიძლება 32—34°-მდე.

3. გარე კედელში განლაგებული სათბობი პანელების დასაშვები (სათავსში გამომავალი) ზედაპირული ტემპერატურა, გარდა სათავსის დანიშნულებისა, დამოკიდებულია აგრეთვე ამ პანელის სიმაღლეზე. საავადმყოფოების, საბავშვო დაწესებულებების და სანატორიუმების სათავსების გასათბობად გამოყენებული დაბალი სიმაღლის (იატაკიდან 1 მეტრის სიმაღლის მქონე) სათბობი პანელების საანგარიშო ზედაპირული ტემპერატურა არ უნდა აღემატებოდეს 70°-ს (ამასთან, სათბობი პანელის 1 მ<sup>2</sup> ზედაპირის მიერ გაცემული სითბოს მაქსიმალური



ლური რაოდენობა არ უნდა აღემატებოდეს 580 კკალ/მ<sup>2</sup> სთ). მაღალი (იტაკის დინიდან 1 მეტრზე ზემოთ განლაგებულ) სათბობი პანელებისათვის ეს ტემპერატურა არ უნდა აღემატებოდეს 45°-ს (გაცემული მაქსიმალური სითბოს რაოდენობა — 250 კკალ/მ<sup>2</sup> სთ). საცხოვრებელი სახლების, სასტუმროების, სასწავლო დაწესებულებების, პოლიკლინიკების, ამბულატორიების და სხვაგვარი დანიშნულების შენობების სათავსებში გამოყენებული გარე კედლებში განლაგებული სათბობი პანელების საანგარიშო ზედაპირული ტემპერატურა დაბალი პანელისათვის დაიშვება 85°-მდე (ამ ტემპერატურის 95° მდე გაზრდა შეიძლება მუხუჯების, არქივების და აღმონიტრაჟიული დაინჰუნლების შენობებისათვის), ხოლო მაღალი სათბობი პანელისათვის — 50° მდე. სამრეწველო დანიშნულების შენობებში სათბობი პანელის ტემპერატურა არ არის რეგლამენტირებული.

4. ტიხრებში განლაგებული სათბობი პანელისათვის საანგარიშო ზედაპირული ტემპერატურა, მათი სიმაღლის მიუხედავად, საავადმყოფოების, საბავშვო დაწესებულებების და სანატორიუმების სათავსებისათვის დაიშვება 45° (მაქსიმალური თბოგაცემით ყოველი ზედაპირიდან — 250 კკალ/მ<sup>2</sup> სთ). სხვა დანიშნულების მქონე შენობის სათავსებისათვის ტიხრებში განლაგებული დაბალი სათბობი პანელის საანგარიშო ზედაპირული ტემპერატურა დაიშვება 40° (მაქსიმალური თბოგაცემით ყოველი ზედაპირიდან 740 კკალ/მ<sup>2</sup> სთ), ხოლო მაღალი პანელისა კი 45°.

სათბობი პანელის საორიენტაციო ფართის განსაზღვრა ზემოთ მოყვანილი დასაშვები საანგარიშო ზედაპირული ტემპერატურების გათვალისწინებით შეიძლება მათ მიერ გამოსიივებით და კონვექციით გაცემული სითბოს მთლიანი რაოდენობიდან გამომდინარე. ეს უკახსკენელი კი გამოითვლება ფორმულებით:

ჭერში განლაგებული სათბობი პანელისათვის:

$$q_{გ.ა} = \alpha_{გ.ა} (\tau_{გ.ა} - t_{გ}) \quad (21.12)$$

იატაკში განლაგებული სათბობი პანელისათვის

$$q_{ი.გ.ა} = 8.5 (\tau_{გ.ა} - t_{გ}) \quad (22.12)$$

კედლებში განლაგებული გამთბობი პანელისათვის

$$q_{კ.გ.ა} = \alpha_{გ.ა} (\tau_{გ.ა} - t_{გ}) \quad (23.12)$$

როგორც უკვე აღვნიშნეთ, სათავსებიდან თბოანაქარგების განსაზღვრა ხდება ჩვეულებრივი წესით. თუ წინა წარ დაფუძვებით გამთბობი პანელის რომელიმე საანგარიშო ზედაპირულ (აღრე აღნიშნულ ზღვრებში) ტემპერატურას, მაშინ ადვილად გამოითვლება 1 მ<sup>2</sup> სათბობი პანელის ზედაპირის მიერ გაცემული სითბოს რაოდენობა  $q_{გ.ა}$ . რომლის განსაზღვრის შედეგად შეიძლება სათბობი პანელის საერთო ფართის გამოთვლა ფორმულით:

$$F_{გ.ა} = \frac{Q_{გ.ა}}{q_{გ.ა}} \quad (24.12)$$

გამთბობი პანელის საბოლოო ფართის დადგენა წარმოებს მათი კონსტრუირების შენდება. სათავსოში (სხივური პანელისათვის) თბური კონფორტის პირობების შესამოწმებლად საჭიროა სათავსის ყველა გიდაბლობი კონსტრუქციის საშუალო ზედაპირული ტემპერატურების და კომფორტის ტემპერატურის განსაზღვრა.

მაგალითი 1. განვსაზღვროთ ჭერში (სართულშუა გადახურვის კონსტრუქციაში) განლაგებული სხივური სათბობი პანელის საჭირო ფართი საშობობიარო





სახლის ბავშვთა ოთახისათვის, რომელიც მოთავსებულია შენობის ზედა სართულზე. ოთახის ფართია 40 მ<sup>2</sup>, გარე კედლის საანგარიშო ზომებია 16,5 მ. -4,0 მ, რომელშიც განლაგებულია ორმაგი ფანჯარა, ზომებით 3.2,8 მ. კედლის თბოგადაცემის კოეფიციენტი  $k=0,8$ , ხოლო ფანჯრის— $k=2,3$  კკალ/მ<sup>2</sup> სთ.გრ გარე კედლის და შიგა სამკ კედლის საერთო ფართია 93.5 მ<sup>2</sup>. გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურაა  $t_a=-8^\circ$ . შიგა ჰაერის ტემპერატურა სამშობიარო სახლის ბავშვთა ოთახისათვის ნორმებით უნდა იყოს  $t_{s,ა} = +22^\circ$ .

**ამოხსნა.** ბავშვთა ოთახის მიერ თბოდანაკარგები, გამოთვლილი ჩვეულებრივი გზით, იქნება  $q_{გ,ა} = 1160$  კკალ/სთ კერში განლაგებული სათბობი პანელის საშუალო ზედაპირული ტემპერატურა, როცა სათავსის სიმაღლე 4 მეტრამდეა, ნორმებით უნდა იყოს  $\tau_{გ,ა} = 33^\circ$ . ეპოულობთ სათბობი პანელის 1 მ<sup>2</sup> ზედაპირის მიერ გამოყოფილი სითბოს რაოდენობას ფორმულით 21.12. სათავსის შიგა ჰაერის ტემპერატურას სხივური გათბობისას ვიღებთ ნორმატიულზე 1,5<sup>o</sup>-ით ნაკლებს ანუ 22—1,5<sup>o</sup> ტოლს.

$$q_{გ,ა} = 6,8(\tau_{გ,ა} - t_a) = 6,8(33 - 20,5) = 85 \text{ კკალ/სთ,}$$

24.12 ფორმულით ვსაზღვრავთ სათბობი პანელის (საორიენტაციო) საჭირო ფართს:

$$F_{გ,ა} = \frac{q_{გ,ა}}{q_{გ,ა}} = \frac{1160}{85} \approx 13,7 \text{ მ}^2$$

6.12 ფორმულით განვსაზღვრავთ საანგარიშო ოთახის მთლიანი ფართის თბოგადაცემის ეკვივალენტურ კოეფიციენტს. ამისათვის ჯერ გამოვითვლით ოთახის შიგა ზედაპირების (ჰერის და იატაკის ფართის ჩათვლით) მთლიან ფართს:

$$F_{გ,ა} = 93,5 + 40 + 40 = 173,5 \text{ მ}^2$$

$$k_{გ,ა} = \left[ \frac{(kF)_{ფანჯ} + (kF)_{კედ}}{F_{გ,ა} - F_{გ,ა}} \right] (1+a) = \frac{(0,8 \cdot 6,5 \cdot 4) + (2,3 - 0,8) \cdot 3 \cdot 2,8}{173,5 - 13,7}$$

$$\cdot (1+0,16) = \frac{20,8 + 12,6}{159,8} \cdot 1,16 = 0,242 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ. გრ,}$$

$kF$  სიდიდეები შიგა კედლებისთვის, ჰერისა და იატაკისთვის ნულის ტოლია, რადგანაც ისინი არ გადიან გაუმთბარ სათავსებში და ამიტომაც ჩვენს ანგარიშში არ არის შეტანილი.

17.12 ფორმულით ვსაზღვრავთ თბოგადაცემის არასრულ ეკვივალენტურ კოეფიციენტს:

$$k'_{გ,ა} = \frac{1}{\frac{1}{k_{გ,ა}} - R_{გ,ა}} = \frac{1}{\frac{1}{0,242} - 0,125} = 0,25 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.გრ.}$$

20.12 ფორმულით ეპოულობთ სათავსის ყველა (სათბობი პანელის გარდა) ზედაპირის საშუალო ტემპერატურას, ამისათვის ჯერ (8.2) ფორმულით ვსაზღვრავთ კონვექციის კოეფიციენტს

$$\alpha_a = \sqrt[0,8]{33 - 20,5} = 2,32 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ. გრ,}$$

ამის შემდეგ, ვსაზღვრავთ  $\tau_{ს,ა}$ :

$$3,6(173,5 - 13,7)(20,5 - \tau_{ს,ა}) = 2,32 \cdot 13,7(33 - 20,5),$$

აქედან  $\tau_{ს,ა} = 19,8^\circ$ .

15.12 განტოლებით ვაზუსტებთ გამბობი პანელის ფართს, (რისთვისაც უკვე ვპოულობთ  $\alpha_3$  მნიშვნელობას

$$\alpha_3 = C_{\text{ვკ}} b = 4,2[0,81 + 0,005(33 + 19,8)] = 4,2 \cdot 1,07 = 4,5 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ. გრ,}$$

ბ-ს განგარიშობა 19.12 ფორმულით

$$F_{\text{გ.ა}} = \frac{[0,25(19,8 + 8) - 3,6(20,5 - 19,8)]173,5}{4,5(33 - 19,8) + 0,25(19,8 + 8) - 3,6(20,5 - 19,8)} = \frac{768,6}{61,3} = 12,5 \text{ მ}^2.$$

საბოლოოდ სათბობი პანელის ფართს ვიღებთ  $F_{\text{გ.ა}} = 13 \text{ მ}^2$  ტოლს და 14.12 ფორმულით ვაზუსტებთ  $\tau_{\text{საბ}}$  მნიშვნელობას:

$$\tau_{\text{საბ}} = \frac{4,5 \cdot 33 \cdot 13 + (3,6 \cdot 20,5 - 0,25 \cdot 8)(173,5 - 13)}{4,5 \cdot 13 + (3,6 + 0,25)(173,5 - 13)} = 19,9^\circ,$$

სათავისის გარე გადამლობი კონსტრუქციებიდან დაზუსტებულ თბოდანაკარგებს გამოვითვლით 16.12 ფორმულით:

$$q_{\text{გ.ა}} = 0,25(173,5 - 13)(19,9 + 8) = 1120 \text{ კკალ/სთ.}$$

ამრიგად, მივიღეთ ჩვეულებრივი გზით გამოთვლილ თბოდანაკარგებთან ( $q_{\text{გ.ა}} = 1160$  კკალ/სთ) შედარებით თბოდანაკარგების ოდნავ (სულ  $3\frac{1}{6}\%$ -ით) განსხვავებული სიდიდე.

ვაკოულობთ სათავისის ყველა გადამლობი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირების საშუალო ტემპერატურას 2.12 ფორმულით:

$$\tau_{\text{შ.საბ}} = \frac{13}{173,5} \cdot 33 + \frac{173,5 - 13}{173,5} \cdot 19,9 = 20,8^\circ,$$

რაც სათავისის ჰაერის ტემპერატურაზე ( $t_{\text{ჰ}} = 20,5^\circ$ ) მეტი გამოვიდა. ვანგარიშობთ ბავშვთა ოთახისათვის კომფორტის ტემპერატურას 1.12 ფორმულით:

$$t_{\text{კომფ}} = 0,5(20,5 + 20,8) = 20,65^\circ.$$

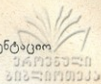
მიღებული კომფორტის ტემპერატურა აკმაყოფილებს რეკომენდებულ კომფორტის ტემპერატურას (დაახლოებით  $1^\circ$ -ით ნაკლებია კონვენციური გათბობისას საჭირო ჰაერის ნორმატულ ტემპერატურაზე, რომელიც ბავშვთა ოთახისათვის არის  $22^\circ$ ).

**მაგალითი 2.** იმავე ბავშვთა ოთახისთვის და იმავე პირობებისთვის გავიანგარიშოთ სათბობი პანელის ფართი და გადამლობი კონსტრუქციების ზედაპირული ტემპერატურები შემთხვევისათვის, როდესაც სათბობი პანელი განლაგებულია არა ჭერში, არამედ ტიხრებში. ოთახის ჰაერის ტემპერატურას ვიღებთ როგორც კონვენციური გათბობისას, ანუ  $t_{\text{ჰ}} = 22^\circ$ . საავადმყოფოების სათავისების ვასათობად ტიხრის სათბობი პანელის გამოყენებისას ათი საშუალო ზედაპირული ტემპერატურა (პანელის სიმაღლის მიუხედავად), როგორც ვ-ცით, არ უნდა აღემატებოდეს  $45^\circ$ .

**ამოხსნა:** განვსაზღვროთ სათბობი პანელის  $1 \text{ მ}^2$  ზედაპირის მიერ გამოყოფილი სტობოს რაოდენობა, 23.12 ფორმულით:

$$q_{\text{გ.ა}} = \alpha_{\text{გ.ა}}(\tau_{\text{გ.ა}} - t_{\text{ჰ}}) = 9,8(45 - 22) = 225 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ,}$$

აქ  $\alpha_{\text{გ.ა}}$ -ის მნიშვნელობა (სათბობი პანელის საშუალო ზედაპირული ტემპერატურიდან გამომდინარე) ავიღეთ 1.XII ნახაზზე მოცემული გრაფიკიდან.



24.12 ფორმულით ვსაზღვრავთ სათბობი პანელის საორიენტაციო ფართს:

$$F_{გ.ა} = \frac{1160}{225} \approx 5,2 \text{ მ}^2;$$

6.12 ფორმულით ვსაზღვრავთ თბოგადაცემის ეკვივალენტურ კოეფიციენტს:

$$k_{აა} = \frac{(20,8 + 12,6) \cdot 1,16}{173,5 - 5,2} = 0,232 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ. გრ};$$

17.12 ფორმულით ვსაზღვრავთ თბოგადაცემის არასრულ ეკვივალენტურ კოეფიციენტს:

$$k'_{აა} = \frac{1}{\frac{1}{0,232} - 0,125} = 0,24 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ. გრ};$$

6.2 ფორმულით ვსაზღვრავთ კონვექციის კოეფიციენტს:

$$\alpha_3 = 1,43 \sqrt[3]{45 - 22} = 4,0 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ. გრ};$$

20.12 ფორმულით ვსაზღვრავთ ოთახის ყველა (სათბობი პანელის გარდა) გადამლობი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირების საშუალო ტემპერატურას:

$$3,6(173,5 - 5,2) (22 - \tau_{საა}) = 4,0 \cdot 5,2(45 - 22)$$

აქედან

$$\tau_{საა} = 21,0^\circ,$$

ვბოლოვობთ გამოსხივების კოეფიციენტის მნიშვნელობას:

$$\alpha_g = C_{გ.ყ} \tau = 4,2 \cdot [0,181 + 0,005(45 + 21)] = 4,2 \cdot 1,14 = 4,8 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ. გრ}.$$

15.12 ფორმულით ვაზუსტებთ სათბობი პანელის ფართს:

$$F_{გ.ა} = \frac{[0,24(21 + 8) - 3,6(22 - 21)]173,5}{4,8(45 - 21) + 0,24(21 + 8) - 3,6(22 - 21)} = \frac{590}{118,4} = 5,0 \text{ მ}^2;$$

მიღებული  $F_{გ.ა} = 5,0 \text{ მ}^2$ -ის მიხედვით ვაზუსტებთ  $\tau_{საა}$  მნიშვნელობას 14.12 ფორმულით:

$$\tau_{საა} = \frac{4,8 \cdot 45 \cdot 5(3,6 \cdot 22 - 0,24 \cdot 8)(173,5 - 5)}{4,8 \cdot 5 + (3,6 + 0,24)(173,5 - 5)} = 21,0^\circ;$$

16.12 ფორმულით ვაზუსტებთ სათავის თბოდანაკარგებს:

$$q_{გ.ა} = 0,24(173,5 - 5)(21 + 8) = 1170 \text{ კკალ/სთ};$$

სათავის ყველა გადამლობი კონსტრუქციის შიგა ზედაპირების ტემპერატურა 2.12 ფორმულით იქნება:

$$\tau_{მთ.საა} = \frac{5}{173,5} \cdot 45 + \frac{173,5 - 5}{173,5} \cdot 21 = 21,7^\circ < 22^\circ;$$

გათბობა მიეკუთვნება კონვექციური გათბობის ტიპს, რადგანაც  $\tau_{მთ.საა} < t_{გ.ზე}$ .

1.12 ფორმულით ვანგარიშობთ კომფორტის ტემპერატურას:

$$t_{კომფ} = 0,5(22 + 21,7) = 21,85^\circ,$$

რაც პირველ მაგალითში მიღებული კომფორტის ტემპერატურაზე მეტია  $1,2^\circ$ -ით.



სხივური გათბობის სისტემების სათბობი პანელებიდან არჩევენ ორი სახის კონსტრუქციის სათბობ პანელებს:

1) სათბობი პანელები, როგლებიც მონოლითურადაა შეკავშირებული გადამლობ კონსტრუქციებთან და ერთ მალიან კონსტრუქციას წარმოადგენს— ე. წ. შეთავსებული გამთბობი პანელები;

2) სათბობი პანელები, რომლებიც მზადდება დამოუკიდებლად და რომელთა განლაგებაც ხდება გადამლობი კონსტრუქციების გვერდით ან ამ კონსტრუქციებში სპეციალურად დატოვებულ ღიობებში— ე. წ. მისადგმელი სათბობი პანელები.

ვინაიდან პირველი ტიპის სათბობი პანელები უფრო მეტად უზასუბებენ მშენებლობის კომპლექსური მეთოდებით წარმოებას (ვინაიდან სათბობი სისტემის დამონტაჟება წარმოებს უშუალოდ შენობის სანშენებლო კონსტრუქციების აწყობის პროცესში), ამიტომ ისინი უფრო ფართოდ გავრცელდა, ვიდრე მეორე ტიპის სათბობი პანელები, რომელთა გამოყენების დროს სისტემის დამონტაჟების ინდუსტრიალიზაციის დონე დამოკიდებულია სათბობი პანელების განლაგების აუჯილზე. მაგალითად, ჭერში მათი მოწყობა უფრო შრომატევადია, ვიდრე იატაკში; ვერტიკალურ კედლებში მოწყობა კი უფრო ადვილია, ვიდრე იატაკში და ჭერში და ა. შ.

**ჭერის სათბობი პანელები.** ჭერში სათბობი პანელების მოწყობა შეიძლება უშუალოდ სართულშუა გადახურვის კონსტრუქციის დამონტაჟების (შეთავსებული გამთბობი პანელი) პროცესში ან უკვე გაკეთებული გადახურვის კონსტრუქციაზე სათბობი პანელის გამახურებელი ელემენტის (კლაკნილის ან რეგისტრის) შეკიდვით და დ. ბეტონებით, ორივე სახის კონსტრუქცია უნდა აკმაყოფილებდეს ორ საერთო და უმთავრეს მოთხოვნას:

1) ჭერის კონსტრუქციის ზედა ნაწილს (გამახურებელი ელემენტის ზემოთ) უნდა გაუკეთდეს საკმაო თბოაიზოლაციო ფენა, რათა შექლებისდაგვარად შემცირდეს სითბოს გადასვლა ზედა სართულის იატაკზე;

2) გამახურებელი ელემენტი უნდა მოთავსდეს ისეთ სანშენებლო მასალაში, რომელთანაც ექნება კარგი შექიდულობა, თბოგამტარობის დიდი კოეფიციენტი და რომლის გაფართოების კოეფიციენტი ახლოს დგას (გამახურებელი ელემენტის) მილების გაფართოების კოეფიციენტთან.

ჭერის ზედა ნაწილის თბოაიზოლაცია კეთდება კორპოვანი პლიტების, პემზაბეტონის ან მსგავსი საიზოლაციო მასალების (რომელთაც თბოგამტარობის მცირე კოეფიციენტები აქვთ) შრეების სათბობი ელემენტების ზემოთ მოწყობით.

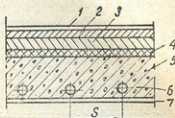
მეორე მოთხოვნას ყველაზე კარგად აკმაყოფილებს ბეტონი, რომელსაც, როგორც ვიცით, კარგი შექიდულობა აქვს მილებთან და რომლის თბოგამტარობის კოეფიციენტი საკმაოდ დიდია ( $2200 \text{ კგ/მ}^3$  ბეტონისათვის ის  $\lambda = 1.1 \text{ კკალ/მ.სთ.გრ ტოლია}$ ) და რომლის გაფართოების კოეფიციენტი და მრღების დასანზადებლად გამოყენებული ფოლადის გაფართოების კოეფიციენტი ერთი და იგივე სიდიდეა  $\alpha = 0.000010$ . თუ  $\alpha$ -ს ეს მნიშვნელობა ყველა ხაისისხის ბეტონისათვის არ არის სამართლიანი, მაგრამ იმ ბეტონისთვის, რომელსაც ჩვეულებრივ იყენებენ სართულშუა გადახურვისთვის, სამართლიანი და მისაღებია.



2.XII ნახაზზე ნაჩვენებია სართულშუა გადახურვის კონსტრუქცია, მასში შეთავსებული სათბობი პანელით. კონსტრუქცია შედგება ლინოლეუმისაგან 1, ცემენტის მოსაპირკეთებელი შრისაგან 2, ბეტონის ფილისაგან 3, თბოსაიზოლაციო მასალისაგან 4, რკინაბეტონის ფილისაგან 5, ფოლადის მილებისაგან 6 და შელესვისაგან 7.

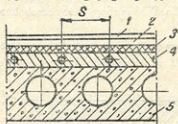
ფოლადის მილები ისეთი მანძილით უნდა იყოს დაშორებული (3—4 სმ-ით) რკინაბეტონის ფილის ზედაპირიდან, რომ მასში თავისუფლად ჩაეტეოს კონსტრუქციული (ბეტონის სპეციფიკაციის) თვალსაზრისით საჭირო არმატურა.

3.XII ნახაზზე ნაჩვენებია ჭერის სათბობი პანელის კონსტრუქცია, რომელიც გამოიყენება იმ შემთხვევაში, როდესაც სართულშუა გადახურვის კონსტრუქცია კეთდება ღრუტანიანი ასაწყობი რკინაბეტონის ფილებისაგან. კონსტრუქცია შედგება ლინოლეუმისაგან 1, ცემენტის მოსაპირკეთებელი შრისაგან 2, თბოსაიზოლაციო მასალისაგან 3, ბეტონის ფილისაგან მასში განლაგებული გამთბობი ელემენტის მილებით 4 და ღრუტანიანი ასაწყობი რკინაბეტონის ფილისაგან 5.



ნახ. 2. XII

ამ კონსტრუქციის გამოყენებული სათბობი პანელების (ბეტონის) დამზადება შეიძლება როგორც ქარხნული წესით, ისე უშუალოდ მშენებლობაზე. ქარხნული წესით დამზადებული ბეტონის სათბობი პანელები აუცილებლად დაარმატურებული უნდა იყოს, რათა ტრანსპორტირებისას არ მოხდეს მათი დაზიანება. სათბობი პანელების უშუალოდ მშენებლობაზე დამზადებისას კი ასაწყობი სართულშუა ფილების



ნახ. 3. XII

დალაგების შემდეგ მათ ზედაპირზე ეწყობა სათბობი ელემენტის მილები, რომელთა ერთმანეთთან შეერთების (შედულებით) შემდეგ ხდება მათი გამოცდა სიმტკიცეზე და მხოლოდ ამის შემდეგ დაბეტონება (არმატურის გარეშე). სათბობი პანელის უშუალოდ მშენებლობაზე დამზადება უფრო შრომატევადია და მეტ დროს მოითხოვს, ვიდრე მათი ქარხნული წესით დამზადება.

3.XI ნახაზზე მოცემულ კონსტრუქციას, მართალია, ჭერის სათბობი პანელს უწოდებენ, მაგრამ სიტბოს საკმაოდ დიდი ნაწილი (თბოსაიზოლაციო ფენის შიუხედავად) გადაეცემა იატაკსაც. ამიტომ ეს სიტბოს რაოდენობა გათვალისწინებული უნდა იქნეს ზედა სართულის სათავის თბურ ბალანსში.

4.XII ნახაზზე ნაჩვენებია ჭერის ჩამოსაკიდი სათბობი პანელი. ეს კონსტრუქცია შედგება სართულშუა გადახურვის ფილისაგან 1, საკიდარებისაგან 2, თბოსაიზოლაციო მასალისაგან 3, თბოშემცველის საცირკულაციო არხებისაგან 4 და მათზე დამაგრებული ლითონის პერფორირებული ფურცლებისაგან 5.

ასეთ კონსტრუქციებს ფართოდ იყენებენ ევროპის ბევრ ქვეყანაში, რად-

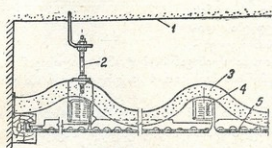
განაც მათ გააჩნიათ მთელი რიგი დადებითი თვისებები, რომელთაგანაც აღსანიშნავია:

ა) მცირე თბური ინერცია, რაც სათბობი სისტემის კარგი ავტომატიზაციის საშუალებას იძლევა;

ბ) სართულშუა გადახურვასა და სათბობ პანელს შორის არსებული სივრცის სხვადასხვა მიზნებისათვის (მასში სხვადასხვა დანიშნულებისათვის საჭირო მილგაყვანილობის განლაგება, სათავის ვენტილაციისათვის საჭირო ჰაერის ცირკულაცია და სხვ.) გამოყენების საშუალება;

გ) საჭიროების შეთხვევაში სათბობი პანელების რემონტის ჩატარების სიადვილე (რადგანაც ისინი კონსტრუქციულად არ არიან დაკავშირებული უმთავრეს სამშენებლო კონსტრუქციებთან).

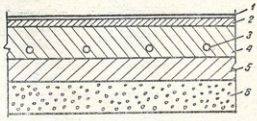
დადებით თვისებებთან ერთად აღსანიშნავია ისიც, რომ სართულშუა გადახურვის კონსტრუქციის სიმაღლე იზრდება (რაც თავისთავად იწვევს შენობის სიმაღლის გაზრდას) და სათბობი სისტემის მონტაჟის დაწყება შეიძლება მხოლოდ უმთავრესი სამშენებლო კონსტრუქციების აწყობის შემდეგ, რაც ახანგრძლივებს მშენებლობის ვადებს და აყოვნებს შენობის ჩაბარებას საექსპლუატაციოდ.



ნახ. 4.XII

**იატაკის სათბობი პანელები.** როგორც ადრე აღვნიშნეთ, იატაკის ზედპირის ტემპერატურა არ უნდა აღემატებოდეს  $25 - 27^{\circ}\text{C}$ -ს, რადგანაც უფრო მაღალი ტემპერატურისას, სათავსში მყოფი ადამიანები განიცდიან არასასიამოვნო შეგრძნებას ტერფებზე.

იატაკის ზედპირის ასეთი დასაშვები დაბალი ტემპერატურისას კი დალიან განწელებულია სათავსის თბოდანაკარგების ანაზღაურება მარტო იატაკში განლაგებული სათბობი პანელების მიერ გამოყოფილი სითბოს რაოდენობით და ხშირად საჭირო ხდება დამატებითი სათბობი პანელების განლაგება კედლებში. კონსტრუქციული თვალსაზრისით იატაკში სათბობი პანელების მოწყობა მხოლოდ იმით განსხვავდება ქერის კონსტრუქციებისაგან, რომ თბოსაიზოლაცია ფენა იატაკის კონსტრუქციაში ეწყობა არა სათბობი პანელის ზემოდან, არამედ ქვემოდან.



ნახ. 5.XII

5.XII ნახაზზე ნაჩვენებია იატაკის კონსტრუქცია სათბობი პანელით შემთხვევისათვის, როდესაც იატაკის კონსტრუქციის ქვემოთ არ არის სათავსი (იატაკი ეწყობა უშუალოდ გრუნტზე). ამ კონსტრუქციაში ლინოლეუმი 1 დაგებულია ცემენტის მოსაპირკეთებელ შრეზე 2, გასახურებელი მილები 3 ჩა-



ლაგებულა ბეტონის ფილაში 4, რომელიც, თავის მხრივ, დაგებულია პემზა-ბეტონის ფენაზე 5. საინჟინერო მასალად გამოყენებულია წიდა 6, რომელიც უშუალოდ გრუნტზეა დაყრილი.

თუ 3.XII ნახაზზე ნაჩვენებ ჭერის კონსტრუქციაში თბოსაინჟინერო მასალას 3 მოვარჯობთ სათბობი ფილის 4 არა ზემოთ, არამედ ქვემოთ, მაშინ ეს კონსტრუქცია გადაიქცევა იატაკის სათბობ კონსტრუქციად, რომელიც გამოიყენება იმ შემთხვევაში, როდესაც იატაკის კონსტრუქციის ქვემოთ გვაქვს სათავსი.

**კედლის სათბობი პანელები.** არჩევენ კედლის სათბობი პანელების სამ უმთავრეს ნაირსახეობას: პლინთუსურს, ფანჯრის რაფის ქვეშას და ტიხრები-ანს. განვიხილოთ ისინი ცალ-ცალკე:

**პლინთუსური სათბობი პანელები.** ჩვეულებრივი ხის პლინთუსების ნაცვლად მაღაზიებში, სახვითი ხელოვნების გამოაყენებენ დარბაზებში, ბავშვთა და წესებულებების სათავსებში და სხვ. აწყობენ ბეტონის (საბჭოთა კავშირში), თუჯის ან ფოლადის (საზღვარგარეთის ქვეყნებში) სათბობ პლინთუსებს.

6.XII ნახაზზე ნაჩვენებია ბეტონის სათბობი პლინთუსის კონსტრუქცია, ამ კონსტრუქციაში გამოყენებული 150 მარჯის ბეტონში 1 მოთავსებულია

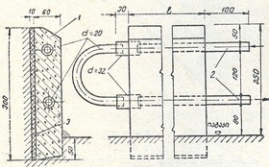
20 მმ დიამეტრის ფოლადის მილები 2. გარე კედელს და პლინთუსს შორის ეწყობა თბოსაინჟინერო ფენა 3. სათბობი პლინთუსის ზომები, ისინი იატაკის დონიდან ჩაღრმავება და სხვა კონსტრუქციული ზომები მოცემულია ნახაზზე.

საზღვარგარეთ გამოყენებული სათბობი პლინთუსებიდან აღსანიშნავია

მათი ორი ნაირსახეობა: სხივურ-კონვექციური და სხივური. ისინი, როგორც უკვე აღვნიშნეთ, მზადდება თუჯის ან ფოლადისაგან. ორივე სახის პლინთუსებს და გარე კედელს შორის კეთდება თბოინჟინერო.

7.XII ნახაზზე ნაჩვენებია სხივურ-კონვექციური სათბობი პლინთუსი. მას აქვს გლუვი ზედაპირი 1 და ისეთი კონსტრუქცია, რომ უზრუნველყოფს ჰაერის ცირკულაციას სათავსის კედლისკენ მიმართული პლინთუსის გამთბარი ზედაპირიდან, რისთვისაც პლანოუსის გასწვრივ იატაკსა და პლინთუსის ქვედა წახნაგს შორის კეთდება ჭვრიტე, რომლიდანაც შეიწოვება (სათავსის) ჰაერი. გამთბარი ჰაერი ამოდის პლინთუსის ზედა ნაწილში. არსებული ნახვრეტებიდან 2, თბოშემცველის (წყლის ან ორთქლის) ცირკულაციისათვის პლინთუსებში მოწყობილია 20 მმ დიამეტრის მქონე მრგვალი კვების არხები 3. გამთბობ პლინთუსში საკონვექციო ნახვრეტების მოწყობა 50—60%-ით ზრდის პლინთუსის თბოგამოყოფას იმ პლინთუსებთან შედარებით, რომლებიც მარტო ერთი ზედაპირიდან (სხივური პლინთუსები) გამოყოფენ სითბოს.

8.XII ნახაზზე ნაჩვენებია სხივური სათბობი პლინთუსი, რომელიც კონ-



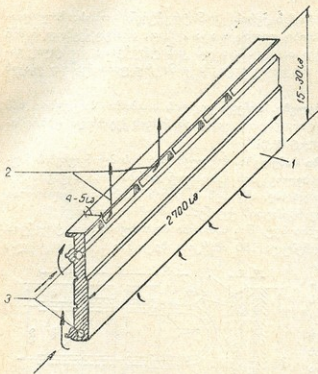
ფ.ხ. 6.XII

სტრუქციულად იმით განსხვავდება სხივურ-კონვექციური პლინთუსისაგან, რომ მასში არ არის დატოვებული საკონვექციო ნახერცები და ეს სითბოს

გამოყოფს მხოლოდ გამოხსივებით.

სათბობი პლინთუების გამოყენებისას სათავისის ჰაერის (ვერტიკალური) ტემპერატურული გრადიენტი  $0,5-1,5^{\circ}$ -ზე ზემოთ არ აღის. გარდა ამისა, სათავისის ქვედა ზონა კარგად არის გამთბარი, რასაც განსაკუთრებით დიდი მნიშვნელობა აქვს ბავშვთა ოთახებისათვის.

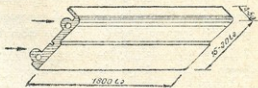
პლინთუსებით გათბობის უარყოფით მხარედ უნდა ჩაითვალოს ის, რომ ისინი საკმაოდ დიდი განუენილობისაა (მათი შედარებით დაბალი სიმალის გამო).



ნახ. 7.XII

ფანჯრის რაფის ქვეშა ბეტონის გამთბობი პანელები. ასეთი ტიპის პანელების განლაგება ხდება ფანჯრის რაფის ქვეშ (იქ, სადაც, ჩვეულებრივ, აყენებენ რადიატორებს), ისინი შეიძლება იყოს როგორც შეთავსებული გარე კედლის კონსტრუქციასთან, ისე მისადგმელი.

9.XII ნახაზზე მოცემულია გარე კედლის კონსტრუქცია მასში შეთავსებული ფანჯრის ქვეშა სათბობი პანელით. ასეთი კონსტრუქცია გამოიყენება ასაწყობი

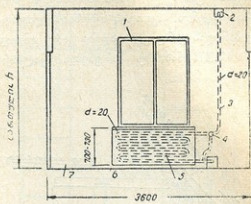


ნახ. 8.XII

მსხვილპანელური სახლების მშენებლობისას და მათი დამზადება ხდება ქარხნული წესით. მე 9.XII ნახაზზე ნაჩვენებია კონსტრუქცია შედგება: ფანჯრისაგან 1, საკმლისაგან 2 (როგორც კეთდება კედლის პანელის ზედა და ქვედა ნაწილში იმისათვის, რომ შესაძლებელი იყოს დგარის მიღების შედუღება), დგარისაგან 3, სამსკლიანი მარეგულირებელი ონკანისაგან 4, რომლის ზედა ნაწილიც ამოდის კედლის ზედაპირის ზემოთ, კლაკნილისაგან 5, გამთბობი პანელისა 6 და გარე კედლისაგან 7. სათბობი პანელს და გარე კედელს შორის კეთდება თბოსაიზოლაციო მასალის ფენა.



10 XII ნახაზზე ნაჩვენებია ე. წ. მისადგმელი პანელები, რომლებიც სათბობის სისტემის მილსადენებთან მიერთება ხდება ისევე, როგორც რადიატორების—ისინი შეიძლება იყოს ცალმხრივი (იხ. ნახ. 10.XII-ა) და ორმხრივი (იხ. ნახ. 10.XII-ბ და გ) თბოგაცემით. მე-10.XII ნახაზზე ნაჩვენებია კონსტრუქცია შედგება: სათბობი პანელისაგან 1, თბოაიზოლაციო მასალის ფენისაგან 2, საკონვექციო არხისაგან 3, გარე ჰაერის მოსაღწივ არხისაგან 4, ჩამყვით სარქველისა 5 და ფოლადის ეკრანისაგან 6.

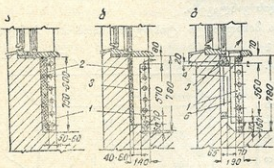


ნახ. 9.XII

ორმხრივი თბოგამცემი სათბობი პანელის (იხ. ნახ. 10.XII ბ) და გარე კედელს შორის საკონვექციო არხის მოწყობა (ისევე, როგორც პლინთუსური სათბობი პანელების გამოყენებისას (50—60%ით ზრდის გაცემული სითბოს რაოდენობას (ცალმხრივ სათბობ პანელთან შედარებით).

10 XII-გ ნახაზზე ნაჩვენებია ორმხრივი თბოგამცემი სათბობი პანელის გარე კედელთან განლაგების ორიგინალური კონსტრუქცია.

როგორც ამ ნახაზიდან ვხედავთ, გარე კედელში დატოვებულია გამკოლი არხი 4, რომლის საშუალებითაც გარე ჰაერი შემოდინდება სათბობ პანელსა და გარე კედელს შორის დატოვებულ საკონვექციო არხში 3, სადაც ხდება ამ ჰაერის გათბობა და მისი სათავსში მიწოდება. ასეთი კონსტრუქციის გამოყენებისას სათავსის სანიტარულ-ჰიგიენური პირობები გაცილებით უმჯობესდება, რადგანაც ხასში გარე სუფთა



ნახ. 10.XII

ჰაერი უწყვეტად შედის. ვარდა ამისა, ასეთი კონსტრუქცია არ საჭიროებს თბოსაიზოლაციო ფენის მოწყობას.

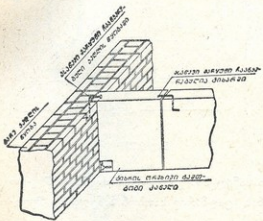
საკონვექციო არხების მოწყობის უარყოფითი მხარე ის არის, რომ ისინი ძნელი გასაწმენდია მტვრისაგან.

**ტიხრის სათბობი პანელები.** როგორც წესი, ასეთ სათბობ პანელებს აქვთ ორმხრივი თბოგამცემი ზედაპირები, რაც საშუალებას იძლევა ერთი პანელით ორი მომიჯნავე სათავსის გათბობისა. მათი განლაგება ხდება სათავსის



ტიბრებში უშუალოდ გარე კედლის ზედაპირთან ისე, როგორც ეს ნაჩვენებია 11.XII ნახაზზე. როგორც გამოჩნაკლისი, შეიძლება გვეჩვენოს ცალმხრივი თბოგამცემი ტიბრული სათბობი პანელი. ასეთი სათბობი პანელის მეორე ზედაპირზე უნდა გაკეთდეს თბოსაიზოლაციო მასალის ფენა (იმ შემთხვევაში, თუ პანელის განლაგება ხდება გარე კედელში).

12.XII ნახაზზე ნაჩვენებია ცალმხრივი თბოგამცემი პანელის განლაგება შიგა კედლის კონსტრუქციაში.

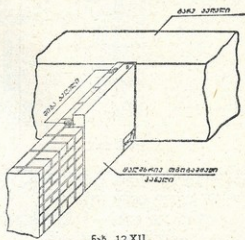


ნ.ბ. 11.XII

ტიბრის სათბობი პანელები შეიძლება იყოს როგორც შეთავსებული (სამშენებლო ტიბრის ნაწილი ეკავოს), ისე მისადგმელი. სისქის მიხედვით ისინი კეთდება სამშენებლო ტიბრის სისქის ტოლი და შეიძლება იყოს 80÷180 მმ-მდე ზოვრებში. სათბობ პანელს იღებენ სათავის სიმაღლის ტოლს, მაგრამ პანელში შოთავსებული სათბობი ელემენტის (რეგისტრის ან კლანილის) სიმაღლე არ უნდა აღემატებოდეს

1800—2000 მმ, რათა არ მოხდეს სათავისზე და ზონის გადამეტხურება, პანელის განი კი არ უნდა აღემატებოდეს 1500 მმ, წინააღმდეგ შემთხვევაში გაძნელება სათავსში ავეჯის განლაგება.

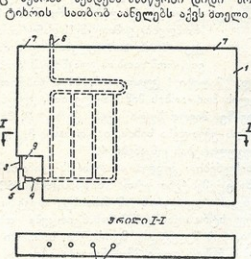
13.XII ნახაზზე მოცემულია მისადგმელი ტიბრული სათბობი პანელის კონსტრუქცია. ასეთი პანელი 1 მზადდება 2200—2400 კგ/მ<sup>2</sup> მოცულობითი წონის ბეტონისაგან. მასში განლაგებულია ფოლადის მილებისაგან დაშვადებული რეგისტრი 2, სათბობი სისტემის ცხელი დგარი 3, რეგისტრის ერთ ბოლოში დაყენებული აქვს ორმაგი რეგულირების ონკანი 4 და სამკაპი 5, რომლის საშუალებითაც ხდება განსახილველი პანელის და ქვედა სართულის სათბობი პანელის დგარების ერთმანეთთან დაკავშირება. პანელის ზედა ნაწილში ამოდის დგარის მილყელი 6, რომლის საშუალებითაც სათბობი პანელი უკავშირდება ზედა სართულის სათბობი პანელის სამკაპს 5 ან, თუ



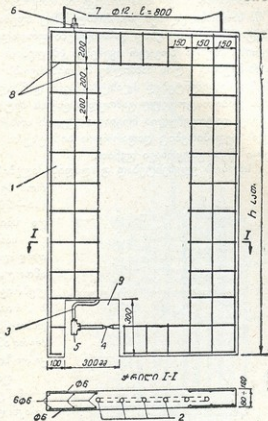
ნ.ბ. 12.XII

სათბობი პანელი ბოლო სართულზეა გაწვავებული, სათბობის სისტემის ცხელ მაგისტრალურ მილსადენს. ანელის ასაწვეად და ადვილზე დასადგმელად პანელში ჩაბეტონებულია ასაწვეი ფოლადის მარყუტები 7. იმისათვის, რომ სათბობი პანელის ტრანსპორტირებისას არ მოხდეს მისი დაზიანება, პანელს უკეთდება 6 მმ დიამეტრის მქონე არმატურის ბადე 8, პანელების, ერთმანეთთან მოხერხებულად შესაერთებლად და შემდეგში ორმაგი რეგულირების ონკანის სახმარად პანელში დატოვებულია სარკმელი 9.

14.XII ნახაზზე ნაჩვენებია სამშენებლო ტიხრი მასში შეთავსებული სათბობი ელემენტით (აქაც იგივე აღნიშვნებია, რაც 13.XII ნახაზზე). ასეთი სათბობი პანელები საშენებლო პრაქტიკაში გამოიყენება იმ შემთხვევაში, როდესაც შენობა შენდება ასაწყობი დიდი ზომის სამშენებლო პანელებისგან.



ნახ. 14.XII



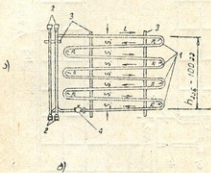
ნახ. 13.XII

ტიხრის სათბობ ანელებს აქვს მთელი რიგი დადებითი მხარეები, რომელთაგანაც აღსანიშნავია: ა) მათი გამოყენებისას არ არის საჭირო თბური იზოლაციის მოწყობა, ბ) ნციორეა ლითონის ხარჯი, გ) ნაკლებად შრომატევადია, დ) გათბობის სისტემის მონტაჟი ხდება მშენებლობის წარმოების პარალელურად და სხვ.

ასეთი სათბობი პანელების უარყოფით მხარედ უნდა ჩაითვალოს მათი დიდი თბური ინერცია.

სათბობი პანელების სიზრქეში, როგორც ვიცით, ჩალაგებული მილები (ე. წ. სათბობი ელემენტი), რომლებშიც ხდება თბოშემცველის ცირკულაცია. პრაქტიკაში უმთავრესად გამოიყენება ფოლადის მილები, (15 და 20 მმ დიამეტრის), თუმცა ზოგჯერ იყენებენ სპრენდის ან მინის მილებსაც. უკანასკნელი რამდენიმე წლის მანძილზე მიმდინარეობს მუშაობა სათბობ პანელებში გამთბობ ელემენტებად პლასტმასისგან დამზადებული მილების გამოყენებისათვის. ლაბორატორიულ გამოცდას ვადის ბეტონის სათბობი პანელები, რომლებშიც დატოვებულია მრგვალი კვეთის არხები (მილების გარეშე) და რომელთა ზედაპირებიც დაფარულია სინთეზური მასალისგან დამზადებული დამცველი წყალგაუქონავი ფენით.

სათბობ ელემენტებად ფოლადის მილების ფართოდ გამოყენება განპირობებულია მათი დიდი სიმტკიცით (15-20 ატმ), წვდუნის სიმარტივითა და სიმძლავრით.



სათბობ პანელებში ჩაეტონებული ფოლადის მილებს გაცილებით მეტი ამორტიზაციის ვადა აქვთ, ვიდრე ჩვეულებრივ პირობებში, რაც იმით აიხსნება, რომ ფოლადის მილების გარე ზედაპირებს არ აქვთ უშუალო კონტაქტი ჰაერთან, რაც განორიქხავს მილების კოროზიის შესაძლებლობას.



ფოლადის მილებისგან სათბობი ელემენტები შეიძლება დამზადდეს კლაკნრის ან რეგისტრის სახით.

ნახ. 15.XII

15.XII-ა და ბ ნახაზზე ნაჩვენებია ფოლადის მილებისგან დამზადებული კლაკნრების ორი ნაირსახეობა, რომლებიც გაცემულია ფანჯრის რაფის ქვეშა სათბობი პანელებისათვის. იმისათვის, რომ სათბობ კლაკნრებში თბოშემ-

ცველმა იმოძრაოს თავისუფლად, მილები 1 კეთდება 0,005 მ დახრით (ყოველ გრძელ მეტრზე თბოშემცველის მოძრაობის მიმართულებით), კლაკნრებს დგართან მისაერთებლად ბოლოებზე მიერთებული აქვთ ქურო 2, მილების დახრის ფიქსაციისათვის კლაკნრს უკეთდება სიხისტის თამასა 3, კლაკნრებზე დაყენებულია ორმაგი რეგულირების ონკანები 4.

16.XII-ა და ბ ნახაზზე ნაჩვენებია კედლის ან ტიხრის გამთბობ პანელებში გამოყენებული სათბობი ელემენტები. ერთ მათგანს (ნახ. 16.XII ა) აქვს კლაკნრის ფორმა. მეორეს კი—რეგისტრის (ამ ნახაზზეც იგივე აღნიშვნებია, რაც 15.XII ნახაზზე). რეგისტრის გამოყენებისას მცირდება თბოშემცველის საცირკულაციო მანძილი, რის შედეგადაც მცირდება სათბობი ელემენტის ჰიდრაულიკური წინაღობა, რასაც დიდი მნიშვნელობა აქვს იმ შემთხვევაში, როდესაც გამთბობის სისტემაში ერთდროულად გამოყენებულია სხვადასხვა სახის სათბობი ხელსაწყოები. მაგალითად, რადიატორები და ტიხრის



სათბობი პანელები (რადგანაც რადიატორებსაც მცირე ჰიდრავლიკური წინა-  
ღობა აქვთ).

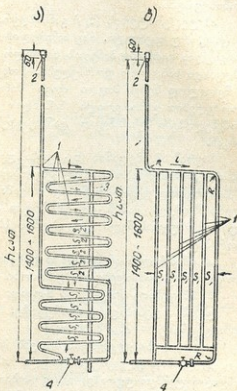
15 და 16.XII ნახაზებზე ნაჩვენებია სათბობი ელემენტები შეიძლება გამოყენებულ იქნეს იატაკის და ჭერის სათბობ პანელებშიც იმ განსხვავებით, რომ ამ უკანასკნელებში ისინი ეწყობა არა ვერტიკალურად, არამედ ჰორიზონტალურად.

პრაქტიკაში გამოიყენება უამრავი კონფიგურაციის მქონე სათბობი ელემენტები და მათი ნაირსახეობის შერჩევა ხდება დამპროექტებლის მიერ, გამომდინარე დასაპროექტებელი ობიექტის კონკრეტული თავისებურებებიდან.

სათბობი ელემენტების დამზადება წარმოებს ცენტრალურ დაბამზადებელ სახელოსნოებში ან იმ ქარხნების მილდამამზადებელ საამქროებში, რომლებშიც მზადდება გამთბობი პანელები.

გამთბობი ელემენტების მილების შერთება წარმოებს (ელექტრო ან აირის) შედუღებით.

გამთბობი ელემენტის მილებს შორის მანძილი განისაზღვრება ანგარიშით და აიღება  $80 \pm 250$  მმ დე. დამზადებული გამთბობი ელემენტი გამოიცდება (სიმტკიცეზე) 10 ატმ სიდიდის ჰიდრავლიკური წნევის ქვეშ 2 წუთის განმავლობაში. ამ პერიოდში წნევის ოდნავი ვარდნაც კი არ დაიშვება.



ნახ. 16.XII

### სათბობი პანელების თბოგაცემის განსაზღვრა

§ 86

სათბობი პანელების თბოგაცემის განსაზღვრა შეიძლება ქვემოთ მოყვანილი განტოლებით:

$$q = \alpha_{\text{მ}} F_{\text{გ.ა}} (\tau_{\text{გ.ა}} - \tau_{\text{გ}}) \text{კკალ/სთ.} \quad (25.12)$$

სადაც  $\alpha_{\text{მ}}$  სათბობი პანელის თბოგაცემის საერთო ( $\alpha_{\text{გ}} + \alpha_{\text{კ}}$ ) კოეფიციენტი, ის ჭერის სათბობი პანელებისათვის აიღება 6,8-ის, ხოლო იატაკისათვის  $\alpha_{\text{მ}} = 8,5$  კკალ/მ<sup>2</sup> სთ. გრ. ტიხრის და კედლის სათბობი პანელებისათვის  $\alpha_{\text{მ}}$  მნიშვნელობები აიღება 1.XII ნახაზზე მოცემული გრაფიკიდან.

$F_{\text{გ.ა}}$  — სათბობი პანელის ფართი, მ<sup>2</sup>-ობით (გამოითვლება 24.12 ფორმულით);

$\tau_a$  — სათბობი პანელის საშუალო ზედაპირული ტემპერატურა, გრ-ობით;

$t_a$  — სათავის შიგა ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურა, გრ-ობით. იმისათვის, რომ შეგვეძლოს 25.12 ფორმულის გამოყენება, აუცილებელია სათბობი პანელის საშუალო ზედაპირული ტემპერატურის  $\tau_a$  მნიშვნელობის ცოდნა.

ამ ტემპერატურის ( $\tau_a$ ) განსაზღვრა კი რთულია. არსებობს მთელი რიგი (როგორც უცხოელი, ისე სამამულო) ავტორების შრომები, რომლებშიც მოცემულია სათბობი პანელის საშუალო ზედაპირული ტემპერატურის განსაზღვრათვის საბოლოო ფორმულები, რომელთა გამოყენების დროსაც ავტორებმა შესაძლოდ სცნეს მთელი რიგი პირობითი დაშვებები, რის გასაც ამ ფორმულებით გამოთვლილი საშუალო ზედაპირული ტემპერატურის ( $\tau_a$ ) მნიშვნელობები შესამხნეველ განსხვავდება მათი ფაქტური მნიშვნელობებისგან.

მაგრამ ამ ამოცანის ( $\tau_a$  განსაზღვრის) ამოხსნა გაცილებით ადვილდება, თუ გამოვიყენებთ სასრულ სხვაობათა მეთოდს.

როგორც უკვე აღვნიშნეთ, გენძობი პანელის თბოგაცემის განსაზღვრა შეიძლება მაშინ, თუ ცნობილია მისი ზედაპირის საშუალო ტემპერატურა. ეს უკანასკნელი კი, თავის სხრივ, დამოკიდებულია შემდეგ ფაქტორებზე:

ა) იმ მასალის ან მასალათა ფენების თბოგამტარობის კოეფიციენტზე, როლიდანაც დამზადებულია გამთბობი პანელი —  $\lambda$  კვალ/მ. გრ. სთ-ობით;

ბ) ამ ფენათა სისქეზე —  $\delta$  მ-ობით;

გ) იმ ელემენტის გარე დიამეტრზე, რომლებიდანაც დამზადებულია სათბობი ელემენტი —  $d_{გარე}$  მ-ობით;

დ) სათბობი ელემენტის მიღებს შორის არსებულ მანძილზე —  $S$  მ-ობით;

ე) სათბობ ელემენტში შესული თბოშემცველის (წყლის ან ორთქლის) საშუალო ტემპერატურაზე —  $t_{საშ}$  გრ-ობით;

ვ) სათბობი პანელის ზედაპირის თბოგაცემის კოეფიციენტზე —  $\alpha_{გარე}$  კვალ/მ<sup>2</sup> გრ. სთ-ობით;

ზ) სათავის ჰაერის ტემპერატურაზე —  $t_a$ , გრ-ობით.

მათემატიკურად ეს ფუნქციური დამოკიდებულება შეიძლება წარმოდგენილ იქნეს ასე:

$$\tau_a = f(\lambda, \delta, d_{გარე}, S, t_{საშ}, \alpha_{გარე}, t_a). \quad (26.12)$$

სათბობი პანელის საშუალო ზედაპირული ტემპერატურის ზუსტი განსაზღვრა ზემოთ ჩამოთვლილი მრავალი ფაქტორის გათვალისწინებით (ერთგვაროვანი სხეულის შემთხვევაში) დაკავშირებულია ქვემოთ მოყვანილ თბოგამტარობის დიფერენციალური განტოლების ანალიზურ გადაწყვეტასთან:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right), \quad (27.12)$$

სადაც  $\tau$  არის დრო;

$x, y$  და  $z$  — კოორდინატები.

ამ განტოლების საერთო სახით ამოხსნა ძალიან რთულია. მაგრამ მისი ამოხსნა შედარებით ადვილდება იმ შემთხვევაში, თუ „სტაციონარული პი-

რობები\* გვაქვს, ანუ ისეთი პირობები, როდესაც ტემპერატურა გარემოს ნებისმიერ დროში უცვლელი რჩება. ასეთ შემთხვევებში თბური ნაკადიც უცვლელი იქნება.

ამრიგად, თბოგადაცემის სტაციონარული პირობებისათვის 27.12 განტოლებას შემდეგი სახე ექნება.

$$\frac{\partial t}{\partial z} = 0,$$

ვინაიდან 27.12 განტოლებაში არ შეიძლება ნულს უდრიდეს  $a$  კოეფიციენტი, ამიტომ, მაშასადამე, ნულის ტოლი უნდა იყოს გამოსახულება:

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = 0, \quad (28.12)$$

ეს 28.12 განტოლება არის სწორედ ტემპერატურული ველის ის დიფერენციული განტოლება, რომელიც თბოგადაცემის სტაციონარული პირობებისთვის გვექნება.

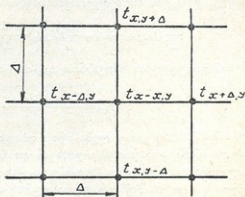
როდესაც  $z$  კოორდინატის მიმართულებით ტემპერატურა უცვლელი რჩება, მაშინ 28.12 განტოლება უფრო უბრალო, ბრტყელი ტემპერატურული ველის განტოლების სახეს მიიღებს:

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} = 0 \quad (29.12)$$

ამ უკანასკნელი 29.12 განტოლების ინტეგრება (საერთო სახით) აგრეთვე საკმაოდ რთულია.

მაგრამ მისი ამოხსნა, როგორც უკვე აღვნიშნეთ, შეიძლება არსებითად გაადვილდეს, თუ გამოვიყენებთ სასრულ სხვაობათა ნეთოდს, რომელიც შემდეგში მდგომარეობს:

გამოსაკვლევ ტემპერატურულ ველზე ვადებთ კვადრატულ ბადეს (რომლის კვანძები ერთმანეთისგან დაშორებულია  $\Delta$  მანძილით) ისე, რომ ბადის ძაფების ერთი წყება თბური ნაკადის უმთავრესი მიმართულების პარალელი იყოს, ხოლო მეორე—პერპენდიკულარული. ამასთან, ბადის კვანძები



ნ.ნ. 17.XII

შედლებისდაგვარად განლაგებული უნდა იყოს იმ წერტილებში, რომლებშიც საჭიროა ტემპერატურის განსაზღვრა (ნ.ნ. 17.XII).

ამასთან ერთად 29.12 დიფერენციული განტოლება იცვლება ჩვეულებრივი წრფივი განტოლებების სისტემით, რომლებშიც უცნობი იქნება საძიებელი ველის ბადის კვანძებში განლაგებული წერტილების ტემპერატურა.

სასრულ სხვაობაში 29.12 განტოლებას ექნება შემდეგი სახე:

$$t_{x+\Delta} + t_{y-\Delta} = 0 \quad (30.12)$$

სადაც  $t_{x+\Delta}$  და  $t_{y-\Delta}$  არის  $t$  ფუნქციის მეორადი სასრული სხვაობა, შესაბამისად  $x$  და  $y$  კოორდინატების მიმართულებით.

ვსაზღვრავთ ამ მეორად სასრულ სხვაობებს. ამ მიზნით გამოვიყენოთ კვანძი ტენსორატურით  $t_{xy}$  (იხ. ნახ. 17.XII) და შევადგინოთ ტემპერატურათა პირველი სხვაობა ამ კვანძიდან მარჯვნივ:

$$t_x' = \frac{t_{x+\Delta y} - t_{xy}}{\Delta},$$

ახლა შევადგინოთ ტემპერატურათა პირველი სხვაობა ამ კვანძიდან მარცხნივ:

$$t_x'' = \frac{t_{xy} - t_{x-\Delta y}}{\Delta}.$$

ამის შემდეგ ვადგენთ ტემპერატურათა მეორად სხვაობას იმისთვის ღერძის მიმართულებით:

$$t_{xx} = \frac{t_x' - t_x''}{\Delta} = \frac{\frac{1}{\Delta}(t_{x+\Delta y} - t_{xy}) - \frac{1}{\Delta}(t_{xy} - t_{x-\Delta y})}{\Delta} = \frac{1}{\Delta^2}(t_{x+\Delta y} - 2t_{xy} + t_{x-\Delta y}).$$

ანალოგიურად შეგვიძლია დავწეროთ ტემპერატურათა მეორადი სხვაობა ორდინატთა ღერძის მიმართულებით:

$$t_{yy} = \frac{1}{\Delta^2}(t_{xy+\Delta} - 2t_{xy} + t_{xy-\Delta}),$$

თუ  $t_{xx}$  და  $t_{yy}$ -ის მნიშვნელობებს ჩავსვამთ (30.12) განტოლებაში, მივიღებთ:

$$\frac{1}{\Delta^2}(t_{x+\Delta y} - 2t_{xy} + t_{x-\Delta y}) + \frac{1}{\Delta^2}(t_{xy+\Delta} - 2t_{xy} + t_{xy-\Delta}) = 0,$$

თუ ამ განტოლებას ამოვხსნით  $t_{xy}$ -ის მიმართ, მივიღებთ:

$$t_{xy} = \frac{t_{x+\Delta y} + t_{x-\Delta y} + t_{xy+\Delta} + t_{xy-\Delta}}{4}. \quad (31.12)$$

ეს (31.12) განტოლება არის თბოგადაცემის სტაციონარულ პირობებში მყოფი ერთგვაროვანი მასალისაგან დანაზღვრული სათბობი პანელის ტემპერატურათა საანგარიშო ფორმულა. როგორც ამ ფორმულიდან ჩანს, საძიებელი წერტილის ტემპერატურა უდრის ამ წერტილის ირგვლივ განლაგებული ოთხი წერტილის (კვანძის) ტემპერატურათა საშუალო არითმეტიკულს.

თბოგადაცემის სტაციონარული პირობებისთვის ოღონდ არაერთგვაროვანი მასალისგან დანაზღვრული ბრტყელი სხეულის შემთხვევაში კი საძიებელი წერტილის ტემპერატურის განსაზღვრა დაკავშირებულია შემდეგი დიფერენციალური განტოლების გადაწყვეტასთან:

$$\frac{\partial Q_x}{\partial x} + \frac{\partial Q_y}{\partial y} = 0 \quad (32.12)$$

სადაც  $Q_x$  და  $Q_y$  არის შესაბამისად  $x$  და  $y$  კოორდინატების მიმართულებით გადაცემული სითბოს რაოდენობა.

ამ (32.12) განტოლების ინტეგრება კიდევ უფრო ძნელია, ვიდრე აღრე განხილული ანალოგიური (29.12) განტოლებისა, მაგრამ მისი ამოხსნაც არსებითად ადვილდება სასრულ სხვაობათა მეთოდის გამოყენების შემთხვევაში.



როგორც ერთგვაროვანი სხეულის განხილვის შემთხვევაში, აქაც (არა-ერთგვაროვანი მასალისგან შემდგარი სხეულის) გამოსაკვლევ ტემპერატურულ ველზე ვადგებთ კვადრატულ ბადეს (იხ. ნახ. 18.XII).

32.12 დიფერენციული განტოლების ნაცვლად ვწერთ განტოლებას სასრულ სხვაობაში:

$$Q_x + Q_y = 0 \quad (33.12)$$

და აქაც, ადრე განხილულის ანალოგიურად (ბადეზე აღებული რომელიმე წერტილისათვის, ვთქვათ  $t_{x,y}$  წერტილისათვის) ვსაზღვრავთ სითბოს რაოდენობას აღებული  $t_{x,y}$  წერტილის მარჯვნივ და მარცხნივ (აბსცისთა ღერძზე):

$$Q' = K_{x+\Delta} \cdot \Delta (t_{x+\Delta,y} - t_{x,y})$$

და

$$Q'' = K_{x-\Delta} \cdot \Delta (t_{x,y} - t_{x-\Delta,y})$$

ვადგენთ სითბოს რაოდენობის პირველ სხვაობას ჯერ აბსცისთა და შერე ორდინატთა ღერძების მიმართ:

$$Q_x = \frac{Q' + Q''}{\Delta} = K_{x+\Delta} (t_{x+\Delta,y} - t_{x,y}) - K_{x-\Delta} (t_{x,y} - t_{x-\Delta,y})$$

და

$$Q_y = K_{y+\Delta} (t_{x,y+\Delta} - t_{x,y}) - K_{y-\Delta} (t_{x,y} - t_{x,y-\Delta}),$$

თუ მიღებული ამ ორი  $Q_x$  და  $Q_y$  სიდიდის მნიშვნელობებს ჩავსვამთ (33.12) განტოლებაში და მიღებულ განტოლებას ამოვხსნით საძიებელ  $t_{x,y}$  წერტილის მიმართ, მაშინ მივიღებთ ახალ საანგარიშო ფორმულას:

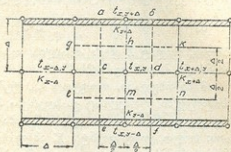
$$t_{x,y} = \frac{K_{x-\Delta} t_{x-\Delta,y} + K_{y+\Delta} t_{x,y+\Delta} + K_{x+\Delta} t_{x+\Delta,y} + K_{y-\Delta} t_{x,y-\Delta}}{K_{x-\Delta} + K_{y+\Delta} + K_{x+\Delta} + K_{y-\Delta}} \quad (34.12)$$

ეს (34.12) განტოლება არის ის საანგარიშო ფორმულა, რომლითაც ვსაზღვრავთ ტემპერატურას ბადის ნებისმიერ კვანძებში სტაციონარული თბოგადაცემის და არაერთგვაროვანი მასალის შემთხვევაში.

როგორც ამ ფორმულიდან ჩანს, ტემპერატურა საძიებელ წერტილში უდრის ირგვლივ მდებარე ოთხი წერტილის ტემპერატურათა საშუალო შეწონილს.

კერძო შემთხვევაში, თუ ყველა ოთხი წერტილი, რომლებიც მდებარეობენ  $t_{x,y}$  ტემპერატურაიანი წერტილის ირგვლივ, განლაგებულია (არაერთგვაროვანი სხეულის) ერთი მასალის ფარგლებში, მაშინ მასალის ყველა მიმართულულებით თბოგადაცემის კოეფიციენტები ( $K_{x-\Delta}$ ,  $K_{y+\Delta}$ ,  $K_{x+\Delta}$  და  $K_{y-\Delta}$ ) ურთიერთ ტოლია და ამიტომ (34.12) ფორმულა მარტივდება და ის მიიღებს (31.12) განტოლების სახეს.

ბადის კვანძებს შორის თბოგადაცემის კოეფიციენტების სიდიდეების განსაზღვრა წარმოებს შემდეგნაირად: ვგულისხმობთ, რომ  $t_{x,y}$  ტემპერატურის მქონე კვანძიდან სითბოს გადაცემა  $t_{x,y+\Delta}$  ტემპერატურაიანი კვანძისაკენ ხდება (იხ. ნახ. 18.XII) მხოლოდ  $abcd$  კვადრატის ფარგლებში,  $t_{x,y-\Delta}$  ტემ-



ნახ. 18.XII

ტემპერატურა იან კვანძისაკენ  $cdfe$  კვადრატის ფარგლებში,  $t_{x+\Delta, y}$  ტემპერატურა იან კვანძისაკენ  $hknm$  კვადრატის, ხოლო  $t_{x-\Delta, y}$  ტემპერატურა იან კვანძისაკენ  $ghme$  კვადრატის ფარგლებში, მაშინ თბოგადაცემის კოეფიციენტი  $K_{y+\Delta}$  განისაზღვრება, როგორც  $able$  კვადრატის თბოგადაცემის წინააღმდეგობის შებრუნებული სიდიდე,  $K_{y-\Delta}$  შესაბამისად—როგორც  $cdfe$  კვადრატის თბოგადაცემის წინააღმდეგობის და ა. შ.

ერთგვაროვან მასალაში თბოგადაცემის კოეფიციენტის სიდიდე ბადის ყველა კვანძს შორის ერთნაირი იქნება და განისაზღვრება  $K = \frac{\lambda}{\Delta}$  გამოსახულებიდან, სადაც  $\lambda$  არის მასალის თბოგამტარობის კოეფიციენტი, ხოლო  $\Delta$ —მანძილი ბადის კვანძებს შორის.

იმ შემთხვევაში, როდესაც  $t_{x, y}$  ტემპერატურა იან კვანძი დეკს სხეულის იმ სიბრტყეში, რომელსაც ესაზღვრება ჰაერი, მაშინ ჰაერისკენ თბოგადაცემის კოეფიციენტი ტოლი იქნება შესაბამისი თბოგადაცემის კოეფიციენტისა  $\alpha_{\text{ჰ.ბ.}}$ : ხოლო კოეფიციენტი  $K$  ამავე სიბრტყეში განლაგებული ნეობიელი კვანძების მიმართულებით, აიღება შესასწორებელი მამრავლით 0,5. ეს იმიტომ კეთდება, რომ ამ კვანძების მიმართულებით თბოგადაცემა მასალაში ხდება მხოლოდ ბადის კვადრატის ნახევარი ფართის ფარგლებში, ხოლო ჰაერისადმი (რომელშიც აღმოჩნდება კვადრატის მეორე ნახევარი) თბოგადაცემა აღდგომი არ იქნება.

ტემპერატურული ველის გაანგარიშება ზემოთ მოყვანილი მეთოდის საშუალებით ხდება შემდეგნაირად: ბადის თითოეულ კვანძზე თავისი რიგითი ნომრის დაწერის შემდეგ ამ კვანძები ათვის ვილებზე ტემპერატურის რომელიმე ნებისმიერ მნიშვნელობას, შემდეგ (31.12) ან (34.12) ფორმულის საშუალებით გამოვიანგარიშებთ ტემპერატურის მნიშვნელობას ყველა კვანძში. ამის შემდეგ ტემპერატურის მიღებული სიდიდეებით ვცვლით ჩვენ მიერ წინასწარ დაშვებულ მნიშვნელობებს. ამავე ფორმულებით ისევ ვაზუსტებთ ტემპერატურებს და გაანგარიშებთ ვაგრძელებთ მანამ, სანამ ბადის თითოეულ კვანძში ტემპერატურა არ დაკმაყოფილდება (31.12) ან (34.12) განტოლებას.

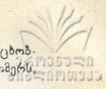
გაანგარიშების პროცესი დამთავრებულად შეიძლება ჩაითვალოს მხოლოდ მაშინ, როდესაც წინასწარ დაშვებული სიზუსტის ფარგლებში ტემპერატურის მნიშვნელობები ბადის ყველა კვანძში მუდმივი დარჩება. გაანგარიშების ხანგრძლიობა დამოკიდებულია იმაზე, თუ რამდენად სწორად იყო აღებული ტემპერატურის საწყისი მნიშვნელობები.

ქვემოთ განვიხილეთ (აღწერილი მეთოდით) გაანგარიშების მაგალითი. მაგალითი. დავუშვათ, რომ საჭიროა წარმოებულ იქნეს ბეტონის ისეთი სათბობი პანელის ტემპერატურული ველის გაანგარიშება, რომლის მოცულობითი წონაა  $\gamma = 2200$  კგ/მ<sup>3</sup> ( $\lambda = 1,1$  კკალ/მ. სთ. გრ), ხოლო სისქე 120 მმ.

პანელის სიზრქეში დატანებულია 20 მმ დიამეტრის ფოლადის მილებისგან დაზადებული რეგისტრი, მილებს შორის მანძილია  $S = 200$  მმ. რეგისტრი განლაგებულია ზუსტად სათბობი პანელის სიზრქის შუაში. ანგარიშის დროს მილების მრავალ კვეთს ვიხილავთ, როგორც კვადრატულს.

ტემპერატურული ველის განსაზღვრისათვის პანელის განივ კრილზე ვადებთ კვადრატულ ბადეს, რომლის კვანძებს შორის მანძილი  $\Delta = 20$  მმ შეად-

გვს. (იხ. ნახ. 19.XII). ყოველ კვანძთან ვწერთ ტემპერატურას (1) რიცხობ. რეჟი ინდექსით (იხ. ნახ. 19.XII-ა), რომელიც შეესაბამება კვანძის ნომერს.



ნახ. 19.XII

სიბზოს წყ.როს (რეგისტრის) მიმართ ზოგიერთი კვანძების სიმეტრიულად განლაგების გაზო მათ ექნებათ ერთნაირი ტემპერატურა, ე. ი. ამ კვანძებში ტემპერატურას (1) ექნება ერთი და იგივე ინდექსი.

1-ლი და მე-2 კვანძები მილის ზედაპირიდან 10 მმ არის დაშორებული და ამიტომ მათთვის სითბოს გადაცემის კოეფიციენტი იქნება:

$$K_1 = K_2 = \frac{1,1}{0,01} = 110.$$

ყველა დანარჩენ კვანძს შორის მანძილი არის 20 მმ და ამიტომ მათთვის თბოგადაცემის კოეფიციენტი იქნება:

$$K = \frac{1,1}{0,02} = 55.$$

თუ მიღებულ თბოგადაცემის კოეფიციენტს ჩავსვამთ 34.12 ფორმულაში, მაშინ 1-ლი კვანძისათვის მივიღებთ:

$$t_1 = \frac{k_1 t_{30c} + k t_s + (k t_s) 2}{k_1 + 3k} = \frac{110 t_{30c} + 55 t_s + (55 t_s) 2}{275} = 0,4 t_{30c} + 0,2 t_s + 0,4 t_s,$$

მე-2 კვანძისათვის გვექნება:

$$t_2 = \frac{110 t_{30c} + 55 t_4 + (55 t_s) 2}{275} = 0,4 t_{30c} + 0,2 t_4 + 0,4 t_s.$$

იმის გამო, რომ ბადის დანარჩენი (გარდა იმ კვანძებისა, რომლებიც ესაზღვრება ჰაერს) კვანძებისათვის მივიღეთ თბოგადაცემის ერთი და იგივე სიდიდე, ვსარგებლობთ (3.12) ფორმულით და მივიღებთ:

$$t_2 = \frac{t_1 + t_2 + t_3 + t_{10}}{4} = 0,25(t_1 + t_2 + t_3 + t_{10})$$

და

$$t_4 = 0,25(t_2 + t_6 \cdot 2 + t_{10}).$$

ანალოგიური განტოლებები გვექნება  $t_5, t_8, t_9, t_{10}, t_{11}, t_{12}, t_{13}, t_{16}, t_{17}, t_{18}, t_{19}, t_{20}$  და  $t_{21}$  კვანძებისათვის.

იმ კვანძებისთვის, რომლებიც ესაზღვრება ჰაერს, ჰაერისადმი თბოგადაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობას ვიღებთ  $\alpha_{30c} = 7,5$ , ხოლო ამავე სიბრტყეში მდებარე მოსაზღვრე კვანძებისათვის ადრე გამოთვლილ თბოგადაცემის კოეფიციენტს ( $k$ ) ვამრავლებთ 0,5 ზე.

მაშინ ამ კვანძებისათვის მივიღებთ სხვა სანაგარიშო ფორმულებს:

$$t_6 = \frac{k'_4 + (k \cdot 0,5 \cdot t_7) 2 + \alpha_{30c} t_{10}}{k + (k \cdot 0,5) 2 + \alpha_{30c}} = \frac{55 t_4 + (55 \cdot 0,5 \cdot t_7) 2 + 7,5 t_{10}}{55 + (55 \cdot 0,5) 2 + 7,5} = 0,468 t_4 + (0,234 t_7) 2 + 0,064 t_{10}$$

და

$$t_7 = 0,468 t_6 + 0,234 (t_6 + t_{14}) + 0,064 t_{10}$$

ანალოგიური განტოლებები გვექნება  $t_{14}, t_{15}, t_{22}, t_{23}$  კვანძებისათვის.

მივიღეთ რა გასანაგარიშებელი ფორმულები ზემოაღნიშნული თანმიმდევრობით, მიახლოების მეთოდით ვახდენთ ტემპერატურული ველის გაანგარიშებას იმ შემთხვევისათვის, როცა პანელის რეგისტრში მოძრაობს  $35^\circ$  ტემპერატურის თბოშემცველი (წყალი).

1-ლ და მე-2 კვანძებში ტემპერატურის განსასაზღვრავ ფორმულებში შედის რეგისტრის მილის გარე ზედაპირის ტემპერატურა ( $t_{30c}$ ). ეს უკანასკნელი



დაახლოებით 2°-ით განსხვავდება მილში გამავალი წყლის საშუალო ტემპერატურისაგან.

ამრიგად, როდესაც მილში გადის 35° ტემპერატურის მქონე წყალი, მაშინ ამ მილის გარე ზედაპირის ტემპერატურად ვიღებთ 33°-ს.

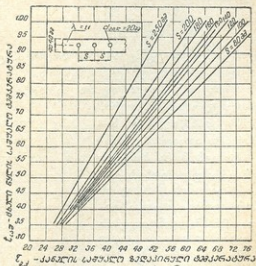
ბადის დანარჩენ კვანძებში ვიღებთ ტემპერატურის ნებისმიერ მნიშვნელობებს, რომლებიც 33°-ზე ნაკლებია და მილის დაშორებასთან ერთად თანდათან კლებულობს, რის შემდეგაც ადრე მიღებულ გასაანგარიშებელ ფორმულაში ვსვამთ ამ ტემპერატურებს. გავიანგარიშებთ რა ტემპერატურას ბადის ყველა კვანძში, მივიღებთ მათ პირველ მნიშვნელობებს (პირველი მიახლოება). პირველ მიახლოებაში კვანძების ყველა ადრე დაშვებული ტემპერატურა იცვლება. ამიტომ გაანგარიშებას ვაწარმოებთ მეორედ, რისთვისაც პირველი მიახლოების შედეგად მიღებული ტემპერატურების მნიშვნელობებს ვსვამთ გასაანგარიშებელ ფორმულაში და განვსაზღვრავთ ტემპერატურათა მეორე მნიშვნელობებს (მეორე მიახლოება).

განვავარძობთ რა ამგვარად თანდათანობით გაანგარიშებას, საბოლოოდ მივიღებთ მიახლოებას, რომელშიც ყველა კვანძის ტემპერატურა აკმაყოფილებს გასაანგარიშებელ ფორმულას—0,1°-მდე სიზუსტით. ბადის კვანძებში ტემპერატურათა საბოლოო მნიშვნელობები განხილული შემთხვევისათვის (როდესაც რეგისტრში მოძრაობს 35°-ტემპერატურის მქონე წყალი) მოცემულია 19.XII-ბ ნახაზზე.

ანალოგიურად იქნა მიღებული ტემპერატურული ველები იმ შემთხვევებისათვის, როდესაც რეგისტრში გამავალი წყლის ტემპერატურა იყო 65 და 95°. ბადის კვანძებში ტემპერატურათა საბოლოო მნიშვნელობები მათთვის მოცემულია 19.XII-გ და 19.XII-დ ნახაზზე.

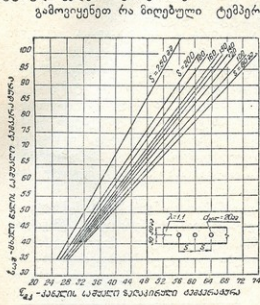
მიღებული ტემპერატურული ველების ანალიზის საფუძველზე შეგვიძლია ვთქვათ, რომ სათბობი პანელის ზედაპირის ტემპერატურა არ არის ერთნაირი და მას თავისი მაქსიმალური მნიშვნელობა აქვს წერტილში, რომელიც განლაგებულია უშუალოდ რეგისტრის მიღების გასწვრივ, ხოლო მინიმალური-რეგისტრის ორ მოსაზღვრე მილს შორის არსებული მანძილის შუაში.

იმისათვის, რომ გავვესაზღვრა რეგისტრის მიღება შორის მანძილის გავლენა სათბობი პანელის ზედაპირულ ტემპერატურებზე, გარდა ზემოთ განხილული შემთხვევისა (როცა ეს მანძილი 200 მმ იყო), გაანგარიშებულ იქნა შემთხვევები, როცა მანძილი რეგისტრის მიღებს შორის იყო 80, 120, 150, 160, 180 და 250 მმ.



ნახ. 20.XII

ვაწარმოეთ აგრეთვე სხვადასხვა სისქის სათბობი პანელების ტემპერატურული ველების გაანგარიშება.



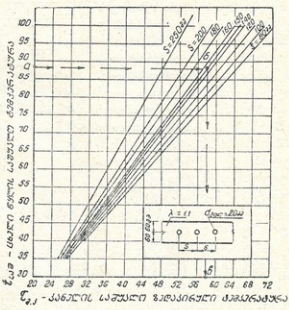
ნახ. 21.XII

წყლის საშუალო ტემპერატურა, ხოლო აბსცისთა ღერძზე — სათბობი პანელის საშუალო ზედაპირული ტემპერატურა.

ამრიგად, შეგვიძლია რა სათბობი პანელის საშუალო ზედაპირული ტემპერატურის განაზღვრა, (25.12) განტოლების საშუალებით ადვილად ვსაზღვრავეთ გამთბობი პანელის მიერ გაქცეულ სითბოსაც.

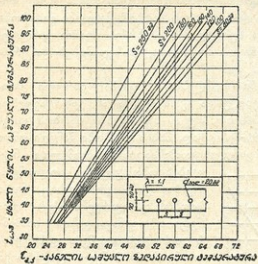
ანგარიშის წარმოების გამარტივების თვალსაზრისით (25.12) განტოლების გამოყენებით ავსაგეთ კიდევ ერთი გრაფიკი (იხ. ნახ. 26.XII), რომლის საშუალებითაც შეიძლება სათბობი პანელის 1 მ<sup>2</sup> ზედაპირის მიერ 1 საათის განმავლობაში გაქცეული სითბოს რაოდენობის (q) განსაზღვრა იმის წინხედით, როგორია სხვაობა სათბობი პანელის საშუალო ზედაპირულ ტემპერატურასა და სათავსისა ჰაერის ტემპერატურას შორის (t\_{გ.ა.} - t).

ავსაგეთ გრაფიკები სხვადასხვა სისქის სათბობი პანელებისათვის (იხ. ნახ. 20, 21, 22, 23 და 24.XII). ხოლო 25.XII ნახაზზე მოცემული გრაფიკი ავსაგებულია ისეთი პანელისათვის, რომლის მართკუთხედიანი ზედაპირი გამოდის სათავსში, მეორე ზედაპირით კი ის მიდგმულია კედელზე (ე. წ. მისადგმელი პანელი). ეს გრაფიკები საშუალებას ძძლევს განვსაზღვროთ სათბობი პანელის საშუალო ზედაპირული ტემპერატურა (t\_{გ.ა.}) იმისდა მიხედვით, თუ რა ტემპერატურის ნქ.ანე წყალი გადის რეგისტრში (t\_{ს.ა.}) და რა მანძილია რეგისტრის მიღებს შორის (S). აღნიშნულ გრაფიკებზე ორდინატთა ღერძზე მოცემულია რეგისტრში გამავალი

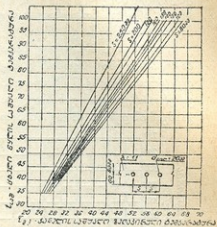


ნახ. 22.XII

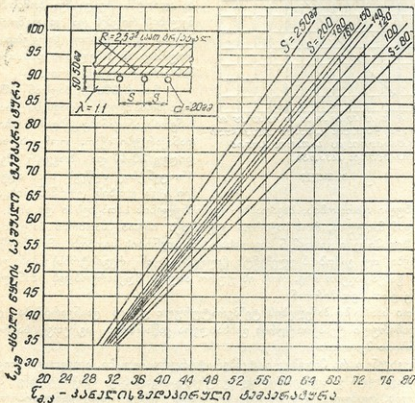
ამგვარად, ვვაჭეს რა ორი ტიპის უკანასკნელი გრაფიკები, შეიძლება განსაკუთრებული შრომის გარეშე, რომელიც საჭიროა სანგარში



ნახ. 23.X.I



ნახ. 24. XII



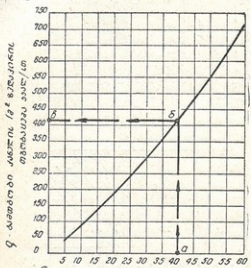
ნახ. 25.XII

ფორმულების გამოყენებისას, განვსაზღვროთ სათბობი პანელის თბოგაცემა.



ჩვენ მიერ განხილული სათბობი პანელების განლაგება ხდება ჩრდილო-დასავლეთ მიჯნაზე სათავის გამყოფ ტიხარში და, ვინაიდან სათბობ პანელში გამთბობი ელემენტი (რეგისტრი ან კლაკნილა) ზუსტად მისი სიზრქის შუაშია განლაგებული, ამიტომ მომიჯნავე სათავებში სათბობი პანელის ზედაპირებიდან ერთ-ნაირი თბოგაცემა გვექნება.

ამრიგად, მოიჯნავე სათავებში (რომლებშიც იდგება ტიხრული სათბობი პანელები), სითბოს დანაკარგები უნდა იყოს ტოლი ან განსხვავებულდეს ერთმანეთისგან მხოლოდ 5—10% -ით, თუ ამ სათავებში სითბოს კარგვა ერთმანეთისგან განსხვავდება 10% -ზე მეტად, მაშინ სათბობი პანელი უნდა გაანგარიშდეს იმ სათავის სითბოს კარგვის კომპენსაციაზე, რომელიც ნაკლებ სითბოს კარგავს ხოლო მეორე სათავში (რომელსაც მეტი სითბოს დანაკარგები აქვს) ზედმეტი თბოდანაკარგების კომპენსაციისათვის იდგმება დამატებითი სათბობი პანელი ცალმხრივი თბოგაცემით, ასეთი დამატებითი პანელების დადგმის აუცილებლობა აღიღებს სხვადასხვა ზომის პანელების რიცხვს და დაკავშირებულია დამატებით ხარჯებთან, როგორც ამ პანელების დამზადების, ისე დადგმის მხრივ.



ნახ. 26. XII  
 სათბობი პანელის სითბოს კარგვის კომპენსაციაზე

შენიშვნებში კი ძალიან ხშირად მოსაზღვრე სათავებს ერთმანეთისგან განსხვავებული თბოდანაკარგები აქვთ, რომლის სიდიდეც 30-40 და ზოგჯერ მეტ პროცენტსაც აღწევს. ამას აღვიღო აქვს კუთხის, ერთმანეთისგან

განსხვავებული ფართობის, სხვადასხვა დანიშნულების სათავებში და ა. შ.

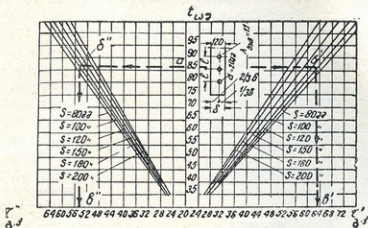
აქედან ნათელია, რომ საჭიროა გვექონდეს ისეთი სათბობი პანელიც, რომლის ზედაპირები გასცემენ სხვადასხვა რაოდენობის სითბოს, ამის მიღწევა შეიძლება, თუ გამთბობ ელემენტს (კლაკნილას ან რეგისტრის) პანელის სიზრქეში განვალაგებთ ისე, რომ ის უფრო ახლოს მდებარეობდეს პანელის რომელიმე ერთ ზედაპირთან.

ასეთი სათბობი პანელების ტემპერატურული ველის გაანგარიშება და მათი ზედაპირული ტემპერატურის განსაზღვრა ვაწარმოეთ აგრეთვე სასრული სხვაობათა მეთოდით.

გამოვიყენეთ რა მიღებული ტემპერატურული ველები, ავადგეთ გრაფიკები (აღრე აგებული გრაფიკების ანალოგიურად) სხვადასხვა სისქის მქონე პანელებისათვის, რომლებშიც სათბობი ელემენტი იმგვარადაა განლაგებული, რომ ის პანელის ერთი ზედაპირიდან დაშორებულია ამ პანელის მთლიანი სისქის 1/3-ით, ხოლო მეორე ზედაპირიდან კი—2/3-ით (იხ. ნახ. 27. XII,

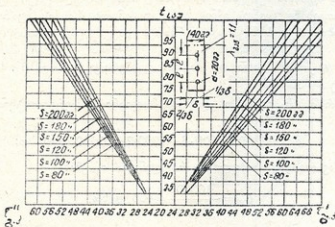


28.XII და 29.XII). ეს გრაფიკები საშუალებას იძლევა განვსაზღვროთ პანელის საშუალო ზედაპირული ტემპერატურა— $t_{\text{გ.ა}}$ . იმისდა მიხედვით, თუ რა საშუალო ტემპერატურა გააჩნია პანელში გამავალ წყალს— $t_{\text{სა}}$  და რა მანძილია გამთბობი ელემენტის მიღებს შორის— $S$ , ამ გრაფიკებში ორდინატთა



ნახ. 27.XII

ღერძზე მოცემულია წყლის საშუალო ტემპერატურა, ხოლო აბსცისთა ღერძზე—პანელის საშუალო ზედაპირული ტემპერატურა. ამასთან, ორდინატთა ღერძის მარჯვნივ აბსცისთა ღერძზე ვპოულობთ პანელის იმ ზედაპირულ ტემპ-



ნახ. 28.XII

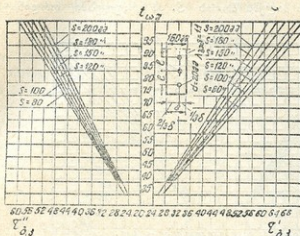
პერატურას— $t_{\text{გ.ა}}$ , რომელიც უფრო ახლოა გამთბობ ელემენტთან, შესაბამისად, მარცხნივ ვპოულობთ პანელის იმ ზედაპირულ ტემპერატურას— $t_{\text{გ.ა}}$ , რომელიც სათბობი ელემენტიდან უფრო მეტადაა დაცილებული.

ნიღბული გრაფიკების საფუძველზე შეიძლება შევნიშნოთ, რომ: პანელის ზედაპირზე ტემპერატურა სხვადასხვანაირია. მას მაქსიმალური მნიშვნელობა აქვს იმ ზედაპირზე, რომელიც გამთბობ ელემენტთან უფრო ახლოა.

ამიტომ ამ ზედაპირის მიერ გაცემული სითბოს რაოდენობა განსხვავ-

გებული (მეტი) იქნება იმავე პანელის მიერ ზედაპირის მიერ გაცემული სითბოს რაოდენობისაგან.

სათბობი პანელის საშუალო ზედაპირული ტემპერატურის განსაზღვრის



ნახ. 29.XII

შემდეგ (25.12) განტოლების ან 26 XII ნახაზზე მოცემული გრაფიკის საშუალებით შეიძლება გაანგარიშებული იქნეს პანელის ზედაპირების მიერ გაცემული სითბოს რაოდენობა.

ქვემოთ განვიხილოთ მაგალითები პანელის თბოგაცემის გაანგარიშებისა შემოთმოყვანილ გრაფიკების საშუალებით.

**მაგალითი 1. განე-**

საზღვროთ 30.XII ნახაზზე მოცემულ დგარზე მიერთებული სათბობი პანელების თბოგაცემა და მათი ფართი. სათბობი პანელები დაყენებულია ისეთი მომიჯნავე სათავსების ტიხრებში, რომელთაც ერთნაირი თბოდანაკარგები აქვთ. ამიტომ ამ პანელების ორივე ზედაპირიდან უნდა გვქონდეს ერთნაირი რაოდენობის სითბოს გაცემა, რისთვისაც სათბობი ელემენტი (ვთქვათ, რეგისტრი) მოთავსებულ უნდა იქნეს ზუსტად პანელის სისქის შუაში.

სათბობი პანელის მიერ ერთ მხარეს გაცემული საანგარიშო სითბოს რაოდენობა ნაჩვენებია ნახაზზე. თბოგემცელის (წყლის) პარამეტრებია:  $t_{02} = 95^\circ$  და  $t_{01} = 70^\circ$ , სათავსის ჰაერის ტემპერატურა  $t_3 = 18^\circ$ . სათბობი პანელის სისქე  $\delta = 120$  მმ.

გაანგარიშებას ვიწყებთ დგარის მთლიანი თბური დატვირთვის განსაზღვრით:

$$\Sigma Q_{\text{გ}} = (1300 + 900 \cdot 3 + 1000)2 = 10000 \text{ კკალ/სთ};$$

დგარში გამავალი წყლის მთლიანი რაოდენობა იქნება:

$$G_{\text{გ}} = \frac{10000}{95 - 70} = 400 \text{ კგ/სთ}.$$

თუ რეგისტრში წყლის შედინების კოეფიციენტის ( $\alpha$ ) სიდიდედ ავიღებთ 0,5. მაშინ რეგისტრში და ზღუდარში გაივლის ერთი და იგივე რაოდენობის წყალი

$$400 \cdot 0,5 = 200 \text{ კგ/სთ};$$

ესარგებლობთ 9.6 ფორმულით და ვსაზღვრავთ წყლის ნარევის ტემპერატურას ყოველი გამთბობი პანელის შემდეგ:

$$t_{306} = 95 - \frac{1300 \cdot 2}{400} = 88,5^\circ;$$

$$t_{\text{გა}}^{\text{IV}} = 95 - \frac{(1300 + 900) \cdot 2}{400} = 84,0^\circ;$$

$$t_{\text{გა}}^{\text{III}} = 95 - \frac{(1300 + 900 + 900) \cdot 2}{400} = 79,5^\circ;$$

$$t_{\text{გა}}^{\text{II}} = 95 - \frac{(1300 + 900 + 900 + 900) \cdot 2}{400} = 75,0^\circ;$$

$$t_{\text{გა}}^{\text{I}} = 95 - \frac{10000}{400} = 70,0^\circ.$$

ეს ტემპერატურები და ცხელი წყლის საწყისი ტემპერატურა  $t_{\text{ცხ}} = 95^\circ\text{C}$  (ზე V სართულის პანელისათვის) არის დგარზე მიერთებული სათბობ პანელებში შემავალი წყლის საწყისი ტემპერატურები, რომელთა განსაზღვრის შემდეგ 14.6 ფორმულით ვსაზღვრავთ სათბობ პანელებში წყლის ტემპერატურული ვარდნილის სიდიდეს:

$$\Delta t^{\text{V}} = \frac{1300 \cdot 2}{200} = 13,0^\circ;$$

$$\Delta t^{\text{IV}} = \Delta t^{\text{III}} = \Delta t^{\text{II}} = \frac{900 \cdot 2}{200} = 9,0^\circ;$$

$$\Delta t^{\text{I}} = \frac{1000 \cdot 2}{200} = 10,0^\circ.$$

გამთბობი პანელებიდან გამოსული გაცივებული წყლის ტემპერატურას ვანგარიშობთ 15.6 ფორმულით:

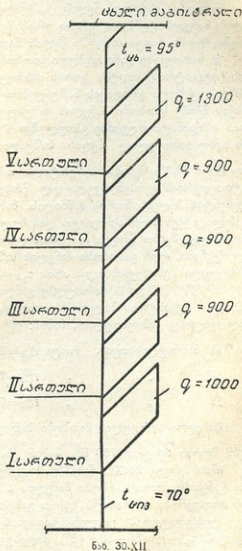
$$t_{\text{გა}}^{\text{V}} = 95,0 - 13,0 = 82,0^\circ;$$

$$t_{\text{გა}}^{\text{IV}} = 88,5 - 9,0 = 79,5^\circ;$$

$$t_{\text{გა}}^{\text{III}} = 84,0 - 9,0 = 75,0^\circ;$$

$$t_{\text{გა}}^{\text{II}} = 79,5 - 9,0 = 70,5^\circ;$$

$$t_{\text{გა}}^{\text{I}} = 75 - 10 = 65,0^\circ.$$



15.6 ფორმულით ვსაზღვრავთ პანელებში წყლის საშუალო ტემპერატურას:

$$t_{\text{საშ}}^{\text{V}} = t_{\text{გა}}^{\text{V}} - \frac{\Delta t^{\text{V}}}{2} = 95,0 - \frac{13,0}{2} = 88,5^\circ;$$

$$I_{\text{სა}}^{\text{V}} = 88,5 - \frac{9,0}{2} = 84,0^{\circ};$$

$$I_{\text{სა}}^{\text{III}} = 84,0 - \frac{9,0}{2} = 79,5^{\circ};$$

$$I_{\text{სა}}^{\text{II}} = 79,5 - \frac{9,0}{2} = 75,0^{\circ};$$

$$I_{\text{სა}} = 75,0 - \frac{10,0}{2} = 70,0^{\circ}.$$

როგორც ვხედავთ, წყლის საშუალო ტემპერატურები პანელებში და წყლის ნარევის ტემპერატურები ერთმანეთის ტოლი გამოვიდა (ამას ადგილი ექნება მუდამ, როცა პანელში წყლის შედინების კოეფიციენტი იქნება  $a=0,5$ ).

V სართულზე განლაგებული სათბობი პანელისათვის სათბობი ელემენტის (რეგისტრის) მიღებს შორის მანძილი ავიღოთ 150 მმ. მაშინ 22.XII ნახაზზე მოცემული გრაფიკის საშუალებით შეგვიძლია განვსაზღვროთ 120 მმ სისქის მქონე სათბობი პანელის საშუალო ზედაპირული ტემპერატურა. ამისთვის ორდინატთა ლერძზე ვპოულობთ V სართულის გამთბობი პანელისათვის ადრე გამოთვლილ წყლის საშუალო ტემპერატურის (რომელიც ტო-

ლია  $I_{\text{სა}}^{\text{V}} = 88,5^{\circ}$ ) შესაბამის წერტილს  $a$ -ს, საიდანაც აღვმართავთ ორდინატთა ლერძის პერპენდიკულარულ წრფეს გრაფიკზე დატანილი სათბობი ელემენტის მიღებს შორის მანძილის მაჩვენებელი იმ წრფის გადაკვეთამდე, რომელიც ჩვენ მიერ ადრე იყო დასახული ( $S=150$  მმ); მიღებული  $b$  წერტილიდან დავუშვებთ წრფეს აბსცისთა ლერძზე, რომლის გადაკვეთის წერტილი  $b$  გვიჩვენებს, რომ გამთბობი პანელის საშუალო ზედაპირული ტემპერატურა განხილული შემთხვევისათვის არის  $t_{\text{გ.ა}} = 58,0^{\circ}$ .

თუ IV, III და II სართულზე განლაგებული გამთბობი პანელისათვის მანძილს რეგისტრის მიღებს შორის ავიღებთ 200 მმ და ადრე განხილულის ანალოგიურად გამოვითვლით, მაშინ:

IV სართულისათვის, როცა  $I_{\text{სა}}^{\text{V}} = 84,0^{\circ}$  მივიღებთ  $t_{\text{გ.ა}} = 50,6^{\circ}$ ;

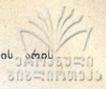
III " " "  $I_{\text{სა}}^{\text{III}} = 79,5^{\circ}$  "  $t_{\text{გ.ა}} = 48,4^{\circ}$ ;

II " " "  $I_{\text{სა}}^{\text{II}} = 75,0^{\circ}$  "  $t_{\text{გ.ა}} = 46,2^{\circ}$ .

პირველი სართულის სათბობი პანელისათვის მანძილი რეგისტრის მიღებს შორის ავიღოთ 150 მმ. მაშინ (როცა  $I_{\text{სა}} = 70,0^{\circ}$ -ს)  $t_{\text{გ.ა}} = 47,5^{\circ}$ -ს.

ამის შემდეგ 26.XII ნახაზზე მოცემული გრაფიკის საშუალებით შეგვიძლია განვსაზღვროთ სათბობი პანელის 1 მ<sup>2</sup> ზედაპირის მიერ გაცემული სითბოს რაოდენობა. ამისათვის ზემოთ გამოთვლილ პანელის საშუალო ზედაპირულ ტემპერატურებს ვაკლებთ სათავისის ჰაერის ტემპერატურას (V სართულისთვის  $t_{\text{გ.ა}} - t_{\text{ჰ}} = 58 - 18 = 40^{\circ}$ ). მიღებული სიდიდის შესაბამის წერტილს ვპოულობთ აბსცისთა ლერძზე (წერტილი  $a$ ), საიდანაც აღვმართავთ ამ ლერძის პერპენდიკულარულ წრფეს გრაფიკზე დატანილი მრუდის გადაკვეთამდე (წერტილი  $b$ ). ამ წერტილიდან გავატარებთ წრფეს ორდინატთა ლერძამდე. გადაკვეთის წერტილი  $b$  გვიჩვენებს, რომ გამთბობი პანელის 1 მ<sup>2</sup> ზედაპირის





მიერ გაცემული სითბოს რაოდენობა განხილული შემთხვევისათვის არის  $q_{3,2}^V = 410$  კკალ/სთ.

ანალოგიურად მივიღებთ დანარჩენი სართულებისთვისაც:

IV	სართულისათვის	$q_{3,2} = 325$ კკალ/მ <sup>2</sup> სთ;
III	"	$q_{3,2} = 300$ "
II	"	$q_{3,2} = 275$ "
I	"	$q_{3,2} = 290$ "

ვიცით რა სათბობი პანელის 1 მ<sup>2</sup> ზედაპირის მიერ გაცემული სითბოს რაოდენობა და სათბობი პანელის საჭირო თბური დატვირთვა, შეგვიძლია განვსაზღვროთ სათბობი პანელის საჭირო ზედაპირის ფართი (როგორც ერთი, ისე მეორე ზედაპირის).

V	სართულისათვის	$F_{3,2} = \frac{1300}{410} = 3,2$ მ <sup>2</sup> ;
IV	"	$F_{3,2} = \frac{900}{325} = 2,8$ მ <sup>2</sup> ;
III	"	$F_{3,2} = \frac{900}{300} = 3,0$ მ <sup>2</sup> ;
II	"	$F_{3,2} = \frac{900}{275} = 3,2$ მ <sup>2</sup> ;
I	"	$F_{3,2} = \frac{1000}{290} = 3,4$ მ <sup>2</sup> .

V სართულის სათბობი პანელის ფართს ვიღებთ I სართულის სათბობი პანელის ფართის ტოლს ( $F_{3,2} = 3,4$  მ<sup>2</sup>).

IV და II სართულის სათბობი პანელების ფართს კი—მე-III სართულის გამთბობი პანელის ფართის ტოლს ( $F_{3,2} = 3,0$  მ<sup>2</sup>).

სათბობი პანელების საჭირო ფართის (ტიპების) ასეთი უნიფიკაცია და მათი მხოლოდ ორნაირსახეობამდე დაყვანა შესაძლებელია იმ შემთხვევაში, თუ სათბობი პანელების დაშვებული ფართი დიდად არ განსხვავდება (მხოლოდ 10%-მდე) მათი საანგარიშო ფართისაგან.

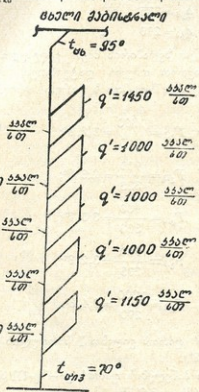
ჩვენს შემთხვევაში I სართულის სათბობი პანელის ფართი მის საანგარიშო ფართთან შედარებით გაიზარდა დაახლოებით 6%-ით, IV სართულისა—7%-ით, ხოლო II სართულისა შემცირდა—6%-ით. სათბობი პანელების თბოგაცემის დაყვანა მათ საანგარიშო სიდიდემდე უნდა განხორციელდეს ორმაგი რეგულირების ონკანების საშუალებით, სისტემის საექსპლოატაციოდ გადაცემის წინ.

**მაგალითი 2** განვსაზღვროთ 31.XII ნახაზზე მოცემულ დგარზე მიერთებული სათბობი პანელების თბოგაცემა და მათი ფართი შემთხვევისათვის, როდესაც მომიჯნავე სათავსებს ერთმანეთისაგან განსხვავებული თბოდანაკარგები აქვთ. ასეთ შემთხვევაში სათბობი პანელის ერთი ზედაპირის მიერ გაცემული სითბოს რაოდენობა უნდა განსხვავდებოდეს მეორე ზედაპირის თბოგაცემისაგან, რისთვისაც სათბობ პანელში გათბობი ელემენტი იღება არა მისი სიზრქის შუაში, არამედ გადაადგილებულად.

ნახაზზე ნაჩვენებია სათბობი პანელის თითოეული ზედაპირის (ზხარის) საჭირო თბოგაცემა. თბოშეცველის პარამეტრებია  $t_{\text{სბ}} = 95,0^\circ$  და  $t_{\text{გა}} = 70^\circ$  სათავის ჰაერის ტემპერატურა  $t_{\text{გ}} = 20^\circ$ , პანელის სისქე  $\delta = 120$  მმ.

გაანგარიშებას ვიწყებთ ღვარის მთლიანი თბური დატვირთვის განსაზღვრით:

$$\sum q_{\text{გა}} = 1450 + 1050 + 1000 \cdot 3 + 800 \cdot 3 + 1150 + 850 = 9900 \text{ კკალ/სთ.}$$



ნახ. 31.XII

მაშინ ღვარში გაზავალი წყლის რაოდენობა იქნება:

$$G_{\text{გა}} = \frac{9900}{95 - 70} = 396 \text{ კგ/სთ.}$$

ამ მაგალითში დაეუშვათ, რომ რეგისტრში წყლის შედინების კოეფიციენტი  $\alpha = 0,4$ , მაშინ მივიღებთ, რომ პანელში გაივლის წყლის შემდეგი რაოდენობა:

$$396 \cdot 0,4 = 158,0 \text{ კგ/სთ,}$$

ხოლო ზღუდარში

$$396 - 158 = 238,0 \text{ კგ/სთ,}$$

ყოველი პანელის შემდეგ (ზღუდარიდან და რეგისტრიდან გამოსული) წყლის ნარევის ტემპერატურა იქნება:

$$t_{\text{გ,6}}^V = 95 - \frac{2500}{396} = 88,7^\circ;$$

$$t_{\text{გ,6}}^{IV} = 95 - \frac{2500 + 1800}{396} = 84,1^\circ;$$

$$t_{\text{გ,6}}^{III} = 95 - \frac{2500 + 1800 + 1800}{396} = 79,6^\circ;$$

$$t_{\text{გ,6}}^{II} = 95 - \frac{2500 + 1800 + 1800 + 1800}{396} = 75,0^\circ;$$

$$t_{\text{გ,6}}^I = 95 - \frac{9900}{396} = 70,0^\circ.$$

პანელებში წყლის ტემპერატურის ვარდნილი იქნება:

$$\Delta t^V = \frac{2500}{158} = 15,8^\circ;$$

$$\Delta t^{IV} = \Delta t^{III} = \Delta t^{II} = \frac{1800}{158} = 11,4^\circ;$$

$$\Delta t^I = \frac{2000}{158} = 12,7^\circ.$$

სათბობი პანელებიდან გამოსული გაცივებული წყლის ტემპერატურა იქნება:

$$t_{\text{გ.ს}}^{\text{V}} = 95 - 15,8 = 79,2^{\circ};$$

$$t_{\text{გ.ს}}^{\text{IV}} = 88,7 - 11,4 = 77,3^{\circ};$$

$$t_{\text{გ.ს}}^{\text{III}} = 84,1 - 11,4 = 72,7^{\circ};$$

$$t_{\text{გ.ს}}^{\text{II}} = 79,5 - 11,4 = 68,1^{\circ};$$

$$t_{\text{გ.ს}}^{\text{I}} = 75,0 - 12,7 = 62,3^{\circ}.$$

მაშინ წყლის საშუალო ტემპერატურა პანელებში იქნება:

$$t_{\text{ს.ა}}^{\text{V}} = 95 - \frac{15,8}{2} = 87,1^{\circ};$$

$$t_{\text{ს.ა}}^{\text{IV}} = 88,7 - \frac{11,4}{2} = 83,0^{\circ};$$

$$t_{\text{ს.ა}}^{\text{III}} = 84,1 - \frac{11,4}{2} = 78,4^{\circ};$$

$$t_{\text{ს.ა}}^{\text{II}} = 79,5 - \frac{11,4}{2} = 73,8^{\circ};$$

$$t_{\text{ს.ა}}^{\text{I}} = 75,0 - \frac{12,7}{2} = 68,6^{\circ}.$$

პანელებში წყლის საშუალო ტემპერატურის განსაზღვრის შემდეგ ესაზღვრავთ პანელების ზედაპირების საშუალო ტემპერატურებს.

ამისათვის ვუშვებთ, რომ რეგისტრის მიღებს შორის მანძილი V სართულის პანელისათვის არის  $S = 100$  მმ.

27.XII ნახაზზე მოცემული გრაფიკის მიხედვით, როცა  $t_{\text{ს.ა}}^{\text{V}} = 87,1^{\circ}$ , ვბოლობთ, რომ პანელის ზედაპირული ტემპერატურა მარჯვნივ არის  $t'_{\text{გ.ა}} = 63,6^{\circ}$ , ხოლო მარცხნივ —  $t''_{\text{გ.ა}} = 54,8^{\circ}$  (იხ. 27.XII ნახაზზე  $a-b'$  და  $a-b''$ ).

IV, III და II სართულების პანელისათვის რეგისტრის მიღებს შორის მანძილს ვიღებთ  $S = 200$  მმ, რაც გვაძლევს პანელების შემდეგ ზედაპირულ ტემპერატურას:

IV სართულისათვის, როცა  $t_{\text{ს.ა}} = 83,0^{\circ}$ , გვექნება:

$$t'_{\text{გ.ა}} = 52,0^{\circ} \text{ და } t''_{\text{გ.ა}} = 46,6^{\circ}.$$

III სართულისათვის, როცა  $t_{\text{ს.ა}} = 78,4^{\circ}$ , გვექნება:

$$t'_{\text{გ.ა}} = 49,6^{\circ} \text{ და } t''_{\text{გ.ა}} = 45,5^{\circ}.$$

II სართულისათვის, როცა  $t_{\text{ს.ა}} = 73,8$ , გვექნება:

$$t'_{\text{გ.ა}} = 47,0^{\circ} \text{ და } t''_{\text{გ.ა}} = 43,2^{\circ}.$$

I სართულის პანელისათვის ვიღებთ ისეთსავე მანძილს, როგორც გვექონდა V სართულისათვის, ე. ი.  $S = 100$  მმ. ასეთ შემთხვევაში (როცა  $t_{\text{ს.ა}} = 68,6^{\circ}$ ) გვექნება:

$$t'_{\text{გ.ა}} = 50,8^{\circ} \text{ და } t''_{\text{გ.ა}} = 44,5^{\circ}.$$

ამის შემდეგ 26.XII ნახაზზე მოცემული გრაფიკის საშუალებით ვპოულობთ სათბობი პანელების 1 მ<sup>2</sup> ზედაპირების თბოგაცემას:

V სართულისათვის, როცა  $t'_{გ.ა} - t_{გ} = 63,6 - 20 = 43,6^{\circ}$ , მივიღებთ:

$$q'_{გ.ა} = 475 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.}$$

იმევე V სართულისათვის, როცა  $t''_{გ.ა} - t_{გ} = 54,8 - 20 = 34,8^{\circ}$ , მივიღებთ:

$$q''_{გ.ა} = 350 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.}$$

IV სართულისათვის, როცა  $t'_{გ.ა} - t_{გ} = 52 - 20 = 32,0^{\circ}$ , მივიღებთ:

$$q'_{გ.ა} = 320 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.}$$

IV სართულისათვის, როცა  $t''_{გ.ა} - t_{გ} = 47,6 - 20 = 27,6^{\circ}$ , მივიღებთ:

$$q''_{გ.ა} = 275 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.}$$

III სართულისათვის, როცა  $t'_{გ.ა} - t_{გ} = 49,6 - 20 = 29,6^{\circ}$ , მივიღებთ:

$$q'_{გ.ა} = 295 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.}$$

III " როცა  $t''_{გ.ა} - t_{გ} = 45,5 - 20 = 25,5^{\circ}$ , "

$$q''_{გ.ა} = 240 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.}$$

II " როცა  $t'_{გ.ა} - t_{გ} = 47,0 - 20 = 27,0^{\circ}$ , "

$$q'_{გ.ა} = 265 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.}$$

II " როცა  $t''_{გ.ა} - t_{გ} = 43,2 - 20 = 23,2^{\circ}$ , "

$$q''_{გ.ა} = 220 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.}$$

I " როცა  $t'_{გ.ა} - t_{გ} = 50,8 - 20 = 30,8^{\circ}$ , "

$$q'_{გ.ა} = 310 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.}$$

I " როცა  $t''_{გ.ა} - t_{გ} = 44,5 - 20 = 24,5^{\circ}$ , "

$$q''_{გ.ა} = 235 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.}$$

ვიციით რა სათბობი პანელის 1 მ<sup>2</sup> ზედაპირის თბოგაცემა, შეგვიძლია გამოვიფიქროთ სათბობი პანელის საჭირო ზედაპირის ფართი.

V სართულისათვის  $F'_{გ.ა} = \frac{1450}{465} = 3,05 \text{ მ}^2$  და  $F''_{გ.ა} = \frac{1050}{350} = 3,0 \text{ მ}^2$ ,

IV "  $F'_{გ.ა} = \frac{1000}{320} = 3,10 \text{ მ}^2$  და  $F''_{გ.ა} = \frac{800}{275} = 2,9 \text{ მ}^2$ ,

III "  $F'_{გ.ა} = \frac{1000}{295} = 3,35 \text{ მ}^2$  და  $F''_{გ.ა} = \frac{800}{240} = 3,3 \text{ მ}^2$ ,

II "  $F'_{გ.ა} = \frac{1000}{165} = 6,06 \text{ მ}^2$  და  $F''_{გ.ა} = \frac{800}{220} = 3,65 \text{ მ}^2$ ,

I "  $F'_{გ.ა} = \frac{1150}{310} = 3,7 \text{ მ}^2$  და  $F''_{გ.ა} = \frac{850}{235} = 3,6 \text{ მ}^2$ .

ამგვარად, საჭირო თბოგამცემი ზედაპირების ფართი მარცხენა და მარჯვენა მხარეს მივიღეთ თითქმის ერთნაირი. ვინაიდან პანელის ორივე მხარი-





სათვის უნდა ავიღოთ ერთნაირი ფართი, ამიტომ ვიღებთ იმას, რომელიც მეტია, მაგალითად, V სართულისათვის 3,05 მ<sup>2</sup>, IV სართულისათვის 3,1 მ<sup>2</sup> და ა. შ.

სათბობი პანელების ტიპების უნიფიკაციისათვის სათბობი პანელების ფართობად V და IV სართულებისათვის უნდა მივიღოთ (ინტერპოლაციით) ერთნაირი და 3,07 მ<sup>2</sup>-ის ტოლი ფართობი, ხოლო I და II სართულისათვის—3,7 მ<sup>2</sup>.

იმისათვის, რომ დამზადდეს სათბობი პანელები, საჭიროა გვექონდეს სამი ტიპის ყალიბი. თუ ყალიბების ეს რაოდენობა ტექნიკურ-ეკონომიური ან სხვა მოსაზრებით არასასურველია, მაშინ შეიძლება მოვიქცეთ სხვაგვარად. იმის ჩავივრად, რომ ჯერ დავუშვათ რეგისტრის მიღებს შორის მანძილი, წინასწარ უნდა დავუშვათ სათბობი პანელის თბოგამცემი ზედაპირის ფართობი. მაგალითად, მივიღოთ, რომ პანელის თითოეულ მხარეს უნდა ჰქონდეს 3,0 მ<sup>2</sup> თბოგამცემი ზედაპირი.

გვეცოდინება რა პანელის თბოგამცემი ზედაპირის ფართობი და სათავსების თბოდანაკარგების სიდიდე, შეგვიძლია გავვიგოთ 1 მ<sup>2</sup> ზედაპირის საჭირო თბოგამცემა:

V სართულისათვის  $q'_{გ,ა} = \frac{1450}{3,0} = 463$  კკალ/მ<sup>2</sup> სთ და

$$q''_{გ,ა} = \frac{1050}{3} = 350 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ,}$$

IV სართულისათვის  $q'_{გ,ა} = \frac{1000}{3} = 333$  კკალ/მ<sup>2</sup> სთ და

$$q''_{გ,ა} = \frac{800}{3} = 266 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ,}$$

III სართულისათვის  $q'_{გ,ა} = \frac{1000}{3} = 333$  კკალ/მ<sup>2</sup> სთ და  $q''_{გ,ა} = \frac{800}{3} = 266$  კკალ/მ<sup>2</sup> სთ,

II "  $q'_{გ,ა} = \frac{1000}{3} = 333$  " და  $q''_{გ,ა} = \frac{800}{3} = 266$  "

I "  $q'_{გ,ა} = \frac{1150}{3} = 383$  " და  $q''_{გ,ა} = \frac{850}{3} = 283$  "

ამრიგად, სითბოს რაოდენობის განსაზღვრის შემდეგ 26.XII გრაფიკის საშუალებით (ორდონატა ღერძზე ვპოულობთ  $q_{გ,ა}$  შესაბამის წერტილს) ვსაზღვრავთ, თუ პანელის ზედაპირის და სათავსის ჰაერის ტენპერატურების როგორი სხვაობა (აბსცისთა ღერძზე) შეესაბამება ამ თბოგამცემს.

V სართულისათვის  $t'_{გ,ა} - t_{გ} = 43,5^\circ$  და  $t''_{გ,ა} - t_{გ} = 34,8^\circ$ ,

IV "  $t'_{გ,ა} - t_{გ} = 32,5$  და  $t''_{გ,ა} - t_{გ} = 27,0^\circ$ ,

III "  $t'_{გ,ა} - t_{გ} = 32,5^\circ$  და  $t''_{გ,ა} - t_{გ} = 27,0^\circ$ ,

II "  $t'_{გ,ა} - t_{გ} = 32,5^\circ$  და  $t''_{გ,ა} - t_{გ} = 27,0^\circ$ ,

I "  $t'_{გ,ა} - t_{გ} = 37,6^\circ$  და  $t''_{გ,ა} - t_{გ} = 29,0^\circ$ .

პანელის საშუალო ზედაპირული ტემპერატურის განსაზღვრისათვის სა-



ჭირაა ზემოთ მიღებულ ტემპერატურებს მივუმატოთ სათავეის ჰაერის ტემპერატურა, რომელიც ჩვენს შემთხვევაში არის 20°. მაშინ მივიღებთ:

- V სართულისათვის  $t'_{გ.ა} = 63,5^{\circ}$  და  $t''_{გ.ა} = 54,8^{\circ}$ ,
- IV " "  $t'_{გ.ა} = 52,5^{\circ}$  და  $t''_{გ.ა} = 47,0^{\circ}$ ,
- III " "  $t'_{გ.ა} = 52,5^{\circ}$  და  $t''_{გ.ა} = 47,0^{\circ}$ ,
- II " "  $t'_{გ.ა} = 52,5^{\circ}$  და  $t''_{გ.ა} = 47,0^{\circ}$ ,
- I " "  $t'_{გ.ა} = 57,6^{\circ}$  და  $t''_{გ.ა} = 49,0^{\circ}$ .

ვიციტ რა პანელის საშუალო ზედაპირული ტემპერატურა და პანელში გამავალი წყლის საშუალო ტემპერატურა, შეგვიძლია განვსაზღვროთ რეგისტრის მიღებს შორის სპერო მანძილი. ამისათვის აბსცისთა ღერძზე (იხ. ნახ. 27.XII) ვიპოვიტ პანელის მიღებულ საშუალო ზედაპირულ ტემპერატურას, ხოლო ორდინატთა ღერძზე—წყლის საშუალო ტემპერატურას. მიღებული წერტილებიდან გაყვანილ პერპენდიკულართა გადაკვეთის წერტილში ვპოულობტ რეგისტრის მიღებს შორის სპერო მანძილს. ანასთან, 27.XII გრაფიკის გამოყენების დროს აბსცისთა ღერძის იმ უბანზე, რომელიც ორდინატთა ღერძის ხარჯვნივ მდებარეობს, ვპოულობტ პანელის ხარჯვნივ საშუალო ზედაპირულ ტემპერატურას  $t'_{გ.ა}$ , შესაბამისად, ორდინატთა ღერძის ხარჯვნივ პანელის მარცხენა საშუალო ზედაპირულ ტემპერატურას  $t''_{გ.ა}$ .

მანძილი რეგისტრის მიღებს შორის განოვიდა:

- V სართულისათვის  $S' = 100$  მმ და  $S'' = 100$  მმ,
- IV " "  $S' = 200$  მმ და  $S'' = 200$  მმ,
- III " "  $S' = 180$  მმ და  $S'' = 180$  მმ,
- II " "  $S' = 120$  მმ და  $S'' = 120$  მმ.

I სართულის პანელისათვის რეგისტრის მიღებს შორის მანძილის განსაზღვრის დროს მივიღებტ, რომ ეს მანძილი 80 სმ-ზე ნაკლებია, რაც უკიდურესად აძნელებტ რეგისტრის დასზადებას. ამიტომ ამ სათბობი პანელის ფართობი უნდა გავადიდოტ და დავტოვოტ ისეთი, როგორც მივიღებტ გაანგარიშების პირველ ვარიანტში, ე. ი. 3,7 მ<sup>2</sup>, რაც იწვევტ რეგისტრის მიღებს შორის მანძილის გაზრდას 100 მმ-დე.

თუ რეგისტრის მიღებს შორის მანძილის განსაზღვრის დროს ერთი და იმავე სათბობი პანელის მარჯვენა და მარცხენა მხარეებისთვის მივღებტ S-ის ერთმანეთისგან განსხვავებული მნიშვნელობები, მაშინ უნდა ავიღოტ მიღებული (მნიშვნელობების) მანძილის ნაკლები სიდიდე. მაგალითად, თუ პანელის მარჯვენა მხარისათვის რეგისტრის მიღებს შორის მივიღებდით, რომ  $S = 200$  მმ, ხოლო მარცხენა მხარეს— $S'' = 180$  მმ, მაშინ საჭირო იქნებოდა ავგელო მანძილს ეს უკანასკნელი სიდიდე.

ზემოაღწერილი ნეთოდით იანგარიშება ტიხრის სათბობი პანელები. ფანჯრის რაფის ქვეშ ვანლაგებულ ბეტონის პანელისა და სართულშუა გადახურვაში მიწების (ქერის ან იატაკის) სათბობი პანელების თბოგაცემის ანგარიში კი წარმოებტ სხვა მეთოდებით. ქვემოთ განვიხილოტ ეს მეთოდები ცალ ცალკე.



შენჯირის რაზმის ქვეშე განლაგებული სათბობი პანელების თბოგაცემის  
განგარიშება უმთავრესად ხდება ორი მეთოდით.

პირველი მეთოდით ანკარიაში წარმოებს სათბობი პანელის წინამო (სა-  
თაესში გამოშვებული) ზედაპირის 1 მ<sup>2</sup> ფართის მიერ თბოგა კემის საორიენტა-  
ციო მნიშვნელობების გააყენებით, მეორე მეთოდის მიხედვით კი — პანელ-  
ში განლაგებული მალეების ცალკეული უბნების თბოგაცემის განსაზღვრით. ვი-  
ნაიდან პირველი მეთოდი გამოიყენება ყველაზე მეტად გავრცელებული კონ-  
სტრუქციების (პანელის სისქე  $\delta = 40 - 55$  მმ, ხოლო მიღების დიამეტრა  $d =$   
 $= 15$  მმ და როკა  $\delta = 50 - 55$  მმ, ხოლო  $d = 20$  მმ) მქონე სათბობი პანელების  
განგარიშებისას, ამიტომ განვიხილოთ ეს მეთოდი.

აღნიშნული მეთოდის მიხედვით, სათბობი პანელების თბოგაცემის გან-  
საზღვრა ხდება ფორმულით:

$$q_{3,2} = F_{3,2} q' k_1 k_2 + q'' \quad \text{კკალ/სთ,} \quad (35.12)$$

სადაც  $F_{3,2}$  — სათბობი პანელის ფართობი (საორიენტაციოდ გამოითვლება  
24 12 ფორმულით), მ<sup>2</sup>-ობით;

$q'$  — სათბობი პანელის 1 მ<sup>2</sup> წინამო ზედაპირის მიერ საორიენტა-  
ციო თბოგა: ემა, კკალ/ც<sup>2</sup> სთ-ობით (განისაზღვრება 34.XII  
გრაფიკიდან);

$k_1$  — შემასწორებელი კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს პა-  
ნელის შუათანა მიღებთან შედარებით კიდურა მიღების მი-  
ერ გაზრდილ თბოგაცემას და გამოითვლება (მიღებს შორის  
მანძილის და კიდურა მიღების სიგრძის  $l_{კე}$  სათბობი ელფ-  
მენტის მიღების მთლიან სიგრძესთან  $l_{მთ}$  ფარდობაზე დამო-  
კიდებულებით), 32.XII ნახაზზე მოცემული გრაფიკის საშუა-  
ლებით (მიღების სიგრძეები განისაზღვრება პანელში მიღე-  
ბის განლაგების სქემის მიხედვით — იხ. ნახ. 33.XII);

$k_2$  — შემასწორებელი კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს  
თბოგაცემის ცვალებადობას და გამოითვლება (პანელის მი-  
ღებში გაზავალი თბოშემცველის რაოდენობისა და მიღებს  
შორის მანძილის მიხედვით), 32.XII-ბ ნახაზზე მოცემული  
გრაფიკის საშუალებით (32-XII ნახაზზე მოცემულ გრაფიკებ-  
ზე დატანილია უწყვეტი და წყვეტილი წარები. პირველი  
მათგანით ვსარგებლობთ, როკა ცალმხრივი თბოგაცემის პა-  
ნელები გვაქვს, მეორეთი კი, როკა ორმხრივ თბოგაცემი  
პანელები გვაქვს);

$q''$  — სათბობი პანელის უკანა ზედაპირის თბოგაცემა, კკალ/სთ-  
ობით.

24.12 ფორმულით გამოითვლილი პანელის საორიენტაციო ფართის და-  
ზუსტება ხდება ამ პანელში მოთავსებული სათბობი ელემენტის ფორმაზე და-  
მოკიდებულებით:

როკა გამოთბო ელემენტს კლკანილის ფორმა აქვს (იხ. ნახ. 33.XII-ა),  
მაშინ:

$$F_{3,2} = n s (l_{3,2} + 1,5 s) \text{ მ}^2. \quad (36.12)$$

როცა მას რეგისტრის ფორმა აქვს (იხ. ნახ. 33.XII-ბ), მაშინ:

$$F_{\text{გ.ა}} = \pi s(l_1 + s)^2,$$



ამ ორივე ფორმულაში:

$\pi$  — კლაკნილას ან რეგისტრის პარალელური მილებების რაოდენობა,

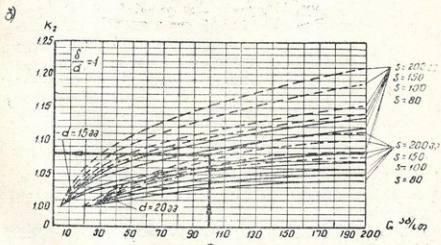
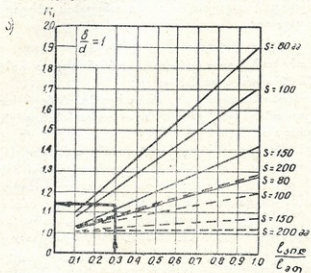
$s$  — მილებს შორის მანძილი, მ-ობით;

$l_{\text{შვ.ა}}$  — კლაკნილას შუა მილის სიგრძე, მ-ობით;

$l_1$  — რეგისტრის ერთი მილის სიგრძე, მ-ობით;

სათბობი ელემენტის მილებს შორის არსებული მანძილი  $s$  მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს პანელის თბოგაცემაზე. ამიტომ პანელის ნამდვილი ფართი განისაზღვრება მათი თბოგაცემის განსაზღვრის პროცესში.

სათბობი პანელის 1 მ<sup>2</sup> წინამო ზედაპირის მიერ საორიენტაციო თბოგაცემა მილებს შორის აღებულ მანძილზე  $s$  დამოკიდებულებით ცალმხრივ თბოგამ-

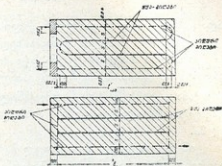


ნახ. 32.XII

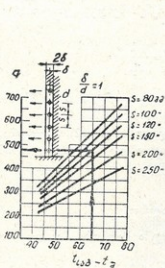


ცემი პანელისათვის განისაზღვრება 34.12 ნახაზზე მოცემული გრაფიკით, ხოლო ორმხრივ თბოვამცემი პანელისათვის—35.12 ნახაზზე მოცემული გრაფიკით იმ პანელებისათვის, რომელთა სისქე  $\delta=40-45$  მმ, ხოლო მიღების დამეტრი  $\delta=15$  მმ და, როცა  $\delta=50-55$  მმ, ხოლო  $d=20$  მმ.

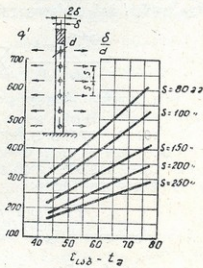
იმ შემთხვევაში, როდესაც პანელის უკანა ზედაპირის თბოვამცემა არ აღემატება პანელის მთლიანი თბოვამცემის 15% ს (იმ შემთხვევაში, როცა მინძილი მიღებს შორის  $f=250$  მმ), მაშინ ის გავლენას არ ახდენს პანელის წინამო ზედაპირის თბოვამცემაზე. პანელის საერთო თბოვამცემა ამ შემთხვევაში განისაზღვრება პანელის წინამო ზედაპირის მიერ გაცემული სითბოს (რომელიც გამოითვლება 34.12 გრაფიკით) და პანელის უკანა ზედაპირის თბოვამცემის შეკრებით. ეს უკანასკნელი კი გამოითვლება ფორმულით:



ნახ. 33.XII



ნახ. 34.XII



ნახ. 35.XII

$$q'' = \frac{(t_{\text{გ.ბ}} - t_{\text{გ}}) F_{\text{გ.ბ}}}{\sum \frac{\delta_{\text{კვრ}}}{\lambda_{\text{კვრ}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{გ.ბ}}}}, \quad (38.12)$$

სადაც  $t_{\text{გ}}$  — გარე ჰაერის ტემპერატურაა,

$F_{\text{გ.ბ}}$  — სათბობი პანელის უკანა ზედაპირის ფართობი, მ<sup>2</sup> ობით;

$\sum \frac{\delta_{\text{კვრ}}}{\lambda_{\text{კვრ}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{გ.ბ}}}$  — პანელის უკან განლაგებული კედლის თერმული წინაღობა მ<sup>2</sup> სთ. გრ/კკალ-ობით;

რვა — სათბობი პანელის უკანა ზედაპირის საშუალო ტემპერატურა და გამოითვლება ფორმულით:



$$t_{\text{გ.ა}} = \frac{t_{\text{საბ}} + t_{\text{გ.ბ}}}{2}, \quad (39.12)$$

სადაც  $t_{\text{საბ}}$  პანელში გამავალი წყლის საშუალო ტემპერატურაა, °C,  
 $t_{\text{გ.ბ}}$  — პანელის წინააღი ზედაპირის საშუალო ტემპერატურა, °C.

სათბობი პანელის უკანა ზედაპირის თბოგაცემასა და გარე კედლის (კედლის იმ ფართის, რომელიც პანელის ფართის,  $F_{\text{გ.ა}}$  ტოლია) უმთავრეს თბოდანაკარგებს შორის წარმოქმნილი სხვაობა არის ის დამატებითი (გამოუყენებელი) თბოდანაკარგები, რომელიც უნდა აანაზღაუროს სათბობმა პანელმა.

იმ შემთხვევაში, როდესაც დამატებითი თბოდანაკარგები აღემატება უმთავრესი თბოდანაკარგების ნახევარს, მაშინ (38.12) გამოსახულებით სარგებლობა არ შეიძლება.

სათბობი პანელის გარე კედელში განლაგებისას დამატებითი თბოდანაკარგების გამოსარიცხად პანელის უკანა ზედაპირსა და გარე კედლის შიგა ზედაპირებს შორის უნდა გაკეთდეს თბოიზოლაცია, რომლის სისქეც იმგვარად უნდა შეირჩეს, რომ დაკმაყოფილებულ იქნეს შემდეგი ტოლობა:

$$\frac{t_{\text{საბ}} + t_{\text{გ.ბ}} - t_{\text{გ}}}{k(t_{\text{გ}} - t_{\text{გ}})} = \sum_{\lambda_{\text{კედ}}} \frac{1}{\alpha_{\text{გ.ბ}}}, \quad (40.12)$$

სადაც  $k$  გარე კედლის თბოგადაცემის კოეფიციენტი კკალ/მ<sup>2</sup> სთ. გრ.ობით.

იმ შემთხვევაში, როდესაც დაკმაყოფილებულია (40.12) ტოლობა, ანუ სათბობი პანელი უკან არ გვაქვს დამატებითი თბოდანაკარგები, მაშინ სათბობი პანელის უკანა ზედაპირის მიერ გაკრეპული სითბოს რაოდენობა შეიძლება გამოვითვალოთ ფორმულით:

$$q'' = k F_{\text{გ.ა}} (t_{\text{გ}} - t_{\text{გ}}) \text{ კკალ/სთ.} \quad (41.12)$$

ქვემოთ განვიხილავთ ფანჯრის რაფისქვეშა სათბობი პანელის თბოგაცემის მაგალითი.

**მაგალითი.** გავიანგარიშოთ ფანჯრის რაფისქვეშა ბეტონის სათბობი პანელის თბოგაცემა შექმნილი პარობებისათვის:

სათბობი სათავისის თბოდანაკარგებია—550 კკალ/სთ.

სათბობი პანელის ზომებია: სიგრძე—1,3 მ, სიპალღე 0,75 მ, სისქე—45 მმ, სათბობი ელემენტი (კლანქილას) მკლბის დაპეტრე—15 მმ პანელში გამავალი თბოქემცველის (წყლის) რაოდენობა—10ჯ კვ/სთ. თბოქემცველის საშუალო ტემპერატურა—83°, სათავისის შიგა პაერის სანაკარგო ტემპერატურა—18°, გარე ჰაერის სანაკარგო ტემპერატურა——8°, გარე კედლის თბოგამტარობის კოეფიციენტი—1,1 კკალ/მ სთ. გრ. გარე კედლის თბოგადაცემის კოეფიციენტი—0,9 კკალ/მ<sup>2</sup> სთ. გრ.

გარე კედლსა და სათბობი პანელის უკანა ზედაპირს შორის კეთდება ისეთი თბოიზოლაცია, რომელიც გამოირიცხავს დამატებით თბოდანაკარგებს.

ამოხსნა:

(41.12) ფორმულით ვსაზღვრავთ სათბობი პანელის უკანა ზედაპირის მიერ გაცემული სითბოს რაოდენობას

$$q'' = 0,9 \cdot 0,975(18 + 8) = 23 \text{ კკალ/სთ.}$$

სათბობი პანელის წინა ზედაპირმა უნდა მოგვცეს სითბოს რაოდენობა, ტოლი

$$q' = 550 - 23 = 527 \text{ კკალ/სთ.}$$

სათბობ პანელში (გამომდინარე მისი სიმაღლიდან) განლაგებული კლაკ-ნილას მილების რიცხვს ვიღებთ  $n$  ს (ოთხი შუა მილი და 2 კიდურა), ხოლო მანძილს მათ შორის  $\delta = 120$  მმ. მაშინ პანელის ფართი, გამოთვლილი 36.12 ფორმულით, იქნება:

$$F_{\text{პ.ა}} = 6 \cdot 0,12(1,12 + 1,5 \cdot 0,12) = 0,72 \cdot 1,3 = 0,94 \text{ მ}^2.$$

ჩვენი შემთხვევისათვის  $t_{\text{ს.ა}} - t_{\text{გ.}} = 83 - 18 = 65^\circ$ , მაშინ 34.XII ნახაზზე მოცემული გრაფიკიდან ვბოულობთ, რომ გამთბობი პანელის წინაშე ზედაპირის საორიენტაციო თბოგაცემა, ტოლია  $q' = 475$  კკალ/მ<sup>2</sup> სთ. ვსაზღვრავთ ფარდობას:

$\frac{I_{\text{კ.ე}}}{I_{\text{გ.თ}}} = \frac{2,42}{7,84} = 0,3$  ( $I_{\text{კ.ე}}$  და  $I_{\text{გ.თ}}$  გამოვითვალეთ 33.XII-ა ნახაზზე მოცემული სქემის შესაბამისად), მაშინ 32.XII-ა ნახაზზე მოცემული გრაფიკით ვბოულობთ, რომ  $k_1 = 1,15$ .

32 XII-ბ ნახაზზე როცა პანელში გაშვებული წყლის რაოდენობა  $G = 100$  კგ/სთ) ვბოულობთ, რომ  $k_2 = 1,08$ .

(35.12) ფორმულით ვსაზღვრავთ პანელის მთლიან თბოგაცემას:

$$q_{\text{გ.ა}} = 0,94 \cdot 475 \cdot 1,15 \cdot 1,08 + 23 = 580 \text{ კკალ/სთ.}$$

სათავისი თბოდანაკარგებთან შედარებით სათბობი პანელის მიერ გამოყოფილი სითბოს რაოდენობა მეტია:

$$\frac{580 - 550}{550} 100 = 5,5\% \text{-ით,}$$

რაც ნორმით დასაშვებია.

## ჭაჩის და იაგაჩის სათბობი პანელის თბოგაცემის გაანგარიშება

§ 88

ჭერისა და განსაკუთრებით კი იატაკის სათბობი პანელების დასაშვები საშუალო ზედაპირული ტემპერატურა, როგორც ვიცით, ძალიან შეზღუდულია. ამიტომ ამ პანელებისათვის მაღალი ტემპერატურის თბოშემცველის გამოყენება არ შეიძლება. მათთვის, ჩვეულებრივ, იყენებენ 50—55° ტემპერატურის წყალს.

ჭერის და იატაკის სათბობი პანელების თბოგაცემის გაანგარიშების უამრავი მეთოდი არსებობს. ქვემოთ განვიხილოთ ერთ-ერთი მათგანი, კერძოდ, მ. კისინის მიერ დამუშავებული მეთოდი.

ას მეთოდის მიხედვით, უშუალოდ გამთბობი ელემენტის მილების გასწვრივ თბოგადასვლის სიდიდე პანელის ზედა ნაწილისკენ გამოითვლება ფორმულით:

$$A = \frac{1}{d_{\text{ფილ.პან.}} \left( \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{გ.ა.ბ.}}} \right)}. \quad (42.12)$$

ხოლო პანელის ქვედა ნაწილისაკენ—ფორმულით:

$$B = \frac{1}{d_{\text{მოდ. ჰაბ}} \left( \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{მოდ. ჰაბ}}} \right)} \quad (43.12)$$

ორივე ამ ფორმულაში

$d_{\text{მოდ. ჰაბ}}$  სათბობი ელემენტის მიღების გარეთა დიამეტრია მ-ობით;

$\lambda_{\text{ჰაბ}}$ —იმ ტეტონის სითბოს გამტარობის კოეფიციენტი, რომლისგანაც დანზადებულია გამთბობი პანელი, კკალ/მ. სთ. გრ-ობით;

$\sum \frac{\delta}{\lambda}$ —გამთბობი ელემენტის ზემოთ (42.12 ფორმულაში) და ქვემოთ

(43.12 ფორმულაში) არსებული კონსტრუქციების ფენების თერმულ წინაღობათა ჯამი, მ<sup>2</sup> სთ.გრ/კკალ-ობით;

$\alpha_{\text{მოდ. ჰაბ}}$  და  $\alpha_{\text{მოდ. ჰაბ}}^{\text{გაბ}}$ —შესაბამისად იატაკისა და ქერის ზედაპირების თბოგაცემის კოეფიციენტები (იატაკისათვის აიღება 8,5, ხოლო ქერისათვის 6,8) კკალ/მ<sup>2</sup> სთ. გრ-ობით.

გასაანგარიშებლად აღებული კონსტრუქციის ტემპერატურული ფაქტორი გამოითვლება ფორმულით:

$$K_{\text{ტ.ფ}} = \frac{At'_{\text{გ}} + Bt''_{\text{გ}}}{A + B}, \quad (44.12)$$

სადაც  $t'_{\text{გ}}$  და  $t''_{\text{გ}}$  სათბობი პანელის ზევით და ქვევით განლაგებული სათავსების ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურებია.

ტემპერატურა სათბობი ელემენტის მიღების დაშორების მანძილის შუაში უშუალოდ სათბობი პანელის მასივში გამოითვლება ფორმულით:

$$t_{S/2}^{\text{მას}} = \frac{(t_{\text{სა.ფ.ფ}} - k_{\text{ტ.ფ}})2}{1 + 2,72^S \sqrt{A+B}} \cdot 2,72^{0,5S - \sqrt{A+B}} \quad (45.12)$$

ტემპერატურა სათბობი ელემენტის მიღების დაშორების მანძილის შუაში იატაკის ზედაპირზე ( $t_{S/2}^{\text{იატ.}}$ ) გამოითვლება ტოლობიდან:

$$k_{\text{გაბ}} \left( t_{S/2}^{\text{მას}} - t_{S/2}^{\text{იატ.}} \right) = \alpha_{\text{მოდ. ჰაბ}}^{\text{გაბ}} \left( t_{S/2}^{\text{იატ.}} - t'_{\text{გ}} \right), \quad (46.12)$$

სადაც  $k_{\text{გაბ}}$  სათბობი ელემენტის მიღებს ზემოთ არსებული მასალის ფენების თბოგადაცემის კოეფიციენტია კკალ/მ<sup>2</sup> სთ. გრ-ობით.

ხოლო ქერის ზედაპირზე ( $t_{S/2}^{\text{ქერ.}}$ ) გამოითვლება ტოლობიდან:

$$k_{\text{გაბ}} \left( t_{S/2}^{\text{მას}} - t_{S/2}^{\text{ქერ.}} \right) = \alpha_{\text{მოდ. ჰაბ}}^{\text{ქერ.}} \left( t_{S/2}^{\text{ქერ.}} - t''_{\text{გ}} \right), \quad (46.12-ა)$$

სადაც  $k_{\text{გაბ}}$  სათბობი ელემენტის მიღების ქვემოთ არსებული მასალის ფენების თბოგადაცემის კოეფიციენტია, კკალ/მ<sup>2</sup> სთ. გრ-ობით.

ტემპერატურა გამთბობი ელემენტის მიღების გასწვრივ იატაკის ზედაპირზე ( $t_S^{\text{იატ.}}$ ) გამოითვლება ტოლობიდან;

$$k_{\text{გაბ}} \left( t_{\text{სა.ფ.ფ}} - t_S^{\text{იატ.}} \right) = \alpha_{\text{მოდ. ჰაბ}}^{\text{იატ.}} \left( t_S^{\text{იატ.}} - t'_{\text{გ}} \right) \quad (47.12),$$



ბოლო ჭერის ზედაპირზე ( $f_S^{ჭერ}$ )—ტოლობიდან:

$$k_{აბ} (f_{აბ} - f_S^{ჭერ}) = \alpha_{აბ}^{ჭერ} (f_S^{ჭერ} - f''_{აბ}) \quad (47.12-ა)$$

სათბობი პანელის საშუალო ზედაპირული ტემპერატურა იატაკისათვის ინგარისშემა ფორმულით:

$$t_{აბ} = f_{S/2}^{იაბ} + \frac{1}{3} (f_S^{იაბ} - f_{S/2}^{იაბ}), \quad (48.12)$$

ბოლო ჭერისთვის კი ფორმულით:

$$t_{აბ} = f_{S/2}^{ჭერ} + \frac{1}{3} (f_S^{ჭერ} - f_{S/2}^{იაბ}). \quad (48.12-ა)$$

სათბობი პანელის 1 მ<sup>2</sup> ზედაპირის (იატაკის ან ჭერის) მიერ გაცემული სითბოს რაოდენობა გამოითვლება 25.12 ფორმულით.

განვიხილოთ ჭერისა და იატაკის სათბობი პანელის 1 მ<sup>2</sup> ზედაპირის თბოგაცემის ანგარიშის მაგალითი.

**მაგალითი.** განვსაზღვროთ 36.XII ნახაზზე მოცემული სართულშუა კონს-

ტრუქციაში მოწყობილი სათბობი პანელის 1 მ<sup>2</sup> ზედაპირის თბოგაცემა. სათბობი პანელი ათბობს სათავსებს, რომელთა ჰაერის სა-

ანგარიშო ტემპერატურა  $t'_{აბ} = t''_{აბ} = 18^\circ$ ; სათბობ ელემენტში მოძრაობს ცხელი წყალი, რომლის საშუალო ტემპერატურა  $t_{აბ} = 50^\circ$ . სათბობი ელემენტის მიღებს შორის მანძილი  $S = 200$  მმ, ბოლო მიღების დიამეტრი  $d = 20$  მმ; იატაკის და ჭერის თბოგაცემის კოეფიციენტებია:  $\alpha_{აბ}^{იაბ} = 8,5$  და  $\alpha_{აბ}^{ჭერ} = 6,8$  კკალ/მ<sup>2</sup> სთ. გრ.

**ამოხსნა:**

42.12 და 43.12 ფორმულებით ვსაზღვრავთ თბოგადასვლის სიდიდეებს:

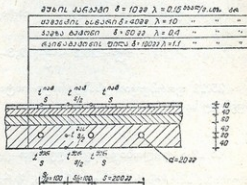
$$A = \frac{1}{0,02 \cdot 1,1 \left( \frac{0,01}{0,15} + \frac{0,04}{1,0} + \frac{0,06}{0,4} + \frac{0,04}{1,1} + \frac{1}{8,5} \right)} = 110$$

და

$$B = \frac{1}{0,02 \cdot 1,1 \left( \frac{0,04}{1,1} + \frac{1}{6,8} \right)} = 250;$$

44.12 ფორმულით ვსაზღვრავთ ტემპერატურულ ფაქტორს:

$$k_{ბ.გ} = \frac{111 \cdot 18 + 250 \cdot 18}{111 + 250} = 18,0.$$



ნახ. 36.XII

45.12 ფორმულით ვსაზღვრავთ ტემპერატურას სათბობი ელემენტის მი-  
 ლების დაშორების მანძილის შუაში უშუალოდ ბეტონის მასივში: საქართველოს  
 ენერჯეტიკის  
 მინისტროსთვის

$$t_{S/2}^{მას} = \frac{(50-18)2}{1+2,72 \cdot 0,4\sqrt{110+250}} \cdot 2,72^{0,5-0,1\sqrt{110+250}} + 18 = 26,7^\circ$$

46.12 ტოლობიდან ვსაზღვრავთ ტემპერატურას სათბობი ელემენტის  
 მიღების დაშორების მანძილის შუაში იატაკის ზედაპირზე.

ამისთვის ჯერ ვსაზღვრავთ თბოგადაცემის კოეფიციენტს

$$k_{თბ} = \frac{1}{\frac{0,01}{0,15} + \frac{0,04}{1,0} + \frac{0,06}{0,4} + \frac{0,04}{1,1}} = 8,5,$$

$$3,5 (26,7 - t_{S/2}^{თბ}) = 8,5 (t_{S/2}^{თბ} - 18) \quad \text{აქედან } t_{S/2}^{თბ} = 20,5^\circ$$

47.12 ტოლობიდან ვსაზღვრავთ ტემპერატურას სათბობი ელემენტის  
 მიღების გასწვრივ იატაკზე:

$$3,5 (50 - t_S^{თბ}) = 8,5 (t_S^{თბ} - 18) \quad \text{აქედან } t_S^{თბ} = 27,3^\circ$$

48.12 ფორმულით ვსაზღვრავთ იატაკის ზედაპირის საშუალო ტემპერა-  
 ტურას:

$$t_{გ.ა}^{თბ} = 20,5 + \frac{1}{3}(27,3 - 20,5) = 22,5^\circ$$

25.12 ფორმულით ვსაზღვრავთ იატაკის ზედაპირის 1 მ<sup>2</sup> ფართის მიერ  
 გაცემულ სითბოს:

$$q_{გ.ა}^{თბ} = 8,5(22,5 - 18) = 40 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.}$$

46.12-ა ტოლობიდან ვსაზღვრავთ ტემპერატურას სათბობი ელემენტის  
 მიღების დაშორების მანძილის შუაში, ჰერია ზედაპირზე  $\left( k_{თბ} = \frac{1}{0,04} = 28 \right)$

$$28 (26,7 - t_{S/2}^{ჰერია}) = 6,8 (t_{S/2}^{ჰერია} - 18) \quad \text{აქედან } t_{S/2}^{ჰერია} = 25,0^\circ$$

47.12-ა ტოლობიდან ვსაზღვრავთ ტემპერატურას სათბობი ელემენტის  
 მიღების გასწვრივ ჰერის ზედაპირზე:

$$28 (50 - t_S^{ჰერია}) = 6,8 (t_S^{ჰერია} - 18) \quad \text{აქედან } t_S^{ჰერია} = 43,7^\circ$$

48.12-ა ფორმულით ვსაზღვრავთ ჰერის საშუალო ზედაპირულ ტემპერა-  
 ტურას:

$$t_{გ.ა}^{ჰერია} = 25 + \frac{1}{3}(43,7 - 25) = 30,0^\circ$$

25.12 ფორმულით ვსაზღვრავთ ჰერის ზედაპირის 1 მ<sup>2</sup> ფართის მიერ  
 გაცემულ სითბოს რაოდენობას:

$$q_{გ.ა}^{ჰერია} = 6,8(30 - 18) = 80,0 \text{ კკალ/მ}^2 \text{ სთ.}$$



გასათბობი შენობების, მათი სამშენებლო კონსტრუქციების და სათავსების დადგენის თავისებურების მიხედვით, სხივური სათბობი სისტემების დაპროექტება იწყება სათბობი პანელების ნაირსახეობისა და სათავსში განლაგების ადგილის შერჩევიდან. შემდეგ გამოითვლება სათავსების თბოდანაკარგები. ამის შემდეგ ხდება სათბობი პანელების დასაშვები საშუალო ზედაპირული ტემპერატურების წინასწარ დანიშვნა და ამ პანელების საორიენტაციო ფართის განსაზღვრა სათავსების კომფორტული ტემპერატურის შემოწმებით.

ჭერისა და იატაკის სათბობი პანელების სათავსებში განლაგებისა და მათი ტრანსპორტირების მოხერხებულობისათვის მიზანშეწონილია სათბობი პანელების სიგრძე არ აღემატებოდეს 5—6 მ, ხოლო სიგანე—2—2,5 მ.

შენობის სათბობი პანელების ტიპები მათი კონსტრუქციის მიხედვით არ უნდა აღემატებოდეს 2—3 ს, ხოლო ზომების მიხედვით 4—5-ს.

სათავსში დაყენებული სათბობი პანელის თბოგაცემა შეიძლება განსხვავდებოდეს სათავსის თბოდანაკარგებისგან მხოლოდ  $+10\%$  და  $-5\%$ -ით.

თბომემცველის პარამეტრების შერჩევისა და სათბობ პანელებში გამავალი თბომემცველის საშუალო ტემპერატურების განსაზღვრის შემდეგ შენობისათვის შერჩეული სათბობი სისტემის მილსადენისა და სათბობ პანელში სათბობი ელემენტის სქემების მიხედვით ხდება პანელების საშუალო ზედაპირული ტემპერატურების და მათი თბოგაცემის საბოლოო გამოანგარიშება და პანელის საორიენტაციოდ მიღებული ზომების დაზუსტება.

ამის შემდეგ ხდება სხივური სათბობი სისტემის მილსადენის (სათბობი ელემენტის ჩათვლით) ჰიდრავლიკური გაანგარიშება და მათი საჭირო დიამეტრების შერჩევა.

სხივური სათბობი სისტემების დაპროექტებისას განსაკუთრებული ყურადღება უნდა მიექცეს სათბობი პანელებიდან (განსაკუთრებით ჭერის და იატაკის პანელებიდან) ჰაერის მთლიანად გაყვანას, რისთვისაც საჭიროა სათბობ ელემენტში წყალი და ჰაერი ერთი მიმართულებით მოძრაობდეს.

სათბობი ელემენტების აწყობა და მათი მონტაჟი რაც შეიძლება გულდასმით უნდა ჩატარდეს. მათი შემოწმება სიმტკიცეზე ხდება როგორც სათბობ პანელში ჩადების წინ, ისე მთლიანად სათბობი სისტემის დამონტაჟების შემდეგაც. იმ შემთხვევაში, როდესაც სათბობი ელემენტი აწყობილია შედუღებული (ნაკერინი) მილებისაგან, მაშინ მილები იმგვარად უნდა განლაგდეს სათბობი პანელის მასივში, რომ შედუღების ნაკერი მიმართული იყოს გასათბობი სათავსისაკენ, რაც საჭიროების შემთხვევაში დაზიანებული ნაკერის დროულად შეკეთების საშუალებას იძლევა.

კედლის სათბობი პანელების ზედაპირები შეიძლება შეიღებოს როგორც წებოიანი, ისე ზეთის საღებავებით. მათზე შეიძლება აგრეთვე შპალერის გაკერაც (შპალერი 5—8 $^{\circ}$ ით ამცირებს პანელის თბოგაცემას).

სხივურ სათბობ სისტემებში სათბობი სისტემების სხვა დანარჩენი ელემენტების (ცხელი და ცივი მაგისტრალების გაყვანა, ჰაერმემკრებების და საფართოებელი ჭურჭლის შერჩევა და სხვ.) დაპროექტება, ანგარიში და მონტაჟი უსუსტად ისევე წარმოებს, როგორც, ჩვეულებრივ, წყლით გამოთბობ სისტემებში.



## ჰაერით გათბობა

ჰაერით გათბობის მდებარეობის და უმთავრესი სქემები

90

სათავსში საჭირო ტემპერატურული რეჟიმის შექმნა შეიძლება მასში განსაზღვრული რაოდენობის თბილი ჰაერის შეშვებით, რომლის ტემპერატურა მეტი უნდა იყოს სათავსის ჰაერის ტემპერატურაზე. სათავსში შეშვებული თბილი ჰაერი, ეხება რა სათავსის გადასვლით კონსტრუქციების ცივ ზედაპირებს, ცივდება და სათავსის ჰაერს გადასცემს სითბოს გარკვეულ რაოდენობას. იმ შემთხვევაში, როდესაც თბილი ჰაერის მიერ გაცემული სითბოს რაოდენობა საკმარისია სათავსის მიერ თბოდანაკარგების კომპენსაციისათვის, მაშინ თბილი ჰაერი ასრულებს ნორმალური გათბობის ფუნქციას.

ჰაერით გათბობა, სხივური გათბობის საპირისპიროდ, მხოლოდ კონვექციურია. ასეთი სახის გათბობისას სათავსებში რაიმე სათბობი ხელსაწყოების დაყენება არ არის საჭირო, რადგანაც თვით სათავსი მთლიანად ივსება თბო-შემცველით—ჰაერით.

საცხოვრებელი სახლების ჰაერით სათბობი სისტემების ეკონომიურმა ანალიზმა გვიჩვენა, რომ ლითონის ხარჯი ასეთ სისტემებში, ჩვეულებრივ, წყლით სათბობ სისტემებთან შედარებით 3,8-ჯერ ნაკლებია, ხოლო ღირებულება მცირდება 20%-ით.

ჰაერის გათბობა ხორციელდება სპეციალურ ხელსაწყოში—კალორიფერში. კალორიფერი, ჩვეულებრივ, შედგება გლუვი ან წიბოვანი მილები რეგისტრებისგან, რომლის შიგნითაც მოძრაობს მაღალი ტემპერატურის წყალი ან ორთქლი. ხოლო რეგისტრების გაცხელებულ გარე ზედაპირებს ეხება გასათბობი ჰაერი, რომელიც გათბობის შემდეგ მიეწოდება სათავსებს.

ჰაერით სათბობი სისტემა ფართოდ გამოიყენება საწარმოო დანიშნულების შენობებში, ამასთან, უმეტეს შემთხვევებში იგი ეწყობა მოდინებით ვენტილაციის სისტემასთან შეთავსებულად.

უკანასკნელ ხანებში ჰაერით სათბობი სისტემების გამოყენება დაიწყო საცხოვრებელ და საზოგადოებრივ დანიშნულების შენობებშიც.

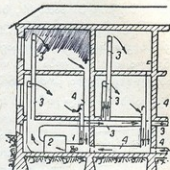
ჰაერის მოშვების ხერხების მიხედვით ჰაერით სათბობი სისტემები იყოფა ცენტრალიზებულ (როცა ჰაერის მიწოდება ერთი საერთო ცენტრიდან ხდება) და დეცენტრალ-ზებულ (ჰაერის მიწოდება ცალ-ცალ ზედაპირ სათბობი აგრეგატებიდან) სისტემებად. გამთბარი ჰაერის გადაადგილების ხერხის მიხედვით—გრაფიტაციულ (ცივი და ცხელი ჰაერის მოცულობითი წონის სხვაობის ხარჯზე) და მექანიკურ (ვენტილატორის მიერ შექმნილი წნევის ხარჯზე) სისტემებად. ჰაერით სათბობი სისტემები შეიძლება იყოს: მთლიანი რეცირკულაციით—სათავსში მხოლოდ შიგა ჰაერის მიწოდებით, ნაწილობრივი რე-



ცირკულაციით—სათავსში შიგა და გარე ჰაერის ნარევის მიწოდებით და რე-  
ცირკულაციის გარეშე—სათავსში მხოლოდ გარე ჰაერის მიწოდებით.

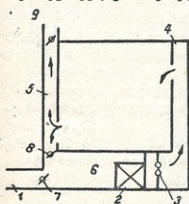
1.XIII ნახაზზე მოცემულია ცენტრალიზებული, მექანიკური ჰაერით სათ-  
ბობი სისტემა ჰაერის მთლიანი რეცირკულაციით. კალორიფერში 2 გამთბარი  
ჰაერი სპეციალური არხების 3 საშუალებით, რომლებიც მიზანშეწონილია გან-  
ლაგებულ იქნეს შიგა კედლებში, მიეწოდება სათავსებს მათ ზედა ნაწილში,  
რისთვისაც ყოველ არხს ბოლოში გაკეთებული აქვს გისოსი. თბილი ჰაერი

სათავსში ცივდება, ეშვება დაბლა და სათავ-  
სის ქვედა ზონიდან სპეციალური არხების 4  
საშუალებით თავიდან მიედინება კალორი-  
ფერთან, სადაც ხდება მისი თავიდან გათბო-  
ბა და ციკლი მეორდება. ამ სისტემაში ჰაე-  
რის გადაადგილება ხდება ვენტილატორის  
1 საშუალებით. ზემოაღწერილ სათბობ სის-  
ტემაში და სათბობ სათავსებში ხდება ერთი  
და იმავე მოცულობით ჰაერის თბოშემცვე-  
ლის ცირკულაცია. ვინაიდან ჰაერი თანდა-  
თან ბინძურდება მტვრით და სუნთქვის შე-  
დეგად გამოყოფილი მავნე აირებით, ამი-  
ტომ ასეთი სისტემა არაპიგიენურად ითვლე-  
ბა და მისი გამოყენება დაიშვება მხოლოდ იმ სათავსებში, რომლებშიც ადა-  
მიანებს ცოტა ხნით უხდებოდა ყოფნა, ადგილი არ აქვს მავნე აირების გამო-  
ყოფას და ნორმით არ არის გათვალისწინებული მოდინებითი ვენტილაციის  
მოწყობა.



ნახ. 1.XIII

2.XIII ნახაზზე ნაჩვენებია ჰაერით სათბობი სისტემა ჰაერის ნაწილობ-  
რივი რეცირკულაციით. გარედან, არხით 1 კალორიფერთან 2 მიედინება გარე  
ჰაერი, კალორიფერში გამთბარი ჰაერი

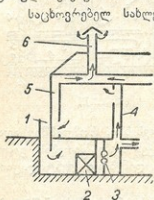


ნახ. 2.XIII

ვენტილატორის 3 საშუალებით და არხებით  
4 მიეწოდება სათავსს, სათავსში გაცივებუ-  
ლი ჰაერი შეიწოვება არხით (5), რომელშიც  
ჰაერი იყოფა ორ ნაწილად: ერთი ნაწილი  
მე-5 არხის ზედა ბოლოთი გავა ატმოსფერო-  
ში, ხოლო მეორე ნაწილი კი იმავე არ-  
ხის ქვედა ბოლოთი შემოდინდება კალორი-  
ფერის კამერაში, სადაც შეერევა გარედან  
შემოსულ ჰაერს. შემდეგ კალორიფერის სა-  
შუალებით თავიდან თბება და ისევ მიეწო-  
დება სათავსს. ჰაერის მოცულობის რეგულ-  
ირება ხდება არხებზე დაყენებული სპე-  
ციალური 7, 8 და 9 სარქველების საშუალებ-  
ით. იმ შემთხვევაში, თუ მთლიანად გავაღებთ მე-7 და მე-9 სარქველებს და  
მთლიანად დავკეტავთ მე-8 სარქველს, მაშინ 2.XIII ნახაზზე ნაჩვენები სის-  
ტემა გადაიქცევა ჰაერის რეცირკულაციის გარეშე სისტემადა, ხოლო თუ დავ-  
კეტავთ მე-7 და მე-9 სარქველებს და გავაღებთ მე-8 სარქველს, მაშინ—ჰაე-  
რის მთლიანი რეცირკულაციის სისტემადა. ჰაერით სათბობი სისტემები ჰაე-

რის ნაწილობრივი რეცირკულაციით გამოიყენება იმ სათავების გასათბობად, რომლებშიც ნორმების მიხედვით გათვალისწინებულია მოდინებითი ვენტილაციის მოწყობა, რომელთა ჰაერში არ გვაქვს ავადმყოფობის გამავრცელებელი ბაქტერიები და გამორიცხულია მათგან აირების კონცენტრაციის დროებითი მკვეთრი გაზრდის საშიშროება.

3.XIII ნახაზზე ნაჩვენებია ჰაერით სათბობი სისტემა ჰაერის რეცირკულაციის გარეშე. გარედან, არხით 1 კალორიფერთან 2 მოედინება გარე ჰაერი, რომელიც კალორიფერში გათბობის შემდეგ ვენტილაციით 3 და არხით 4 მიეწოდება სათავსს, სათავსში გაცივებული ჰაერი შეიწოვება არხით 5 და ამწოვი შახტის საშუალებით გადის ატმოსფეროში. ასეთი სათბობი სისტემები გამოიყენება იმ სათავებში, რომლებშიც აუცილებელია მოდინებითი ვენტილაციის მოწყობა და რომლებსაც წაყენებული აქვთ გაზრდილი სანიტარულ-ჰიგიენური მოთხოვნები.



ნახ. 3.XIII

საცხოვრებელ სახლებში არ დაიშვება მთლიანი რეცირკულაციის ჰაერით სათბობი სისტემების გამოყენება. მათში მიზანშეწონილია მოდინებითი ვენტილაციასთან შეთავსებული ჰაერით სათბობი სისტემების გამოყენება.

თბოშეცველი—გარეთა ჰაერი მოდინებით საკანში იწმინდება, თბება (საქირობის შემთხვევაში ტენიანდება) და არხების საშუალებით მიეწოდება საცხოვრებელ ოთახებს, რომლებშიც ცივდება და ამ ოთახების კარებების ღრიკობიდან მიედინება სანიტარულ კვანძებში და სამზარეულოში, საიდანაც გამწოვი ვენტილაციის სისტემის საშუალებით გადის ატმოსფეროში.

ვინაიდან ჰაერით სათბობ სისტემებს კარგი ტექნიკურ-ეკონომიური და სანიტარულ-ჰიგიენური მაჩვენებლები აქვთ, ამიტომ ნორმით რეკომენდებულია მოდინებითი განწოვ ვენტილაციასთან შეთავსებული ჰაერით სათბობი სისტემების გამოყენება ოთხ და მეტსართულიან საცხოვრებელ სახლებში.

გამწოვ-მოდინებითი ვენტილაციასთან შეთავსებული ჰაერით სათბობი სისტემების გამოყენებისას საჭირო გახდა კიბის უჯრედების გათბობის საკითხის ახლებურად გადაწყვეტა.

სანიტარული ტექნიკის საკავშირო კვლევითი ინსტიტუტის მიერ დამუშავებული და რეკონსტრუირებულია კიბის უჯრედების ჰაერით სათბობი სისტემა, რომელიც შეიძლება გამოყენებულ იქნეს ნებისმიერ ცენტრალურ სათბობ სისტემასთან შეხაებულად.

კიბის უჯრედის გათბობა ხორციელდება კიბის უჯრედის პირველ სართულზე განლაგებული ცდღავრი კონვექტორის საშუალებით. ასეთი გათბობის სისტემის გამოყენებისას უმჯობესდება კიბის უჯრედის სინალღზე ჰაერის ტემპერატურის თანაბარზომიერად განაწილება (რადიატორებით გათბობასთან შედარებით). ოთხი და მეტსართულიანი შენობების კიბის უჯრედების გათბობისათვის ასეთი სისტემის გამოყენებისას ორჯერ მცირდება გათბობის მოწყობის ღირებულება და სამჯერ—ლითონის ხარჯი.

ჰაერით სათბობი სისტემების ერთ-ერთ უმთავრეს ნაწილს წარმოადგენს ჰაერის მოსამზადებელი ე. წ. მოდინებითი კამერა, რომელიც უმეტეს შემთხვევაში ეწყობა შენობის სარდაფში, თბური დატვირთვების ცენტრში. კამერაში იდგება: კალორიფერები, ვენტოლატორები ელექტრო-მოტორებით, ჰაერის დასატენიანებლად საჭირო ფრქვევანა, თვითმწმენდი ზეთოვანი ფილტრები და საჭიროების შემთხვევაში—ხმის ჩამსწობი დანადგარები.

მოდინების კამერის ადგილმდებარეობის შერჩევა სამოქალაქო დანიშნულების შენობებისათვის შეთანხმებულ უნდა იქნეს არქიტექტორებთან, ხოლო სამრეწველო დანიშნულების შენობებისათვის—ტექნოლოგიური და სამშენებლო ნაწილის დამბროექტებლებთან.

კამერის ფართი და სიმაღლე საკმარისი უნდა იყოს საჭირო დანადგარების და მოწყობილობების მოხერხებულად განლაგებისა და მათი მომსახურებისათვის. გასასვლელების სიგანე დანადგარებს შორის და დანადგარებსა და კამერის კედლებს შორის, როგორც წესი, 0,7 მეტრზე მეტი უნდა იყოს; ყოველ კამერას უნდა ჰქონდეს მოხერხებული შესასვლელი, ელექტროგანათება და დაცული უნდა იყოს ხანძარსაწინააღმდეგო მოთხოვნები.

ჰაერის შიწოდება სათავსებში და მისი ატმოსფეროში გაყვანა ჰაერით სათბობ სისტემებში ხორციელდება არჩების ან ჰაერსატარების საშუალებით. არჩები შეიძლება მოწყობილი იყოს კედლების სიზრქეში, ბეტონის პანელებში, ან წიდაბეტონისა და წიდაალუბასტრის ფილენცსგან დამზადდეს—ე. წ. მისადგმელი არჩები. ჰაერსატარები უმეტეს შემთხვევაში კეთდება ლითონის შავი ან მოთუთიებული ფურცლოვანი ფოლადისაგან.

არჩებს უმთავრესად იყენებენ საზოგადოებრივი დანიშნულების შენობებში და სამრეწველო საწარმოების დანახარე სათავსებში. უკანასკნელ დროს საცხოვრებელ სახლებში (ჰაერით გათბობის სისტემების გამოყენებასთან დაკავშირებით) ითვალისწინებენ არჩებს. ფართოდ გამოიყენება ღრუტანიანი პანელებიც.

მრგვალი ან სწორკუთხა კვეთის ლითონის ჰაერსადენებს უმთავრესად იყენებენ სამრეწველო დანიშნულებს შენობებში. მრგვალი ჰაერსადენების დამზადება და მათი მტკრისგან გაწმენდა უფრო ადვილია. სწორკუთხა ჰაერსადენები კი უფრო კომპაქტურია, რადგანაც ისინი მეტ ჰაერს ატარებს (ერთი და იმავე კვეთის მრგვალ ჰაერსადენთან შედარებით). ამიტომ ის სათავსებში, როდესაც ამა თუ იმ მიზეზით გაძნელებულია მრგვალი ჰაერსადენების განლაგება, აკეთებენ სწორკუთხა ჰაერსადენებს.

ჰაერით სათბობი სისტემების ანგარიში იწყება სათავსებში შესაყვანი ჰაერის წონის (G) განსაზღვრით, რომელიც წარმოებს ფორმულით:

$$G = \frac{Q}{0,24(t_{\text{в}} - t_{\text{с}})} \text{ კვ/სთ;} \quad (1.13)$$

სადაც Q სათავსის გასათბობათ საჭირო სითბოს ხარჯია, კკალ/სთ-ობით;

0,24 — ჰაერის კუთრი წონითი სითბოტევადობა, კკალ/კგ გრ-ობით;  
 $t_{\text{ს}}$  — სათავსში შესაყვანი თბილი ჰაერის ტემპერატურა, °C;  
 $t_{\text{გ}}$  — სათავსის ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურა, °C.

სათავსში მისაწოდებელი ჰაერის მოცულობა ( $L$ ) გაიანგარიშება, ფორ-  
 მულით:

$$L = \frac{G}{\gamma_{\text{ა}}} \text{ მ}^3/\text{სთ}, \quad (2.13)$$

სადაც  $G$  სათავსში შესაყვანი ჰაერის წონაა, კგ-ობით;

$\gamma_{\text{ა}}$  — სათავსის შიგა ჰაერის მოცულობითი წონა კგ/მ<sup>3</sup>-ობით.

სათავსში მისაწოდებელი ჰაერის მაქსიმალური ტემპერატურა, როცა ჰაერის სათავსში მიწოდების სიმაღლე 3,5 მეტრზე ნაკლებია, არ უნდა აღე-  
 მატებოდეს 45°-ს, ხოლო, თუ სათავსში ჰაერის მიწოდების სიმაღლე აღემა-  
 ტება 3,5 მეტრს—70°-ს.

ჰაერთი სათბობი სისტემების გამოყენებისას გამორიცხული უნდა იქნეს უშუალოდ ადამიანებზე ჰაერის ნაკადის არასასიამოვნო ზემოქმედების შესაძ-  
 ლებლობა. როგორც 1.13 ფორმულიდან ვხედავთ, სათავსში შესაყვანი ჰაე-  
 რის ტემპერატურის  $t_{\text{ს}}$  გაზრდით მცირდება გათბობისათვის საჭირო ჰაერის  
 რაოდენობა, რაც, თავის სხრივ, არხების კვეთის შემცირების საშუალებას იძ-  
 ლევა, ამასთან მ.ქანიკურ სისტემებში მცირდება ჰაერის გადასადგილებლად  
 საჭირო ელექტროენერგიის ხარჯი.

რეცირკულაციის გარეშე სისტემებში და კომბინირებულ (რომლებიც  
 გამოიყენება როგორც გათბობის, ისე ვენტილაციის მიზნებისათვის) სისტემებ-  
 ში გარედან მოდინებული ჰაერის რაოდენობა როგორც წესი, მიიღება ვენ-  
 ტილაციის მოთხოვნების მიხედვით.

ამ შემთხვევაში (ჰაერთი გათბობის დაპროექტებისას) გარედან მოდინე-  
 ბული ჰაერის (სათავსში შესაშვები) ტემპერატურა  $t_{\text{სმე}}$  გამოითვლება ფორ-  
 მულით

$$t_{\text{სმე}} = t_{\text{გ}} + \frac{Q}{0,24G} \quad (3.13)$$

სადაც  $t_{\text{გ}}$  სათავსის ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურაა, გრ-ობით;

$Q$  — სათა სის თბოდანაკარგები კკალ/სთ-ობით;

$G$  — მოდინებული ჰაერის წონა კგ-ობით.

თუ  $t_{\text{სმე}}$  ტემპერატურა ნორმით დაშვებულზე მეტი გამოვა, მაშინ საჭი-  
 როა მოდინებული ჰაერის რაოდენობის გაზრდა. გრავიტაციულ (რეცირკულა-  
 ციის გარეშე) სისტემებში მოდინებული ჰაერის რაოდენობა იცვლება გარე  
 ჰაერის ტემპერატურაზე დამოკიდებულებით, გარე ჰაერის ტემპერატურის და-  
 ცემისას ბუნებრივი წნევა მატულობს, რის შედეგადაც იზრდება სათავსში მო-  
 დინებული ჰაერის რაოდენობაც; გარეთა ჰაერის ტემპერატურის გაზრდისას  
 კი გვექნება საწინააღმდეგო მდგომარეობა. ამიტომ, როგორც გამოცდილებამ  
 გვიჩვენა, საჭიროა არხები გავიანგარიშოთ წნევათა იმ სხვაობაზე, რომელიც  
 გვექნება გარე ჰაერის +10° ტემპერატურისას და, ამასთან, არხებმა არ უნ-  
 და გაატარონ ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურისას გამოანგარიშებული გათ-  
 ბობისათვის საჭირო ჰაერის რაოდენობის 50%-ზე მეტი.

ასეთი მეთოდით გაანგარიშებული არხები გარე ჰაერის ტემპერატურის  
 დაცემის შემთხვევაში გაატარებენ გათბობისათვის ჰაერის საჭირო რაოდენ-  
 ნობას.



გრაფიტაციული რეცირკულაციის გარეშე სათბობ სისტემებში მოქმედი საციკულაციო წნევის განსაზღვრა წარმოებს ფორმულებით:

ა) ჰაერის მოძინების არხების საანგარიშოდ

$$H_{\text{ჰაერ}} = h_1(\gamma_{\text{გარ}} - \gamma_{\text{მოდ}}) \text{ კვ/მ}^2, \quad (4.13)$$

ბ) ჰაერის გამწოვი არხების საანგარიშოდ

$$H_{\text{გამწოვი}} = h_2(\gamma_{\text{გარ}} - \gamma_{\text{მ}}) \text{ კვ/მ}^2, \quad (5.13)$$

ამ ფორმულებში

$h_1$  — ვერტიკალური მანძილია კალორიფერის შუა ლერძიდან სათავსში განლაგებული მოძინების არხის გისოსის შუამდე, მ-ობით.

$h_2$  — ვერტიკალური მანძილი გამწოვი არხის გისოსის შუა ლერძიდან ამწოვი შახტის გამობოლოქვის ნახევრამდე, მ-ობით.

$\gamma_{\text{გარ}}$  — გარე ჰაერის მოცულობითი წონა, კვ/მ<sup>3</sup>-ობით.

$\gamma_{\text{მოდ}}$  — კალორიფერში გამთბარი მოძინებული ჰაერის მოცულობითი წონა, კვ/მ<sup>3</sup>-ობით.

$\gamma_{\text{მ}}$  — სათავსის საანგარიშო ტემპერატურის შიგა ჰაერის მოცულობითი წონა, კვ/მ<sup>3</sup>-ობით.

გრაფიტაციული მთლიანი რეცირკულაციის სათბობ სისტემებში მოქმედი საციკულაციო წნევის მთლიანი სიდიდის გამოთვლა წარმოებს ფორმულით:

$$H_{\text{მთ}} = \left( h_1 + \frac{h_2}{2} \right) (\gamma_{\text{მ}} - \gamma_{\text{მოდ}}) \text{ კვ/მ}^2, \quad (6.13)$$

სადაც  $h_1$  — ვერტიკალური მანძილია კალორიფერების კამერაში ჰაერის მოძინების არხის შუა ლერძიდან სათავსში მოძინების გისოსის ლერძამდე, მ-ობით;

$h_2$  — ვერტიკალური მანძილი გამწოვი და მოძინებითი არხების (კამერაში) შუა ლერძებს შორის, მ-ობით;

მოქმედი საციკულაციო წნევის სიდიდე 10%-ით უნდა აღმატებოდეს სათბობი სისტემის წინააღმდეგ.

ჰაერით სათბობ სისტემებში ჰაერის იძულებითი ცირკულაციით (მექანიკურ) ჰაერის გადაადგილება ხდება ვენტilatორის მიერ შექმნილი წნევით.

ჰაერით სათბობ სისტემებში ჰაერის გასათბობათ საჭირო სითბოს ხარჯის განსაზღვრა წარმოებს ფორმულებით:

ა) ჰაერის რეცირკულაციის გარეშე სისტემებში

$$Q = G_{\text{გარ}} \cdot 0,24(t_{\text{მოდ}} - t_{\text{გარ}}) \text{ კვალ/სთ}, \quad (7.13)$$

ბ) ჰაერის მთლიანი რეცირკულაციის სისტემებში

$$Q = G_{\text{მთ}} \cdot 0,24(t_{\text{მოდ}} - t_{\text{მ}}) \text{ კვალ/სთ}, \quad (8.13)$$

გ) ჰაერის ნაწილობრივი რეცირკულაციის სისტემებში

$$Q = 0,24[G_{\text{მთ}}(t_{\text{მოდ}} - t_{\text{მ}}) + G_{\text{გარ}}(t_{\text{მოდ}} - t_{\text{გარ}})] \text{ კვალ/სთ}, \quad (9.13)$$

ამ ფორმულებში

$G_{\text{გარ}}$  და  $G_{\text{მთ}}$  — გარე ჰაერის და რეცირკულაციური ჰაერის წონაა, კვ-ობით;

$t_{\text{მოდ}}$  — მოძინებული ჰაერის ტემპერატურა, გრ-ობით;

$t_{\text{გარ}}$  — გარე ჰაერის ტემპერატურა, გრ-ობით;

$t_{\text{მ}}$  — შიგა ჰაერის ტემპერატურა, გრ-ობით.



**მათეზის ალგილოგრივი სისჴეხეხი**

ლუმელით გათბობა ჯერჯერობით კიდეც ინარჩუნებს თავის მნიშვნელობას (განსაკუთრებით სოფლის პირობებში მცირე მოცულობის ცალკე მდებარე შენობების გასათბობათ). ამგვარი გათბობის მოწყობა დაიშვება ხოლოდ ერთ ან ორსართულიან შემდეგი დანიშნულების შენობებში: საცხოვრებელ, ადმინისტრაციულ და სამოსწავლო დანიშნულების შენობებში, საავადმყოფოში, პოლიკლინიკაში, საბავშვო ბაღში და ბავაში, კინოთეატრში (არა უმეტეს 200 ადგილიან მაყურებელთა დარბაზის შემთხვევაში), საჯარო დაწესებულებებში და სამრეწველო დანიშნულების დამხმარე სათავსებში.

ლუმელური გათბობის გამოყენების შეზღუდვა ორსართულიანზე მაღალი შენობებისათვის გამოწვეულია უმთავრესად სანიტარულ-ჴიგიენური და ხანძარსაწინააღმდეგო მოსაზრებებით.

ლუმელურ გათბობას აქვს მთელი რიგი დადებითი მხარეები: ნისი მოწყობა ნაკლები ჯდება (სხვა სათბობ სისტემებთან შედარებით); ჴირდება ლითონის ნაკლები ხარჯი, შეიძლება ნებისმიერი ადგილობრივი იდფასიანი სათბობის გამოყენება, შედარებით კარგი მარჯი ქმედების კოეფიციენტი აქვს. ჴარყოფითი მხარეებიდან აღსანიშნავია: ხანძრის გაჩენის საშიშროება, სათბობის შესანახი გარკვეული ფართობების საჭიროება, სათბობის ჴედა სართულებში მიტანის სიძნელე; ლუმელის ნაცრისგან და წილისგან პერიოდული გაწმენდის აუცილებლობა და ამასთან დაკავშირებით სათავსში მტერის გამოყოფა; სათავსის ჴაერის ტემპერატურის რხევა დიდ დიაპაზონში და სხვ.

ლუმელი შედგება საცეცხლისგან, რომელიც წარმოადგენს თბურ გენერატორს, და კვანძსაბრუნე არხებისგან, რომლებშიც მოძრაობს წვის შედეგად მიღებული პროდუქტი. საცეცხლის და არხების შიგა ჴედაპირები, რომლებიც უშუალო შეხებაშია ცხელ აირებთან, შეითვისებენ წვის პროცესში გამოყოფილ სითბოს. შეითვისებული სითბოს აკუმულაცია ხდება ლუმელის წყობის (მასივის) მიერ. ლუმელის განთბარი კედლების გარე ჴედაპირების (სათავსში გამოძავალი) საშუალებით კი სითბო გადაეცემა სათავსს. ლუმელში გაცივებული აირები საკვანძე მილით გაიყვანება ატმოსფეროში.

ქვემოთ მოგვყავს ის უმთავრესი მოთხოვნები, რომლებიც წაყენებული აქვს გამთბობ ლუმელს:

- 1) ლუმელმა თანაბრად უნდა გადასცეს სითბო სათავსს და უზრუნველყოს ჴაერის ტემპერატურის თანაბარი განაწილება როგორც სათავსის სიმაღლეზე, ისევე მის გეგმაში; ჴაერის ტემპერატურის რხევის ამპლიტუდა  $A_1$  დღეღამის განმავლობაში, საცხოვრებელ, სამკურნალო და ბავშვთა დაწესე-

ბულებებში არ უნდა აღემატებოდეს  $\pm 2,5^{\circ}$ -ს და სათავისი გასათბობა უნდა იქნეს ღუმელისათვის უნდა შემოწმდეს 57,2 ფორმულით.

2) ღუმელის გარე ზედაპირების საშუალო ტემპერატურა, სანიტარულ-საგინური მოთხოვნებიდან გამომდინარე, არ უნდა აღემატებოდეს  $90^{\circ}$ -ს და შეძლებისდაგვარად უნდა იყოს თანაბარი მთელ ზედაპირზე, რადგანაც ღუმელის ცალკეული ნაწილების არათანაბარი გაცხელება იწვევს ღუმელის წყობის სხვადასხვა სიდიდით გაფართოებას, რის შედეგადაც შეიძლება წარმოიშვას ბზარები.

3) ღუმელი უნდა იყოს მარტივი კონსტრუქციისა, მოსახერხებელი საექსპლუატაციოდ, ლამაზი შესახედი. გარე ზედაპირები ადვილად უნდა იწმინდებოდეს მტვრისაგან, რისთვისაც მიზანშეწონილია მას გლუვი ზედაპირები ჰქონდეს.

4) სასურველია, რომ ღუმელის კონსტრუქციამ უზრუნველყოს მისი ქვემო ზონის კარგი გათბობა, რაც, თავის მხრივ, უზრუნველყოფს სათავისი ქვემო ზონის კარგ გათბობას.

## ღუმელების კანონიკაში

§ 94

სითბოტევადობის მიხედვით ღუმელები იყოფა ორ ჯგუფად. პირველ ჯგუფს მიეკუთვნება სითბოტევადი ღუმელები, რომელთა წყობის აქტიური მოცულობა (აქტიური მოცულობა ეწოდება ღუმელის იმ მოცულობას სიციხელების ჩათვლით, რომელიც თბება)  $0,2 \text{ მ}^3$ -ზე მეტია და რომლების დანთებაც დღე-ღამის განმავლობაში გარე საანგარიშო ტემპერატურისას ორჯერ ხდება. მეორე ჯგუფს მიეკუთვნება არასითბოტევადი ღუმელები, რომელთაც თითქმის სრულიად არა აქვთ სითბოს აკუმულაციის თვისება და ამიტომ ისინი საპირობენ განუწყვეტელ ნთებას.

ღუმელებში ცხელი აირების მოძრაობის სქემის მიხედვით ღუმელები შეიძლება იყოს:

1) არხებიანი, რომლებშიც ცხელი აირები მოძრაობს კვამლსაბრუნ არხებში. ისინი თავის მხრივ იყოფა თანმიმდევრობით და პარალელურად მოწყობილ არხებიან ღუმელებად. თანმიმდევრობითად მოწყობილი არხებიანი ღუმელები შეიძლება იყოს: ერთბრუნვიანი (ნახ. 1. XIV-ა), ორბრუნვიანი (ნახ. 1. XIV-ბ) და ჰრაგალბრუნვიანი (ნახ. 1. XIV-გ). პარალელურად მოწყობილი არხებიანი ღუმელები შეიძლება იყოს: ერთბრუნვიანი (ნახ. 1. XIV-დ) და ორბრუნვიანი (ნახ. 1. XIV-ე).

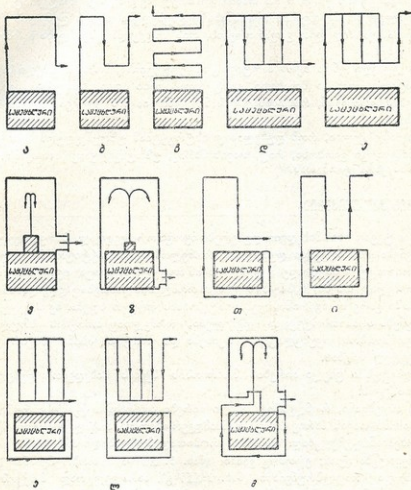
2) უარხებო, რომლებშიც საცეცხლისის თავზე კვამლსაბრუნ არხების ნაცვლად მოწყობილია ხუფი, ცხელი აირები ხუფის კედლებს გადასცემს სითბოს, თვითონ ცივდება, ეშვება დაბლა და აქედან საკვამლე მილით გაიყვანება ატმოსფეროში (ნახ. 1. XIV-ვ და ზ).

3) შერეული, რომლებშიც ცხელი აირების მოძრაობისათვის გვაქვს კომბინირებული სქემა (ნახ. 1. XIV-თ-ი-კ-ლ და მ). ყველა ეს ღუმელი მიეკუთვნება ე. წ. ქვედა ზონის გამთბობ ღუმელებს.

თანმიმდევრობითი არხებიანი ღუმელების გარე ზედაპირების ტემპერატურა არ შეიძლება თანაბარი იყოს, რადგანაც ცხელი აირები მათში თანმიმდევრობით გავლისას თანდათანობით ცივდება. პარალელური არხებიანი ღუმელების გარე ზედაპირებს კი თითქმის ერთნაირი ტემპერატურა ექნებათ,

რადგანაც პარალელურ არხებში თითქმის ერთნაირი ტემპერატურის აირები მოძრაობს.

ლუმელები თავისი კედლების სისქის მიხედვით შეიძლება იყოს სქელკედლიანი (როცა კედლის სისქე აღემატება 12 სმ) და თხელკედლიანი (როცა



ნ.ხ. 1.XIV

საცეცხლის კედლების სისქე არ აღემატება 12 სმ, ხოლო ლუმელის დანარჩენი კედლების სისქე კი 7 სმ).

ლუმელები ფორმის (გეგმაში) მიხედვით შეიძლება იყოს სწორკუთხა, კვადრატული, მრგვალი და სამკუთხა. უფრო ხშირად გამოიყენება სწორკუთხა ლუმელები, შედარებით იშვიათად—მრგვალი. სამკუთხა ლუმელები გამოიყენება სათაქსების განსაკუთრებულად დაკვეჭარების შექთხვევაში.

გარე ზედაპირების გაწყობის თვალსაზრისით ლუმელები შეიძლება იყოს აგურის, შეღესილი, შორენკეციანი, ფოლადის ან თუჯის ფეტლიარით.

ლუმელები შეიძლება იყოს ერთსართულიანი, ორსართულიანი, ან ორბარუსიანი (საცეცხლისას ყოველ სართულზე მოწყობით). კვალი ლუმელიდან გაიყვანება ლუმელის მასივის გვერდით ცალკე საძირკეზე მოწყობილი





საკვამლე მილით, ლუმელის მასივზე ჩამოცმული მილით ან შენობის კაბიტა-  
ლურ კედლებში დატოვებული საკვამლე არხით.

ლუმელების წყობა კეთდება აგურისგან, ცეცხლგამძლე ბეტონის ბლოკე-  
ბისგან ან ლითონისაგან. ლუმელები შეიძლება დასზადდეს ქარხნული წესით ან  
უშუალოდ ადგილზე.

დანიშნულების მიხედვით ლუმელი შეიძლება იყოს: სათბობი, სათბობ-  
სახარში, სახარში და სპეციალური დანიშნულების.

### სათბობი

ლუმელში საწვავად გამოიყენება სხვადასხვა სახის სათბობი: შეშა, ნახ-  
შირი, ტორფი, წვადი აირები, ფიქალები, ბზე და სხვ. ყველაზე უფრო ხში-  
რად იყენებენ შეშას, ნახშირს და ტორფს.

ყველა სახის სათბობი წარმოადგენს ორგანულ შენაერთს, რომლის წვა-  
დი ელემენტები მაღალი ტემპერატურისას რეაქციაში შედიან ჰაერის ეანგ-  
ბადთან, რასაც თან სდევს სითბოს გამოყოფა.

სათბობის მუშა შემადგენლობას წონით პროცენტებში შემდეგი სახე  
აქვს:

$$C^3 + H^3 + O^3 + N^3 + S_{\frac{3}{8}}^3 + A^3 + W^3 = 100\% \quad (1.14)$$

აქ  $C^3$ ,  $H^3$  და  $S_{\frac{3}{8}}^3$ —(შესაბამისად) ნახშირბადი, წყალბადი და მფრინავი წვადი  
გოგირდი სათბობის წვადი ელემენტებია. რაც უფრო მეტია სათბობის  
შემადგენლობაში წვადი ნივთიერებები, მით უფრო მეტია სათბობის თბოუ-  
ნარიანობა, ანუ 1 კგ სათბობის წვის შედეგად გამოყოფილი სითბოს რაოდენ-  
ობა კვალ-ობით.

წვადი გოგირდის გარდა, სათბობის შედგენილობაში შედის არაწვადი  
გოგირდი, რომელიც სათბობის სხვადასხვა მინერალთან ერთად წვის შემდეგ  
წარმოქმნის მინერალურ ნარჩენს—ნაცარს  $A^3$ .

სათბობის შედგენილობაში არსებული ეანგბადი  $O^3$  თვითონ არ იწვის,  
მაგრამ ჰაერის ეანგბადთან ერთად ხელს უწყობს სათბობის წვადი ელემენტე-  
ბის წვას.

აზოტი  $N^3$  მონაწილეობას არ იღებს წვის პროცესში.

ტენი  $W^3$  და ნაცარი  $A^3$  წარმოადგენს სათბობში გარეშე მინარეცს და  
შეადგენს სათბობის ე. წ. გარეშე ბალანსს. სათბობში ტენისა და ნაცრის  
რაოდენობა ერთ და იმავე სახის სათბობისათვისაც კი ცვალებადია და დამო-  
კიდებულია სათბობის ამოღების ხერხზე, მის ტრანსპორტირებაზე და შენახ-  
ვაზე. სათბობის შემადგენლობაში ტენი და ნაცარი არასასურველია.

ასევე არ არის სასურველი სათბობში გოგირდის შემცველობა (მიუხედა-  
ვად იმისა, რომ ის ნაწილობრივ იწვის), რადგანაც გოგირდოვანი აირი  $SO_2$ ,  
შედის რა კონტაქტში ჰაერის წყლოვან აირთან, წარმოქმნის გოგირდმეფავს  
 $H_2SO_4$ -ს, რომელიც, გარდა იმისა, რომ იწვევს შენობის ლითონის ელემენ-  
ტების ინტენსიურ კოროზიას, აბინძურებს აგრეთვე გარე ჰაერს.

სათბობის წვადი ელემენტები მხოლოდ გარკვეული ტემპერატურული პი-  
რობებისას შედის ჰაერის ეანგბადთან რეაქციაში (რასაც თან სდევს სითბოს  
გამოყოფა).

მთლიანი წვის შემთხვევაში 1 კგ ნახშირბადის დაწვით გამოიყოფა

7854 კვლ სითბო. წვისათვის საჭირო ენგბადის ნაკლებობის ან საცეცხლის-ში დაბალი ტემპერატურის შემთხვევაში კი არ ხდება სათბობის მთლიანი წვა და ამიტომ აქვთ შემთხვევებში 1 კგ ნახშირბადის დაწვით მივიღებთ მხოლოდ 2367 კვლ სითბოს.

1 კგ წყალბადის დაწვის შემთხვევაში გამოიყოფა 34180 კვლ სითბო, ხოლო 1 კგ გოგირდის დაწვის შემთხვევაში—2181 კვლ.

სითბოს იმ რაოდენობას, რომელიც 1 კგ სათბობის დაწვით შეიძლება მივიღოთ, ეწოდება სათბობის უდაბლესი მუშა თბოუნარიანობა  $Q_{\text{წ}}^{\text{წ}}$  კვლ კგ-ობით. მიახლოებით სათბობის უდაბლესი მუშა თბოუნარიანობა დ. მენდელეევის ფორმულის შესაბამისად ტოლია:

$$Q_{\text{წ}}^{\text{წ}} = 81C^{\text{წ}} + 300H^{\text{წ}} - 26(O^{\text{წ}} - S_{\text{წ}}^{\text{წ}}) - 6(9H^{\text{წ}} + W^{\text{წ}}) \text{ კვლ/კგ} \quad (2.14)$$

ამ ფორმულაში  $Q_{\text{წ}}^{\text{წ}}$  განსაზღვრისათვის ასოებით აღნიშნული სიდიდეების ნაცვლად ჩასმული უნდა იქნეს მათი (1 კგ. სათბობში) პროცენტული შედგენილობა.

სათბობის უმთავრესი სახეობების მახასიათებლები და ლუმელების გაანგარიშებისათვის აუცილებლად საჭირო მონაცემები ცხრილის სახით მოცემულია XVII დანართში.

## სათბობის წვის პროცესი

§ 96

სათბობის გაცხელებისას მასში ჰაერის შეშვების გარეშე იგი იშლება მფრინავ ნივთიერებად და მყარ ნარჩენად—კოქსად. სათბობიდან გამოყოფილი მფრინავი ნივთიერებებია: წყალბადი, მფრინავი გოგირდი, აორთქლებული წყალი, აზოტი. კოქსი შედგება ნახშირბადისა და ნაცრისაგან. სათბობში მფრინავი ნივთიერებებისა და კოქსის შედგენილობა სხვადასხვა სათბობისათვის სხვადასხვაა. მაგალითად, მფრინავი ნივთიერებების გამოყოფა შეშის წვისას შეადგენს მისი წონის 80%-ს, ხოლო ანტრაციტის წვისას კი—ხოლოდ 4%-ს. მფრინავი ნივთიერებების წვადი ნაწილის დაწვა ხდება საცეცხლის სივრცეში, ხოლო კოქსისა—უშუალოდ შიგ სათბობის ფენაში.

სათბობის წვის პროცესი სქემატურად შეიძლება სამ უმთავრეს საფეხურად დავეყოთ.

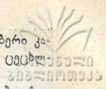
პირველ სტადიაში ხდება სათბობის ფენის ტემპერატურის ზრდა იმ ზღვრამდე, რომ იწყება სათბობის გაზიფიკაცია, ანუ სათბობიდან მფრინავი ნივთიერებების გამოყოფა. გამოყოფილი მფრინავი ნივთიერებები მიდის საცეცხლის სივრცეში.

მეორე სტადიაში მფრინავი ნივთიერებების დაწვა ხდება საცეცხლის სივრცეში, ხოლო კოქსისა—ცეცხლიკების ცხაურზე (გისოსზე).

მესამე სტადიაში ხდება იმ ნარჩენი კოქსის ბოლომდე დაწვა, რომელიც ვერ მოასწრო წინა სტადიაში მთლიანად დაწვა.

სათბობის ნორმალური წვისათვის საჭიროა, რომ საცეცხლისში შედიოდეს ჰაერის საკმარისი რაოდენობა (რადგანაც ჰაერის ენგბადი მონაწილეობს წვის პროცესში). ამასთან, რეაქცია იქნება სრული მხოლოდ იმ შემთხვევაში, თუ ენგბადი კონტაქტში იქნება სათბობის მფრინავ ნივთიერებებთან ზუსტად განსაზღვრული დროის განმავლობაში.

ლუმელის საცეცხლისში წვისათვის საჭირო ჰაერი შედის საკვამლე მი-



ლის მიერ შექმნილი წვევის ზემოქმედებით, ის შედის ლუმელის ქვესაბერი კარებიდან და სანამ საცეცხლის სივრცეში მოხდებოდეს, გაივლის ცეცხლსა და რიკების ცხურზე დაწვობილ გავაზვარებულ კოქსის ფენას.

საცეცხლისში შესული ჰაერის რაოდენობის რეგულირება შეიძლება ქვესაბერი კარების მეტ-ნაკლებად ვალდებით, საკვალე მილზე დაყენებული საკვალთის მდებარეობის შეცვლით ან სათბობის ფენის სისქის ცვლით. სათბობის ფენის სისქე განაპირობებს აგრეთვე იმ დროს, როდის განმავლობაშიც ჰაერის ქანებადი უნდა იყოს კონტაქტში სათბობთან.

თუ სათბობი შედგება მსხვილი ნაჭრებისაგან, მაშინ, იმისათვის, რომ რეაქცია მთლიანად დამთავრდეს, საჭიროა გვერდეს სათბობის სქელი ფენა, წერილნაპროვანი სათბობისას კი—თხელი ფენა.

1 კგ სათბობის დასაწვავად ჰაერის თეორიულად საჭირო რაოდენობა იანგარიშება ფორმულით:

$$V_1 = \alpha \frac{Q_2}{1000} \text{ მ}^3/\text{კგ}, \quad (3.14)$$

სადაც  $\alpha$  ცდების შედეგად მიღებული კოეფიციენტი და ის შემისათვის უდრის 1,12, ტორფისათვის—1,18, მურა ნახშირისათვის—1,15, ანტრაციტისათვის—1,11, მაწუთისათვის—1,10;

$Q_2$ —სათბობის უდაბლესი სამუშაო თბოუნარიანობა, კკალ/კგ-ობით.

საცეცხლისში თეორიულად საჭირო ჰაერის რაოდენობის შეყვანილ ცეცხლრიკების ცხურზე მისი არათანაბარი განაწილების გამო სათბობის მთლიანი წვეის უზრუნველყოფა არ ხერხდება. ამიტომ საცეცხლისში შეჰყავთ თეორიულად საჭირო ჰაერის მოცულობაზე მეტი ჰაერი.

საცეცხლისში სინაღვილეში შეყვანილი ჰაერის  $V_0$  ფარდობას თეორიულად საჭირო რაოდენობასთან უწოდებენ ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტს  $a$ :

$$a = \frac{V_0}{V_1}. \quad (4.14)$$

გათბობის მიზნებისათვის გამოყენებულ ლუმელებში ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის სიდიდე მერყეობს დიდ ზღვრებში: ლუმელის დანაბების დასაწყისში ის 2-ის ტოლია, ხოლო დანთების ბოლოში კი 10 ზე იტის, რადგანაც ამ დროისათვის სათბობის ფენის სისქე, ანუ მისი წინაღობა მკვეთრად ეცემა, ხოლო საკვამლე მილის მიერ შექმნილი წვევა კი (აირების ტემპერატურის მომატებასთან ერთად) იზრდება.

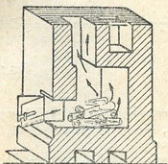
სათბობის წვეის შედეგად გამოყოფილი სითბოს ნაწილი გამოუყენებლად იკარგება. სითბოს ყველაზე მეტი რაოდენობა იკარგება ატმოსფეროში გაყვანილი აირებით (მათ დიდი 150—160° ტემპერატურა აქვთ) და სათბობის მთლიანი თბოუნარიანობის 5—15%-ს შეადგენს.

სათბობის ქიმიურად არასრული წვეის შედეგად დაკარგული სითბოს რაოდენობა სათბობის მთელი თბოუნარიანობის 2—5%-ს შეადგენს.

სათბობის მექანიკურად არასრული წვეის (სათბობის ნაწილი დაუწვავად ვარდება სანატრეში ან გაიყვანება ატმოსფეროში) შედეგად დაკარგული სითბოს რაოდენობა სათბობის თბოუნარიანობის 6—10%-ს შეადგენს.

ზემოჩამოთვლილი დანაკარგები ჯამში საკმაო სიდიდეა და 15—30%-ს შეადგენს. ეს პროცენტი კიდევ უფრო გაიზრდება, თუ არასაკმარისი უფრადლებით მოვეყიდებით ლუმელში სათბობის წვეის მთელ პროცესს.

ლუგლის საცეცხლისმა უნდა უზრუნველყოს საცეცხლისში სათბობის წვისათვის საჭირო ტემპერატურა, სათბობის საჭირო მოცულობის ჩატვირთვა და ჰაერის თანაბარი მიწოდება. საცეცხლისის მოცულობა დამოკიდებულია სათბობის სახეობასა და მასში არსებული აქროლადი ნივთიერებების რაოდენობაზე; რაც უფრო მეტია აქროლადი ნივთიერებების შედგენილობა საწვავში, მით უფრო მეტი უნდა იყოს საცეცხლისის სივსობა. მაგრამ ეს მოცულობა ძალიან დიდიც არ უნდა იყოს, რადგანაც ასეთ შემთხვევაში საცეცხლისში არ გვექნება სათბობის მთლიანი წვისათვის საჭირო ტემპერატურა.



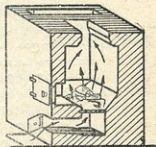
ფ.ბ. 2.XIV

ცეცხლიკის ცხურას (გისოსის) კონსტრუქციის შერჩევა უნდა მოხდეს გამოსაყენებელი სათბობის სახეობაზე დამოკიდებულნით, მისი ზომებისა და ნაცრიანობის მიხედვით.

საცეცხლისი უზრუნველყოფილი უნდა იყოს მასში შენავალი ჰაერის რაოდენობის მარეგულირებელი მოწყობილობებით.

საცეცხლისის ანგარიში და დაგეგმარება უნდა ჩატარდეს იმ სათბობის თვისებების გათვალისწინებით, რომლის დაწვაც მოხდება მასში. 2.XIV ნახაზე ნაჩვენებია

ლუმელი, რომელსაც მთლიანი ჰორიზონტალურძირიანი ძველი კონსტრუქციის საცეცხლისი აქვს. მასში წვისათვის საჭირო ჰაერი შედის მხოლოდ საცეცხლისის გაღებული კარიდან, რის გამოც სათბობის ფენის ქვემო ნაწილში ჰაერი ვერ აღწევს. საცეცხლისში გამავალი ჰაერის უმეტესი ნაწილი წვის პროცესში მონაწილეობას არ იღებს და უსარგებლოდ აცივებს მას. ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი ასეთ საცეცხლისში დიდ სიდიდეს აღწევს, რის შედეგადაც იზრდება (ატმოსფეროში გაყვანილი აირებით) სითბოს უსარგებლოდ კარგვა. ასეთ საცეცხლისიან ლუმელებში ყველა სახის მყარი სათბობიდან დამაკმაყოფილებლად იწვის მხოლოდ ზეშა. მისი მარგი კმედების კოეფიციენტი ძალიან დაბალია.

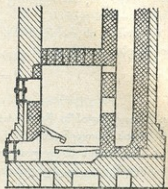


ფ.ბ. 3.XIV

3.XIV ნახაზე ნაჩვენებია ლუმელი თანამედროვე საცეცხლისით, რომელიც განკუთვნილია ზეშის დასაწვავად. ამ საცეცხლისში ცეცხლიკების ცხურა საცეცხლისში ზეშის ჩასატყრთი კარების დონესთან შედარებით ოდნავ ჩალრმავებულია. საცეცხლისის ძირის ქვეშ მოწყობილია ჰაერის ქვესაბერი, რომლის კარების მეტ-ნაკლებად გაღებით საცეცხლისში შეიყვანება ჰაერის საჭირო რაოდენობა, რომელიც, გაივლის რა ცეცხლიკების ცხურას, გარს ევლება სათბობის მთელ ფენას, რითაც ხელს უწყობს სათბობის მთლიანად დაწვას. იმისათვის, რომ ლუმელში არ შევიდეს ჰაერის ჭარბი რაოდენობა, საჭიროა სათბობის წვის პროცესში საცეცხლისის კარები დაკეტილი იყოს.



4.XIV ნახაზზე ნაჩვენებია ტორფის დასაწვავად გამოყენებული საცეცხლისი. ტორფს დიდი 25—40%-მდე წონითი ტენიანობა აქვს. აპიტუმ ტორფის დასაწვავად გამოყენებულ საცეცხლისს ორი (ერთი ჰორიზონტალური და მეორე დახრილი) ცეცხლრიკების ცხური უყუთდება. დანთების დაწყებისას ჰორიზონტალურ ცხურზე იდება სათბობის პატარა ნაწილი. მას შემდეგ, რაც სათბობის ეს ნაწილი კარგად გახურდება, საცეცხლისის ორივე ცხურას მთლიანად შეაესებენ სათბობის (ტორფის) საქარო რაოდენობით. წვა იწყება სათბობის გამომპარალი ქვედა ფენიდან და სათბობის ზედა ფენების გამოშრობასთან ერთად ამოდის ზემოთ.



ნახ. 4.XIV

5.XIV ნახაზზე ნაჩვენებია ქვანახშირის დასაწვავად გამოყენებული საცეცხლისი. როგორც ცნობილია, ქვანახშირის წვა ხდება უპირობოდ სათბობის ფენის შიგნით, რომლის სისქეც განაპირობებს საქარისი რაოდენობის ჰაერის მოღინებას და წვისათვის საჭირო ტემპერატურის დამყარებას.

სათბობის საჭირო სისქის მქონე ფენის უზრუნველსაყოფად საცეცხლისში კეთდება პატარა ჩაღრმავება. ცეცხლრიკების ცხურა ეწყობა საცეცხლისის კარების დონესთან შედარებით აგურის წყობის 2—3 რიგით დაბლა. ამავ საცეცხლისში შეიძლება ანტრაციტის დაწვა. ოღონდ ამ შემთხვევაში ცეცხლრიკების ცხურა უნდა ჩაღრმავდეს 30—35 სმ-ით.

საცეცხლისის წყობა კეთდება წითელი აგურით. მისი კედლების სისქე მინიმუმ 1/2 აგური უნდა იყოს. როდესაც საცეცხლისი გათვალისწინებულია ქვანახშირის და ანტრაციტის დასაწვავად, მაშინ აღუკლებელია საცეცხლისის კედლებს გაუკეთდეს 1/4 სისქის ცეცხლგამძლე აგურისგან შესრულებული ამოკება. ენაიდან ცეცხლგამძლე აგურსა და წითელ აგურს ერთმანეთისგან განსხვავებული ხაზობრივი გაფართოების კოეფიციენტები აქვთ, ამიტომ ამოკება არ უნდა იყოს გადაბებული საცეცხლისის მთავარ წყობასთან. ამასთან, ასეთ შემთხვევაში შესაძლებელია (საჭიროების შემთხვევაში) ამოკების შეცვლა საცეცხლისის მთავარი წყობის დაურღვევლად.

საცეცხლისის ანგარიში. სათბობის ის რაოდენობა, რომელიც უნდა დააწვას დანთების ერთ პროცესში, გამოითვლება ფორმულით:

$$B = \frac{Q_e}{Q_{\text{წ}}^{\text{წ}}} \text{ კგ.} \quad (5.14)$$

სადაც  $Q_e$  — ლუმელის მიერ გაცემული საანგარიშო სითბოს რაოდენობაა და ლუმელის დღე-ღამის განმავლობაში ორჯერ დანთების შემთხვევაში ის 12  $Q_{\text{წ}}$ -ს, ანუ გასათბობი სათავისის მიერ 12 საათის განმავლობაში თბოდანაკარგების ტოლია;

$Q_3$ —სათბობის უდაბლესი სამუშაო თბოუნარიანობა კკალ/კგ-ობით და აიღება დანართში მოცემული XVII ცხრილიდან;

$\eta$ —ლუმენის მარგი ქმედების კოეფიციენტი ცეცხლრიკებიანი ცხურის მქონე ლუმენებისათვის, როცა მათში ანტრაციტი იწვის, 0,75-ს ტოლია, ხოლო როცა სხვა სახის სათბობი იწვის—0,7; ლუმენებისათვის, რომლებსაც მთლიანი (ყრუ) ძირიანი საცეცხლისი აქვთ, —0,4 უდრის.

სათბობის ის რაოდენობა, რომელიც უნდა ჩაიტვირთოს საცეცხლისში, გამოითვლება ფორმულით:

$$V = \frac{B}{\gamma} \div \frac{0,75 B}{\gamma} \text{ მ}^3, \quad (6.14)$$

სადაც  $B$  საცეცხლისში წვის ერთი პროცენტის განმავლობაში დასაწვავი სათბობის რაოდენობაა (წონა), კგ-ობით;

$\gamma$ —სათბობის მოცულობითი წონა, კგ/მ<sup>3</sup>-ობით.

ლუმენის საცეცხლისის ძირის ფართი გამოითვლება ფორმულით:

$$F_b = \frac{V}{h} \text{ მ}^2, \quad (7.14)$$

სადაც  $h$  სათბობის ფენის სიმაღლეა, მ-ობით;

საცეცხლისის სიმაღლე უნდა შეირჩეს იმ ანგარიშით, რომ მასში ჩაეტოს საჭარო რაოდენობის სათბობი და სათბობის ფენის ზემოთ დარჩეს თავისუფალი სივრცე, რომელიც მით უფრო მეტი უნდა იყოს, რაც უფრო მეტი აქროლადი წვავდა ნივთ-ერება სათბობის შედგენილობაში.

საცეცხლისის სიგანე  $b_s$  (ლუმენის წყობის სიგანის ნაკერების გათვალისწინებით) მიიღება: ლუმენებისათვის, რომელთა თბოგაცემა არ აღემატება 3000 კკალ/სათს—0,19—0,27 მ, ლუმენებისათვის, რომელთა თბოგაცემა აღემატება 3000 კკალ/სთ, —0,27 მ და ზეტი. საცეცხლისის სიგრძე ნაქროვანი სათბობისათვის გამოითვლება ფორმულით:

$$L = \frac{F_b}{b_s} \text{ მ}, \quad (8.14)$$

საცეცხლისის სიმაღლის, სიგანის და სიგრძის შერჩევის შემდეგ შეიძლება მისი მოცულობის განსაზღვრა:

$$V_b = L b_s h_s \text{ მ}^3. \quad (9.14)$$

9.14 გამოსახულების საშუალებით გამოთვლილი საცეცხლისის მოცულობა უნდა შეაოწმდეს საცეცხლისისა საწვავი სივრცის მოცულობის დასამეგობურ დაძაბულობაზე (გამოყენებული სათბობის სახეობისათვის), რაც ხდება ფორმულით:

$$V_b = \frac{B Q_3 \eta}{m E} \text{ მ}^3, \quad (10.14),$$

სადაც  $\eta$  საცეცხლისის მარგი ქმედების კოეფიციენტი, რომელიც ცეცხლრიკებიანი ცხურის შემთხვევაში აიღება 0,9, ხოლო მთლიან (ყრუ) ძირიან საცეცხლისის შემთხვევაში—0,7;



$m$ —დანთების ხანგრძლიობა საათობით, რომელიც 1500 კკალ/სთ თბო-  
 გაციების მქონე ლუმენისათვის უდრის 1 სთ, 3000 კკალ/სთ მქონე  
 ლუმენისათვის—1,25 სთ, 5000 კკალ/სთ ლუმენისათვის—1,6 სთ.  
 უფრო მეტი თბოგაციების ნქონე ლუმენისათვის კი—2 სთ. ვინაიდან ქვანახ-  
 შირი უფრო ნელა იწვის, ამიტომ მისი სათბობად გამოყენების შემთხვევაში  
 დანთების ხანგრძლიობა იზრდება 1,5-ჯერ, ხოლო ანტრაციტის გამოყენების  
 სას კი 2-ჯერ შემოშოყვანილ მონაცემებთან შედარებით;

$\sum = \frac{Q_{\text{ბ}}}{V_{\text{ბ}}}$ —საცეცხლისის საწვავი სივრცის ყოველ 1 მ<sup>3</sup> მოცულობაზე დასა-  
 შვები თბური დაძაბულობა, კკალ/სთ-ობით,  
 ცეცხლირეების ცხურას ფართი იანგარიშება ფორმულით:

$$F_{\text{ბ}} = \frac{B}{mR} \text{ მ}^2, \quad (11.14)$$

სადაც  $R$  ცეცხლირეების ცხურას თბური დაძაბულობა, კვ/მ<sup>2</sup> სთ-ობით, ანუ  
 სათბობის ის რაოდენობა, რომელიც შეიძლება დაიწვას 1 საათის  
 განმავლობაში 1 მ<sup>2</sup> ფართის მქონე ცეცხლირეების ცხურაზე.  
 საცეცხლისის სანაცრის მოცულობა საკმარისი უნდა იყოს სათბობის  
 წვის შედეგად დარჩენილი ნაცრისა და წიდის მისაღებად. სანაცრის სიგრძე  
 და სივანე არ უნდა იყოს ცეცხლირეების ცხურაზე ნაკლები.  
 ქვესაბერის ნახერტის ფართის განსაზღვრა შეიძლება ფორმულით:

$$F_{\text{ბა}} = \frac{BV_{\text{ბ}}(1+at)}{mV \cdot 3600} \text{ მ}^2, \quad (12.14)$$

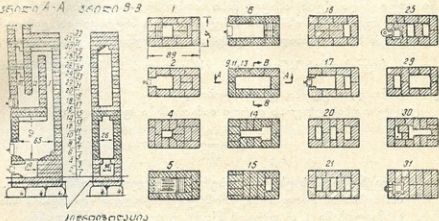
სადაც  $V_{\text{ბ}}$  1 კვ სათბობის პრაქტიკულად დაწვისათვის საჭირო ჰაერის რაოდენობაა, მ<sup>3</sup>-ობით, 760 მმ ვერცხ. წყ. სვ. წნევისას და 0°-ს ტემპერატურისას;  
 $a$ —აირების (ჰაერის) მოცულობითი გაფართოების კოეფიციენტი, რომელიც უდრის 1/273;  
 $V$ —ჰაერის მოძრაობის სიჩქარე ლუმელის ქვესაბერში, მიიღება 1—2 მ/წმ.  
 ვინაიდან ქვესაბერში სათავსიდან შესული ჰაერის ტემპერატურა ახლოსაა 0-თან, ამიტომ მაშრავლი  $1+at$  (12.14) ფორმულაში შეიძლება აღებულ იქნეს ერთის ტოლი.

**სითოჯავაძე ლუმალი** § 98

6.XIV ნახაზზე ნაჩვენებია ორჯერსაბრუნავი თანმიმდევრულად მოწყობილარბებიანი (შესაბამებია 1 XIV-ა ნახაზზე ნაჩვენებ სქემას) ლუმელის წყობის ქ-ილები და გვეგმები. ამ ლუმელის საშუალო საათური თბოგაცემა მისი დღე-ღამის განმავლობაში ორჯერ დანთების შემთხვევაში 2200 კკალ ტოლია.  
 ლუმელის ქვედა ნაწილში მოთავსებულია შეშის დასაწვავად განკუთვნილი საცეცხლისი. საცეცხლისიდან გაზოსული ცხელი აირები თანმიმდევრობით გაივლია I, II და III არხებს. III არხიდან ცხელი აირები ჩამოსაცემელი საკვამლე მილის საშუალებით გაიყვანება ატმოსფეროში. III არხზე თანმიმდევრობით დაყენებულია ორი საკვალთი, რომელთა საშუალებითაც ლუმელის დანთების პროცესის დანთავრების შემდეგ გადაიკეტება არხის კვეთი.

საეცხლისის წყობა შესრულებულია ცეცხლამძლე აგურით. ვინაიდან საეცხლისი ყოველი მხრიდან ღიაა, ამიტომ ამ ლუმელის ქვედა ნაწილი კარგად თბება, რაც უზრუნველყოფს სათავის ქვედა ზონის კაოც გაბობას.

პიკეტი A-A პიკეტი B-B



ქილიზილიასია

ნახ. 6.XIV

ლუმელის უარყოფით მხარედ ითვლება ლუმელის ზედა ნაწილის არათანაბარი გაბობა, რაც გამოწვეულია არხებში თანმიმდევრობითად გავლისას ცხელი აირების ტემპერატურის ვარდნით.

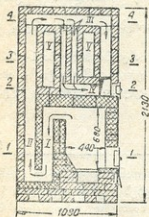
7.XIV ნახაზზე ნაჩვენებია პოოფესორ პ. სმუხნინის მიერ დამუშავებული

*პოოფესორი პ. სმუხნინი*

*პიკეტი A-A*

*პიკეტი B-B*

ლუმელის ვერტიკალური და პოოროზონტალური ჭრილები.



4-4

3-3

2-2

1-1

ამ ლუმელში ცხელი აირების მოძრაობა (შეესაბამება 1 XIV-ლ ნახაზზე ნაჩვენებ სქემას) ხდება კონბინირებულად და პარალელურად მოწყობილი არხების სისტემაში. საეცხლისიდან გამოსული ცხელი აირები პირველად გაივლის ლუმელის ქვედა ნაწილში მოწყობილ I არხს, საიდანაც II არხის საშუალებით აირები

ნახ. 7.XIV

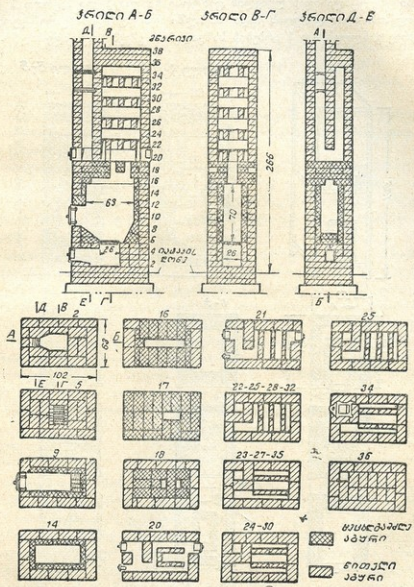
მოხვდება ლუმელის ზედა ნაწილში. აქედან ცხელი აირები გაივლის ერთმანეთის პარალელურად მოწყობილ ვერტიკალურ III არხში და IV პოოროზონტალური არხის საშუალებით მიიყვანება საკვამლე მილში.

თბოგაცემი ზედაპირების გაზრდის თვალსაზრისითაა ლუმელში ეწყობა ორი გამჭოლი საპერო კამერა V. ლუმელის საშუალო საათური თბოგაცემა



მისი დღე-ღამის განმავლობაში ორჯერ დანთების შემთხვევაში 2000 კვალ ტოლია.

8.XIV ნახაზზე ნაჩვენებია სწორკუთხოვანი ხუთიანი ღუმელის ვერტიკალური და ჰორიზონტალური კრილები. ამ ღუმელმა დიდი გავრცელება ჰპოვა

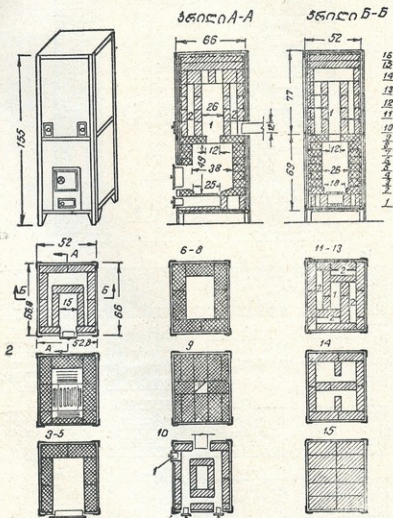


ნახ. 8.XIV

მშენებლობაში. მასში ცხლი აირები საცეცხლისიდან (შეესაბამება 1.XIV-3 ნახაზზე ნაჩვენებ სქემას) აღის ხუფში, სადაც სუფის კედლებთან შეხების შედეგად ცივდება და ეშვება დაბლა საცეცხლისის გადახურვის დონემდე, საიდანაც გაიყვანება საკვამლე მილში. სი.პოშემთვისებელი ზედაპირების გზარ-

დის მიზნით ლუმელის ხუფში ეწყობა აკურის წყობური, ე. ი. აგურის ისეთ ნაირი წყობა, როგორც ქმნის დამატებით, ერთმანეთთან დაკავშირებულ ვერტიკალურ და ჰორიზონტალურ არხებს.

ლ. სემენოვის მიერ შეგმნილი ერთ-ერთი ლუმელის (MBMC—64) ევრტიკალური და ჰორიზონტალური ჭრილები მოცემულია 9.XIV ნახაზზე. ცხელი აირები საცეცხლისიდან ლუმელის ცენტრში განლაგებული საერთო 1 არხის საშუალებით ადის ლუმელის ზედა ნაწილში და ლუმელის ვარე კედლების გასწვრივ განლაგებული 2 არხების საშუალებით ეშვება საკვამლე მილში. შექ-



ნახ. 9.XIV

მნილია MBMC ლუმელების რამდენიმე ნაირსახეობა, რომლებიც ერთმანეთს განსხვავდება სიმალით (1,41 მ-დან 1,93 მ-დე) და თბოგაცემით (1000-დან 3000 კკა-მდე). ამ ლუმელების წონა მათი სიმალის მიხედვით იცვლება 300 დან 350 კგ-მდე. MBMC ტიპის ლუმელის საცეცხლისში შეილება თითქმის ყველა სახის სათბობის (შეშის, ტორფის, ქვანახშირის და ანტრა-



ცრის) დაწვა. მისი დადებითი მხარეებიდან აღსანიშნავია დიდი თბოგაცემა, მცირე გაბარიტული ზონა და მცირე წონა, რაც ლუმელის უშუალოდ სპეციალური საძირკვლების მოწყობის გარეშე გასათბობი სათავსის იატაკზე დადგმის საშუალებას გვაძლევს.

**არასითბოგეგმიური ლუმელი**

§ 99

არასითბოგეგმიური ლუმელი გამოიყენება იმ სათავსების გასათბობად, რომლებშიც აღამიანებს პერიოდულად უხდებთ ყოფნა (სახელოსნო, შალაზია, საწყობი) და აგრეთვე დროებითი ხასიათის ნაგებობებში (ნიწური, ბარაკი და ა. შ.).

არასითბოგეგმიური ლუმელი უმეტეს შემთხვევაში მზადდება ფურცლოვანი ფოლადისგან ანდა აკეთებენ თუჯისგან. ზოგიერთ არასითბოგეგმიურ ლუმელს უკეთდება აგურის ამოგება.

არასითბოგეგმიური ლუმელი დიდი თბოგაცემით ხასიათდება (1500—2500 კკალ/მ<sup>2</sup> სთ). ანტიტონ მას სითბოგეგმიურ ლუმელთან შედარებით მცირე გაბარიტული ზომა აქვს. იგი მალე ცხელდება, მაგრამ დანთების შეწყვეტისას ასევე მალე ცივდება (რადგანაც თხელი კედლები აქვს). ამიტომ მისი ნთება ხდება უწყვეტლევ.

არასითბოგეგმიური ლუმელის უარყოფითი მხარედ ითვლება ის, რომ მის ზედაპირებზე მაღალი ტემპერატურები გვაქვს. ფოლადისა და თუჯის თხელი კედლები ზოგჯერ სიწითლემდე ცხელდება, რის გამოც ხდება სხივური სითბოს დიდი რაოდენობით გამოყოფა, რაც არასასიამოვნოდ მოქმედებს აღამიანთა ორგანიზმზე და იწვევს სათავსის ჰაერის ტემპერატურის არათანაბრობას. გარდა ამისა, ძლიერ გაცხელებულ ზედაპირებზე ხდება მტერის დაწვა და ამის შედეგად მხოლოდ აირის წარმოქმნა.

არასითბოგეგმიურ ლუმელში კვანძსაბრუნე არხების სიგრძე მცირეა, რის გამოც ატმოსფეროში გაყვანილ ცხელ აირებს მაღალი ტემპერატურა აქვს, რაც იწვევს სითბოს დიდი ნაწილის უნიზნოდ კარგვას.

**ლუმელის საძირკველი**

§ 100

ის ლუმელი, რომლის წონა არ აღემატება 750 კგ და რომლის დადგმაც ხდება შენობის კაპიტალურ კედელთან ახლოს, შეიძლება მოეწეოს სპეციალური საძირკვლის გარეშე. ასეთ შემთხვევაში იატაკის იმ ნაწილზე, სადაც ამოყვანილ უნდა იქნეს ლუმელის წყობა, იდება ხანძარსაწინააღმდეგო საიზოლაციო ფენა, რომელიც შედგება თიხის ხსნარში გაკლენთილი ორფა ქეჩისა და ფოლადის ფურცლისაგან. სართულშუა გადახურვის კონსტრუქცია (სიმტკიცეზე) გაანგარიშებული უნდა იქნეს ლუმელის წონის გათვალისწინებით. დიდი წონის ლუმელის ქვეშ ეწყობა სპეციალური საძირკველი.

ლუმელის საძირკველი კეთდება ყოველ ქვისაგან ან აგურისგან კირის ან ცემენტის დუღაბის გამოყენებით (ეს უკანასკნელი გამოიყენება ტენიანი გრუნტის შემთხვევაში). საძირკვლის მოსაწყობად გრუნტში ითხრება ქვაბული იმის გათვალისწინებით, რომ საძირკველი უფრო ფართო უნდა იყოს ლუმელის წყობაზე (5 სმ-ით ყოველ მხარეს). საძირკვლის წყობის პირველი რიგი კეთ-



დება მოსწორებული ქვაბულის ძირზე და შემდეგ ამოიყვება თხელი ღებავით. დანარჩენი წყობის ამოყვანა ხდება ნაქერების ერთმანეთთან გადახმის წესების დაცვით.

საძირკვლების დამოუკიდებელი ჯდომის უზრუნველსაყოფად ღუმელის საძირკველს და შენობის კედლების საძირკვლებს შორის დატოვებული უნდა იქნეს 5 სმ სიგანის ღრეჩო, რომელიც ღუმელის წყობის დამთავრების შემდეგ უნდა ამოიღოს ქვიშით.

ღუმელის საძირკვლის გრუნტი ჩაღრმავება ერთსართულიანი ღუმელისათვის უნდა იყოს 0,6—0,75 მ, ორსართულიანი ღუმელისათვის—1 მ.

თუ ღუმელი იდგმება კაპიტალური კედლის ღობეში იმგვარად, რომ მისი ნაწილი დგას უშუალოდ კედლის საძირკველზე, ხოლო ნაწილი გამოწეულია კედლის სიბრტყიდან, ოღონდ არა უმეტეს 0,25 მ-სა, მაშინ კედლის საძირკველს უკეთდება ადგილობრივი გაფართოება, რომელზეც ხდება კედლის სიბრტყიდან გამიწეული ღუმელის ნაწილის დაყრდნობა. იმ შემთხვევაში, როდესაც კედლის სიბრტყიდან ღუმელის ნაწილი გამოწეულია 0,25 მ-მეტად (არა უმეტეს 0,5 მ), მაშინ კედლის საძირკვლის გაფართოება ხდება ამ საძირკვლის მთელ სიმაღლეზე. ყველა დანარჩენ შემთხვევაში ღუმელი იდგმება დამოუკიდებლად ამოყვანილ საძირკველზე.

მეორე სართულის ღუმელი შეიძლება მოეწყოს ქვედა სართულის ღუმელზე. ასეთ შემთხვევაში ღუმელებს შორის (სართულშია გადახურვის დონეზე) ეწყობა ყრუ კამერა, რომლის გადახურვაც ხდება 10 სმ რკინაბეტონის ფილით. ამ რკინაბეტონის ფილის მოწყობა უზრუნველყოფს ზედა სართულის ღუმელის დატვირთვის თანაბრად განაწილებულ გადაცემას ქვედა სართულის ღუმელზე.

## ღუმელის წყობა

§ 101

ღუმელის წყობისათვის უმთავრესად გამოიყენება კარგად გამოწეარი ჩეხულებრივი წითელი აგური (საცეხლისების ამოგება კი ხდება ცეცხლგამძლე აგურისაგან). ამ მიზნით სილიკატური აგურის გამოყენება არ დაიშვება, რადგანაც ის მაღალი ტემპერატურისას ადვილად იწვება. აგურის წყობისათვის იყენებენ თიხის დუღაბს, რომელიც წარმოადგენს სილისა და თიხის თხელ ნარევს. ცეცხლგამძლე აგურის წყობის ამოყვანისას იყენებენ შამოტით-ხივან დუღაბს.

ღუმელის წყობისათვის გამოყენებულ აგურს უნდა ჰქონდეს: სწორი ფორმა, ნორმალური გამოწევა—წითელი, სწორი კუთხეები, ბრტყელი წახანგები, ფოროვანობა.

ცუდად გამოწეარი აგურის ღუმელის წყობა ჩქარა ინგრევა, ხოლო ზედმეტად გამოწეარ აგურს ცუდი შეკიდულობა აქვს თიხის ხსნართან.

ჩეხულებრივი თიხის აგური (ღუმელის წყობისას) წინასწარ უნდა დასველდეს წყლით. წინააღმდეგ შემთხვევაში ის წყალს შეიწოვს თიხის დუღაბიდან, რაც შეამცირებს აგურის დუღაბთან შეკიდულობის ხარისხს. ცეცხლგამძლე აგურის ზედაპირებზე მოასხურებენ წყალს, რათა გაწინდონ იგი მტკრისგან. ჩეხულებრივი აგურის ღუმელის წყობის ნაწიბურების სისქე არ უნდა აღემატებოდეს 5 მმ, ხოლო ცეცხლგამძლე აგურისა 3 მმ.





ლუმელის გარე კედლების სისქე არ უნდა იყოს  $1/2$  აგურზე მეტი, ხოლო საცეცხლის ფარგლებში— $1/2$  აგურზე ნაკლები. იმ შემთხვევაში, როდესაც ლუმელის კედლების სისქე  $1/4$  აგურის ტოლია, მაშინ ღუმელი ამოყვანილი უნდა იყოს ლითონის კარკასში. სათავის ზედა ზონის გადახურების თავიდან ასაკლებლად ღუმელის სიმაღლე არ უნდა იყოს დიდი. ღუმელის შიგა არხები სპეარტლისგან გაწმენდის მოხერხებულობისათვის მიზანშეწონილია გაკეთდეს ზომებით  $7.7$  სმ.

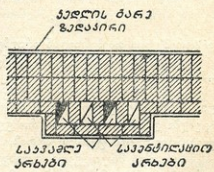
ღუმელის წყობის დროს დაცული უნდა იქნეს ნაკერების გადაბმა. ღუმელის წყობის ამოყვანის დროსვე ხდება ღუმელის ხელსაწყოების: ხუფების, ცეცხლრიკების გისოსების, საკვალთვლის და ყველა (ქეცხაბერის, საცეცხლის, სანაცრის და ა. შ.) კარების დაყენება.

**საკვამლე მილი და არხი**

§ 102

როგორც აღვნიშნეთ, ღუმელიდან კვამლის და ნაწიწვი აირების გასაყვანად აწყობენ ჩაოსსაცმელ (იხ. ნახ. 6 და 8.XIV) და ღუმელის გვერდზე ცალკე ამოყვანილ საკვამლე მილებს ანდა აგურის კაპიტალურ კედლებში საკვამლე არხებს. ვინაიდან ღუმელის გვერდზე ცალკე ბუნებრივ საკვამლე მილებს მოწყობა უფრო ძვირი ჯდება, ვიდრე ჩაოსსაცმელი საკვამლე მილებისა და საკვამლე არხების მოწყობა, აიტოვს მათი გამოყენება დაიწყება სხოლოდ მაშინ, როდესაც ამა თუ იმ მიზეზით შეუძლებელია ჩაოსსაცმელი მილების ან საკვამლე არხების მოწყობა.

საკვამლე არხები ეწყობა შენობის შიგა კაპიტალურ კედლებში, რომელთა სისქეც მინიმუმ  $1\frac{1}{2}$  აგურია. იმ შემთხვევაში, როდესაც კედელი უფრო თხელია, საკვამლე არხების კედელში განლაგების ადგილას კედელს უკეთდება ადგილობრივი შესქელება—პილიასტრი. საკვამლე არხების განლაგება შენობის გარე კედელში არ არის მიზანშეწონილი, რადგანაც ასეთ არხებში მახდება ცხელი აირების იმ ტემპერატურამდე გაცივება, რომლის დროსაც შეიძლება დაიწყოს წყლის ორთქლის კონდენსაცია, გამყოფი ტენით გაიღვინება კედლის წყობა, და კედელი დაიწყებს დატენიანებას და ნგრევას. თუ ვერ ავიცილებთ თავიდან არხების მოწყობა გარე კედელში, მაშინ საჭიროა, რომ  $2\frac{1}{2}$  აგურის სისქის მქონე კედელში არხის შიგა ზედაპირიდან კედლის გარე ზედაპირამდე იყოს მინიმუმ 2 აგური, ხოლო 2 აგურის სისქის მქონე კედელში— $1\frac{1}{2}$  აგური. ვინაიდან საკვამლე არხს თვითონ უნდა ჰქონდეს კეთილი მინიმუმ  $1/2 \cdot 1/2$  აგურზე, ამიტომ შემოადინებული პირობის დასაძაყოფილებლად საჭირო ხდება პილიასტრში არხების ისეთნაირად განლაგება, როგორც ეს ნაჩვენებია 10.XIV ნახაზზე.



ნახ. 10.XIV

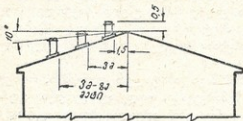
საკვამლე არხების და მილების კედლების სისქე უნდა იყოს სულ მცირე  $1/2$  აგური. საკვამლე არხის გვერდით რეკომენდებულია განლაგებული იყოს სპეციალური გამწოვი არხები (იხილეთ ნახ. 10.XIV), რადგანაც ამ არხის

ცხელ კედლებთან შეხების შედეგად ხდება მასში გამაფალი (სათაფსიდან გაწოვილი) პაერის გათბობა, რაც აუხჯობებს წვევას საფენტილიცო არხებში.

ხოველ ღუშელს, როგორც წესი, უნდა აქონდეს დაბოუკიდებელი საკვამლე არხი. გამონაკლისი დაიშვება ჩლოდ დეროსა და იმაე სარჯულზე და გვერდგვერდით განლაგებული ღუშელებისათვის. კვანლი ასეთი ღუშელებიდან შეიძლება შეეციყვანოთ ერთ არხში, ოღონდ ასეთ შემთხვევაში 0,75—1 მ სიმაღლეზე არხში უნდა მოეწყოს 1/2 აგურის სისქის ტიხრის ზოლი, რომელიც წარმოქმნის ცალ ცალე არხებს ცალე ღუშელებისათვის. თუ ასეთი ტიხრის ზოლის მიწყობა არ შეიძლება, მაშინ ცალკეული ღუშელის საკვამლე არხების მიერთება დაიშვება ერთ საერთო არხთან, ოღონდ სხვადასხვა სიმაღლეზე. მანძილი მიერთების წერტილებს შორის არანაკლებ 1 მ უნდა იყოს.

საკვამლე არხები, როგორც წესი, უნდა იყოს ვერტიკალური. თუ ამა თუ იმ მიზეზით გვიხდება არხის ვერტიკალური მიმართულების დარღვევა და არხის გვერდზე გაყვანა, მაშინ ეს მანძილი (არხის გვერდზე გაყვანა) არ უნდა აღეიატებოდეს 1 მეტრს, მასთან, ის შესრულებული უნდა იყოს 60° კუთხით ჰორიზონტის მიმართ.

სხვენზე ხდება გვერდგვერდით განლაგებული საკვამლე არხების ერთ საერთო არხში გაერთიანება, რომლის თავიც აიყვანება ზენიბის სასურავეს ზე-



ნ.ბ. 11.XIV

მოთ იცთნაჩრად, რომ ქარმა ხელი არ შეუზღოს ცხელი აირების აღმოსდგროში თავისუფალ გაყვანას. ამისათვის საჭიროა, რომ საერთო საკვამლე არხის თავი ამოყვანილი იყოს (იხ. ნახ. 11.XIV) სახურავიდან:

ა) სახურავის თავბანდის მაღლა 0,5 მეტრით, თუ მილი დაშორებულია თავბანდიდან არაუმეტეს 1,5 მეტრისა;

ბ) სახურავის თავბანდის დონემდე, თუ მილი მისგან დაშორებულია 1,5—3 მეტრამდე;

გ) სახურავის თავბანდის დონის დაბლა, თუ მილი მისგან დაშორებულია 3 მეტრზე მეტით. მილის თავის ზედა დონე ასეთ შემთხვევაში განისაზღვრება დაბრილი სწორით, როელიც გავლებული უნდა იყოს სახურავის თავბანდიდან 10° კუთხით ჰორიზონტის მიმართ.

საკვამლე მილი ყველა შემთხვევაში 0,5 მეტრით მაღლა უნდა იყოს სახურავის დონესთან შედარებით. მილის თავი მასში ატმოსფერული ნალექების წყლის დახურული უნდა იყოს ფოლადის (ლიაგვერდობიანი) ხუფით. საკვამლე მილის სიმაღლე ცეცხლრიკების გისოსის დონიდან მილის ბოლომდე არა ნაკლებ 5 მეტრი უნდა იყოს.

ღუშელისა და საკვამლე არხის (ან მილის) სიმაღლეს და მათ განიკვეთს განსაზღვრავენ მათში გამაფალი აირების რაოდენობისა და იმ გაუხმობების (წვევის) სიდიდის მიხედვით, რომელიც უნდა უზრუნველყონ მათ. ამ გაუხმობების სიდიდე (რომლის ხარჯზეც შეშაობს ღუშელი) საკმარისი უნდა იყოს იმ

წინალობათა გადასალახავად, რომლებიც წარმოიქმნებიან აირების მოძრაობისას ლუმელის კვამლსაბრუნ არხებში და თვით საკვამლე მილში, და გარდა ამისა, იმისათვის, რომ უზრუნველყოფილი იყოს საცეცხლისში ჰაერის (რომელშიც უნდა გადალახოს ცეცხლრიკების გისოსის და სათბობის ფენის წინალობა) საკმარისი რაოდენობის შეყვანა. აღნიშნული გაუხშობება (წევა) ინიტომ წარმოიქმნება, რომ აირების სვეტის წნევა ლუმელში და საკვამლე მილში უფრო ნაკლებია იმ წნევასთან შედარებით, რომელიც აქვს გარე ჰაერის ასეთივე სიმაღლის სვეტს. გარე ჰაერის უფრო მძიმე სვეტი ქანის მეტ წნევას და ლუმელიდან ატმოსფეროში გამოდენის ამავე სიმაღლის მქონე უფრო ცხელ, ე. ი. უფრო სსუბუქ აირებს.

ვინაიდან წნევა ტოლია ჰაერის სვეტის სიმაღლის ნამრავლისა მოცულობით წონაზე, ამიტომ გარე ჰაერის და ცხელი აირების ის წონათა სხვაობა, რომელიც უზრუნველყოფს გაუხშობას (წნევას), ტოლი იქნება

$$H = h(\gamma_{\text{გარე}} - \gamma_{\text{ცხელი}}) \text{ კგ/მ}^2, \quad (13.14)$$

სადაც  $h$  საკვამლე მილის სიმაღლეა, გამოთვლილი ლუმელის ცეცხლრიკების გისოსის დონიდან, მ-ობით;

$\gamma_{\text{გარე}}$ —გარე ჰაერის მოცულობითი წონა (აიღება  $0^{\circ}$ -ის მქონე ჰაერისათვის), კგ/მ<sup>3</sup>-ობით;

$\gamma_{\text{ცხელი}}$ —ცხელი აირების მოცულობითი წონა, კგ/მ<sup>3</sup>-ობით.

ვინაიდან გარე ჰაერის ტემპერატურის დაგარდნისას მისი მოცულობითი წონა იზრდება, ამიტომ ცხადია, რომ ზამთრის ცივ დღეებში უკეთესი წევა გვექნება. ვიდრე თბილ დროს.

რაც უფრო დიდი სიმაღლე აქვს საკვამლე მილს, მით უფრო მეტი იქნება მის მიერ შექმნილი წევის სიდიდე. პრაქტიკამ დაგვანახვა, რომ ლუმელები ნორმალურად მუშაობენ იმ შემთხვევაში, როდესაც საკვამლე არხების და მილების სიმაღლე მინიმუმ 5 მეტრია.

საკვამლე მილის განივი კვეთის ფართის განსაზღვრა შეიძლება ფორმულით:

$$F = \frac{BV_1(1+at)}{3600mv} \text{ გ}^2, \quad (14.14)$$

სადაც  $F$  საკვამლე მილში გამავალი ცხელი აირების საშუალო ტემპერატურა (შეშით გათბობის შემთხვევაში აიღება  $130^{\circ}$ -ის ტოლი, მურა ნახშირით— $120^{\circ}$  და ანტრაციტით— $110^{\circ}$ );

$v$ —საკვამლე მილში გამავალი ცხელი აირების მოძრაობის სიჩქარე, აიღება 1,5—2 მ/წმ.

ჩვეულებრივ, საკვამლე მილის განივკვეთს იმ ლუმელებისათვის, რომელთა თბოუნარიანობა აღწევს 3000 კკალ/სთ, იღებენ 12.12 სმ (1/2.1/2 აგურზე), ლუმელებისათვის თბოუნარიანობით 3000—4500 კკალ/სთ. — 12.18 სმ, ხოლო ლუნგლებისათვის, როდესაც თბოუნარიანობა აღემატება 4500 კკალ/სთ— 12.25 სმ.

ქვემოთ მოგვყავს ის უმთავრესი ხანძარსაწინააღმდეგო მოთხოვნები და წესები, რომლებიც დაცული უნდა იქნეს იმ შენობებში, რომლებშიც მოწყობილი გვაქვს ღუმელური გათბობა. ღუმელისა და საკვამლე მილების გაცხელებული ზედაპირები (რომელთაც აქვთ  $100^{\circ}$  ზე მტეტი რემპერატურა) უშუალოდ არ უნდა ეხებოდეს შენობის ხის კონსტრუქციებს, რათა არ მოხდეს მათი თვითანთება. შენობის ხის კონსტრუქციების ახლოს ღუმელების და საკვამლე მილების ზედაპირების განლაგება საშიშია კიდევ იმიტომ, რომ ამ უკანასკნელის წყობაში დროთა განსაზღვრაში შეიძლება წარმოიქმნას ბზარები, საიდანაც შეიძლება მოხდეს ცხელი აირების გაგონვა, რამაც შეიძლება გამოიწვიოს ახლო მანძილზე განლაგებული ხის კონსტრუქციების აალება. ამიტომ ყველა იმ ადგილში (სართულშუა გადახურვების და კედლის კონსტრუქციებში), სადაც ხის კონსტრუქციები ახლო მანძილზეა ღუმელის და საკვამლე მილების ცხელ ზედაპირებთან, საჭიროა ღუმელის და საკვამლე მილის კედლების წყობის შესქელება (იმ ხის კონსტრუქციებს, რომლებიც ამ შესქელებულ ადგილებს ესაზღვრება. შემოკრული უნდა ჰქონდეს თიხის ხსნარში დასველებული ორფა ქეჩა ან აზბესტმუცო), ანდა საჭიროა ხის კონსტრუქციებსა და ცხელ ზედაპირებს შორის დატოვებულ იქნეს გარკვეული მანძილი, ე. წ. ჰაერის ბალიში.

იმ შემთხვევაში, როდესაც ღუმელი იდგება ხის კედლებთან ან ტიხრებთან, საჭიროა ღუმელსა და კედლებს შორის დატოვებულ იქნეს 12—15 სმ სივანის თავისუფალი სივრცე, ხოლო კედელს გაუკეთდეს სპეციალური იზოლაცია თიხის ხსნარში დასველებული ორფა ქეჩით, რომელსაც ზემოდან გადაეკვრება ფურცლოვანი ფოლადი. იმ შემთხვევაში, როდესაც ღუმელსა და ხის კედლებს შორის დატოვებული ჰაერის სივრცე გვერდებიდან აცოვებულა, მაშინ ფურცლოვანი ფოლადის ნაცვლად ამოყვანილი უნდა იქნეს 1/4 აგურის სისქის კედელი.

თუჯისა და ფოლადის ღუმელები და საკვამლე მილები ხის კონსტრუქციებიდან დაშორებული უნდა იყოს 1 მეტრით, იმ შემთხვევაში კი, როდესაც ამ კონსტრუქციებს გაკეთებული აქვს სპეციალური იზოლაცია—0,5 მ.

სხვენზე განლაგებული ყველა საკვამლე მილი და იმ კედლების ზედაპირები, რომლებშიც განლაგებულია საკვამლე არხები, შელესილი უნდა იქნეს კირის დუღაბით და შეთეთრდეს.

ხის იატაკზე, ღუმელის წინ, იატაკისა და სართულშუა გადახურვის კონსტრუქციების აალებსა საშიშროების თავიდან ასაცილებლად უნდა დაიგოს ფოლადის ფურცელი.

## ბათობა აირით

§ 105

### აირით სათბობი სისტემების კლასიფიკაცია

აირს სხვა სახის სათბობთან შედარებით, როგორც სათბობს, აქვს მთელი რიგი უპირატესობანი. ცნობილია, რომ ბუნებრივი აირის მოპოვების თვითღირებულება 10—12-ჯერ უფრო დაბალია, ვიდრე ქვანახშირის მოპოვებისა, ხოლო მსხვილი აირსადენების აგებისათვის საჭირო კაპიტალური დანახარჯების ანაზღაურება ხდება სულ რაღაც 3-4 წელიწადში. გარდა ამისა,





აღსანიშნავია მისი დიდი თბოუნარიანობა, წვის პროცესის რეგულირების შესაძლებლობა (ხუსტად ტექნოლოგიური მოთხოვნების შესაბამისად), დედმანძილზე ტრანსპორტირების (აირსადენებით), აირმომხმარებელი ავრეგატების მომსახურების სიადგილე, წილის და წვის ნარჩენების არარსებობა, დასახლებული პუნქტების სანიტარულ-ჰიგიენური პირობების გაუმჯობესება და ა. შ.

წვადი აირები ფართოდ გამოიყენება საზოგადოებრივი და სამრეწველო დანიშნულების შენობების გათბობის თანამედროვე ტექნიკაში.

გათბობის ტექნიკაში აირის უმთავრესი მომხმარებელია თბოელექტროცენტრალები და ასევე სპეციალური კონსტრუქციის მქონე ქვაბებით აღჭურვილი სარაიონო და ადგილობრივი საქვაბეები. აირი ასევე წარმატებით გამოიყენება ცალკეული ბინების წყლით გათბობის ადგილობრივ სისტემებში და ოთახის ჩვეულებრივი ღუმელების გასათბობად.

ამეამად, ყველაზე მეტად გავრცელდა და ყველაზე უფრო ეკონომიურად ითვლება აირის საწვავად განკუთვნილი სპეციალური კონსტრუქციის ადგილობრივი ხელსაწყოებით გათბობა. ეს ხელსაწყოები სიძნობს გადაცემის საშუალების ჩიხედვით იყოფა—რედელექტორულ (არეკლით), კონვექციურ და შერეულ (კონვექციურ-საიფურ) ხელსაწყოებად.

**აირის გამოყენება ლუმენა გათბობაში**

ღუმელების უმეტესი ტიპების (მათი კვამლსაბრუნე არხების სქემების და მიუხედავად) გადაყვანა მყარი სათბობიდან აირზე, როგორც მრავალი წლის გამოცდილებამ დაკვირვება არ იწვევს რაიმე საექსპლუატაციო (უსაფრთხოების თვალსაზრისით) ან ტექნიკურ გართულებას.

ჩვეულებრივ, სათბობით მომუშავე ღუმელების გადაკეთება (კვლავ მოწყობა) აირით მომუშავე ღუმელად არ არის დაკავშირებული დიდ ხარჯებთან და სრულდება მარტვად: ღუმელის სანაქრეში ან საცეცხლისში სპეციალური აირის სანთურის დაყენებით. 12.XIV-ნახაზზე ნაჩვენებია ჩვეულებრივი ღუმელი, რომლის სანაქრეშიც დადგმულია აირის სანთურა. ნახაზზე ნაჩვენებია აირის ჩამკეტი ონკანის 1, საკვალის 2 და მარგვულირებელი ონკანის 3 განლაგება.

აირზე გადაყვანილი ღუმელის ნორმალური მუშაობის (უსაფრთხოების თვალსაზრისით) უზრუნველსაყოფად სანთურებს უნდა ჰქონდეთ ავტომატური მოწყობილობა, რომელიც საჭიროების (ალის მოწყვეტის ან ჩაქრობის) შემთხვევაში დროულად შეწყვეტს აირის მიწოდებას. იმ შემთხვევაში, როდესაც სანთურას არა აქვს ავტომატური მოწყობილობა, მაშინ ის აღჭურვილი უნდა იყოს ბლოკ-ონკანით, რომელიც არ იძლევა უმთავრეს სანთურაზე ონკანის ვალების საშუალებას მანამ, სანამ არ გაიღება ონკანი საფეთქ სანთურაზე. ეს თავიდან გვაშორებს საცეცხლისში აირის თავმოყრის შესაძლებლობას (მისი არასწორად დათბებისას), რაც წარმოადგენს ღუმელებში აირისა და ჰაერის ნარევის აფეთქების უმთავრეს მიზეზს.

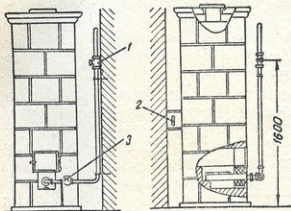
აირით მომუშავე ღუმელების საცეცხლისები, როგორც წესი, განლაგებული უნდა იყოს დერეფნების ან არასაცხოვრებელი სათავსების სბრიდან.

სათბობი ღუმელის აირზე გადაყვანისას გამოიყენებული სანთურების ბლოკი (უსაფრთხოების ავტომატიკით) შედგება ორი ატმოსფერული საფეთ-

ქიანო სანთურისაგან. სანთურების თბური დატვირთვა შეადგენს 13800 კკალ/სთ. სანთურას საქმენის დიამეტრი დამოკიდებულია აირის წიგვაზე, როდესაც აირის წიგვაა 130 კგ/მ<sup>3</sup>, მაშინ ის 3,3 მმ ტოლია, ხოლო, როცა წიგვაა 200 კგ/მ<sup>3</sup>—3 მმ.

სანთურის უსაფრთხოების ავტომატიკა შედგება ელექტრომაგნიტური სარქველისა და თერმოწყვილისგან.

სანთურის ამუშავებისათვის საჭიროა დაეწვეთ ელექტრომაგნიტური სარქველის კნოპს და ასეთ მდგომარეობაში გვეჭროს 40—50 წმ. ვინაიდან ამ დროს აირის მიწოდება ხდება ხზოლოდ საფეთქი სანთურაში, აინთება ხზოლოდ ის, როდესაც ელექტრომაგნიტური ძალა, რომელსაც წარმოქმნის თერმოწყვილი (გაცხელების შედეგად, საკმარისი იქნება და ელექტრომაგნიტი შეძლებს ღზის შეკავებას, მაშინ კნოპს ხელს ვუშვებთ და სარქველი, რომელიც ოდნავ აიწვევა, დაიკავებს ისეთ მდგომარეობას,



ნახ. 12.XIV

რომ აირი მიეწოდება საფეთქი და მთავარ სანთურებს, ამის შედეგად (საფეთქი სანთურის საშუალებით) აინთება მთავარი სანთურები. აღის მოწყვეტის ან ჩაქრობის (წიგვის ან აირის მიწოდების შეწყვეტისას) შემთხვევაში საფეთქი ნათურა ქრება, რაც იწვევს (60 - 80 წმ. შემდეგ) თერმოწყვილის გაცივებას, რის შედეგადაც ჩაიკეტება ელექტრომაგნიტური სარქველი და შეწყდება სანთურებში აირის მიწოდება.

## აირით სათბობი აგვილოგრივი ხელსაწყობი

§ 107

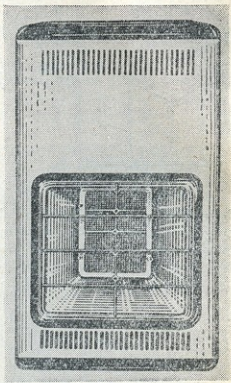
თანამედროვე აირით სათბობი ხელსაწყო წარმოადგენს მცირე თბოტევადობის ღუმელებს. აირის დაწვა ხდება საცეცხლისში, ხოლო აირის წვის პროდუქტების ატმოსფეროში გაყვანა კედლებში მოწყობილი საკვამლე არხების საშუალებით, თუმცა ზოგიერთი აირით სათბობი ხელსაწყოს კონსტრუქცია ითვალისწინებს წვის პროდუქტების გამოშვებას უშუალოდ გასათბობ სათავსში.

აირის წვისათვის საჭირო ჰაერის რაოდენობა ასევე შეიძლება აღებულ იქნეს გარედან ან უშუალოდ გასათბობი სათავსიდან. თუ ჰაერი აიღება სათავსიდან, მაშინ სათავსის გათბობასთან ერთად ხდება სათავსის ვენტილაცია, თუმცა ისეთი სათბობი ხელსაწყობებს გამოყენების დროს, რომლებიც აირის წვის პროდუქტებს უშვებენ უშუალოდ გასათბობ სათავსში, არ იქნება უზრუნველყოფილი სათავსის ჰაერის სისუფთავე. ამიტომ ასეთ შემთხვევებში საჭიროა გასათბობი სათავსის უზრუნველყოფა სპეციალური ვენტილაციის სისტემით.

აირით სათბობი ხელსაწყოებიდან ბა იყოს როგორც კონვექციური, ისევე 13.XIV ნახაზზე ნაჩვენებია აირით სითბოს გადაცემის მიხედვით წარმოადგენს შერეულს (სხივურ-კონვექციურს).

სათავსში სითბოს გადაცემა შეიძლება სხივური, ანდა შერეული. სათბობი ხელსაწყო „სხივი“

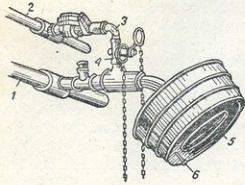
ხელსაწყოს აქვს ინფრაწითელი გამოსხივების სანთურა, რომელიც მუშაობს დაბალი წნევის ბუნებრივ აირზე. სხივური ნაკადი ხელსაწყოდან სათავსში შედის სტალინიტის მინისგან დამზადებული შუქვილტრის გავლით, რომლის შეღწევალობაც დაახლოებით 60%. სხივური ნაკადის უკეთესად არეკვლისათვის ხელსაწყოს გაკეთებული აქვს გაპრიალებული ალუმინის შენადნობის რეფლექტორი. სანთურა აღჭურვილია ელექტრომაგნიტური სარკველისა და თერმოწყვილასგან შემდგარი უსაფრთხოების ავტომატიკით. ხელსაწყოს თბოუნარიანობა შეადგენს 2200 კკალ/სთ.



ნახ. 13.XIV

14.XIV ნახაზზე ნაჩვენებია დიაფრაგმიანი სათბობი, რომელიც სითბოს გადაცემის მიხედვით წარმოადგენს სხივურ ხელსაწყოს. ის მუშაობს შემდეგნაირად. ჰაერი, რომელიც იჭირხნება მილით 1, მუხლის 3 საშუალებით შეიწოვს აირს მილიდან 2. მუხლის 3 ქვემოთ დაყენებულია ვენტილი 4. საჭირო მიღებული ნარევი გაივლის ცეცხლგამძლე

პროპორციის აირისა და ჰაერის ფორებიან ფორფიტას 5, სადაც დიდ ტემპერატურაზე იწვის უალოდ. პატარა საფეთქი სანათურას 6 საშუალებით ხდება გამთბობის ანთება.



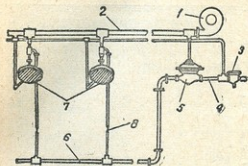
ნახ. 14.XIV

15.XIV ნახაზზე ნაჩვენებია ზემოთ განხილული სათბობი ხელსაწყოს დანადგარის გასათბობ სათავსში განლაგება. წვისათვის საჭირო ჰაერის რაოდენობა იჭირხნება ვენტილატორის 1 საშუალებით და მილით 2 მიიყვანება დიაფრაგმიან გამთბობებთან 7. აირი წნევის მარეგულირებლის 3 გავლით გადის მილში 4 და სარკველში 5, რომელიც ვენტილატორის გაჩერების შემთხვევაში ავტომატურად შეწყვეტს აირის მიწოდებას. მილის 6

3 გავლით გადის მილში 4 და სარკველში 5, რომელიც ვენტილატორის გაჩერების შემთხვევაში ავტომატურად შეწყვეტს აირის მიწოდებას. მილის 6

საშუალებით აირი საბოლოოდ მიდის გამებობებთან 7, რომელთა გამო-  
თვაც ხორციელდება ონკანებით 8.

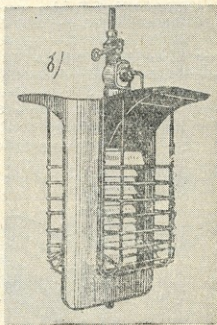
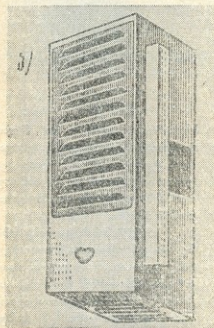
16.XIV ნახაზზე მოცემულია ინგლისური გამოწვევის თანამედროვე აი-  
რით სათბობი ხელსაწყოების ნიმუშები. 16.XIV-ა ნახაზზე ნაჩვენებია ხელსა-



ნახ. 15.XIV

წყოს დაყენება ხდება ჭერის ქვე-  
მოთ. ის განკუთვნილია საკანტო-  
რო, სეაქრო და სამრეწველო  
დანიშნულების სათავსების გასა-  
თბობად. მას აქვს ორმხრივი თბო-  
გაცემა. მის ზედა ნაწილში მო-  
წყობილია რეფლექტორები, რომ-  
ლებიც თბურ ნაკადს მიმართავენ  
სათავსის ქვედა ზონისკენ. ხელ-  
საწყო მზადდება დაწინებილი  
ფურცლოვანი ფოლადისაგან, მი-  
სი გარეთა ზედაპირი იფარება  
მრავალფეროვანი მინანქრით. ხელსაწყო სასიამოვნო შესახედიან, მკირე წონა აქვს  
და კომპაქტურია. მაგრამ ვინაიდან ხელსაწყოდან ნაწილი პროდუქტი უშუა-  
ლოდ სათავსში გამოდის, ამიტომ მისი გამოყენებისას საჭიროა ხდება გასათ-  
ბობ სათავსში ინტენსიური ვენტილაციის მოწყობა.

იმე 16.XIV-ბ ნახაზზე ნაჩვენებია ხელსაწყო მაგრდება კედელზე და მისი



ნახ. 16. XIV ა, ბ

გამოყენება შეიძლება როგორც გათბობის, ისე ვენტილაციის მიზნებისათვის.  
იგი აღჭურვილია პატარა ზომის უხმაუროდ მომუშავე ვენტილატორით, რო-



მელიც სათავისს ჰაერს შეიწოვს ხელსაწყოს კორპუსის ძირში განლაგებული გისოსიდან, ხოლო სათავისში ცხელ ჰაერს დაკირხნავს ხელსაწყოს ფრონტალურ მხარეზე ნოწყობილი გისოსიდან. ნამწვი პროდუქტი საცვამლე მილის საშუალებით გადის ატმოსფეროში და ამიტომ არ ხდება სათავისს ჰაერის გაბინძურება.

17 XIV ნახაზზე მოცემულია ამერიკაში გამოყენებული აირით სათბობი ხელსაწყოს ტიპური ნიმუში. ხელსაწყო კომპაქტურია, იდგმება უშუალოდ გარე კედელთან. კედელში სპეციალურად გაკეთებული ნახვრეტიდან ხელსაწყოს მიწოდება წვისათვის საჭირო ჰაერის რაოდენობა და იმავე ნახვრეტიდან ატმოსფეროში გადის ნამწვი პროდუქტები. გათბობის მიზნებისათვის გამოყენებული ღუმელების აირზე გადაყვანის ანალოგიურად შეიქლება სამეურნეო დანაწესების (მაგალითად, სამზარეულოს აგურის ღუმელები) ხელსაწყობის აირზე გადაყვანაც. მაგრამ უფრო კომპაქტური და მიზანშეწონილია სამეურნეო მიზნებისათვის სპეციალურად აირის საწვავად განკუთვნილი აირქურების გამოყენება, რომელთა კონსტრუქციებში გათვალისწინებულია აირის (როგორც სათბობის) ყველა სპეციფიკური თავისებურება.

თანამედროვე აირით სათბობი ხელსაწყობის მუშაობის პროცესი თითქმის მთლიანად ავტომატიზებულია. ამიტომ ისინი ხანძრის გაჩენის შესაძლებლობის თვალსაზრისით იმდენად უსაფრთხოდ ითვლება, რომ საზღვარგარეთ ათ ისეთი სათავისების გასათბობადაც კი იყენებენ, როგორცაა მაგალითად, გარაჟი.

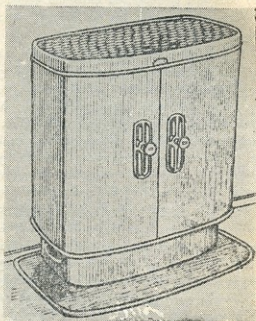
ზოგ შემთხვევაში, როცა ამა თუ იმ მიზეზით არ ხერხდება

მომხმარებლისადმი აირის ცენტრალიზებული ხერხით მიწოდება, მაშინ აირს აწვდიან სპეციალური ბალონით, რომელიც წარმოადგენს ყოველი ცალკეული აირით სათბობი ხელსაწყოს აირით კვების წყაროს.

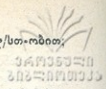
იმის გამო, რომ შენობათა აირსადენების ქსელის ანგარიშისას გათვალისწინებული უნდა იქნეს აირის ხარჯი არა მარტო გათბობისათვის, არამედ საყოფაცხოვრებო მიზნებისათვისაც, ამიტომ აირსადენებს ქსელის ანგარიშის შეთოდებს აქ არ ვეხებით, იგი განიხილება „აირსაძარაგების“ სპეციალურ კურსში.

გათბობის მიზნებისათვის საჭირო აირის მაქსიმალური ხარჯი 1 საათის განმავლობაში გამოითვლება ფორმულით:

$$V = \frac{Q}{Q_{37} \eta} \text{ მ}^3, \quad (15.14)$$



ნახ. 17.XIV



სადაც  $Q$  ვასათობი სათავისი მაქსიმალური თბოდანაკარგებია, კკალ/სთ-ობით;  
 $Q_{\text{ს}}^{\text{ს}}$ —აირის თბოუნარიანობა, კკალ/ნ<sup>3</sup>-ობით;  
 $\eta$ —გამთობი ხელსაწყოს მქ (ჩვეულებრივ, 0,85).  
 აირით სათბობი ხელსაწყობის საერთო თბოგაცემა უნდა შეესაბამებოდეს ვასათობი სათავისი თბოდანაკარგებს.  
 აირის ხარჯის აღრიცხვა წარმოებს აირის სპეციალური მრიცხველით, რომელიც იდგმება სათავსში მთავარი აირსადენის შემყვანზე.

ამგვად ელექტროენერგია გამოიყენება კულტურულ-საყოფაცხოვრებო და სახალხო მეურნეობის თიანჭის ყველა დარგში. ელექტროენერგიიდან ადვილად შეიძლება ანა თუ იმ სახის ენერჯის მიღება და მათ შორის თბური ენერჯისაც.

გათბობის მიზნით ელექტროენერჯის გამოყენება მისი მთელი რიგი უპირატესობების გავალისწინებით ნამდვილად სახარბიელოა. მაგალითად, ელექტრონით სათბობი ხელსაწყობი, გარდა იმისა, რომ შეიძლება გაკეთდეს მეტად კომპაქტური, ამავე დროს შეიძლება პორტატულიც იყოს (ერთი ადგილიდან მეორეზე ადვილად გადასატანი). ხელსაწყობის დენით ჰქვებავი გაყვანილობის მოწყობა შედარებით იაფია, მას მცირე ადგილი უჭირავს და მისა მონტაჟი ძალიან ადვილია. სათბობი ხელსაწყობიდან არ ხდება წვის პროდუქტების გამოყოფა, რის გამოც არ გვეჭირდება არხებისა და საკვამლე მილების მოწყობა. ამიტომ საყოფაცხოვრებო მიზნებისთვის ელექტროენერჯის გამოყენება ყველაზე უფრო მოსაყვარებელია.

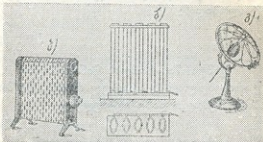
აქვე უნდა შევნიშნოთ, რომ ელექტროენერჯით გათბობას აქვს უარყოფითი მხარეებიც, რომელთაგან აღსანიშნავია: მავთულის ხეიბის მაღალი (100°-ზე მეტი) ტემპერატურა (რაც ელექტრონით გათბობა საინტარულ-მიგიენური თვალსაზრისით აყენებს უკანასკნელ ადვილზე), ხანძრის გაჩენის საშიშროება და ელექტროენერჯის დიდი ღირებულება. ამიტომ გათბობის მიზნებისათვის ელექტროენერჯის გამოყენება მიზანშეწონილია მხოლოდ იქ, სადაც მისი შეცვლა არ შეიძლება სხვა უფრო იაფი სახის ენერჯით. ბევრ შემთხვევაში ელექტრონით გათბობა მართლაც წარმოადგენს გათბობის ერთადერთ რაციონალურ საშუალებას. მაგალითად, მოძრავი შემადგენლობის მობილურად გათბობა (ვაგონების, ავტობუსების, ტროლეიბუსების და ა. შ.) შეიძლება მხოლოდ ელექტროენერჯით.

ელექტრონის სათბობი ხელსაწყობის მუშაობის პრინციპი დაფუძნებულია ჯოულის კანონზე, რომლის თანახმადაც ელექტროდენმა გამტარში გავლისას უნდა გადალახოს მისი წინალობა, რის შედეგადაც გამტარში გამავალი ენერჯის ნაწილი გადადის სითბურში, ხოლო დენის ძაბვა ამ დროს ეცემა. გამტარად, ჩვეულებრივ, გამოიყენება დიდი წინალობის მქონე შენადნობისაგან დამზადებული მავთული ან ლენტი. ვინაიდან გამტარის ტემპერატურა, როგორც წესი, საკმაოდ მაღალია, ამიტომ მისთვის გამოყენებული შენადნობი უნდა იყოს მედეგი და დიდი ხნით გაცხელება არ უნდა იწვევდეს მის გადაწვას. ამ მოთხოვნებს საკმაოდ კარგად ჰასუბობს ისეთი სპეციალური შენადნობები, როგორიცაა ნიქრომი, კონსტანტანი, ნიკელინი და სხვ.

ამჟამად გამოიყენება მხოლოდ რეოსტატული ტიპის ელექტრონით სათბობი ხელსაწყოები, რადგანაც ინდუსტრიურ განთბობ ხელსაწყოებს აქვთ დიდი გაბარიტული ზომები, დიდი წონა და მუშაობისას გაბოსცემენ მზუილის მაგვარ ხმას.

ელექტრონით სათბობი ხელსაწყოების გაფორმება შეიძლება მრავალნაირი იყოს. ერთ ერთი ყველაზე მეტად გავრცელებული ელექტრონით სათბობი ხელსაწყო საერთო ხედი მოცემულია 18.XIV-ა ნახაზზე. ის შესდგება ბადის მაგვარი (დამცველი) კორპუსისაგან, რომლის შიგნითაც განლაგებულია (დაკიბულია) მათულის სპირალები. კორპუსის ერთ გვერდზე დაყენებულია გადამრთველი, რომლითაც ხდება სპირალების სხვადასხვა რაოდენობის ჩართვა. ეს კი ხელსაწყოს თბოგაცემის რეგულირების საშუალებას იძლევა. გადამრთველის ქვემოთ მოთავსებულია სადენების-მისაერთებელი კოლოფი.

18.XIV-ბ ნახაზზე ნაჩვენებია ე. წ. ელექტროფორული განთბობი ხელსაწყო, რომელიც გარეგნულად წაგავს რადიატორის ცალკეული ელემენტებისგან აწყობილ ბატარეას. ამ ხელსაწყოს ცალკეული ელემენტი შედგება თხელკედლიანი ელიფსური მილისაგან, რომელსაც ორმაგი კედლები აქვს. მილს ორივე ბოლო ღია აქვს, რაც უზრუნველყოფს ჰაერის ცირკულაციას, როგორც მილის ვარეთა ზედაპირთან, ისე მის შიგნით.



ნახ. 18.XIV

ორმაგ კედლებს შორის მოწყობილია საიზოლაციო მასალა, რომლის შიგნით განლაგებულია გასახურებელი განტარი. განტარის გაცეითის შესაძლებლობის შესახებ რეზულტად სივრცე ორნაგ კედლებს შორის შევსებულია გაიშვიათებული აზოტით. იგი ითვლება მეტად ჰიგიენურ ხელსაწყოდ, რადგანაც ხურების დიდი ზედაპირა და შედარებით დაბალი ტემპერატურა აქვს. გარდა ამისა, მტვრისაგან მისი გაწმენდა ადვილია.

ზემოაღწერილი ელექტრონით სათბობი ხელსაწყოები სითბოს, უმთავრესად, ვასცემენ კონტაქტით.

18.XIV-გ ნახაზზე მოცემულია ელექტრონით სათბობი ხელსაწყო, რომელიც სითბოს უმთავრესად ვასცემს გამოსხივებით. ის მზადდება კერამიკისაგან, რომელსაც კონუსისებური ფორმა აქვს ღარებით, რომლებშიც განლაგებულია გამახურებელი სპირალები. კერამიკული კონუსი მოთავსებულია ლითონის ასარეკლ გარსაცმში, რომელსაც ვაცხელებულ სპირალთან შემთხვევით შეხების შესაძლებლობის თავიდან ასაცილებლად ვაკეთებული აქვს დამცველი ბადე.

ყველა ზემოთ ჩამოთვლილი სათბობი ხელსაწყო მიეკუთვნება არასითბოტევა ხელსაწყოებს, რადგანაც მათ მცირე მასა აქვთ.

იმ შემთხვევაში, როდესაც საჭიროა სითბოტევადი სათბობი ხელსაწყო, იყენებენ ელექტრონის ჩვეულებრივ ლუმელებს, რომელთა შიგნით ეწყობა ცეცხლგამძლე მასალისაგან დამზადებული მასივი. მასივში განლაგებულია მავთულის ან ლენტისგან დამზადებული გამაცხელებელი სპირალები.

გამტარის მიერ გამოყოფილი სითბოს რაოდენობა (მასში ელექტროენერჯის სითბურ ენერჯიად გადასვლისას) ჯოჯის კანონის მიხედვით გამოითვლება შემდეგი შეფარდებიდან: 1 კილოვატ-საათი=860 კკალ, ანუ 1 ვატ-საათი=0,86 კკალ.

ვინაიდან ვატი წარმოადგენს დენის ძალის  $I$  (ამპერებში) და ძაბვის  $U$  (ვოლტებში) ნაპრავლს, ამიტომ გამოყოფილი სითბოს რაოდენობა შეადგენს:

$$Q = 0,86 IU \text{ კკალ/სთ.} \quad (16.14)$$

საჭირო სითბოს რაოდენობის ( $Q$  კკალ/სთ) მიწაღებად (წინასწარ დასახული ძაბვისას) საჭირო დენის ძალა აღვიღად შეიძლება იქნეს გამოთვლილი ტოლობიდან:

$$I = \frac{Q}{0,86U}. \quad (17.14)$$

გამტარში, რომლის წინაღობაცაა  $R$ , გამავალი დენის ძალას ( $I$ ) და გამტარის ბოლოებზე არსებულ ძაბვას ( $U$ ) შორის, როგორც ცნობილია, არსებობს შემდეგი დამოკიდებულება:

$$I = \frac{U}{R}. \quad (18.14)$$

სათბობ ხელსაწყოებს, რომლებიც დაფუძნებულია გამტარების წინაღობის სითბოდ გადასვლის გამოყენებაზე, ეწოდებათ რეოსტატული ხელსაწყოები.

ასეთი ხელსაწყოების თბოგაცემის რეგულირება არ შეიძლება ხელსაწყოში შეყვანილი დენის რაოდენობის შემცირების ხარჯზე რაიმე, ხელოვნურად შექმნილი წინაღობის საშუალებით. ისე როგორც, მავალითად, ამას აღვიღი აქვს წყლის ან ორთქლის სათბობი სისტემების სათბობი ხელსაწყოების თბოგაცემის სპეციალური ონკანებით რეგულირებისას.

ასეთი ხელოვნურად შექმნილი წინაღობა თვითონ ვახდება სითბოს გამოყოფის წყარო, რადგანაც მისთვისაც, ისე როგორც სათბობი ხელსაწყოების, ძალაში რჩება ჯოჯის კანონი. ამიტომ ელექტრონით სათბობი ხელსაწყოების თბოგაცემის რეგულირება შეიძლება მხოლოდ ხელსაწყოების ჩართვის სქემის შეცვლით.

მუდმივი ერთფაზიანი დენის გამოყენებისას ძაბვის  $U$  აბსოლუტური სიდიდე უკვლევი რჩება, ხოლო ცვლადი დენის გამოყენებისას კი, როგორც სახურებელი სპირალის ბოლოებზე არსებული ძაბვა, ისე დენის ძალა შეიძლება ცვალებად იყოს იმის მიხედვით, თუ როგორი სქემით იქნება ეს სახურებელი სპირალი ჩართული სამფაზოვან ქსელში.

თუ სამა სადენიდან (სამფაზოვან ქსელში) ნებისმიერად აღებულ ორ სადენს შორის არსებულ ძაბვას აღვნიშნავთ  $U$ , მაშინ ძაბვა სპირალების ბოლოებს შორის ტოლი იქნება.

ორ ნებისმიერ სადენს (ფაზებს) შორის წინაღობის ჩართვისას, ანუ „სამკუთხედი“ სქემით:

$$U = U.$$





ხოლო, როცა წინაღობა ჩართულია მხოლოდ ერთ სადენსა და მიწას შორის, ანუ „ვარსკვლავისებური“ სქემით:

$$U = \frac{U'}{\sqrt{3}}$$

თუ ვისარგებლებთ ზემოთ მოყვანილი დამოკიდებულებებით, შეგვიძლია ჩვენება თუ, როგორ იცვლება სპირალის თბოგაცემა მისი სხვადასხვა ხერხით ჩართვის შემთხვევაში.

დავუშვათ, რომ ქსელში ჩართულია სამი სპირალი თითოეული  $R_0$  წინაღობით. ძაბვა ყოველ (ნებისმიერ) ორ სადენს შორის ტოლია  $U'$ .

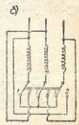
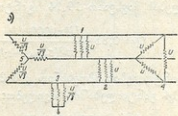
მაშინ დახაჯული დენის ძალა შევთხვევისათვის, როდესაც ჩართვა ხდება 1-ლი, მე-2 და მე-4 სქემით (იხ. ნახ. 19.XIV ა) შეადგენს:

$$I = 3 \frac{U'}{R}; \quad Q = 0,86 \cdot 3 \frac{U'^2}{R}$$

შემთხვევისათვის, როცა ჩართვა ხდება მე-3 და მე-5 სქემით:

$$I = 3 \frac{U'}{\sqrt{3}R}; \quad Q = 0,86 \cdot 3 \frac{U'^2}{(\sqrt{3})^2 R}$$

ამრიგად, სათბობი ხელსაწყოს „ვარსკვლავისებური“ სქემიდან „სამკუთხეუ“ სქემაზე გადართვით სამჯერ იზრდება მისი თბოგაცემა. ეს თვისება შეიძლება გამოყენებულ იქნეს ხელსაწყოს აბოგაციების რეგულირებისათვის, რისთვისაც საჭიროა 19.XIV ბ ნახაზზე ნაჩვენები სქემის



ნახ. 19.XIV

გადამართველის სათბობ ხელსაწყოზე დაყენება. ამ გადაბრთველში 1—1—1 კონტაქტების საშუალებით ხდება „ვარსკვლავისებური“ სქემით ჩართვა, ხოლო 2—2—2 კონტაქტების საშუალებით კი—„სამკუთხედი“ სქემით.

ყველა დანარჩენ შემთხვევაში ელექტრონით სათბობი ხელსაწყოს თბოგაცემის რეგულირება ხდება ყველა სპირალის რაიმეწინე ჯგუფად დაყოფის გზით. სპეციალური გადამართველის დახმარებით ამცილებენ ან ზრდიან ჩართული სპირალების რიცხვს.

ელექტრონით სათბობი ხელსაწყოების ანგარიშის პრინციპი შემდეგში მდგომარეობს: თუ ცნობილია ძაბვა სახურებელი გამტარების ბოლოებს შორის, მაშინ სითბოს ის რაოდენობა ( $Q$  კკალ/სთ), რომელიც უნდა გამოყოს ყოველმა აღებულმა გამტარმა (სპირალმა, ლენტმა და სხვ.), შეიძლება გამოთვლილ იქნეს ფორმულით:

$$Q = \frac{\pi a l}{1000} a(\tau_{\text{ავაზ}} - t_{\text{ვ}}), \quad (19.14)$$

სადაც  $d$  გამტარის (შავთულის) დიამეტრია, მმ-ობით;



l—გამტარის სიგრძე, მ-ობით;

$\alpha$ —თბოგაცემის კოეფიციენტი კკალ/მ<sup>2</sup>სთ. გრ-ობით. რომელიც დამოკიდებულია ბუნებრივ კონვექციაზე, გამტარის დიამეტრსა და მის ტემპერატურაზე. ლ. ეიგენსონის მონაცემებით, ვერტიკალურ სწორხაზოვან დაჰიმული მავთულებისათვის, რონელთა დიამეტრია  $d = 0,5 \div 2$  მმ-მდე და  $\tau_{\text{გაზ}}$  = 100°-ის  $\alpha = 30 \div 45$ , ამასთან, მცირე დიამეტრებს შეესაბამება დიდი მნიშვნელობები;

$\tau_{\text{გაზ}}$ —გამტარის ზედაპირის ტემპერატურა, რომელიც მიიღება თვითონ გამტარის ტემპერატურის ტოლი; ის შეიძლება ავიღოთ 500°-მდე; საინტარულ-ჰიგიენურ ნოხ ხოცნებიდან გაზონდინარე,  $\tau_{\text{გაზ}}$  ტემპერატურა სასურველია არ აღემატებოდეს 100°-ს;

$t_3$ —ჰაერის ტემპერატურა. გრ-ობით.

17.14 და 18.14 განტოლებების თანახმად

$$Q = 0,86 I U = 0,86 \frac{U^2}{R} \quad (20.14)$$

გამტარის წინაღობა  $R_{\text{თ}}$  შეიძლება გამოვსახოთ გამტარის მასალის კუთრი წინაღობით  $C$ , გამტარის სიგრძით  $l$  და განივი კვეთის ფართით  $f$ -ით:

$$R = \frac{cl}{f} = \frac{cl \cdot 4}{\pi d^2} \text{ ომი.} \quad (21.14)$$

თუ ამ გამოსახულებას ჩავსვამთ 19.14 განტოლებაში, მივიღებთ:

$$Q = 0,86 \frac{U^2 \pi 1000^2 Q^2}{4cl \pi^2 (\tau_{\text{გაზ}} - t_3)} \text{ კკალ/სთ.} \quad (22.14)$$

თუ 19.14 განტოლებას ამოვხსნით  $d$ -ს მიმართ და ნაპოვნ გამოსახულებას ჩავსვამთ 22.14 განტოლებაში, მივიღებთ:

$$Q = 0,86 \frac{U^2 \pi 1000^2 Q^2}{4cl \pi^2 \alpha^2 (\tau_{\text{გაზ}} - t_3)} \text{ კკალ/სთ.} \quad (23.14)$$

თუ ჩავატარებთ რიცხობრივ გაანგარიშებას და 23.14 განტოლებას ამოვხსნით  $l$ -ის მიმართ, გვექნება

$$l = 41 \sqrt[3]{\frac{U^2 Q}{cd^2 (\tau_{\text{გაზ}} - t_3)^2}} \text{ მ.} \quad (24.14)$$

ამ გამოსახულების გამოყენებისას უნდა გვახსოვდეს, რომ გამტარის კუთრი წინაღობა  $c$  გამტარის ტემპერატურის მიხედვით იცვლება.

თუ ვიცით გამტარის ტემპერატურა და მისი კუთრი წინაღობა +20°-ის დროს (რონლებიც ჩვეულებრივ, მოცემულია ფიზიკური კონსტანტების ცხრილებში), შეიძლება  $c$ -ს მნიშვნელობის განსაზღვრა ფორმულით:

$$c = c_{20} [1 + \alpha_{20} (\tau_{\text{გაზ}} - 20)] \text{ ომი მმ}^2/\text{მ}, \quad (25.14)$$

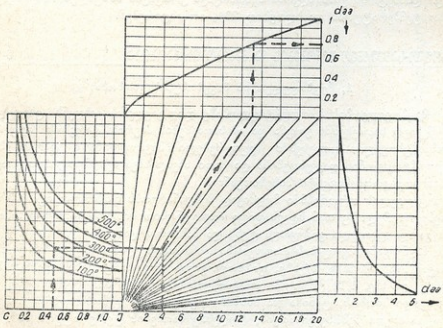
სადაც  $\alpha_{20}$  გამტარის მასალის (შენადნობის) ელექტროწინაღობის ტემპერატურული კოეფიციენტია, რომელიც ასევე აიღება ფიზიკური კონსტანტების ცხრილიდან.

ქვემოთ მოგვყავს  $\epsilon_{20}$  და  $\alpha_{20}$  მნიშვნელობები იმ შენადნობებისათვის, რომლებიც ხშირად გვხვდება პრაქტიკაში.

ნიქრომი . . . . .	$\epsilon_{20} = 1,1$ ;	$\alpha_{20} = 0,00075$ ;
კონსტანტანი . . . . .	$\epsilon_{20} = 0,48$ ;	$\alpha_{20} = 0,00004$ ;
ნიკელინი . . . . .	$\epsilon_{20} = 0,41$ ;	$\alpha_{20} = 0,00067$ .

გამახურებელი სპირალის ანგარიშს, ჩვეულებრივ ატარებენ შემდეგი თანმიმდევრობით: ჯერ დასახევენ გამტარის დასაშვებ ტემპერატურას  $t_{გაგ}$  და მის დიამეტრს  $d$ -ს. გაომდინარე ამ დასახული სიდიდეებიდან, პოულობენ  $\epsilon$ -ს და  $\alpha$ -ს მნიშვნელობებს, რომლებსაც ჩასვამენ 24.14 განტოლებაში და განსაზღვრავენ გამტარის სიგრძეს  $l$ -ს.

მიღებულ  $l$ -ის მნიშვნელობას (კონტროლის მიზნით) ჩასვამენ 19.14 განტოლებაში და განსაზღვრავენ  $d$ -ს მნიშვნელობას. ანგარიში მეორდება მანამ,



ნახ.20.XIV

სანამ ასეთი გზით ნაპოვნი  $d$ -ს მნიშვნელობა არ დაემთხვევა გამტარის იმ მნიშვნელობას, რომელიც აღრე იყო დასახული.

გამტარის დიამეტრის განსაზღვრის გასაადვილებლად 20.XIV ნახაზზე მოცემულია სპეციალური გრაფიკი და აგრეთვე განხილულია  $d$ -ს განსაზღვრის მაგალითი ამ გრაფიკის საშუალებით.

**მაგალითი.** ელექტრონით სათბობმა ხელსაწყომ უნდა გამოყოს სითბო  $Q = 750$  კკალ/სთ; ძაბვა ტოლია  $U = 220$  ვოლტის; გამტარად გამოყენებულია მათელი კონსტანტანი, რომლისთვისაც  $\epsilon_{20} = 0,48$ ;  $\alpha_{20} = 0,00004$ ; გამტარის საკურო ტემპერატურა უნდა იყოს  $t_{გაგ} = 200^\circ$ . ძაშინ 25.14 ფორმულით მივიღებთ:

$$\epsilon = 0,48[1 + 0,00004(200 - 20)] = 0,483 \text{ ომი } 38^\circ/\text{მ}.$$

17.14 ფორმულით ვსაზღვრავთ ღენის ძალას:

$$I = \frac{750}{0,86 \cdot 220} = 4,0 \text{ ამპერს.}$$

მიღებული  $\epsilon$  და  $I$  მნიშვნელობებით 20.XIV გრაფიკზე ვპოულობთ (იხე, როგორც ნაჩვენებია წყვეტილი ხაზით) გამტარის დიანეტრს  $d=0,72$  მმ.

20.XIV ნახაზზე ნაჩვენებია გრაფიკი და ზენოთ მოყვანილი საანგარიშო ფორმულები განოსადეგია სწორხაზოვნად დაქიზული მავთულის შემთხვევისათვის. სპირალურად დახვეული მავთული სწორხაზოვნად დაქიზულ მავთულთან შედარებით რამდენადმე მეტად ცხელდება (ხვეულების ურთიერთზე გასხივების და ინდუქციის წარსაზომის გამომ.). ამიტომ იმ შემთხვევებში, როდესაც სათბობ ხელსაწყოში იყენებენ სპირალურად დახვეულ მავთულს და როცა დიამეტრის განსაზღვრას აწარმოებენ გრაფიკის საშუალებით, საანგარიშო ტემპერატურას დაახლოებით 20%-ით ამცირებენ.

## სასოფლო-სამეურნეო შენობების და ნაგებობის გთბობა

§ 10

### 1. მეცხოველეობის ნაგებობების გათბობა

მეცხოველეობის პროდუქტიულობაზე დიდ გავლენას ახდენს ცხოველების წესიერ სათავსებში ყოფნა და ამ სათავსების ჰაერის გარემოს მდგომარეობა. ცხოველთა სათავსებში წვეფერებელი მიკროკლიმატი ცხოველების პროდუქტიულობის დაქვეითებისა და მათი სხვადასხვა ევალმყოფობით დაავადების ერთ-ერთი მთავარი მიზეზთაგანია.

ცხოველის ორგანიზმში მიმდინარეობს ფიზიოლოგიური პროცესები, რომელთაც თან სდევს დიდი რაოდენობით სითბოს გამოყოფა. სითბოს გარდა ცხოველი გამოყოფს ტენს და ნახშირორჟანგს.

მაგნე გამონაყოფების რაოდენობა დამოკიდებულია ცხოველების ჯიშზე, წლოვანებაზე, წონაზე, სქესზე, ფიზიოლოგიურ მდგომარეობაზე, გამოყოფების ხერხზე და სხვ. 1.14 ცხრილში მოცემულია სხვადასხვა პირუტყვის მიერ გამოყოფილი სითბოს, ტენისა და ნახშირორჟანგის რაოდენობა. ცხრილი შედგენილია ისეთი შემთხვევისათვის, როდესაც სათავსის ტემპერატურა  $10^{\circ}$ .

ცხრილი 1-14

ცხოველები	ცოცხალი წონა, კგ-ობით	თბოგამყოფა $q$ , კკალ/სთ	ტენი $d$ , გრ/სთ	ნახშირორჟანგი $CO_2$ , ლ/სთ
1	2	3	4	5
ხარი მოშენებელი	400	739	350	110
	600	914	430	136
	800	1087	516	162
	1000	1280	610	191
ძროხა 10 ლიტრაზე წველადობით	300	644	307	96
	400	705	365	114
	600	906	441	135
	800	1053	503	157



1	2	3	4	5
ძროზა 30 ლიტრამდე წველა-დობით	400	1174	560	175
	600	13-2	6-2	200
	800	1509	721	225
ზბო 3-დან 6 თვემდე	90	248	118	37
	120	369	176	55
	150	482	18	57
	200	503	2-0	75
დედა ღორი	100	580	252	79
	1 0	505	288	90
	200	6 8	338	104
გასასუჭებელი ღორი	100	288	187	43
	200	3-2	182	57
	300	503	2-0	75
ორბატკნიანი დედა ცხკარი	40	263	123	40
	5-1	2-8	137	43
	60	316	151	47
ცხვარი (ვერძი)	50	154	73	28
	80	202	96	30
	100	216	103	32
ჭ.თ.ში	1.5-2	5,4-7.2	7,5-8.3	1,5-2

(ცხოველების მიერ სათავსში გამოყოფილი მთლიანი სითბოს უმეტესი ნაწილი (73% „) გამოსხივებით და კონვექციის გზით მიიღება, დანარჩენი (27%) ნაწილი სუნთქვისა და ოფლის გამოყოფის შედეგად.

ცხოველების ორგანიზმში ნორმალური ფიზიოლოგიური პროცესები მიმდინარეობს სათავსებში ზოლოდ გარკვეული მიკროკლიმატის პირობებში.

2.14 ცხრილში ნოცემულია ის ტემპერატურა, ფარდობითი ტენიანობა და სათავსის ჰაერში ნახშირორჟანგის დასაშვები შემცველობა, რომლებიც უნდა იყოს ცხოველთა სათავსებში.

ცხრილი 2.14

სათავსის დასახელება	ts °C	ფ%-ში	CO <sub>2</sub> მოცულობის %
ბოსელი	6-8	85	0,3
ცხოველების სანიტარულად დამუშავებული სათავსის განუთენილი სათავსები	18-20	70-80	0,25
საბოლოო	4-8	75	0,25
სამშობიარო განყოფილებები	10-12	75-85	0,25
საღორებები დედა ღორებისათვის	8-12	65-75	0,25
„ ტახებისათვის	2-6	65-70	0,5
ფარები	3-5	80	0,3
საქათმე	2-10	75	-

ცხოველების მდგომარეობაზე დიდ გავლენას ახდენს ჰაერის ფარდობითი ტენიანობა. ისინი უკეთ ეგუებიან დაბალი ტემპერატურის და ნაკლები ფარდობითი ტენიანობის ჰაერს.



ცხოველები თბურ ბალანსზე დიდ გავლენას ახდენს სათავსში ჰაერის მოძრაობის სიჩქარე. საშიშია ორპირი ქარი, მაგრამ სათავსის შიგნით ჰაერის მოძრაობა (განსაკუთრებით ზაფხულის პერიოდში) 0,3—1,7 მ/წმ სიჩქარით ხელს უწყობს მათ კარგ ფიზიოლოგიურ მდგომარეობას.

ცხოველებსათვის განკუთვნილი სათავსის თბური ბალანსი შედგება გამოყოფილი და დაკარგული სითბოს ჯამისაგან:

$$q_{\text{დაკ}} + q_{\text{დაგ}} + q_{\text{გა}} + q_{\text{გაგ}} = 0, \quad (26.14)$$

სადაც  $q_{\text{დაკ}}$ —სათავსის გადამღობი კონსტრუქციების მიერ დაკარგული სითბოს რაოდენობაა;

$q_{\text{დაგ}}$ —სითბოს რაოდენობა, რომელიც საჭიროა სავენტილაციო ჰაერის გასათბობად;

$q_{\text{გა}}$ —სათავსში მყოფი ცხოველების მიერ გამოყოფილი სითბოს რაოდენობა;

$q_{\text{გაგ}}$ —სათავსში თბური ბალანსის უზრუნველსაყოფად (ხელოვნურად) მიწოდებული სითბოს რაოდენობა.

გარე ჰაერის დაბალი ტემპერატურის გარკვეულ ზღვრამდე სათავსის თბური ბალანსის უზრუნველყოფა შეიძლება ცხოველების მიერ გამოყოფილი სითბოს ხარჯზე. ასეთ შემთხვევაში მომსახურე პერსონალის და სხვა დამხმარე სათავსების გათბობა მიზანშეწონილია ლუმენებით. ტექნოლოგიური პროცესებისათვის ხშირად საჭიროა ცხელი წყალი, რისთვისაც ლუმენებშია ეწყობა კლავანილები.

ცხოველთა სათავსების გათბობის ყველაზე უფრო სრულყოფილ სისტემად ითვლება ცენტრალური გათბობა. ცენტრალური გათბობის კონსტრუქციული გადაწყვეტა უნდა უზუსტობდეს ყოველი სათავსის სპეციფიკურ მოთხოვნას. მაგალითად, სახბორეს ყველა ზონაში ჰაერის ტემპერატურა ერთნაირი უნდა იყოს, ხოლო საღორეში საჭიროა იატაკის გათბობის მოწყობა და ა. შ.

## ბოსვნიის სათბურების გათბობა

§ III

სათბურებში ჰაერის საჭირო ტემპერატურის მისაღებად ადრე იყენებდნენ ნაკლის მიერ გამოყოფილ სითბოს (ბიოსათბობი). ამჟამად სათბურების გასათბობად იყენებენ ცენტრალური გათბობის სისტემას. ამასთან, დიდი ყურადღება ექცევა ღია გრუნტის გათბობას.

ღია გრუნტის გასათბობად მიწის ზედაპირიდან 25—35 სმ სიღრმეში აწყობენ კერამიკულ, აზბესტცემენტის ან ფოლადის მილებს. მილებს შორის მანძილი აიღება 1 მ. ასეთი გათბობის მოწყობა რენტაბელურია იაფფასიანი თბომომცველის გამოყენების შემთხვევაში. იმ შემთხვევაში, როდესაც თბომომცველად იყენებენ წყალს, სასურველია დიდი დიამეტრის მილების გამოყენება, რათა წყლის მოძრაობის მცირე სიჩქარე გეკონდეს, რაც უზრუნველყოფს წყლის შესაბამისად გაცივებას ( $\Delta t = 5^\circ$  და მეტი). დიდი სიჩქარის დრის (1 მ/წმ და მეტი) გრუნტში ჩაწყობილ მილებში წყლის უნაშვინლოდ (0,5—2°-მდე 1 კმ სიგრძეზე) გაცივება ხდება.

გრუნტში ჩასაწყობი მილების დიამეტრად ფოლადის მილების გამოყენება

ნების შემთხვევაში აიღება 1''—3''-მდე, აზბესტციმენტის მიღების—50-დან 100 მმ-დე და კერამიკული მიღების—100-დან 150-მდე. ვინაიდან გრუნტის გასათბობად საჭირო სითბოს რაოდენობის თეორიული გამოთვლა ძალიან რთულია, ამიტომ ანგარიშისათვის სარგებლობენ სუჟთა ემპირიული მონაცემებით.

ცნობილია, რომ გრუნტი სითბოს კარგი აკუმულატორია. ამიტომ მის გასათბობად საჭირო სითბოს მიწოდება შეიძლება პერიოდულად.

სათბურებში სათბობ მიღებს აწყობენ როგორც გრუნტში, ისე უშუალოდ შემინული ზედაპირების ქვემოთ.

უკანასკნელ ხანებში სათბურების გასათბობად დაიწყეს ორთქლის გამოყენება. ორთქლის გამოყენებისას კონდენსატის დაბრუნება არ ხდება და ამიტომ გამთბობი მილებიდან კონდენსატი უშუალოდ გრუნტში გაიშვება, რაც უზრუნველყოფს გრუნტისადმი დამატებითი სითბოს გადაცემას. იმისათვის, რომ გრუნტის ტუზემკველობა არ გაიზარდოს, ორთქლით სათბობი მილების გვერდით ეწყობა სადრენაჟე არხები.

სათბურების გასათბობად საჭირო მთლიანი სითბოს რაოდენობიდან 20% გრუნტის გათბობაზე მოდის.

სათბურებში ჰაერის ტემპერატურა და ტენიანობა სხვადასხვა სახის ბოსტნეულისთვის სხვადასხვაა.

## აღვიწოდების საქმეები

მომავალი საქმის განმარტების აღვიწოდების შიგნით

§ 112

საქმის განმარტება მიზანშეწონილია გასათბობი შენობის შუა ნაწილში, რადგან ამ დროს მცირდება გათბობის სისტემის საციკლოლო რგოლების სიგრძე, რაც მილსადენების ქსელისა და მათი დამატებების შემცირების საშუალებას გვაძლევს. ხოლო ტუმბოვანი გათბობის სისტემების შემთხვევაში—დამატებით ელექტროენერჯის ხარჯის შემცირების საშუალებას იძლევა, რადგანაც შედარებით მოკლე საციკლოლო რგოლების წინააღმდეგ გადისაღებად (მათში წყლის გადაადგილებაზე) ტუმბოს ნაკლები წნევის განვითარება სჭირდება.

საქმებზე განლაგებული უნდა იქნეს შენობის ყველაზე მეტად ჩალამაგებული ნაწილში, რადგანაც ასეთ შემთხვევაში იზრდება ვერტიკალური მანძილი ქვებსა და სათბობი ხელსაწყოების ცენტრებს შორის, რაც, როგორც უკვე ცნობილია, წყლით სათბობი სისტემების შემთხვევაში გრავიტაციული წნევის სიდიდის გაზრდის საშუალებას იძლევა. ორთქლით სათბობი სისტემების გამოყენების შემთხვევაში კი, რაც უფრო დაბლაა შენობაში საქმებზე განლაგებული, მით უფრო ადვილად შეიძლება ქვებში კონდენსატის თვითღონით დაბრუნების ორგანიზაცია (საკონდენსაციო ავზების და კონდენსატ გადაქაჩის ტუმბოების გარეშე).

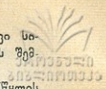
საქმის ფართი და მოცულობა საქმარისი უნდა იყოს იმისათვის, რომ მოხერხებულად შეიძლება განლაგება ქვებს შორის გასაველად საქირი და მათ წინ იმ თავისუფალი სივრცის დატოვების გათვალისწინებით, რომელიც საქირი საციკლოლოდან ნაკრისა და წილის გამოსაღებად, სათბობის მისაზიდად, ქვების შექვებისას მათში მიღების შეცვლასთან დაკავშირებული სამშუაობის მოხერხებულად ჩასატარებლად და ა. შ.

ქვებს შორის გასაველად დატოვებული მანძილი არა უმცირეს 0,7 მ უნდა იყოს. კიდურა ქვებსა და საქმის კედლებს შორის დატოვებული უნდა იყოს 1 მ სივრცის გასაველები. ქვებს წინა მხარეს და საქმის კედელს შორის (დასაყენებლად შერჩეული ქვების ტიპის მიხედვით) დატოვებული უნდა იყოს 2,2—3 მ მანძილი. ქვების უკან, ქვების ზედაპირსა და საქმის კედელს შორის, დატოვებული უნდა იყოს ალიბქეს არხის გასაყენად საქირი ადგილი (დაახლოებით 1 მ სივრცის).

შენობის სარდაფში განლაგებული საქმის სიმაღლე (დასაყენებლად შერჩეული ქვების ტიპის მიხედვით) არა უმცირეს 3+4,2 მ უნდა იყოს.

საქმებზე უნდა იყოს მშრალი და იზოლირებული გრუნტის წყლებისაგან. მიწის ქვეა ალიბქეს არხების განლაგების დონე გრუნტის წყლების შესაძლო დგომის დონეზე მაღლა უნდა იყოს.





საქვებებში, როგორც წესი, განათებული უნდა იყოს ბუნებრივი სინათლით, მათი ხელოვნურად განათება დაიშვება მხოლოდ უკიდურეს შემთხვევებში.

საქვებებში უნდა იყოს საკმაო ფართობის სათავსები ტუმბოების (წყლის ტუმბოვანი სისტემების და იმ ორთქლის სისტემების გამოყენების შემთხვევაში, სადაც ქვაბში კონდენსატის გადატუმბვა ტუმბოთი ხდება) განსაზღვრულად, საჩხაპეს, საპირფარეშოს და სახელოსნოს მოსაწყობად, აგრე ივე სათბობის გარკვეული მარაგის შესანახად. საქვებებში გაყვანილი უნდა იყოს წყალსადენისა და კანალიზაციის ქსელი.

იმ შემთხვევებში, როდესაც ქვაბში გამომუშავებული ცხელი წყლის ტემპერატურა აღემატება 115°-ს (შეესაბამება 1,7 ატმ წნევას), მაშინ საქვებებში ეწყობა ცალკე ნდებარე ერთსართულიან შენობებში.

### ქვაბის ხაზის შარბის განსაზღვრა

ქვაბების კონსტრუქციების, მისი ტიპების შერჩევის და მოწყობილობების ანგარიში დეტალურადაა განხილული კურსში „სათბობი, საცეცხლისები და საქვებ დანადგარები“. აქ კი ვიხილავთ საქვებების დაგეგმარების იმ უმთავრეს საკითხებს, რომელთა ცოდნაც აუცილებელია სათბობი სისტემების საქვებებთან დასაკავშირებლად.

გათბობისათვის საჭირო ქვაბის ტიპის შერჩევა წარმოებს საჭირო თბოგამომუშავების გამოყენებული სათბობის სახისა და ხარისხის მიხედვით, აგრეთვე საქვების სათავსის ფართის და სიმაღლის ნხედვლობაში ზილებით. ადგილობრივ (უშუალოდ გასათბობ შენობაში მოწყობილ) საქვებებში უმეტეს შემთხვევაში რყენებენ სექციებისგან აწყობილ თუჯის ქვაბებს.

საქვებებში დასაყენებელი წყლისა და დაბალი წნევის ორთქლის ქვაბების ხურების ფართის განსაზღვრა, შეიძლება ფორმულით:

$$F_{\text{ჰ}} = \frac{a \sum Q}{q_{\text{ჰ}}} \text{ მ}^2, \tag{1.15}$$

სადაც  $a$  კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს მილსადენის სითბოს კარგვას და დამოკიდებულია ამ მილსადენის გაყვანის მიღებულ სქემაზე და იზოლაციაზე; ამ კოეფიციენტის რიცხობრივი მნიშვნელობა, როცა გვაქვს ქვედა განაწილების სისტემები, იღებდა 1,1, ხოლო წყლის ზედა განაწილების სისტემებისათვის—1,2;

$\sum Q$ —გასათბობი შენობის საანგარიშო სითბოს მთლიანი ხარჯი კკალ/სთობით; იმ შემთხვევაში, როდესაც შენობაში გათვალისწინებულია მოდინებითი ვენტილაციის მოწყობა და ცხელი წყლით მომარაგება, მაშინ საქვების თბურ დატვირთვაში გათვალისწინებული უნდა იყოს ამ მიზნისათვის საჭირო სითბოს ხარჯიც;

$q_{\text{ჰ}}$ —ქვაბის 1 მ<sup>2</sup> ხურების ფართიდან მიღებული საანგარიშო სითბოს რაოდენობა კკალ/მ<sup>2</sup>სთ, ქვაბის ტიპის მიხედვით იღებენ 1.XV ცხრილიდან.

საქვებში სასურველია გვქონდეს არა ნაკლებ ორი ქვაბისა, რადგანაც ერთი ქვაბის გამოყენების შემთხვევაში მისი მუშაობის სრულიად უზნიშვნელო

ქ ვ ა ბ ი ს ტ ი პ ი	საანგარიშო სიბრუს რ ო დენობა $q_{\Sigma}$ კვ/მ <sup>2</sup> სთ				საანგარიშო სიბრუს რ ო დენობა $q_{\Sigma}$ კვ/მ <sup>2</sup> სთ			
	მაღალხარისხოვანი ქვანახშირის გამოყენებისას				დაბალხარისხოვანი ქვანახშირის გამოყენებისას			
	ჭაერით ბერვისას		ჭაერით ბერვის გარეშე		ჭაერით ბერვისას		ჭაერით ბერვის გარეშე	
	წყლის	ორთქლის	წყლის	ორთქლის	წყლის	ორთქლის	წყლის	ორთქლის
სექციებისაგან აწყობილი თუჯის დიდი და პატარა მოდელი	—	—	7200	5950	—	—	5000	4000
$H_p (r)$	15000	—	7200	—	—	11900	9500	—
ცეცხლშილა	1500	11900	8100	7200	11900	9500	—	—
უნივერსალი	9000	8100	—	—	8100	7200	—	—
	—	—	—	—	—	—	9000	8100

შენიშვნა: აქ მოყვანილი ქვებების უმთავრესი ტექნიკური მაჩვენებლები მოცემულია XVIII დანართში.

უწესიერობასაც კი შეუძლია მთლიანად შენობის სისტემის მუშაობის გამოთიშვა (გარკვეული დროით). ამიტომ მიზანშეწონილია 1.15 ფორმულის საშუალებით გამოთვლილი ქვების ხურების ფართი განაწილებულ იქნეს ორ ქვაზე. ამ შემთხვევაში ერთი ქვების სწყობრიდან გამოსვლისას შენობა, ყველაზე უარეს შემთხვევაშიც კი, მიიღებს გათბობისათვის საჭირო სიბრუს მთლიანი რაოდენობის ნახევარს, რაც გათბობის სისტემის შეუჩერებელი მუშაობისთვის სრულიად საკმარისი იქნება. გარდა ამისა, საანგარიშო გარე ჰაერის მაღალი ტემპერატურისას (როდესაც შენობას ნაკლები თბონადაკარგები ექნება) შეიძლება ერთი ქვების გამოართვა მუშაობიდან და მხოლოდ ერთი ქვებით დაკმაყოფილება.

თუ ანგარიშის შედეგად მიღებულია დიდი ხურების ფართი, რომლის უზრუნველსაყოფად საჭიროა რამდენიმე ქვების დაყენება, მაშინ მიზანშეწონილია დიდი ხურების ფართის მქონე ქვების დაყენება, რათა შემცირებულ იქნეს ერთდროულად მომუშავე ქვების რაოდენობა. ამასთან, ისიც უნდა მივიღოთ მხედველობაში, რომ მსხვილ ქვებებს მცირე წარმადობის მქონე ქვებებთან შედარებით უკეთესი მქკ აქვთ.

მაღალი წნევის ორთქლის ქვების ხურების ფართის განსაზღვრა კი ხდება ფორმულით:

$$F_{\Sigma} = a \frac{D_b}{D_{640}} \text{ მ}^2, \quad (2.15)$$

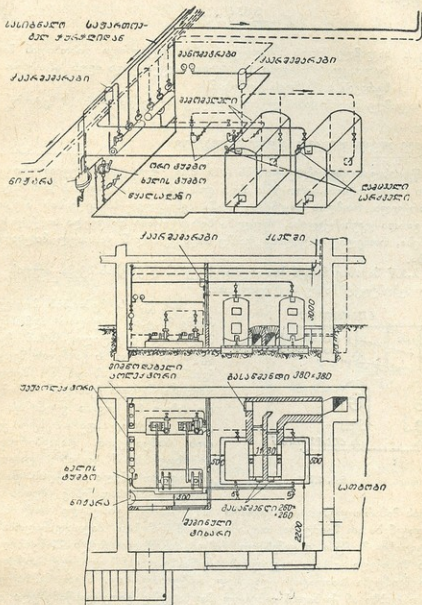
$$F_{\Sigma}$$

სადაც  $D_b$  ორთქლის საანგარიშო რაოდენობაა, კვ/სთ-ობით

$\frac{D_{640}}{F_{\Sigma}}$  — ხურების ფართის დამატულობა ნორმალური ორთქლისას, კვ/მ<sup>2</sup>სთ-ობით

ორთქლის ხარჯის გადაანგარიშება ნორმალურ ორთქლზე წარმოებს ფორმულით:

$$D_{040} = \frac{D_0 (i + i_{52})}{640} \text{ კგ/სთ,} \quad (3.15)$$



ნახ. 1 XV

სადაც  $i$  — ორთქლის თბოშემცველობა მოცემული წნევისას, კკალ/კგ, აიღება მე-V დანართიდან;

$i_{52}$  — გამოყენებული წყლის თბოშემცველობა, კკალ/კგ; მისი რიცხობრივი სიდიდე აიღება წყლის ტემპერატურის ტოლი.

საქვებში ქვების, დამხმარე მოწყობილობების და მილსადენების კონსტრუქციების სქემების განლაგების მაგალითი ნაჩვენებია 1.XV ნახაზზე.

საკვამლე მილების კვეთის ანგარიში იმ საქვებებისთვის, რომელთა თბოგამომუშავება არ აღემატება  $Q=650000$  კკალ/სთ, შეიძლება გამოვითვალოთ ფორმულით:

$$F = \frac{0,03 Q}{V h} \text{ სმ}^2, \quad (4.15)$$

სადაც  $h$  საკვამლე მილის სიმაღლეა ქვების ცეცხლრიცხვა გისოსიდან მილის ბოლომდე, რომელიც 1 მეტრით მაღლა უნდა იყოს ამოუსული სახურავის თავბანდის დონიდან.

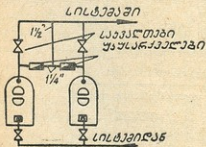
საკვამლე მილის მინიმალური სიმაღლე არ უნდა იყოს 12 მეტრზე ნაკლები.

## დამცვენი მოწყობილობების დაყენება ქვებზე

§ 114

წყლის გასაცხლებელ ქვებზე ( $115^{\circ}$  მდე) უკეთდება სპეციალური დამცველი მოწყობილობა. ერთ-ერთ ასეთ დამცველ მოწყობილობას წარმოადგენს უკუსარქველი, რომლის დაყენებაც ხდება შემომვლელ ხაზზე ქვების საკვალთთან. გარდა უკუსარქვლისა, შეიძლება ბერკეტოვანი დამცველი სარქვლის გამოყენება, რომელიც უშუალოდ ქვებზე ანდა ქვაბიდან გამოსულ მილსადენზე ეწყობა.

2.XV ნახაზზე ნაჩვენებია უკუსარქვლების დაყენების სქემა თუჯის ქვების შემომვლელ ხაზზე საკვალთებთან.



ნახ. 2.XV

თუ ქვების მუშაობის პროცესში რაიმე მიზეზით საკვალთი აღმოჩნდება მთლიანად დაკეტილი, მაშინ ქვებში წყლის მოცულობის გაზრდის შედეგად ქვებში წნევის გაზრდა არ მოხდება, რადგანაც წყალი ქვაბიდან შემომვლელი ხაზით მიეწოდება გათბობის სისტემას, რომელიც საფართოებელი ქურჭლის საშუალებით დაკავშირებულია ატმოსფეროსთან. ქვების საკვალთების და საფართოებელი ქურჭლის დაპაკევირებელ მილსადენებზე (წყლის სიძ-

რობის მიმართულებით) არაერთარი ჩამკეტ-მარეგულირებელი მოწყობილობის დაყენება არ შეიძლება. თუ ამა თუ იმ მიზეზით მიღგაყვანილობის ამ მონაკვეთზე მაინცაა დაყენებული ჩამკეტ-მარეგულირებელი მოწყობილობა, მაშინ შემომვლელი ხაზი (საკვალთებთან) მასზე დაყენებული უკუსარქვლებით აღარ შეიძლება ჩაითვალოს დამცველ მოწყობილობად. ასეთ შემთხვევებში ყოველ ქვებზე ან ქვაბიდან გამოსულ მილსადენზე გათვალისწინებული უნდა იქნეს დამცველი ბერკეტოვანი სარქვლის მოწყობა.

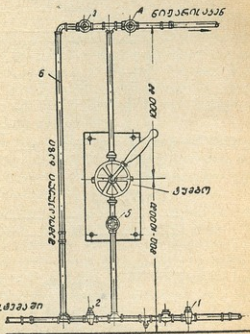
ორთქლის დაბალი წნევის ქვებების ( $p=1,7$  ატმ-დე) დამცველ მოწყობილობად იყენებენ ჰიდრაულიკურ ჩამკეტს ან გამომგდებ მოწყობილობას. ერთ-ერთი ასეთი მოწყობილობის კონსტრუქცია ჩვენ მიერ განხილული იყო X თავში, დაბალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემების განხილვისას (იხ. ნახ. 8.X).



ქვაბებისა და სათბობი სისტემის წყლით პირველადი შევსება და აგრეთვე სისტემის ექსპლოატაციის პერიოდში წყლის დანაკლისის შევსება წარმოებს წყალსადენიდან, რისთვისაც სისტემის უკუმავისტრალთან ხდება წყალსადენის მაგისტრალის მიერთება.

სათბობი სისტემის უშუალოდ წყალსადენიდან შევსება შესაძლებელია მხოლოდ იმ შემთხვევაში, როცა წნევა წყალსადენში მეტია სისტემის ჰიდროსტატიკურ წნევაზე. თუ წყალსადენის წნევა ნაკლებია, მაშინ წყალსადენიდან სათბობი სისტემის ქსელის წყლით შევსება ხდება ხელის დგუშოანი ან ფრთიანი ტუმბოს საშუალებით. ამავე ტუმბოს საშუალებით ხდება სათბობი სისტემების იმ მიღგაყვანილობის დაკლა. რომლიდანაც წყალი თვითღინებით ვერ ჩაიცილება კანალიზაციაში. 3.XV ნახაზზე ნაჩვენებია სათბობ სისტემასთან ხელის ტუმბოს მიერთების სქემა.

იმ შემთხვევაში, როდესაც სისტემის წყლით შევსება ხდება უშუალოდ წყალსადენის მაგისტრალიდან, მაშინ ღია უნდა იყოს საცობიანი ონკანები 1 და 2 (იხ. ნახ. 3.XV), ხოლო ვენტილები 3, 4 და 5—დაიკეტილი. თუ წყალსადენის წნევა არ არის საკმარისი სისტემის წყლით შესავსებად, მაშინ ვიყენებთ ხელის ტუმბოს, რისთვისაც საცობიანი ონკანი 1 და ვენტილები 3 და 5 ღია უნდა იყოს, ხოლო საცობიანი ონკანი 2 და ვენტილი 4 კი—დაიკეტილი. წყალი, გაივლის რა ტუმბოს შემომვლელი ხაზით 6, მიეწოდება სისტემას.

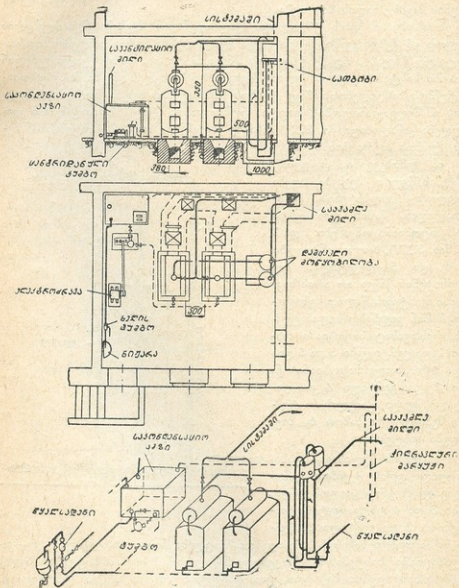


ნახ. 3.XV

სისტემის წყლისაგან დასაცვლად (ხელის ტუმბოს გამოუყენებლად) უნდა გაიღოს ვენტილები 3 და 4 და დაიკეტოს ონკანები 1, 2 და ვენტილი 5. წყალი შემომვლელი ხაზის 6 საშუალებით ჩაიცილება ნიქარაჟში, იქიდან კი—კანალიზაციაში. სისტემის ჩაღრმავებული ნაწილიდან წყლის ამოსატუმბად ხელის ტუმბოს საშუალებით საჭიროა, რომ დაიკეტოს ონკანი 1 და ვენტილი 3, ხოლო ღია იყოს ონკანი 2 და ვენტილები 5 და 4, იმისათვის, რომ წყალსადენში წნევის დაცემის შემთხვევაში და ონკანების 1 და 2 ანდა ონკანის 1 და ვენტილების 3 და 5 ღია მდგომარეობისას არ მოხდეს სისტემიდან წყალსადენში წყლის ჩამოცლა. ონკანის 1 შემდეგ დაყენებული უნდა იქნეს უკუსარკველი.

სისტემის უკუმავისტრალიდან წყლის შევსების და დაკლის გარდა გათვალისწინებული უნდა იყოს სისტემის შევსებისა და დაკლის შესაძლებლო

ბა უშუალოდ ქვაბებიდან, რისთვისაც წყალსადენის მაგისტრალი მიერთებული უნდა იყოს აგრეთვე ქვაბებთან. დაბალი წნევის ორთქლის ქვაბების გამოყენებისას ქვაბის წყლით შევსება ხდება საკონდენსაციო ავზიდან, რისთვისაც ამ ავზთან მიერთებულია წყალსადენის ხაზი. იმ შემთხვევაში, როდესაც არ



ნახ. 4.XV

გვაქვს საკონდენსაციო ავზი, წყლით შევსება ხდება საკონდენსაციო მაგისტრალიდან ანდა წყალი მიეწოდება უშუალოდ ქვაბებს. 4.XV ნახაზზე მოცემულია დაბალი წნევის ორთქლის საქონდენსაციო ავზის და კომუნიკაციების პრინციპული სქემა.

გათობის სისტემის დამონტაჟების შემდეგ წარმოებს სისტემის ჰიდრაულიკური ან პნევმატური (ჰაერწნევითი) გამოცდა და მისი მიღება. სისტემის გამოცდამდე უნდა ჩატარდეს სისტემის დეტალური გარე ვიზუალური დათვალიერება, რათა დადგინდეს იქნეს დამონტაჟებული სისტემის პროექტთან შესაბამისობა.

გარე ვიზუალური დათვალიერებისას განსაკუთრებული ყურადღება უნდა მიექცეს საქვების, რომელშიც უნდა შემოწმდეს დაყენებული ქვების, ტუმბოებისა და ელექტრომოტორების პროექტით გათვალისწინებულთან შესაბამისობა, მათი დამონტაჟების და დაყენების ხარისხი და სისწორე. შემოწმებული უნდა იქნეს სათბობი სისტემის ნორმალური ექსპლოატაციისათვის საჭირო აუცილებელი არმატურის, ხელსაწყოების და დამცველი მოწყობილობების არსებობა.

სათბობი სისტემის დანარჩენი ნაწილის შემოწმებისას უნდა დავრწმუნდეთ იმაში, რომ დაყენებული სათბობი ხელსაწყოების ხურების ფართი, მიღგაყვანილობის დამეტრები და მათი დახრები შეესაბამება პროექტით გათვალისწინებულს. ასევე უნდა შემოწმდეს მიღების იზოლაციის ხარისხი. მათი დამაგრება და ჩამკეტ-მარეგულირებელი არმატურის გამართულობა. ყველა ზემოჩამოთვლილი შემოწმება უნდა ჩატარონ იმ ორგანიზაციის წარმომადგენლებმა, რომლებიც იბარებენ სათბობ სისტემას.

თუ სათბობი სისტემის შემოწმებისას აღმოჩნდება პროექტიდან გადახვევის შემთხვევები, საჭიროა დამონტაჟებელმა ორგანიზაციამ შეათანხმოს დაშვებული გადახვევები დამპროექტებლებთან ანდა გადააკეთოს აღნიშნული შეუსაბამობა პროექტით გათვალისწინებულის შესაბამისად.

ყველა შემჩნეული დეფექტის გასწორების შემდეგ ხდება სისტემის ჰიდრაულიკური (ან პნევმატური) გამოცდა. აღნიშნული გამოცდის დაწყებამდე სათბობ სისტემიდან (მისი წყლით ავსებამდე) გამოთიშავენ საფართოებელ ქურჭელს. სისტემის წყლით შევსების დროს ღიად უნდა იყოს დატოვებული ხელსაწყოებთან, დგარებზე, მაგისტრალურ ხაზებზე და ჰაერშემკრებებზე დაყენებული ყველა ჩამკეტი მარეგულირებელი არმატურა. იმისათვის, რომ სისტემიდან მთლიანად გამოიღვენოს ჰაერი, სისტემას წყლით ავსებენ უკუმაგისტრალიდან და შეიძლებისდაგვარად ნელა. წყლით შევსების პროცესში შემჩნეული ყველა უწყისივრობის გასწორების შემდეგ სისტემა მთლიანად ივსება წყლით, რის შემდეგაც საიმედოდ იკეტება ყველა ჰაერგამომშვები ონკანი და იწყება სისტემის დაწნევა. ეს უკანასკნელი შეიძლება მოხდეს წყალსადენის მაგისტრალში არსებული წნევით (თუ ის საკმარისია), ანდა უკუმაგისტრალთან მიერთებული ჰიდრაულიკური წნევით. დაწნევა უნდა ჩატარდეს წნევით, რომელიც ერთი ატმოსფეროთი მეტი იქნება სისტემის უმაღლეს წერტილში არსებულ მუშა წნევაზე, და ყველა შემთხვევაში ის არ უნდა იყოს 5 ატმ ზე ნაკლები. მუშა წნევაში იგულისხმება ის მაქსიმალური წნევა, რომლის ქვემოც იქნება სისტემა ექსპლოატაციის პერიოდში. ბუნებრივი ცარკულაციის დროს ეს წნევა ტოლია წყლის სვეტის წნევის (სისტემის უდაბლეს წერტილში არსებული ჰიდროსტატიკური წნევისა), ხოლო ტუმბოვანი სისტემისას—ჰიდროსტატიკულ და ტუმბოს მიერ შექმნილ წნევათა ჯამისა.

თუ სისტემის დაწნევისას 10 წუთის განმავლობაში წნევა მანომეტრებზე



დაეცემა მხოლოდ 1,2 ატმოსფეროთი, მაშინ შეიძლება ჩაითვალოს, რომ სისტემა ჰერმეტიკობის თვალსაზრისით საიმედოა. წნევის ვარდნა (1,2 ატმ მდე) შეიძლება მოხდეს იმ დროსაც, როდესაც ქსელი ნთლიანად ჰერმეტიკულია, რაც აიხსნება სისტემაში წყლის მოცულობის შეცდომებით, რომელიც იხარჯება სათბობი ხელსაწყოების საჭიროებელი მასალის გაკლენთვაზე.

ჰიდრაულიკური გამოცდისას წნევის გაზრდა და მისი შეზღუდვა უნდა წარმოებდეს ნელა და თანაბრად. სისტემის ჰიდრაულიკურ გამოცდამდე ჩატარებული უნდა იქნეს ქვაბების დაწნეხა. წყალგამაცხელებელი ფოლადის ქვაბების გამოცდა წარმოებს წნევით, რომელიც 4 ატმოსფეროთი აღემატება მუშა წნევას (ოღონდ არა უმცირეს 7 ატმ), წყალგამაცხელებელი თუჯის ქვაბებისა—ვი წნევით, რომელიც ტოლია გაორკეცებულ მუშა წნევისა (არა უმცირეს 5 ატმ და არა უმეტეს 7 ატმ). ორთქლის სისტემების და ქვაბების გამოცდა წარმოებს 4 ატმ ტოლი წნევით. სათბობი სისტემის (ხელსაწყოების და მილების) ჰიდრაულიკური გამოცდისას ქვაბები გამოორთული უნდა იყოს.

ზამთრის პერიოდში, ცივ შენობებში განთბობი სისტემის გაყვანის შესაძლებლობასთან დაკავშირებით მისი ჰიდრაულიკური გამოცდა არ ხდება. ამ შემთხვევებში მიზანშეწონილია ჩატარდეს პნევმატური განოცდა (რომელიც, ამასთან, უფრო ზუსტ შედეგებს გვაძლევს).

პნევმატური გამოცდა ხდება 2 ატმ წნევით (სათბობი ხელსაწყოები აღწერე იცდება 5 ატმ ჰიდრაულიკური წნევით). პნევმატური გამოცდისათვის იყენებენ მცირე წარმადობის კომპრესორს ან ბალონებს შეკუმშული ჰერით. იმისათვის, რომ არამჭიდრო შეერთებებიდან გამოისული ჰერის დავიხახოთ, მას უნდატებენ კვამლს, რომელიც სპეციალურ ავზში მინერალური ზეთის წვის შედეგად მიიღება.

პნევმატური გამოცდისას წნევის ვარდნა სისტემაში 10 წუთის განმავლობაში არ უნდა აღემატებოდეს პირველადი წნევის (რომელიც, ჩვეულებრივ, 2 ატმ ტოლი აიღება) 15%-ს.

ჰიდრაულიკური ან პნევმატური გამოცდას შემდეგ ხდება გათბობის სისტემასთან (გამოცდის წინ გამოორთული) ქვაბებისა და საფართოებელი ქურჭლის მიერთება და სისტემის მომზადება თბური გამოცდისათვის.

**სისხავის თბური გამოცდა**

სისტემის თბური გამოცდა საჭიროა იმისათვის, რომ შევამოწმოთ ყველა სათბობი ხელსაწყოს გახურების ხარისხი.

თბური გამოცდის წინ სისტემა უნდა გაირეცხოს ყველანაირი შესაძლო ნაგვისაგან (სამშენებლო ნაგავი, ხრეში, მიწა, საიზოლაციო მასალის ნაჭრები და ა. შ.), რისთვისაც სისტემას რამდენჯერმე ავსებენ წყლით და შემდეგ სწრაფად ცლიან.

თბური გამოცდის დაწყებამდე ქვაბებში წყალს აცხელებენ 50—60° ტემპერატურამდე.

სათბობი ხელსაწყოების თანაბარზომიერად გათბობის შემოწმება ხდება ხელის ცეცებით. მათი უფრო ზუსტი შემოწმება შეიძლება ხელსაწყოების ზედაპირული ტემპერატურების თერმოსფერით და თერმოსაცეცებით გაზომვის საშუალებით. ხელსაწყოების არათანაბარზომიერად გათბობის ან ხელსაწყოს სრულიად გაუცხობარობის აღმოჩენის შემთხვევებში საჭიროა სისტემის რეგულირება.





ხელსაწყოების არათანაბარზომიერად გათბობის ანდა სრულიად გაუ-  
მთბარობის გამოწვევი მიზეზები შეიძლება იყოს:

1) მილების გამოგნესვა (დანაგვიანება); 2) ჰაერის ბალიშების წარმო-  
ქმნა; 3) ტუმბოს მიერ შექმნილი საციკულაციო წნევის უქმარისობა; 4) სის-  
ტემის სხვადასხვა რგოლებში საციკულაციო წნევის სიდიდეების ერთმანე-  
თისაგან დიდად განსხვავება და სხვ.

მილსადენების გამოგნესილი ნაწილის (ადგილის) პოვნა მთელ რიგ შემ-  
თხვევებში ძალიან ძნელია. მილსადენის გამოგნესვა უმეტეს შემთხვევაში ხდება  
მილების მოხვევის ადგილებში, იქ, სადაც ჩვეთრად ეცემა წყლის მოძრაობის  
სიჩქარე და იქ, სადაც მილსადენი ვერტიკალური მდგომარეობიდან გადადის  
ჰორიზონტალურში. გამოგნესვის ადგილები უხდა ვეძებოთ მილსადენის იმ  
მონაკვეთებში, რომლებშიც შეიმჩნევა ზედაპირული ტემპერატურის მკვეთრი  
დაცემა.

ჰაერის საცობები შეიძლება წარმოიქმნას მილსადენის დახრის და მო-  
ხვეულობის არასწორად შესრულების შემთხვევებში ან ჰაერმემკრების უწე-  
სივროდ დაყენების შემთხვევაში.

ტუმბოს მიერ განვითარებული წნევის სიდიდის შედარება საანგარიშო  
სიდიდესთან უნდა შევოწმდეს მანომეტრების საშუალებით, რისთვისაც ერთი  
მანომეტრი უნდა დაიდგას ტუმბოს შეწყობილი მილყელის წინ, ხოლო მეო-  
რე—დაიჭიხნინ მილყელის შემდეგ.

თუ გამოირკვევა, რომ სათბობი ხელსაწყოების არათანაბარზომიერი  
გათბობა არ არის გამოწვეული ზემოხანმოთვლილი (სამი) მიზეზების შედე-  
გად (ანდა თუ ამ მიზეზებით გამოწვეული უწყისივრობანი გასწორებულია),  
მაშინ საჭიროა სათბობი სისტემის რეგულირება დაიწყეთ ხელსაწყოებთან  
და დგარებზე დაყენებული ონკანების საშუალებით, როგორც ვიცით, ჩი-  
ხისებურ სათბობ სისტემებში ქებათან ახლოს განლაგებულ საციკულაციო  
რგოლებში ყოველთვის არ ხერხდება მთლიანი საციკულაციო წნევის გამო-  
ყენება (ადგილი აქვს ჰორიზონტალური რეგულირების დარღვევას). ამიტომ  
სწორედ ამ რგოლების სათბობი ხელსაწყოები იღებენ თბოშემცველის ჰარბ  
რაოდენობას. ამის შედეგად რეგულირება უნდა დაიწყეთ აღნიშნული რგო-  
ლების დგარებზე და მათზე მიერთებულ გამთბობ ხელსაწყოებზე დაყენებული  
ონკანების მეტად დაეჭვით.

ორმილოვან სისტემებში ზემო სართულებზე განლაგებული სათბობი ხელ-  
საწყოების საციკულაციო წნევის სიდიდე მეტია, ვიდრე ქვედა სართულებზე  
სათბობი ხელსაწყოებისა. ამიტომ ასეთი სისტემების რეგულირებისას  
უნდა სართულების სათბობ ხელსაწყოებთან დაყენებული ონკანები  
მეტად უნდა დაიკეტოს, ხოლო ქვედა სართულის ხელსაწყოებთან—მთლიანად  
გაიღოს.

განსაკუთრებით დიდი გამოუყენებელი წნევა გვექმნება ორმილოვან ჩი-  
ხისებურ სისტემებში წყლის ზედა განაწილებით (ის ზოგჯერ საანგარიშო  
წნევის 50%-ს შეადგენს). ამასთან, როგორც წესი, იმ რგოლში, რომლის  
დგარსაც ნაკლები თბური დატვირთვა აქვს გამოუყენებელი წნევის სიდიდე  
მეტია. ორმილოვან ჩიხისებურ სისტემებში წყლის ქვედა განაწილებით გამო-  
უყენებელი (ჰარბი) წნევის სიდიდე უნდა სართულის ხელსაწყოებში ნაკლებია,  
ვიდრე წყლის ზედა განაწილების ორმილოვან სისტემებში.

ამრიგად, ორმილოვანი სისტემებისათვის დამახასიათებელია ე. წ. ვერტიკალური რეგულირების დარღვევა, რაც გამოწვეულია სისტემების ზედა სართულებში განლაგებულ ხელსაწყოებში ჭარბი (ნარჩენი) წნევის (ქვემო ხელსაწყოებთან შედარებით) არსებობით. ამ ჭარბი წნევის სიდიდე დამოკიდებულია გრავიტაციულ წნევაზე, რომლის სიდიდეც, თავის მხრივ, იცვლება სისტემაში წყლის ტემპერატურის მიხედვით. ამიტომ ორმილოვანი სისტემების ექსპლოატაციის პროცესში გრავიტაციული წნევის მიხედვით ხდება ვერტიკალური რეგულირების დამატებითი დარღვევა სართულებს შორის წყლის ხარჯის გადანაწილების გამო.

ზემოაღნიშნულიდან გამომდინარეობს, რომ ორმილოვანი სისტემები (როგორც ვერტიკალურად, ისე ჰორიზონტალურად) ძნელად სარეგულირებელი და პილრაველიყოფად არამდგრადია. ამიტომ ხშირად იძულებული ვართ გამოვიყენოთ მედარებით არაეკონომიური გათბობის სისტემები, ე. წ. წყლის პარალელური (თანამგზავრული) მოძრაობით, რომლებშიც თითქმის სრულიად არა გვაქვს რეგულირების ჰორიზონტალური დარღვევა, თუმცა ამ სისტემებშიც ძალიანად ძალაში რჩება ვერტიკალური რეგულირების დარღვევის შესაძლებლობა.

ერთმილოვან გამდინარე სისტემებში სრულიად არ აქვს ადგილი ვერტიკალური რეგულირების დარღვევას, მაგრამ თუ გათბობის სისტემა გულდასმით არ იქნა გაანგარიშებული, შეიძლება ადგილი ექნეს ჰორიზონტალური რეგულირების დარღვევას, მაგრამ ვინაიდან ერთმილოვანი სისტემების დგარებს დიდი პილრაველიყოფი წინააღობა აქვთ, ამიტომ ჰორიზონტალური რეგულირების დარღვევის სიდიდე მცირე იქნება.

## სათბობი სისტემის გამოცდა მუშაობის ეფექტურობაზე

§ 118

სათბობი სისტემის გამოცდა მუშაობის ეფექტურობაზე ტარდება იმისათვის, რომ დადგინდეს იქნეს უზრუნველყოფს თუ არა სათბობი სისტემა სათავსებში ჰაერის საჭირო ტემპერატურის დონეს.

შიგა ჰაერის ტემპერატურის გადახრა პროექტით გათვალისწინებულთან შედარებით დაიშვება მხოლოდ 1—2° ფარგლებში. გამოცდისას სათავსების ჰაერის ტემპერატურა უნდა გაიზომოს ყოველი 6 საათის შემდეგ 3 დღე ღამის განმავლობაში. ჰაერის ტემპერატურის გაზომვა ხდება 1,5—1,8 მეტრის სიმაღლეზე იატაკიდან და 1 მეტრის დაშორებით გარე კედლის შიგა ზედაპირიდან.

გამოცდა უნდა ჩატარდეს ზამთრის პერიოდში, ამასთან, გამოსაცდელი შენობის სამშენებლო კონსტრუქციები საკმაოდ გამომშრალი უნდა იყოს სამშენებლო ტენისაგან, რადგანაც ახლადამშენებული შენობები, როგორც ცნობილია გაცილებით ხეტ სითბოს კარგავს იმ სითბოს რაოდენობასთან შედარებით, რომელზეც გაანგარიშებულია სათბობი სისტემა.

სისტემის მუშაობის ეფექტურობაზე გამოცდისას თბოშემცველის ტემპერატურა მიწოდებულ ხელ მაგისტრალში უნდა შეესაბამებოდეს გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურას და აღებულ იქნეს გრაფიკიდან, რომელიც შედგენილია იმ ქალაქისათვის, სადაც ხდება შენობის გამოცდა.

სისტემის მუშაობის ეფექტურობის გამოცდისას დადგენილი უნდა იქნეს, შეესაბამება თუ არა ცხელი და გაცივებული წყლის ტემპერატურული ვარდნა



პროექტით გათვალისწინებულს. თუ სისტემიდან წყალი ბრუნდება უფრო მაღალი ტემპერატურით, ვიდრე ეს გათვალისწინებულია გრაფიკით (იმ შემთხვევაში, როდესაც სისტემის სათბობი ხელსაწყოები ნორმალურად და თანაბრად თბება). ეს იმის მაჩვენებელია, რომ სისტემაში გვაქვს ჭარბი საციურკულაციო წყლის (თბოშემცველის) რაოდენობა, ხოლო, თუ სისტემიდან ბრუნდება წყალი უფრო დაბალი ტემპერატურით, ვიდრე ეს გრაფიკით არის გათვალისწინებული, ეს იმის მაჩვენებელია, რომ სისტემაში გვაკლია საციურკულაციო წყლის რაოდენობა. პირველ შემთხვევაში ბუნებრივი ცირკულაციის მქონე სისტემებში საჭიროა უფრო მეტად მიეკეტოთ საკვალთი ცხელ მაგისტრალზე, ხოლო ტუმბოვან სისტემებში შევამციროთ ტუმბოს ბრუნვითა რიცხვი; მეორე შემთხვევაში საკვალთები მაქსიმალურად უნდა იყოს გაღებულნი, ხოლო ტუმბოების ბრუნვითა რიცხვი გაიზარდოს.

სისტემების ეფექტურობაზე გამოცდის დროს უნდა გაისინჯოს ქვაბებში წყლის სანაგარიშო მაქსიმალური ტემპერატურის მიღების საშუალება. თუ ქვაბებში წყალს ვერ გავაცხელებთ მაქსიმალურ საჭირო ტემპერატურამდე, ეს იმის მაჩვენებელი იქნება, რომ ქვაბში სათბობის წყის პროცესი არ მიმდინარეობს ნორმალურად. ეს კი შეიძლება გამოწვეული იყოს ან ცუდი წევით, ან ალიბეჭეში, ქვაბის ამონაქირში და საკვ-მღე მილის წყობაში არსებული არასიმეტრიურობიდან ზედმეტი ჰაერის შეწოვით, ანდა, საბოლოოდ, საბერი ვენტილატორის არასაკმარისი წარმადობით (საბერი საცეცხლისების შემთხვევაში). თუ ყველა ზემოჩამოთვლილი დეფექტი გასწორებულია, ხოლო წყლის საჭირო ტემპერატურამდე გაცხელება მაინც არ ხდება, მაშინ უნდა შეიმოწმდეს ქვაბების ხურების ფართის საკმარისობა.

**სათბობი სისწრაფის მოვლა**

სათბობი სისტემები ექსპლუატაციის პერიოდში ყოველდღიურ შემოწმებას და მოვლას საჭიროებს. ექსპლუატაციის პერიოდში შენიშნული ყველა უწყესიერობა დაუყოვნებლივ უნდა იქნეს აღმოფხვრილი. განსაკუთრებული გულსკურობით უნდა იქნეს შენიშნული და მოვლილი სისტემის ის ელემენტები, რომლებშიც ყველაზე უფრო ხშირად წარმოიშვება ესა თუ ის უწყესიერობა (ქვაბები, ტუმბოები, მოტორი, საკონდენსაციო ქოთნები, ჩამკეტ-მარეგულირებელი არმატურა და ა. შ.).

განსაკუთრებული ყურადღება უნდა მიექცეს იმ მილსადენების საიზოლაციო მასალის მდგომარეობას და ვარგისიანობას, რომლებიც გადიან სხვენზე და კიბის უჯრედებში, ანუ იმ ადგილებში, სადაც არის წყლის გაყინვის საშიშროება. საჭიროა ყოველდღიური მეთვალყურეობა სატუმბო ავრეგატებისადმი, კერძოდ, საკისარი არ უნდა განიცდიდეს ვიბრაციას, კარგად იყოს დამაგრებული ტუმბოები და მოტორები სააირკვლებზე, კარგად იყოს დაჭიმული ტუმბოს და მოტორის დამაკავშირებელი ღვედები. წყლით სათბობი სისტემა ყოველთვის სავსე უნდა იყოს წყლით. სისტემაში წყლის არსებობა ისინჯება სასიგნალო მილზე ონკანის გაღებით (ონკანი ღია უნდა იყოს მანამ, სანამ მილიდან არ წამოვა თბილი წყალი), ან იმ მანომეტრის საშუალებით, რომელიც ბუნებრივი ცირკულაციის სის უემებში დადგმულია უშუალოდ ქვაბზე ან უკუმაგისტრალზე საქვაბებში და რომელიც ვეირენებს სისტემის ჰიდროსტატიკურ წნევის ტუმბოვან სისტემებში ჰიდროსტატიკური წნევის სიდიდის შემოწმება შეიძლება ტუმბოებთან დადგმული ერთ-ერთი მანომეტრის საშუალებით.





თუ შეიმჩნევა სისტემაში წყლის კლება, იგი სასწრაფოდ უნდა შეიქცეს ამასთან სისტემაში წყლის დიდი რაოდენობით კლება იმის მ. ჩვენებელი, რომ ადგილი აქვს შეერთებების უწყისეობას, რ. ი. ლის აღმოსაჩენად და სასწრაფოდ მიღებული უნდა იქნეს სასწრაფო ზონები.

სისტემის ექსპლოატაციის პერიოდში არ დაიშვება წყლის ხშირი ცვლა, რადგანაც ახალ წყალთან ერთად სისტემაში ხვდება ჰაერი, რომლის ეანგბადი, შედის რა კონტაქტში სისტემის ლითონის ნაწილებთან, ეანგავს მას (ხდება მათი კოროზია და სწყობრიდან უდროოდ გამოსვლა). უნდა ვეცადოთ, რომ გათბობის მთელ პერიოდში სისტემაში ცირკულირებდეს ერთი და იგივე წყალი, რომელშიც, მისი მრავალჯერ გაცხელებას გამო, გვექნება ჰაერის უნიჰენელო რაოდენობა. გათბობის სეზონის დამთავრებას შემდეგ ხდება სისტემის დაცლა ძველი წყლისაგან და მისი შევსება ახალი წყლით. იისათვის, რომ წყლიდან გამოყოფილ იქნეს მასში არსებული ჰაერი, წყალს აცხელებენ 95°-მდე და ერთი-ორი საათის განმავლობაში ინარჩუნებენ ტემპერატურას, რის შედეგადაც ქვებს გამოართავენ და წყალს სისტემაში ტოვებენ გათბობის მეორე სეზონის დაწყებამდე.

სისტემის ექსპლოატაციის პერიოდში შენიშნული ყველა ის დეფექტი, რომელთა გასწორებაც სისტემის ექსპლოატაციის პერიოდში არ შეიძლება, იწერება ამ მიზნებისთვის განკუთვნილ სპეციალურ უწყისში; ამ უწყისის საფუძველზე დგება ხარჯთაღრიცხვა და სისტემის რემონტის გეგმა ზაფხულის პერიოდისათვის.

დროულად უნდა იქნეს გაწმენდილი ალიბუები და საკვამლე მილები წილისა და ქვარტლისაგან, ხოლო ქვების შიგა ზედაპირები კი—ლექისაგან (მინადულისაგან), რომლის წარმოშობა შესაძინეველ ამცირებს ქვების თბოგაცემას.

ფოლადის ქვებში ლექის მოშორება ხდება მექანიკური გზით (გაფხევით), თუჯის ქვებში—კი კიმიური გზით; ქვებებს რეცხავენ 25—30°-მდე გამობარი მარილმეფას 5% ხსნარით, რისთვისაც ქვებებს გამოართავენ სისტემიდან და შეავსებენ ხსნარით, რომელსაც ქვებში ტოვებენ 3 საათის განმავლობაში, რის შემდეგაც ხსნარს ჩამოუშვებენ და ქვებს რეცხავენ სუფთა წყლით.

სისტემის მუშაობის კონტროლისათვის საჭიროა, რომ საქვებში დაყენებული იყოს შესაბამისი საზომი ხელსაწყოები: თერმომეტრები, მანომეტრები, წვეასაზომი, აირანალიზატორი, ორთქლსაზომი, წყალსაზომი და სხვ.

უკანასკნელ წლებში საექსპლოატაციო პრაქტიკაში სულ უფრო ფართოდ იკიდებს ფეხს ავტომატური რეგულირებისა და კონტროლის ხელსაწყოები, რომელთა საშუალებითაც შეიძლება მიღწეულ იქნეს სათბობის ხარჯის შესაძინევი ეკონომია და სათავსებში ჰაერის საჭირო ტემპერატურის უზრუნველყოფა.

**სენაკალური სათბობი სისვამების მუშაობის კონსტრუქციული და ავსომბაური ჩაშვირება § 120**

სათბობი სისტემა ყველაზე ეკონომიურად იმუშაებს მაშინ, როდესაც მის მიერ გამოიწვეული სითბოს რაოდენობა, დროის ყოველ ნონაკეთში ზუსტად შეესაბამება გასათბობი ობიექტის სინამდვილეში არსებულ თბოდა-ნაკარგებს.





ნებისმიერი გასათბობი სათავის ტემპერატურული რეჟიმი დამოკიდებულია არა ხარტო გარე ჰაერის ტემპერატურაზე, არამედ კიდევ მთელ რიგ ფაქტორებზე, რომელთაგან აღსანიშნავია: ქარის სიჩქარე და მიმართულება, ბუნებრივი ვენტილაციის სიდიდე, მზის რადიაცია, სასწენებლო გადაძობი კონსტრუქციების თბოაქუმულაციის უნარი, სათბობი ხელსაწყოების თბური ენერგია, სათბობი სისტემის ჰიდრავლიკური და თბური რეგულირების მოშლის სიდიდე, სათავსში ცოფ ადამიანთა რაოდენობა, საყოფაცხოვრებო და ნიშნულების დანადგარებიდან გამოყოფილი სითბოს რაოდენობა და სხვ.

ზემოჩამოთვლილი სხვადასხვა სახის მრავალი ცვალებადი ფაქტორის არსებობისას შეუძლებელია თავი დაეღწიოთ სათავის ჰაერის ტემპერატურის დიდ დიაპაზონში რხევების შესაძლებლობას სისტემის თბოგამომუშავების მარტო ცენტრალური ხარისხობრივი და რაოდენობრივი რეგულირების გზით. აღნიშნული მდგომარეობით არის სწორედ გამოწვეული ის, რომ სათბობი ხელსაწყოებთან დამატებითა დაყენებული ჩაჰექტი მარეგულირებელი არმატურა, რომელთა საშუალებითაც (ხელით) შეიძლება სათბობი ხელსაწყოების თბოგამომუშავების სიდიდის რეგულირება. მაგრამ ხელით ინდივიდუალური რეგულირების წარსიება რთულია და, გარდა ამისა, არ გვაძლევს ჰაერის ტემპერატურის ზუსტად საჭირო დონის შენარჩუნების საშუალებას.

გარდა ამისა, ძალიან ხშირად სათავის ჰაერის ტემპერატურა ეცემა სარკმლების გაღების გამო. ყველაფერი ეს იწვევს იმას, რომ სითბოს ფაქტიური ხარჯი, როგორც წესი, აღემატება გათვალისწინებულს 15—20%-ით და ზოგჯერ ბეტითაც, რაც, თავის ბზრივ, იწვევს სათბობის ვად. ხარჯვას.

ქვემოთ განხილულია სხვადასხვა საქვაბე და ჩამოთვლილია ამ საქვაბეებში დაყენებული ის მოწყობილობანი, რომელთა საშუალებითაც წარმოებს საქვაბის თბოგამომუშავების ავტომატური რეგულირება.

წყლით გათბობის საქვაბე. ეწყობა წვის რეგულატორი, რომლის საშუალებითაც ხორციელდება წყლის საჭირო ტემპერატურის მიღების უზრუნველყოფა. ბუნებრივი ცირკულაციის მქონე სისტემებში გამოიყენება საცირკულაციო ტუმბოების დისტანციური ჩართვა. იდგმება ავტომატი, რომლის საშუალებითაც ხდება სისტემაში წყლის დამატება, როდესაც წყლის დონე საფართო ბელ ჰურტელში ინიშნულ დონემდე დაიწვეს; ამავე ავტომატის საშუალებით საფართობელ ჰურტელში წყლის ნომალურ დონედ მიღწევისას შეწყდება წყლის მიწოდება.

ორთქლით გათბობის საქვაბე. იდგმება წვის რეგულატორი, რომელიც უზრუნველყოფს ორთქლის საჭირო წნევას; იდგმება ავტომატი, რომელიც ქვაბში (ან საკონდენსაციო ავზში) წყლის დგომის დონის მიხედვით ჩართავს ან გაწორავს ტუმბოს. როდესაც ქვაბების ნაცვლად გვაქვს თბოგამცველი აპარატები, მაშინ წვის რეგულატორის ნაცვლად იდგმება თბ. შემცველის (თბოგამცველი აპარატის გამცხელებელი) მიწოდების რეგულატორი.

ორივე სახის საქვაბეში იმ ადგილზე, სადაც მუდმივად იმყოფება სისტემის მუშაობის მმართველი პერსონალი, სასურველია დაყენებულ იქნეს გარე ჰაერის ტემპერატურის, ცხელი და ცივი წყლის ტემპერატურის, ტუმბოს წინ და ტუმბოს შემდეგ წყლის წნევის (ორთქლის სისტემებში—ორთქლის წნევის) მაჩვენებელი დისტანციური მოწყობილობანი.

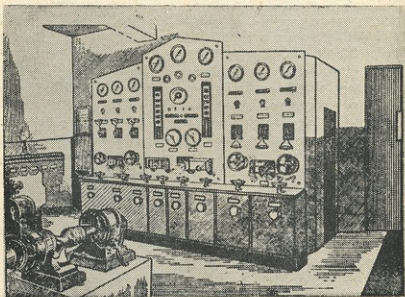
გარდა ამისა, სამუშაო ადგილზე სასურველია მომსახურე პერსონალს სა-

შუალემა ჰქონდეს გასათბობი შენობის სხვადასხვა სართულის რამდენიმე სათავისის ჰაერის ტემპერატურის თვალყურის დევნებისა.

ყველა ის ხელსაწყო, რომლებიც განკუთვნილია გათბობის სისტემის მუშაობის კონტროლისა და მართვისათვის, დამონტაჟებული უნდა იქნეს სპეციალურ ფარზე (იხ. ნახ. 5.XV).

ზემოჩამოთვლილი აპარატურის საშუალებით შეიძლება, მხოლოდ საერთო (ცენტრალური) რეგულირების ჩატარება, რომლის დროსაც გამოირიცხული არ არის ცალკეულ სათავსებში ტემპერატურის მნიშვნელოვანი რხევების შესაძლებლობა. აიხტომ საჭიროა სათბობი ხელსაწყოების თბოგაცემის ინდივიდუალური ავტომატური რეგულირება.

გინაიდან სხვადასხვა სახის ავტომატური რეგულატორების (როგორცაა სიგნალიზაციის ვადამწოდები, „შემსოულებელი“ მ. წყობლობანი და სხვ.) კონსტრუქციები და მათი მუშაობის პრინციპები დაწვრილებით განიხილება



ნახ. 5.XV

„ავტომატიკის“ კურსის შესწავლისას, ჩვენ მათ აქ არ განვიხილავთ, მხოლოდ აღვნიშნავთ, იმ უმთავრეს მოთხოვნებს, რომელთაც უნდა აკმაყოფილებდნენ სათბობ ხელსაწყოებთან დაყენებული ავტომატური ინდივიდუალური რეგულატორები.

ავტომატების ღირებულება ისეთი უნდა იყოს, რომ მათი დაყენებისათვის გაწეული ხარჯების ანაზღაურება (სათბობის ხარჯის ეკონომიით) ხდებოდეს 2—3 წელიწადში. ავტომატები მუშაობის მხრივ საიმედო, უხმაურო და მტვრისაღმიე მდებარე უნდა იყოს.

გამთბობ ხელსაწყოებთან დაყენებული ავტომატებიდან უპირატესობა უნდა მიეცეს უშუალო მოკმედების ავტომატებს, რადგანაც ელექტროავტო-

მატების გამოყენებისას კონტაქტებზე მტვრის მოხვედრის შემთხვევაში ისინი ცუდად მუშაობენ.

სისტემების მუშაობის ავტომატური რეგულირება, გარდა იმისა, რომ სათავსებში ჰაერის ტემპერატურის მერყეობის მინიმუმამდე შემცირების საშუალებას იძლევა (რაც სანიტარულ-ჰიგიენურ მოთხოვნებით ფრიად მნიშვნელოვანი ფაქტორია), აგრეთვე სათბობის შესამჩნევ ეკონომიას (10-დან 30% მდე) გვაძლევს

გარდა ამისა, მომსახურე პერსონალის შრომის შემსუბუქება მათი ნაწილის განთავისუფლების საშუალებას იძლევა, ყველაფერ ამას კი მივყევართ საექსპლოატაციო ხარჯების შესამჩნევ შემცირებამდე.

ზემოაღნიშნულიდან შეიძლება დავასკვნათ, რომ სათბობი სისტემების მომსახურების ავტომატიზაცია წარმოადგენს მნიშვნელოვან ამოცანას და მას განსაკუთრებული ყურადღება უნდა მიექცეს.

ავტომატური რეგულირებისათვის გამოყენებული მოწყობილობა შეიძლება დავკოთ სამ უმთავრეს ჯგუფად:

1. დისტანციური სასიგნალო და კონტროლგამწევი მოწყობილობანი, რომლებიც მმართველ პერსონალს საშუალებას აძლევენ შორი მანძილზე მიიღონ სისტემის ნებისმიერი ნაწილის მუშაობაში დაშვებული გადახრების მაჩვენებელი სიგნალი;

2. დისტანციური მმართველი მოწყობილობანი, რომლებიც მომსახურე პერსონალს საშუალებას აძლევენ შორი მანძილიდან მოახდინოს სისტემის სხვადასხვა ნაწილების (მაგალითად, ონკანების) რეგულირება (ხელით).

3. ავტომატური მარეგულირებელი მოწყობილობანი, რომლებიც სისტემის სხვადასხვა ნაწილების მუშაობის რეგულირების საშუალებას იძლევიან ადამიანის ჩაურევლად.

დენიკთეპი



**ნაქმობების კონსტრუქციული ელემენტებისა და სხვადასხვა მასალის**
  
**საანბარიშო თბოგანიკური მაჩვენებლები**

დასახელება	მიცულობითი წონა ყ, კგ/ცუ	თბოგამტარობის კოეფიციენტი λ კკალ/მ სთ. გრ	ზედრითი თბოტეკადო- ბა C კკალ/კვ გრ	თბოშეცვის კოეფი- ციენტი S, 24 სთ ტოლი 2 კუბიფუტის დროს	თბოტეკადობის კოეფი- ციენტი-μ, გ/მ სთ გრ კვოცბ. წმ. სმ.
1	2	3	4	5	6
<b>აბესტის ნაკეთობანი</b>					
აბესტცემენტის ფილები და ფურც- ლები . . . . .	1900	0,90	0,20	5,45	0,0035
აბესტცემენტის თერმოსაიზოლაციო ფილები . . . . .	500	0,11	0,20	1,69	0,052
ი გ ი ვ ე . . . . .	800	0,08	0,20	1,12	0,052
<b>მასალები ასფალტისაგან</b>					
ასფალტბეტონი . . . . .	2100	0,90	0,40	14,00	0,001
<b>ბეტონები</b>					
რკინაბეტონი . . . . .	2500	1,40	0,20	13,45	0,004
ბეტონი ქვის ღორღით ან ხრეშით	2,00	1,25	0,20	12,50	0,004
ბეტონი აგურის ღორღით . . . . .	2000	0,90	0,20	9,80	0,007
მსხვილფორიანი უქვიშო ბეტონი	1900	0,85	0,20	9,15	0,0275
ი გ ი ვ ე . . . . .	1600	0,60	0,20	7,05	0,030
წიდაბეტონი სათბობის წიდისაგან . . . . .	1600	0,65	0,19	7,05	0,011
წიდაბეტონი ბრძმედულ გრანულირე- ბულ წიდაზე და კლინკერ მცირე შემე- ვრელისაგან . . . . .	1800	0,75	0,18	6,80	0,010
ი გ ი ვ ე . . . . .	1600	0,50	0,18	6,10	0,012
კერამიზიტბეტონი . . . . .	1400	0,50	0,21	6,17	0,013
ი გ ი ვ ე . . . . .	1200	0,40	0,21	5,15	0,014
ბეტონი უჯრედოვანი ავტოკლაფური (აირბეტონი, ქაფბეტონი) . . . . .	1000	0,34	0,20	4,20	0,010
ი გ ი ვ ე . . . . .	8,0	0,25	0,20	3,22	0,010
ქაფსილიკატი ავტოკლაფური და ქაფბე- ტონი არაავტოკლაფური . . . . .	1000	0,35	0,20	4,25	0,020
<b>გრუნტის კედლები, შეღვსეები და ჩა- ნაყარები</b>					
ბზის კედლები . . . . .	1600	0,60	0,25	7,90	0,023
<b>ნაცხები გადახურვებში (შშრალ მდგო- მარეობაში):</b>					
ქვიშოვანი თიხით . . . . .	1800	0,60	0,20	7,50	0,013
წიდოვანი თიხით . . . . .	1800	0,45	0,19	5,40	0,020



1	2	3	4	5	6
ნახევროვანი თიხით . . . . .	8 0	0,25	0,30	3 95	0,025
თიხი.ნი თიხით . . . . .	1000	0,30	0,25	4,40	0,025
ჩანაყარები:					
მშრალი ქვიშისაგან	1600	0,50	0,20	6,45	0,022
პენისაგან და ტუფისაგან . . . . .	600	0, 0	0,30	3,05	0,035
კერამიზისაგან . . . . .	900	0,35	0,21	4,15	0,023
ზე და ხის ნაკეთობანი					
ფიჭვი და ნაძვი ბოქვების განივად . .	750	0,15	0,60	3,60	0,0092
ფიჭვი და ნ ძვი ბოქვების გასწვრივ .	550	0,30	0,60	5,05	0, 43
მუხა ბოქვების განივად . . . . .	800	0,20	0,60	5,00	0,0045
— — — — — გასწვრივ . . . . .	800	0,35	0,60	6,0	0,040
მერქნის ნახარზი . . . . .	250	0,03	0,60	1,75	0,035
ლითონები					
სამშენებლო ფლადი . . . . .	7850	50,00	0,115	103,40	0
თუჯი დეტალები . . . . .	7200	43,00	0,115	96,40	0
ბუნებრივი ქვები					
მარმარილო, გრანიტი, ბაზალტი . . .	2 00	3,00	0,22	2,90	0,0015
ტუფი . . . . .	1300	0,45	0,22	5,00	0,020
არტიკის ტუფი . . . . .	1200	0,40	0,22	5,25	0,018
მძიმე კირქვა . . . . .	2000	1,00	0,22	10,70	0,008
აგურის ერთიანი წყობა					
ჩვეულებრივი თიხოვანი გამომწვარი აგურის წყობა					
მძიმე დუღაბით . . . . .	1800	0,70	0,21	8,30	0,014
მსუბუქი დუღაბით. დუღაბის მოცულობითი წონით 1400 კგ/მ <sup>3</sup>	1700	0,65	0,21	7,75	0,016
წყობა სილიკატური აგურისაგან, ყოველნაირი დუღაბით . . . . .	1900	0,75	0,20	8,60	0,014
წყობა ფოროვანი აგურისაგან მოცულობითი წონით 1300 კგ/მ <sup>3</sup>					
მსუბუქი დუღაბით მოცულობითი წონით 1400 კგ/მ <sup>3</sup>	1850	0,50	0,21	6,05	0,020
წყობა ნახერცებოანი აგურისაგან მძიმე დუღაბით (105 ნ.ზერეტიანი) . . .	1300	0,45	0,21	5,65	—
კორპოვანი ნაკეთობანი					
კორპოვანი ფილები . . . . .	250	0,06	0,50	1,40	0,005
ფილები კორპოვანი ნარჩენებისაგან . .	150	0,05	0,45	0,94	0,006
სამშენებლო დუღაბები და მობათქაშება					
ცემენტ ქვიშოვანი დუღაბი და მისგან მობათქაშება . . . . .	1800	0,80	0,20	8,65	0,012
რთული დუღაბი (ქვიშა, კირი, ცემენტის) ან მისგან მობათქაშება . . . . .	1700	0,75	0,20	8,15	0,013
კირქვიშოვანი დუღაბი . . . . .	1600	0,70	0,20	7,65	0,016
მსუბუქი წიდა დუღაბები . . . . .	1400	0, 5	0,18	6,00	0,015
კირით მობათქაშება გარე ზედაპირზე .	1600	0,75	0,20	7,90	0,018

კარგადი  
მომართენა

1	2	3	4	5	6
შეგა ზედაპირზე . . . . .	1607	0,60	0,20	7,05	0,018
ყვარის გარე ზედაპირზე . . . . .	1,00	0,60	0,25	7,00	0,016
იგივე შიგა ზედაპირზე . . . . .	1,00	0,45	0,25	6,40	0,016
კირ-წილით მოხატვაზე . . . . .	1200	0,40	0,19	4,85	0,0,8
თაბაშირის ფურცლოვანი შემოსვა— (მშრალი მოხატვაზე) . . . . .	1000	0,20	0,24	5,50	—

ღანართი II

გარე კაპრის საანბარო მშენებლობები

დასახელება	პარის სანგარიშო ტემპერატურები		გათბობის პერიოდის საშუალო ტემპერატურა	გათბობის პერიოდის ხანგრძლივობა	პარის საშუალო სიჩქარე ყველაზე ცივი 3 თვისათვის, მ/წმ
	გათბობისათვის	ვნიშობისათვის	გათბობის	დღეებში	
ესტრახანი . . . . .	-22	-10,3	-3,1	144	—
ბაქო . . . . .	-3	-0,8	-3,3	51	5,9
ბრინჯი . . . . .	-24	-12,4	-4,3	173	—
ვორონეჟი . . . . .	-25	-1,4	-5,3	175	5,5
გორკი . . . . .	-28	-16,7	-6,3	193	4,7
ირკუტსკი . . . . .	-36	—	-11,2	210	2,1
ყაზანი . . . . .	-29	-17,7	-7,1	186	4,4
კრასნოიარსკი . . . . .	-40	—	-9,3	206	2,2
კუბინსკი . . . . .	-29	—	-7,6	182	—
კურსკი . . . . .	-21	—	-4,5	174	4,9
ლენინგრადი . . . . .	-23	—	-3,6	181	4,7
მოსკოვი . . . . .	-26	—	-5,3	186	5,1
ნოვოროსი . . . . .	-25	—	-4	188	4
რიაზანი . . . . .	-28	—	-5,5	166	4
სარატოვი . . . . .	-28	—	-6,6	176	—
სვერდლოვსკი . . . . .	-31	—	-8,3	201	4,4
ვოლგოგრადი . . . . .	-25	—	-5	159	6,3
ხარკოვი . . . . .	-22	—	-3,7	161	3
რიგა . . . . .	-20	—	-1,5	169	4,6
მინსკი . . . . .	-23	—	-3	175	3,5
თბილისი . . . . .	-4	—	1,9	92	2,9
ტალინი . . . . .	-21	—	-1,8	118	6,4
ალმა-ატა . . . . .	-22	—	-3,4	143	1,4
აშაბადი . . . . .	-12	—	1,8	71	1,9
ურაგანდა . . . . .	-31	—	-9,1	189	4,7
ნოვოსიბირსკი . . . . .	-39	—	-10,6	207	3,9
ომაკი . . . . .	-36	—	-11,2	204	—
სოჩი . . . . .	-1	—	—	—	2,7
კიევი . . . . .	-22	—	-2,5	159	4,3
კიროვი . . . . .	-31	—	-7,5	202	3,5
კიშინიოვი . . . . .	-17	—	-1,9	140	—
ჭუთაისი . . . . .	-1	—	4,5	—	—
ოდესა . . . . .	-16	—	-0,3	134	5
ორენბურგი . . . . .	-30	—	-5,4	162	4,5

**საქართველოს სსრ დასახლებული პუნქტებისთვის გარე ჰაერის**
  
**საანგარიშო გეგმარეგულაცია**

№№	პუნქტების დასახელება	ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურები	
		გათბობის- თვის (ზ მთ- რის)	ვენ * ილა(ცი- ნისათვის (ხა- ფხულის)
1	2	3	4
1	აბასთუმანი	—	24
2	აბაშა	-3	27
3	აა: რა	—	—
4	ადიგენი	-16	—
5	ამბროლაური	-13	27
6	ასპინძა	-14	—
7	ახალი ათონი	-1	26
8	ახალქალაქი	-20	22
9	ახალციხე	-17	26
10	ახმეტა	-8	27
11	ბაკურიანი	—	19
12	ბათუმი	-1	25
13	ბოჯღანოვკა	—	19
14	ბოლნისი	-9	28
15	ბორჯომი	-15	25
16	გაგრა	0	28
17	გალი	-3	27
18	გარდაბანი	-9	30
19	გეგუჯორი	-2	—
20	გორა	-13	27
21	გუდაუთი	-2	26
22	გულრიფში	-1	26
23	გურჯაანი	-7	28
24	დმანისი	-14	22
25	დუშეთი	-13	25
26	ენი	-6	—
27	ზესტაფონი	—	29
28	ზნაური	—	—
29	ზუგდიდი	-3	26
30	თბილისი	-8	29,1
31	თელავი	-7	27
32	თეთრწყარო	-14	23
33	თიანეთი	-17	24
34	კასპი	—	23
35	კაჭოეთი	—	—
36	ლაგოდეხი	-7	28
37	ლანჩხუთი	-2	25
38	ლენინგორი	-12	—
39	ლენტეხი	-13	—
40	მანგლისი	-14	22
41	მარნეული	-7	—
42	მაიაკოვსკი	-4	28
43	მახარაძე	-3	27
44	მესტია	-19	23
45	მცხეთა	—	—
46	ნ. ტაბატაძე	—	—



1	2	3	4
47	ონი . . . . .	-13	26
48	ოჩამჩირე . . . . .	-3	26
49	რუსთავი . . . . .	-8	—
50	საგარეჯო . . . . .	-8	26
51	სამტრედი . . . . .	-4	—
52	საჩხერე . . . . .	-11	—
53	სიღნაღი . . . . .	—	—
54	სურამი . . . . .	-4	25
55	სოხუმი . . . . .	-1	27
56	ტყვარჩელი . . . . .	-9	25
57	ტყიბული . . . . .	-8	26
58	ჭედა . . . . .	-8	26
59	ჭობულეთი . . . . .	-3	25
60	ჭეთაისი . . . . .	-2	27
61	ყაზბეგი (სოფელი) . . . . .	-16	19
62	ყვარელი . . . . .	—	28
63	ჯავა . . . . .	-15	23
64	ფოთი . . . . .	-2	25
65	ხარაგაული . . . . .	-8	28
66	ხ.შური . . . . .	-13	—
67	ხოზი . . . . .	—	27
68	ხულო . . . . .	-11	24
69	ც.გერი . . . . .	-11	—
70	ცხაკია . . . . .	-2	27
71	ცხინვალი . . . . .	-14	25
72	წალენჯიხა . . . . .	-3	26
73	წლკა . . . . .	-18	20
74	წითელწყარო . . . . .	—	—
75	წმორი . . . . .	-6	30
76	წულუკიძე . . . . .	-2	27
77	წყალტუბო . . . . .	-2	28
78	ჩობატაური . . . . .	—	—
79	ჩხოროწყუ . . . . .	-4	27
80	შირაქი . . . . .	-12	23
81	ჭიათურა . . . . .	-6	29

დანართი IV

საანგარიშო შიგა გამოკრები

სათავისი დასახელება	საანგარიშო ტექნოლოგია I <sub>9</sub>
1	2
საცხოვრებელი ოთახები, ნომერი სასტუმროებში, საერთო საცხოვრებელში და საძინებელი ოთახები, დერეფნები, პირსაბანები, საპირფარეშოები, კიბის უჯრედები საცხოვრებელ სახლებში . . . . .	18
საბანო ოთახები, საშხეფოები და გასახდელები საცხოვრებელ სახლებში . . . . .	25

1	2
საცხოვრებელ სახლებში სამხარეო, საკლასო ოთახები, აუდიტორიები, ლ.ბოზ. ტორები, წიგნააცადები, საპირფარეშოები, ეესტიბიულები, საგარდერობა . . . . .	16
თეატრებში მ ყურებელთა დარბაზები, დერეფნები, საპირფარეშოები, ს.სელოსნობები თეატრებში, ფოიეები . . . . .	16
პალატა ავადმყოფებისათვის, ოთახი დღისით მყოფთათვის, ექიმის კაბინეტები, საიზოლაციო . . . . .	20

დანართი V

გაჯგაბული ორთქლის პარამეტრები

აბსოლუტური წნევა $P_1$ , კგ/სმ <sup>2</sup>	გაჯგრების ტემპერატურა $t_{გაჯგ}$ , გ <sup>0</sup>	ორთქლის ხელოვითი მოცულობა $V_1$ , მ <sup>3</sup> /კგ	ორთქლის ხვედლოთი წონა $\gamma''$ , კგ/მ <sup>3</sup>	თბოშემცველობა $\lambda''$ , კკალ/კგ	აორთქლების სითბო $r$ , კკალ/კგ
0,10	45,45	14,450	0,06681	617,0	571,6
0,20	59,67	7,769	0,1284	623,1	563,4
0,30	68,08	5,924	0,1878	626,8	558,1
0,40	75,42	4,066	0,2459	629,5	554,1
0,50	80,96	3,299	0,3031	631,6	550,7
0,60	85,45	2,782	0,3595	63,5	548,0
0,70	89,45	2,408	0,4153	635,1	545,6
0,80	92,99	2,125	0,4706	636,4	543,8
0,90	96,18	1,903	0,5255	637,6	541,8
1,0	99,09	1,725	0,5797	638,8	539,6
1,1	101,76	1,578	0,6337	639,8	537,9
1,2	104,25	1,455	0,6873	640,7	536,8
1,3	106,56	1,350	0,7407	641,6	534,9
1,4	108,74	1,259	0,7943	642,3	533,4
1,5	110,79	1,1810	0,8467	643,1	532,1
1,6	112,73	1,110	0,9001	643,8	530,8
1,7	114,57	1,0500	0,9524	644,5	529,7
2,0	119,62	0,9018	1,109	644,3	526,4
2,5	126,79	0,7318	1,367	648,7	521,5
3,0	133,88	0,6169	1,621	650,7	517,8
3,5	138,19	0,5338	1,873	652,4	513,5

R. 0. 27  
 1962. 08. 10

ԵՎԼՈՒ Զ. ԲՈՒՐՈՒՄԻ ՆՈՆԱՅԻՆ ՅՈՒՆԱԿԱՆՈՒՆՈՒՆ ԿԱՆՏԱԿՈՒՄ ՍԵՒՈՒՂ. ԿՐՅԱ

$\Delta l = 1^\circ$ ,  $A_2 = 90^\circ$  և  $k = 0.2$  22

Յուղանի ցանկերը	Բլ-գնդանդախի ցուլուցն Յուղանի							Գնդախի ցուլուցն Յուղանի												
	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Յուղանի ցուլուցնի քանակը	15	20	25	32	40	50	70	90	108	125	140	155								
Մեղանի ցանկերը R. ք./ս. ք. զի. ք. զի. ք.	<p>Յուղանի ցուլուցնի քանակը—Յուղանի ցուլուցնի քանակը, կյանքի. ինչ <math>\Delta l = 1^\circ</math>          Յուղանի ցուլուցնի քանակը—Յուղանի ցուլուցնի քանակը, կյանքի. ինչ <math>\Delta l = 1^\circ</math></p>																			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15						
0,05	12,5 0,017	27 0,021	52 0,045	110 0,031	160 0,034	107 0,029	589 0,045	690 0,048	1027 0,054	1578 0,054	1.94 0,062	2295 0,073	3.6.5 0,080	6074 0,092						
0,07	13.5 0,019	30 0,023	56 0,027	121 0,033	181 0,038	345 0,043	643 0,049	724 0,051	1119 0,059	1644 0,064	1959 0,068	3.09 0,079	5.14 0,087	6783 0,094						
0,08	14.5 0,020	32 0,025	61 0,029	130 0,036	192 0,041	393 0.46	675 0,053	745 0,057	1194 0,063	1781 0,070	2118 0,073	37.9 0,085	5477 0,094	7101 0.106						
0,09	15.5 0,021	34 0,027	65 0,032	139 0,039	202 0,043	345 0,049	7.2 0,052	839 0,051	1299 0,067	1917 0,075	22.6 0,078	4004 0,091	7.890 0.100	7.900 0.1071						
0.1	16.5 0,023	36 0,028	69 0,034	148 0,041	210 0,045	409 0,052	784 0,060	849 0,064	13.3 0,071	20.1 0,079	23.7 0,082	429 0,096	6195 0.106	7934 0.1124						
0.12	17.5 0,025	40 0,031	76 0,037	164 0,045	229 0,049	454 0,059	872 0,067	177 0,071	1.98 0,079	2291 0,087	24.5 0,092	4891 0,108	6288 0.116	8092 0.1280						
0.14	19 0,027	44 0,034	84 0,041	180 0,049	249 0,052	496 0,064	94 0,073	1054 0,078	1681 0,086	24.0 0,096	27.6 0,100	5292 0,119	7.501 0,127	1028 0.1374						

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
0.10	21 0.080	47 0.037	90 0.045	101 0.53	209 0.057	535 0.69	1016 0.078	1132 0.082	1716 0.092	2626 0.103	3989 0.107	5738 0.128	8022 0.157	10411 0.175
0.15	22 0.031	50 0.039	104 0.051	107 0.054	207 0.060	571 0.073	1077 0.081	1209 0.087	1820 0.098	2788 0.109	392 0.114	6914 0.146	8523 0.15	11117 0.155
0.20	24 0.033	53 0.042	111 0.054	233 0.057	304 0.064	696 0.078	1197 0.087	1296 0.093	1983 0.104	2951 0.110	3497 0.121	6790 0.142	9024 0.154	11735 0.164
0.24	25 0.037	59 0.049	120 0.057	223 0.062	318 0.071	671 0.087	1258 0.096	1440 0.104	2210 0.116	3278 0.124	3853 0.134	6841 0.155	9047 0.170	12074 0.1838
0.25	24 0.041	64 0.050	130 0.064	244 0.068	308 0.077	729 0.086	1327 0.105	1557 0.112	2390 0.126	3552 0.139	4198 0.145	7897 0.163	10792 0.184	14012 0.1933
0.32	31 0.044	72 0.058	140 0.068	293 0.073	391 0.083	774 0.102	1483 0.114	1674 0.121	2409 0.135	3827 0.150	4475 0.155	7953 0.140	11017 0.169	15176 0.2150
0.36	33 0.047	80 0.062	143 0.071	281 0.175	422 0.089	818 0.108	1574 0.21	1790 0.129	2738 0.145	4049 0.159	472 0.165	8504 0.193	12135 0.19	16380 0.249
0.40	35 0.050	85 0.066	146 0.075	299 0.092	448 0.094	861 0.115	1667 0.128	1946 0.138	2902 0.153	4271 0.167	5039 0.175	8864 0.203	12048 0.21	17244 0.243
0.45	37 0.054	91 0.071	149 0.074	318 0.088	478 0.101	916 0.122	1783 0.134	2024 0.146	3008 0.163	4548 0.178	5408 0.187	9532 0.218	13095 0.227	17839 0.240
0.55	42 0.060	100 0.077	161 0.078	351 0.098	503 0.112	1026 0.137	1999 0.153	2555 0.163	3432 0.181	5103 0.200	5980 0.207	10574 0.239	15492 0.264	20507 0.2792
0.65	47 0.066	107 0.083	176 0.086	389 0.108	540 0.122	1127 0.150	2140 0.167	2688 0.178	3730 0.196	5544 0.217	6552 0.227	11490 0.260	16956 0.288	23338 0.3025



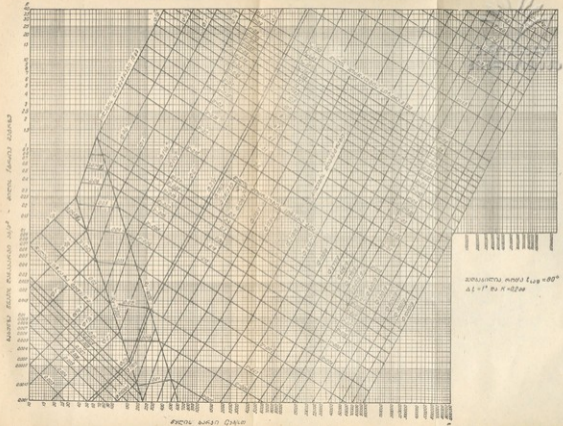
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
0.75	50 0,072	112 0,087	191 0,093	420 0,116	622 0,131	1218 0,155	2359 0,181	2990 0,192	4026 0,212	5965 0,235	7685 0,25	12,07 0,31	19175 0,340	29025 0,365
0.85	56 0,083	115 0,089	203 0,100	450 0,124	693 0,140	1189 0,145	2138 0,193	2821 0,211	4023 0,217	5426 0,252	7329 0,261	10,24 0,302	19,97 0,31	29,04 0,358
0.95	57 0,075	122 0,095	214 0,106	477 0,132	705 0,148	1399 0,177	2471 0,204	3002 0,217	4577 0,241	6795 0,290	7911 0,270	14,07 0,319	23,68 0,317	29,23 0,314
1.10	61 0,090	133 0,108	247 0,115	516 0,143	777 0,162	1514 0,192	2892 0,221	3428 0,233	4944 0,290	7321 0,327	8929 0,347	15,29 0,347	27,76 0,371	29,1 0,305
1.30	65 0,095	146 0,113	279 0,126	557 0,154	846 0,178	1692 0,210	3128 0,249	3628 0,255	5311 0,254	7694 0,314	9416 0,327	16,71 1,05	29,79 0,34	30,81 1,4375
1.50	68 0,101	157 0,121	280 0,136	610 0,166	906 0,191	1790 0,227	3394 0,24	3929 0,276	5625 0,306	8610 0,307	10125 0,351	17,75 0,492	25,53 0,49	29,23 0,703
1.60	70 0,103	163 0,126	289 0,141	621 0,172	937 0,197	1858 0,246	3482 0,246	3930 0,285	6021 0,317	8915 0,349	10,74 0,403	18,72 0,414	2,544 0,453	3,821 0,477
1.70	74 0,108	174 0,135	300 0,150	663 0,184	977 0,210	1974 0,251	3718 0,284	4114 0,301	6099 0,337	9151 0,370	1114 0,375	19,12 0,437	18,38 0,485	6,81 0,511
2.00	77 0,114	184 0,142	312 0,161	705 0,195	1038 0,222	2090 0,265	3851 0,332	4435 0,31	6741 0,37	9977 0,41	11704 0,405	20,52 0,491	30,92 0,513	3,690 0,530
2.4	84 0,124	204 0,157	360 0,175	778 0,215	1160 0,245	2211 0,294	4227 0,337	4877 0,352	7447 0,392	10940 0,429	12573 0,449	22,92 0,49	32,701 0,513	42,93 0,5694
2.8	91 0,135	221 0,171	394 0,190	840 0,243	1261 0,265	2405 0,312	4702 0,350	5284 0,381	8061 0,424	11818 0,461	13996 0,484	24,51 0,518	35,40 0,575	49,86 0,615
3.0	95 0,140	229 0,177	404 0,196	871 0,244	1319 0,276	2532 0,323	4889 0,374	5496 0,396	8317 0,449	12274 0,481	14684 0,498	25,11 0,578	39,56 0,627	57,74 0,670
3.4	102 0,150	245 0,189	428 0,204	983 0,268	1465 0,298	2727 0,345	5196 0,397	5846 0,423	8914 0,469	13033 0,512	15191 0,527	29,76 0,612	39,475 0,618	56,98 0,7167
3.8	108 0,156	259 0,195	441 0,214	964 0,267	1447 0,304	2814 0,356	5399 0,409	6092 0,433	9165 0,442	14097 0,525	16039 0,511	29,03 0,620	40,935 0,61	59,68 0,7341
4.0	112 0,164	267 0,20	467 0,226	1026 0,294	1524 0,321	2973 0,376	5537 0,434	6317 0,456	9489 0,509	14615 0,550	16466 0,570	29,11 0,644	42,36 0,724	59,55 0,787
5.0	120 0,18	287 0,230	530 0,257	1131 0,318	1710 0,40	3396 0,442	6399 0,485	7103 0,513	10932 0,530	15999 0,614	18508 0,618	33,72 0,749	47,90 0,718	69,76 0,851
6.0	130 0,205	321 0,250	604 0,288	1270 0,354	1906 0,448	3899 0,468	6971 0,583	7829 0,565	11267 0,619	17296 0,677	20609 0,715	36,09 0,819	52,09 0,894	80,24 0,942

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
7.0	151 0.223	151 0.271	165 0.08	190 0.379	222 0.726	268 0.594	334 0.576	419 0.613	520 0.694	640 0.741	780 0.768	940 0.886	1110 0.962	1300 1.011
8.0	162 0.239	177 0.301	197 0.328	227 0.406	274 0.478	338 0.740	426 0.618	539 0.635	678 0.710	840 0.791	1030 0.839	1250 0.951	1500 1.079	1780 1.194
9.0	174 0.255	194 0.312	219 0.348	254 0.430	309 0.496	386 0.574	486 0.655	610 0.693	760 0.755	930 0.836	1130 0.873	1360 1.007	1620 1.102	1910 1.21
10.0	183 0.269	206 0.332	239 0.369	286 0.52	354 0.512	446 0.635	566 0.691	710 0.725	880 0.801	1080 0.882	1310 0.969	1570 1.061	1860 1.161	2180 1.235
12.0	201 0.295	229 0.392	268 0.405	324 0.484	398 0.573	496 0.664	620 0.757	770 0.783	940 0.882	1140 0.912	1380 1.019	1650 1.164	1950 1.272	2290 1.353
14.0	214 0.318	247 0.392	294 0.448	358 0.57	446 0.609	560 0.719	700 0.810	860 0.853	1040 0.943	1250 1.051	1490 1.160	1760 1.307	2060 1.415	2390 1.501
16.0	229 0.338	266 0.422	324 0.477	406 0.575	510 0.651	630 0.770	770 0.862	930 0.916	1110 1.010	1320 1.010	1560 1.176	1830 1.344	2130 1.419	2460 1.562
18.0	243 0.358	284 0.451	354 0.489	446 0.603	560 0.693	690 0.818	840 0.914	1010 0.980	1190 1.092	1400 1.200	1640 1.328	1910 1.425	2210 1.538	2540 1.657
20.0	256 0.377	301 0.474	384 0.526	480 0.643	590 0.739	720 0.862	870 0.917	1040 1.041	1230 1.151	1450 1.285	1690 1.315	1960 1.501	2260 1.643	2590 1.74
21.0	261 0.417	311 0.520	400 0.581	500 0.712	610 0.801	740 0.944	890 1.071	1060 1.140	1250 1.251	1470 1.386	1710 1.441	1980 1.641	2280 1.789	2610 1.913
26	298 0.496	354 0.552	450 0.692	560 0.779	680 0.884	820 0.982	980 1.124	1160 1.186	1360 1.311	1580 1.442	1830 1.569	2110 1.713	2410 1.874	2730 1.991
30	319 0.570	384 0.584	490 0.644	600 0.794	730 0.886	880 1.066	1050 1.205	1240 1.274	1450 1.410	1680 1.549	1940 1.611	2230 1.800	2540 2.012	2870 2.139
32	324 0.474	391 0.602	500 0.665	620 0.821	760 0.925	920 1.098	1100 1.244	1290 1.516	1500 1.56	1730 1.691	1990 1.864	2280 1.990	2590 2.078	2920 2.269
36	348 0.513	420 0.646	540 0.718	670 0.873	820 0.986	990 1.156	1180 1.320	1380 1.502	1600 1.544	1840 1.697	2110 1.765	2400 2.016	2710 2.194	3040 2.371
40	367 0.541	446 0.677	570 0.724	710 0.921	870 1.044	1050 1.219	1250 1.391	1460 1.572	1680 1.628	1920 1.701	2180 1.863	2460 2.115	2760 2.283	3070 2.430
45	391 0.577	474 0.714	600 0.800	750 0.976	920 1.073	1100 1.263	1290 1.475	1500 1.701	1730 1.727	1980 1.897	2250 1.973	2540 2.254	2840 2.464	3150 2.619
50	415 0.612	502 0.751	630 0.848	790 1.031	970 1.166	1160 1.362	1360 1.555	1570 1.665	1800 1.820	2050 2.100	2320 2.080	2610 2.376	2910 2.567	3220 2.761

აღმოსავლური ნინადაღმოსავლური ნინის დანიშნულება № 10/მ. წლის სისხარების  
 მიწისაღების ანგარიშის დროს (როცა  $\gamma_{\text{სა}}=983,4$  კგ/მ<sup>3</sup>,  $t_{\text{სა}}=95^{\circ}$ )

წლის სი- ქათვ. მ/წმ	აღმოსავლური ნინადაღმოსავლური ნინის დანიშნულება № 10/მ. წლის სისხარების მიწისაღების ანგარიშის დროს (როცა $\gamma_{\text{სა}}=983,4$ კგ/მ <sup>3</sup> , $t_{\text{სა}}=95^{\circ}$ )									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0,25	0,081	0,068	0,094	0,125	0,157	0,188	0,219	0,251	0,282	0,313
0,035	0,061	0,120	0,184	0,236	0,307	0,368	0,430	0,491	0,553	0,614
0,040	0,080	0,160	0,241	0,321	0,401	0,481	0,561	0,642	0,722	0,802
0,050	0,125	0,251	0,376	0,501	0,626	0,752	0,877	1,002	1,128	1,253
0,060	0,18	0,36	0,54	0,72	0,90	1,08	1,26	1,44	1,62	1,80
0,070	0,25	0,49	0,74	0,98	1,3	1,47	1,72	1,96	2,21	2,46
0,080	0,32	0,64	0,96	1,28	1,60	1,92	2,25	2,57	2,89	3,21
0,090	0,41	0,81	1,22	1,62	2,03	2,44	2,84	3,25	3,65	4,06
0,100	0,50	1,00	1,50	2,00	2,51	,01	3,51	4,01	4,51	5,01
0,110	0,61	1,21	1,82	2,43	3,03	3,64	4,24	4,85	5,46	6,06
0,120	0,72	1,44	2,16	2,89	3,51	4,33	5,05	5,77	6,49	7,22
0,130	0,85	1,69	2,54	3,39	4,23	5,08	5,93	6,78	7,62	8,47
0,140	0,98	1,96	2,95	3,93	4,91	5,89	6,88	7,86	8,84	9,82
0,150	1,13	2,26	3,39	4,51	5,64	6,77	7,89	9,02	10,15	11,28
0,160	1,28	2,57	3,85	5,13	6,41	7,70	8,98	10,26	11,55	12,83
0,170	1,45	2,90	4,34	5,79	7,24	8,69	10,14	11,59	13,03	14,48
0,180	1,62	3,25	4,87	6,49	8,12	9,74	11,4	13,0	14,6	16,2
0,190	1,81	3,62	5,43	7,24	8,97	10,9	12,7	14,5	16,3	18,1
0,200	2,00	4,01	6,01	8,02	10,0	12,0	14,0	16,0	18,0	20,0
0,210	2,2	4,4	6,6	8,8	11,1	13,3	15,5	17,7	19,9	22,1
0,220	2,4	4,9	7,3	9,7	12,1	14,6	17,0	19,4	21,8	24,3
0,230	2,7	5,3	8,0	10,6	13,3	15,9	18,6	21,2	23,9	26,5
0,240	2,9	5,8	8,7	11,5	14,4	17,3	20,2	23,1	26,0	28,9
0,250	3,1	6,3	9,4	12,5	15,7	18,8	21,9	25,1	28,2	31,3
0,260	3,4	6,8	10,2	13,6	16,9	20,3	24,7	27,1	30,5	33,9
0,270	3,7	7,4	11,0	14,6	18,3	21,9	25,6	29,2	32,9	36,5
0,280	3,9	7,9	11,8	15,7	19,6	23,6	27,5	31,4	35,4	39,3
0,290	4,2	8,4	12,6	16,9	21,1	25,3	29,5	33,7	37,9	42,1
0,300	4,5	9,0	13,5	18,0	22,6	27,1	31,6	36,1	40,6	45,1
0,310	4,8	9,6	14,4	19,3	24,1	28,9	33,7	38,5	43,3	48,2
0,320	5,1	10,3	15,4	20,5	25,7	30,8	35,3	41,1	46,2	51,3
0,330	5,5	10,9	16,4	21,8	27,3	32,7	38,2	43,7	49,1	54,6
0,340	5,8	11,6	17,4	23,2	29,0	34,8	40,6	46,3	52,1	57,9
0,350	6,1	12,3	18,4	24,6	0,7	36,8	43,0	49,1	55,3	61,4
0,360	6,5	13,0	19,5	26,0	3,5	39,0	45,5	52,0	58,5	65,0
0,370	6,9	13,7	20,6	27,4	4,3	41,2	48,0	54,9	61,7	68,6
0,380	7,2	14,5	21,7	28,9	5,2	43,4	50,7	57,9	65,1	72,4
0,390	7,6	15,2	22,9	30,5	6,1	45,7	53,4	61,0	68,6	76,2
0,400	8,0	16,0	24,1	32,1	7,0	48,1	56,1	64,1	72,2	80,2
0,410	8,4	16,8	25,3	33,7	8,1	50,5	59,0	67,4	75,8	84,12
0,420	8,8	17,7	26,5	35,4	9,2	53,0	61,79	70,7	79,6	88,4
0,430	9,3	18,5	27,8	37,1	10,3	55,6	64,9	74,1	83,4	92,7
0,440	9,7	19,4	29,1	38,8	11,5	58,2	67,9	77,6	87,3	97,0
0,450	10,1	20,3	30,4	40,6	12,7	60,9	71,0	81,2	91,3	101,5
0,460	10,6	21,2	31,2	42,4	14,0	63,6	74,2	84,8	95,1	106,0
0,470	11,1	22,1	33,2	44,3	15,4	66,4	77,5	88,6	99,6	110,7

Средние значения коэффициентов диффузии для различных пород





დანართი VIII ცხრილი

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0,480	11,5	23,1	34,6	46,2	57,7	69,3	80,8	92,4	103,9	115,5
0,490	11,0	24,1	36,1	48,1	60,2	72,2	84,2	96,2	108,3	120,3
0,500	12,5	25,1	37,6	50,1	62,6	75,2	87,7	100,2	112,8	125,3
0,52	13,6	27,1	40,7	54,2	67,8	81,3	94,9	108,4	122,0	135,5
0,54	14,6	29,2	43,8	58,5	73,1	87,7	102,3	116,9	131,5	146,1
0,56	15,7	31,4	47,1	62,9	78,6	94,3	110,0	125,7	141,4	157,2
0,58	16,9	33,7	50,6	67,4	84,3	101,2	118,0	134,9	151,7	168,6
0,60	18,0	36,1	54,1	72,2	90,2	108,2	126,3	144,3	162,3	180,4
0,62	19,3	38,5	57,8	77,1	96,3	115,6	134,8	154,1	173,4	192,6
0,64	20,5	41,1	61,6	82,1	102,6	123,2	143,7	164,2	184,7	205,3
0,66	21,8	43,7	65,5	87,3	109,2	131,0	152,8	174,6	196,5	218,3
0,68	23,2	46,3	69,5	92,7	115,9	139,0	162,2	185,4	208,6	231,7
0,70	24,6	49,1	74,7	98,2	122,8	147,3	171,9	196,4	220,0	245,6
0,72	26,0	52,0	77,9	103,9	129,9	155,9	181,9	207,8	233,8	259,8
0,74	27,4	54,9	82,3	109,8	137,2	164,7	192,1	219,5	247,0	274,4
0,76	28,9	57,9	86,8	115,8	144,7	173,7	202,6	231,6	260,5	289,5
0,78	30,5	61,0	91,5	122,0	152,5	174,9	213,4	243,9	274,4	304,9
0,80	32,1	64,1	96,2	128,3	160,4	192,4	224,5	256,6	288,7	320,7
0,90	40,6	81,2	121,8	162,4	204,6	243,6	284,1	324,7	365,3	405,9
1,00	50	100	150	200	251	301	351	401	451	501
1,10	61	121	182	243	303	364	424	485	546	603
1,20	72	144	216	289	361	433	505	577	649	722
1,30	85	169	254	339	423	508	593	678	762	847
1,40	98	196	295	393	491	589	688	786	884	982
1,50	113	226	338	451	564	677	789	902	1015	1128
1,60	128	257	385	518	641	770	898	1026	1155	1283
1,70	145	290	434	579	724	869	1014	1159	1311	1448
1,80	162	325	487	649	812	974	1137	1299	1461	1624
1,90	181	362	543	724	905	1085	1266	1447	1628	1809
2,00	200	401	601	802	1002	1203	1403	1604	1804	2005

წყლის მოცულობითი უ. კვ შ 40-99 გავიარაგების ღრუს ყოველი გრადუსის  
შედეგად და 7მმ მმ პიკს. წყ. ს. ნაწილს

გრადუსები	წყლის ტემპერატურა 4, გრ-ობით					
	40	50	60	70	80	90
0	992,24	988,07	983,24	977,81	971,84	965,84
1	991,86	987,62	982,72	977,23	971,21	964,87
2	991,47	987,15	982,20	976,66	970,57	963,99
3	991,07	986,69	981,67	976,07	969,94	963, 0
4	990,66	986,21	981,13	975,48	969,30	962,61
5	990,25	985,73	980,59	974,84	968,65	961,92
6	989,82	985,25	980,05	974,29	968,00	961,22
7	989,40	984,75	979,50	973,68	967,34	960,51
8	988,96	984,23	978,94	973,07	966, 8	959,81
9	988,52	983,73	978,38	972,45	966,01	959,09

15,0

გათბობის სისჯავების მილსადენებში თბოეფექტური  
მოძრაობის ზღვარული მნიშვნელობები

მილსადენის დიამეტრები, მმ-ობით	ზღვრული სიჩქარეები, მ წმ				
	როცა თბო- შემცველი წყ. ღია	როცა თბოშემცველი ორთქლია			
		როცა ორთქლის წნევა შემოყვანზე 0,7 კგ/სმ <sup>2</sup> - მდეა		როცა 0,7 კგ/სმ <sup>2</sup> -ზე მეტია	
		ორთქლის და კონდენსატის მოძრაობისას	ორთქლის და კონდენსატის თანამგზავრული მოძრაობისას	შემხვედრი	შემხვედრი მოძრაობისას
6-დან 15 მდე	0,3	—	—	—	—
15	0,3	14	10	25	17
20	0,65	18	12	40	28
25	0,8	22	14	50	35
32	1	23	15	55	38
40	1,5	25	17	60	42
50	1,5	30	20	70	48
50-ზე მეტი	1,5	30	20	80	56

რეალი მანქანის მოძრაობის სიჩქარის სიზუსტის მიზანშეწონილი სასაბაზო მანქანი. კონსტრუქციის კ-6,2 მ

მანქანი 3

მიღების დას ხელზე	წელის და პირის განჯარი ფოტო: დის მიღება ГОСТ 3392-55							ფოტოების უწყვეტი მიღება ГОСТ 301-50							
ფოტო-ბათ	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2	2 1/2	65	70	80	108	125	160	225
მან-ობით	15	20	25	32	40	50	50	7							

მანქანა წყლის დასაყრდენი ტიპის კ-6,2 მ. მანქანი

ზედა სტრუქტურა—მიღებში განხილული სიბრტყის ჩარეგნობა, კვად/სმ  
 ქვედა სტრუქტურა—მიღებში იხილვის მანქანის სიჩქარე, მ/წმ

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
0,50	674 2,30	1244 2,90	2014 2,90	4490 3,65	6330 4,20	11615 1,80	17730 6,30	25522 5,70	29916 6,10	44223 6,50	6 045 7,45	7974 7,80	13904 9,00	19791 9,85	24919 10,10
0,55	696 2-6	1851 3,05	2174 3,10	4786 3,85	7155 4,40	12340 5,10	18575 5,50	27089 6,05	31838 6,40	46184 7,10	6 538 7,85	80428 8,15	142080 9,40	208624 10,40	274787 10,75
0,60	697 3,00	1391 3,15	2144 3,40	4982 4,05	7561 4,65	12945 5,35	19579 5,85	28209 6,30	31997 6,75	48196 7,40	71580 8,20	84376 8,55	148883 9,85	217651 10,85	285654 11,00
0,65	709 3,05	1440 3,25	2350 3,35	5228 4,20	7806 4,80	13550 5,60	20116 6,10	29123 6,55	33182 7,00	50087 7,70	74649 8,55	88323 8,90	1549 9 10,25	22781 11,35	276522 11,45
0,70	721 3,10	1494 3,35	2455 3,50	5413 4,40	8050 4,95	14034 5,80	21420 6,40	30672 6,85	34634 7,30	51964 8,05	77705 8,90	92270 9,35	160885 10,65	236708 11,80	288597 11,95
0,75	732 3,15	1506 3,40	2560 3,65	5650 4,60	8375 5, 5	14930 6,05	22257 6,65	320,5 7,15	35789 7,55	54315 8,30	80761 9,25	95231 9,65	167032 11,15	244732 12,40	299,65 12,40
0,80	744 3,20	1526 3,45	2665 3,80	5843 4,75	8619 5,30	15123 6,25	22906 6,85	33134 7,40	37211 7,85	56297 8,65	83390 9,55	98192 9,95	173078 11,45	252756 12,60	310333 12,85
0,85	756 3,25	1551 3,50	2765 3,90	6028 4,90	8944 5,50	15725 6,50	23428 7,00	34030 7,60	39086 8,10	58118 8,95	84496 9,90	101152 10,25	179101 11,65	260780 13,00	322408 13,35

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
0.90	767 8.30	1505 4.60	2841 4.05	4.12 5.05	0185 5.65	162.2 6.00	2.432 7.90	3.925 7.30	39344 8.80	6049 8.25	80055 10.20	10.806 10.80	185171 12.25	267301 13.85	353278 15.20
0.85	779 8.5	1679 3.70	2911 4.15	4.97 5.20	0513 6.85	168.7 6.6	25102 7.50	39345 8.05	40530 8.55	61706 9.50	81238 10.5	10.7367 10.90	187038 12.55	273949 13.65	344148 15.65
1.00	791 8.40	1706 .85	3016 4.30	6.81 5.25	0757 6.00	173.1 7.15	25771 7.70	38940 8.25	41478 8.75	63432 9.75	89857 10.75	110327 11.20	194906 12.90	290340 14.00	365596 15.60
1.1	825 8.5	1794 4.05	3191 4.55	6.99 5.60	10.30 6.35	181.48 7.50	27277 8.15	38555 8.70	43174 9.15	66349 10.20	99659 1.30	115055 11.75	205778 13.60	298761 14.60	384501 15.30
1.2	848 8.65	1873 4.25	3302 4.75	7.198 5.5	10.96 6.70	189.5 7.85	28449 8.50	40208 9.00	45507 9.40	69611 10.70	10461 11.85	121883 12.30	212180 14.05	305915 15.25	39108 16.00
1.3	872 8.75	1971 4.5	3472 5.5	7.404 6.10	11.853 7.00	198.42 8.20	2920 8.85	42080 9.40	47403 10.00	72529 11.15	10727 12.35	1285 12.85	212061 14.75	318064 15.30	404312 16.70
1.4	891 8.85	2078 4.60	3572 5.15	7.750 6.30	11.790 7.25	206.88 8.35	30959 9.25	43657 9.75	47036 10.45	75781 11.65	111751 12.80	131744 13.5	232031 15.35	339903 16.5	420217 17.40
1.5	900 4.00	2127 4.80	3712 5.35	7.72 6.5	12197 7.50	2144 8.85	32130 9.00	45448 10.10	51699 10.80	78883 1.05	116121 13.90	136185 13.89	24833 15.8	344029 17.15	437122 18.10
1.6	941 4.05	2193 4.85	3793 5.55	8.003 6.75	12438 7.75	22261 9.20	33734 9.80	47015 10.50	53091 11.20	90985 12.45	12950 13.75	141120 14.30	246391 16.30	357014 17.0	452829 18.75
1.7	985 4.15	2292 5.15	398 5.70	8.11 7.00	13010 8.00	22967 9.50	34138 10.20	48582 10.85	54750 11.55	8787 12.85	123108 14.10	145669 14.75	261193 16.75	370107 18.45	467310 19.35
1.8	1088 4.25	2348 5.30	4138 5.90	8.57 7.20	13410 8.25	24713 9.80	35142 10.50	50149 11.20	56110 11.30	86189 13.25	127471 14.60	149008 15.15	250005 17.20	38345 19.10	48098 19.80
1.9	1011 4.35	2415 5.45	4278 6.10	9.17 7.40	13823 8.50	24489 11.10	35979 10.75	51714 11.55	58009 12.25	88791 13.65	130034 15.00	15455 15.55	266747 17.65	396185 19.75	49898 20.40



1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
2.0	10.6 4.5	2451 7.80	4454 6.35	9.72 7.70	14228 8.75	25114 10.35	35485 11.05	51284 11.90	70724 12.90	91991 14.00	114553 15.40	137493 16.90	174855 18.15	214812 20.00	267654 22.00
2.2	10.2 4.70	2514 5.9	4629 6.60	10035 8.15	15942 9.25	26175 10.90	38824 11.60	55746 12.45	780.6 13.30	97621 14.70	141004 16.15	187207 17.75	247060 19.05	322950 21.10	422517 23.95
2.4	1123 4.90	2747 6.20	4880 6.90	10476 8.55	15645 9.65	27464 11.35	40465 12.15	58493 13.00	81553 13.85	100174 15.41	147115 16.85	171192 17.75	212170 20.00	271320 22.00	357874 23.10
2.6	1185 5.10	2959 6.5	5015 7.15	11825 8.90	16143 10.05	28552 11.80	42506 12.70	60305 13.60	83497 14.45	10727 16.10	151227 17.55	181047 18.35	215924 20.90	289374 22.90	382025 24.10
2.8	1232 5.30	3165 6.70	5275 7.5	11253 9.15	16894 10.5	29520 12.20	44799 13.20	61593 14.15	71105 15.00	103170 16.70	150359 18.25	187502 19.00	230285 21.85	297428 23.80	391760 27.00
3.0	1278 5.50	3379 6.95	5471 7.70	11698 9.50	17644 10.85	30630 12.65	45852 13.70	65121 14.70	74949 15.60	113533 17.30	16551 18.5	19443 19.80	24989 22.75	32482 24.70	42486 26.90
3.2	1325 5.70	3590 7.20	5776 7.5	12117 9.85	18295 11.25	31678 13.10	47379 14.5	66000 15.20	76586 16.15	116111 17.85	171126 19.60	198850 20.5	254470 23.45	313596 25.60	40023 28.75
3.4	1371 5.90	3801 7.45	6081 8.20	12490 10.15	18945 11.65	32498 13.50	48965 14.90	70074 15.65	79499 16.60	120174 18.45	175923 20.15	204771 20.75	254796 24.10	331560 26.50	417750 27.65
3.6	1418 6.10	4010 7.65	6382 8.40	12916 10.50	19499 11.95	33255 13.95	50171 15.0	73089 16.10	81821 17.05	121290 18.35	180393 20.65	21039 21.30	27421 24.75	35412 27.20	45034 29.55
3.8	1464 6.30	4219 7.90	6687 8.65	13348 10.8	2012 12.30	34223 14.35	51877 15.50	74104 16.55	82955 17.50	12314 19.50	18469 21.15	21927 21.85	264702 25.45	339674 27.90	43689 29.25
4.0	1499 6.45	4399 8.10	6842 8.90	13775 11.20	2069 12.65	35031 14.75	53133 15.95	76143 17.05	85708 17.95	13006 20.00	189024 21.65	22548 22.45	294528 26.10	374719 28.65	47104 29.95
4.5	1604 6.90	4832 8.65	6973 9.30	14577 11.85	21872 13.5	37463 15.65	56730 16.95	80145 18.10	90308 19.05	138227 21.5	199038 22.90	23594 24.85	320225 27.80	40824 30.40	56775 31.75
5.0	1708 7.35	4947 9.00	7094 10.10	15377 12.50	23011 14.16	40746 16.35	59742 17.85	85522 19.10	95754 20.20	145708 22.40	21951 24.15	24973 25.30	34566 29.45	44502 32.20	60038 33.50

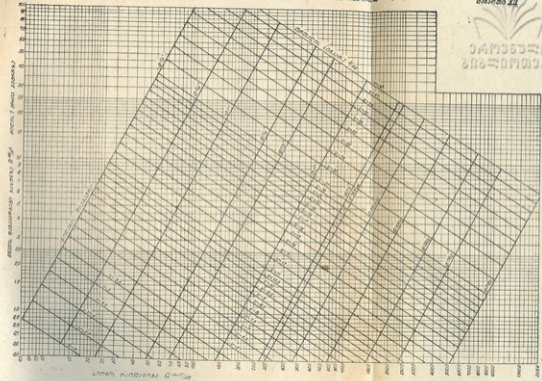
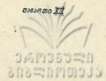
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
5.5	1799 7.70	4187 9.5	756 10.70	1617 18.1	2698 14.80	4224 17.5	6254 18.75	9000 20.10	1064 21.80	15258 23.5	21765 25.0	26489 26.70	45747 30.15	67924 33.70	85209 35.30
6.0	1883 8.10	4364 9.85	7925 11.3	1706 18.85	25125 15.45	44491 18.35	67034 19.70	96190 21.00	105472 22.25	158192 24.35	212974 25.65	277798 26.15	487491 32.5	706095 35.15	874724 37.05
6.5	1964 8.5	4541 10.25	8296 11.70	1771 14.0	25182 16.10	46095 19.05	68444 20.5	97896 21.85	109075 23.0	162116 25.25	218592 27.0	288190 29.20	507142 31.55	735191 36.86	93413 38.65
7.0	2014 8.75	4718 10.5	8477 12.10	18029 14.50	27239 16.75	47980 19.75	71122 21.25	101642 21.70	114241 24.10	170101 26.15	254906 28.15	339020 30.20	527548 34.00	765889 39.15	989116 40.00
7.5	2115 9.10	4873 11.00	8767 12.50	19006 15.45	28295 17.0	49283 20.5	71642 21.00	106224 23.50	119270 24.85	175955 27.05	267963 30.20	368991 31.25	547199 36.0	770379 39.55	998519 41.5
8.0	2185 9.5	5073 11.5	9068 12.90	19892 16.90	29353 18.0	51293 21.30	76330 21.80	108906 24.30	122993 25.75	181800 27.35	271541 31.10	368753 32.30	594850 37.50	829254 40.90	1032430 41.75
8.5	2264 9.75	5250 11.75	9388 13.30	20297 16.50	30247 18.0	52991 21.30	74885 23.5	112164 25.05	126392 26.00	187318 28.80	279389 32.00	328921 33.30	58178 38.0	84529 41.15	106503 44.10
9.0	2324 10.00	5427 12.5	9567 13.67	20870 16.95	31000 18.10	54443 22.30	80825 24.15	115522 27.80	129410 27.30	193193 29.70	27247 32.80	33983 34.35	59949 39.65	83001 43.6	105736 45.5
9.5	2394 10.5	5636 12.70	9747 14.10	21349 17.35	31955 19.05	55985 23.10	83003 24.80	119880 28.55	132254 27.9	199047 30.90	295104 33.80	345345 35.49	65221 40.70	89973 44.55	113146 46.86
10.0	2464 10.8	5844 13.10	10128 14.5	21835 17.75	32768 20.15	57947 23.80	85946 25.50	121791 27.20	135336 28.55	204901 31.50	302362 34.70	351187 35.90	63168 41.75	91672 45.70	116027 48.05
11	2580 11.1	6047 13.95	10685 15.3	22931 18.60	34094 21.15	60372 24.35	9964 26.85	127612 27.5	141291 29.80	318778 33.30	369660 36.50	362847 38.40	691877 43.85	961877 47.35	121558 50.25
12	2696 11.60	6313 14.25	11189 15.96	23999 19.45	36099 22.15	61912 26.0	93799 28.00	133432 29.80	147196 31.05	33922 35.10	39895 38.25	39527 40.10	692313 45.80	100006 50.1	129488 52.5
13	2824 12.15	6579 14.85	11682 16.6	24972 20.30	37677 23.15	67590 27.30	97562 28.15	138134 30.55	153112 32.30	357425 36.30	37046 40.15	412010 41.75	72077 47.65	1045126 52.10	1319419 54.65

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
14	2905 12,50	0823 15,40	12011 17,20	25056 21,10	39947 23,95	68115 28,15	101244 30,25	142012 31,85	150007 33,55	246592 37,00	303642 41,65	428306 43,30	747496 49,45	1085246 54,10	1375395 56,55
15	2908 12,90	7088 16,00	12500 17,90	27002 21,95	40330 24,80	70776 29,25	104758 31,90	147313 32,90	164982 34,80	256310 39,25	376302 43,10	442902 44,85	773069 51,20	1123960 56,00	1420044 58,50
16	3091 13,90	7354 16,60	12954 18,55	27973 22,65	41631 25,60	73075 30,20	109007 32,45	151179 33,90	170780 36,05	261444 40,50	399525 44,50	499112 46,30	799395 52,90	1159468 57,80	1465720 60,70
17	3184 13,70	7620 17,20	13398 19,10	28992 23,30	43013 26,45	75971 31,15	111954 33,45	156492 34,95	176817 37,30	271575 41,75	40048 45,90	471221 47,75	829872 54,90	1195576 59,60	1511815 62,60
18	3277 14,10	7894 17,75	13887 19,60	29692 23,95	44314 27,25	77551 32,05	115133 34,40	160970 35,05	182739 38,55	279381 42,95	412098 47,20	494513 49,10	849008 56,10	1229678 61,30	1557701 64,90
19	3358 14,45	8063 18,20	14072 20,15	30323 24,65	46184 28,70	79729 32,95	118313 35,35	165671 37,00	189664 39,90	287187 44,15	423449 48,50	497372 50,40	871457 57,65	1267780 63,00	1602579 66,35
20	3451 14,85	8283 18,65	14456 20,70	31122 25,30	47322 29,10	81786 33,90	121325 36,25	170375 38,05	194115 40,95	294067 43,30	434962 49,75	510695 51,75	893356 59,10	1296870 64,75	1642227 68,00
22	3637 15,60	8661 19,55	15189 21,75	32783 26,65	49590 30,50	85778 35,45	127350 38,05	179552 40,10	209596 42,95	309976 47,50	455753 52,20	539660 54,30	937192 62,00	1397067 67,80	1720716 71,25
24	3823 16,40	9060 20,45	15667 22,85	34444 28,00	51307 31,55	89650 37,05	133039 39,75	187781 42,15	219902 44,85	329338 49,60	475834 54,60	556544 56,70	957761 64,75	1429748 70,50	1800412 74,55
25	3986 17,15	9459 21,39	16586 23,75	35797 29,10	53421 32,75	92729 38,55	138394 41,35	197910 44,20	221372 46,70	339673 51,65	495479 56,75	592242 59,00	1018818 67,40	1478422 73,70	1880446 78,10
26	4172 17,95	9857 22,26	17109 24,50	37089 30,15	55372 33,05	96788 40,00	143582 42,90	203074 45,80	229998 48,45	349957 53,60	514250 58,30	604446 61,25	1057364 59,95	1535590 76,50	1956597 81,10
30	4300 18,50	10168 22,95	17703 25,35	38442 31,25	58218 33,30	100176 41,40	148770 44,45	212238 47,40	237726 50,15	361016 53,50	532148 60,50	625963 62,40	1049980 72,40	1587740 79,15	2027426 83,15
32	4438 19,95	10500 23,70	18297 26,20	39734 32,30	60556 36,50	103663 42,80	153828 45,90	219179 48,94	245578 51,80	372725 57,30	549610 62,95	649893 65,45	1130677 74,80	1639905 81,75	2083840 86,10

Մնացորդի և անպարզելի մեծությունների շարքի Z-ի  
 (ձախակալի մնացորդի օրոտյակի հիստոգրամային)

Օրոտյակի հիստոգրամ N	Մնացորդի մեծությունների շարքի Z-ի									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
3,0	0,3	0,6	0,9	1,2	1,5	1,7	2,0	2,3	2,6	2,9
3,5	0,4	0,8	1,2	1,6	2,0	2,4	2,8	3,2	3,6	4,0
4,0	0,52	1,04	1,56	2,1	2,6	3,10	3,6	4,10	4,7	5,2
4,5	0,66	1,32	2,0	2,66	3,32	4,0	4,66	5,32	6,0	6,66
5,0	0,82	1,64	2,46	3,28	4,1	4,52	5,74	6,56	7,4	8,2
5,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
6,0	1,17	2,34	3,51	4,68	5,85	7,02	8,2	9,37	10,54	11,7
6,5	1,37	2,74	2,11	5,48	6,85	8,22	9,6	10,96	12,33	13,7
7,0	1,6	3,2	4,8	6,4	8,0	9,6	11,2	12,8	14,4	16,0
7,5	1,83	3,66	5,5	7,32	9,15	11,0	12,8	14,64	16,47	18,3
8,0	2,1	4,2	6,3	8,4	10,5	12,6	14,7	16,8	18,9	21,0
8,5	2,34	4,68	7,0	9,36	11,7	14,04	16,4	18,7	21,06	23,4
9,0	2,64	5,28	7,92	10,56	13,2	15,84	18,48	21,12	23,76	26,4
9,5	2,94	5,88	8,82	11,76	14,7	17,64	20,58	23,52	26,46	29,4
10,0	3,26	6,52	9,78	13,04	16,3	19,56	22,82	26,08	29,34	32,6
10,5	3,6	7,2	10,8	14,4	18,0	21,6	25,2	28,8	32,4	36,0
11,0	3,94	7,88	11,82	15,76	19,7	23,64	27,8	31,52	35,46	39,4
11,5	4,3	8,6	12,9	17,2	21,5	25,8	30,1	34,4	38,7	43,0
12,0	4,7	9,4	14,1	18,8	23,5	28,2	32,9	37,6	42,3	47,0
12,5	5,1	10,2	15,3	20,4	25,5	30,6	35,7	40,8	45,9	51,0
13,0	5,5	11,0	16,5	22,0	27,5	33,0	38,5	44,0	49,5	55,0
13,5	6,0	12,0	24,0	24,0	30,0	36,0	42,0	48,0	54,0	60,0
14,0	6,4	12,8	19,2	25,6	32,0	38,4	44,8	51,2	57,6	64,0
14,5	6,85	13,7	20,55	27,4	32,4	41,1	48,0	54,8	61,65	68,5
15,0	7,35	14,7	22,0	29,4	37,6	44,1	51,4	58,8	66,15	73,5
15,5	7,85	15,7	23,55	31,4	32,9	47,1	55,0	62,8	70,65	78,5
16,0	8, 5	16,7	25,0	33,4	47,1	50,1	58,4	66,8	75,15	83,5
16,5	8,85	17,7	26,55	35,4	42,4	53,1	62,0	70,8	69,65	88,5
17,0	9,4	18,8	28,2	37,6	40,7	56,4	65,8	72,2	84,6	94,0
17,5	10,0	20,0	30,0	40,0	50,0	60,0	70,0	80,0	90,0	100,0
18	10,5	21,0	31,5	42,2	55,2	63,0	73,5	84,0	94,5	105,0
19	11,8	23,6	35,4	47,2	50,9	71,0	82,6	94,4	106,2	118,0
20	13,0	26,0	39,0	52,0	60,5	78,0	91,0	104,0	117,0	130,0
21	14,4	28,8	43,2	57,6	70,2	86,4	101,0	115,0	129,6	144,0
22	16,0	32,0	48,0	64,0	80,0	96,0	112,0	128,0	144,0	160,0
23	17,2	34,4	51,6	68,8	86,0	103,0	120,4	137,6	154,8	172,0
24	19,0	38,0	57,0	76,0	100,0	119,0	138,0	157,0	171,0	190,0
25	20,4	40,8	61,2	81,6	102,0	122,4	142,8	163,0	183,6	201,0
26	22,0	44,0	66,0	88,0	110,0	132,0	154,0	176,0	198,0	220,0
27	23,7	47,4	71,0	84,8	118,5	141,0	165,0	188,6	212,3	237,0
28	25,6	51,2	76,8	102,4	128,0	153,6	179,0	205,0	230,0	256,0
29	27,4	55,0	72,0	110,0	137,0	164,0	192,0	219,0	247,0	274,0
31	31	62	93	124	155	186	217	248	279	310
32	33	66	100	133	166	200	233	266	300	333
33	36	71	107	142	178	214	249	285	320	356





დანართი XIII (გაგრძელება)



1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
34	38	75	113	151	188	223	261	302	339	377
35	40	80	120	160	200	240	280	320	360	400
36	42	84	127	169	211	253	295	338	380	422
37	45	89	134	178	223	267	312	357	401	446
38	47	94	141	188	235	282	329	376	423	470
39	50	99	149	198	248	298	347	397	446	496
40	52	104	156	203	260	312	364	416	468	520
42	57	115	172	230	287	345	402	460	517	575
44	62	125	187	250	312	375	437	500	562	625
46	69	138	207	276	345	414	483	552	621	690
48	75	150	225	300	375	450	525	600	675	750
50	81	163	244	326	407	489	570	652	733	815
52	88	176	264	352	440	528	616	704	792	880
54	95	191	286	382	477	573	668	764	860	955
56	102	205	307	410	512	615	717	820	922	1025
58	110	220	330	440	550	660	770	880	990	1100
60	117	235	352	470	587	705	822	940	1057	1175

დანართი XIV

საკონდენსაციო მილსადენის შარკავისათვის საჭირო მონაცემები

მილების დიამეტრები		იმ ორთქლის მიერ გამოყოფილი სითბოს რ.ოდენობა, კკალ/სთ, რომელიდანაც წარმოიქმნა კონდენსატი				
		შრალი კონდენსატ-გამტარი	სველი ვერტიკალური და ჰორიზონტალური კონდენსატგამტარი, როცა სიგრძე მ-ობით			
დუიმიობით	მმ-ობით	ჰორიზონტალური	ვერტიკალური	50-მდე	50-დან 100-მდე	100-ზე მეტი
1/3	15	4000	6000	28000	18000	8 00
2/3	20	15000	22000	70000	45000	25000
1	25	25000	42000	125000	80000	40000
1 1/4	32	68 000	100000	270000	175000	85000
1 1/2	40	105000	154000	375000	250000	115000
2	50	215000	320000	650000	440000	217000
—	76	390000	1340000	2650000	1800000	900000
—	90	1100000	1650000	3100000	2000000	1100000
—	103	1250000	1850000	3500000	2400000	1250000





ქვემოთა ქვემოთა ქვემოთა ქვემოთა ქვემოთა ქვემოთა ქვემოთა ქვემოთა ქვემოთა ქვემოთა ქვემოთა

ორთქლის წვევა ხელსაწყოების წინა, ატმ-ობით	მიღების (შეგა) დიამეტრები, მმ-ობით									
1,8	15,75	21,25	27	35,75	41	53	82,5	82,5	119	187
2	15,7	21,25	27	35,75	58	70	82,5	94,5	119	150
2,5-3	21,25	27	35,75	41	53	70	82,5	101,5	130	159
3,5 და მეტი	21,25	27	35,75	41	53	70	94,5	106,5	137	185

ბახუნზე წვევის და-ნაკოტი R, კვ/მ-ობით	მიღში გამავალი კონდენსატის რაოდენობა, ლ/სთ-ობით									
5	18	40	80	116	262	496	1060	1520	3020	5910
10	20	60	130	164	319	708	1415	2150	4270	8310
15	25	70	150	201	453	161	1840	2630	5220	10220
20	30	85	170	232	512	915	2120	3010	6030	11800
25	35	90	200	264	596	1140	2410	3450	6980	13460
30	33	100	220	284	640	1220	2590	3720	7390	14450
35	40	110	240	311	701	1340	2740	4030	8100	15410
40	50	115	270	323	739	1410	2930	4300	8530	16700
45	65	125	270	343	774	1490	3180	4560	9000	17710
50	70	130	280	367	826	1570	3350	4800	9540	18460

დანიართი XVI

სათბობის მანქანათუბლები და ღუმელების ანგარიში სართლის საჭირო უმთავრესი მონაცემები

სათბობის სახეობა	უდაბლესი თბონარი-ნობა Q, კვ/კვ-ობით	სათბობის მოცულობითი წონა V, კვ/მ-ობით	წვის ტემპურატურა t <sub>გ</sub> , გრ-ობით	1 კვ სათბობის დასაწვა-ვად საჭირო ბუნის (ბ-ის და 76,1 მმ დრის) V <sub>კ</sub> , მ <sup>3</sup> /კვ-ობით	ცეცხლბურების გისოსის დ. დაბუნობა R, კვ/მ <sup>2</sup> სთ-ობით	საბუნის მოცულობა Q <sub>1</sub> , კვ/მ <sup>2</sup> სთ-ობით	ს. თბობის ფუნის სიმაღ-ლე, მ-ობით, როცა თბო-გატეხვაა კვ/ლ/სთ-ობით		საბუნის სიმაღლე მ-ობით
							3000-მდე	3000-ზე მეტი	
შეშა (25%-მდე ტენი-ანობით)	3300	420	1000	10	250	350000	0,25	0,35	0,56-0,77
ტორფი (30%-მდე ტენი-ანობით)	3000	470	970	10	180	350000	0,2	0,3	0,56-0,77
ტორფი ბრიკეტებად მოსკოვის ხუზის ნახ-შირი	4000	250	1000	11	200	380000	0,2	0,4	0,56-0,77
	3000	700	100	12	70	350000	0,09	0,15	0,49-0,53
მურა ნახშირი	4700	750	1100	12	85	350000	0,09	0,15	0,49-0,63
ქვანახშირი	6500	900	1200	17	70	450000	0,10	0,16	0,42-0,56
ანტრაციტი	7000	1000	1300	17	60	480000	0,15	0,24	0,35-0,42
ჩალა	3000	120	800	10	-	40000	-	-	-
ფიტალები	2700	600	100	12	70	250000	-	-	-



ზოგადი ქვების უმთავრესი გეოქიმიკური მონაცემები

ქვების ტიპი	ქვების სიმაღლე, მმ-ობით		განი, მმ-ობით	სექციების რიცხვი	სიგრძე, მმ-ობით	ხურების თართი, მმ-ობით				
	წყლის	ორთქლის								
თუჯის, სექციებიანი მცირე ბოდელის	1800	1765	700	4	440	3,9				
				5	565	5,1				
				6	690	6,3				
				7	815	7,5				
				8	940	8,7				
				9	1065	9,9				
				10	1190	11,1				
				11	1315	12,3				
				12	1440	13,5				
				თუჯის, სექციებიანი დიდი ბოდელის	1700	2265	900	5	565	8,9
								6	690	11,1
								7	815	13,3
8	940	15,5								
9	1065	17,7								
10	1190	19,9								
11	1315	22,1								
12	1440	24,3								
<i>HP(r)</i>	2630	3530	2385					22	180	25
								3)	240	34
								38	294)	43
უნივერსალი	1860	—	1500					12	720	12,4
				16	970	16,8				
				20	1220	21,2				
				24	1470	25,6				
				28	1720	30,0				
				32	1970	34,4				
				ВНИИСТО- <i>Mr</i>	1025	—	460	4	320	1,06
5	400	1,36								
6	480	1,66								
7	560	1,96								
8	640	2,26								
9	720	2,56								
10	800	2,86								
11	880	3,16								
12	960	3,46								
ცენტლმილა ერთი მილით	2520	2160	3370	—	5400	30,3				
იგივე ორი მილით	2770	2400	3850	—	12700	100—120				

## მინაეკსი

წინასიტყვაობა . . . . . 3

### თ ა ვ ი I

#### ზოგადი ცნობები

§ 1.	გათბობისა და ვენტოლაციის დანიშნულება . . . . .	5
§ 2.	ჰაერის ჰიმიური და მექანიკური მინერტები . . . . .	6
§ 3.	გათბობის ჰიგიენური მნიშვნელობა . . . . .	7
§ 4.	გათბობისა და ვენტოლაციის ტექნიკის განვითარების მოკლე ისტორია . . . . .	9

### თ ა ვ ი II

#### სამუშაოვანო მასალის თეორეტიკული თვისებები

§ 5.	მასალის ფორიანობა და მოცულობითი წონა . . . . .	11
§ 6.	ტენიანობა . . . . .	12
§ 7.	სითბოტევადობა . . . . .	12
§ 8.	სითბოს შეთვისება გადამლობი კონსტრუქციის ზედაპირის მიერ . . . . .	13
§ 9.	გადამლობი კონსტრუქციის მასალის თბოგამტარობა . . . . .	17
§ 10.	სითბოს გაცემა გადამლობი კონსტრუქციის გარე ზედაპირის მიერ . . . . .	17
§ 11.	გადამლობი კონსტრუქციის თერმული წინაღობა . . . . .	19
§ 12.	ჰაერის შრეების თერმული წინაღობები . . . . .	20
§ 13.	გადამლობი კონსტრუქციის თბოგადაცემის საერთო კოეფიციენტი . . . . .	21
§ 14.	გადამლობი კონსტრუქციების ზედაპირების ტემპერატურა . . . . .	24
§ 15.	ტემპერატურა არაერთგვაროვანი მასალისაგან შემდგარი გადამლობი კონსტრუქციის სისრტეში . . . . .	25
§ 16.	გადამლობი კონსტრუქციის თბომდგრალობა . . . . .	26
§ 17.	ერთგვაროვანი გადამლობი კონსტრუქციის მიერ სითბოს შეთვისება და მისი კოეფიციენტი . . . . .	27
§ 18.	გადამლობი კონსტრუქციებისათვის თერმული წინაღობა . . . . .	30
§ 19.	გარე ჰაერის საანვარიშო ტემპერატურები . . . . .	36
§ 20.	სადგომის შიგა ჰაერის საანვარიშო ტემპერატურა . . . . .	38
§ 21.	გადამლობი კონსტრუქციის ფართის აზომვა . . . . .	38
§ 22.	გრუნტზე განლაგებული იატაკის თბოდანაკარგები . . . . .	39
§ 23.	დანამატები ნორმალურ თბოდანაკარგებზე . . . . .	42
§ 24.	შენობის თბოდანაკარგების განსაზღვრა . . . . .	45
§ 25.	შენობის კუთრი თბური მახასიათებელი . . . . .	50
§ 26.	თბოდანაკარგების განსაზღვრა გამსხვილებული საწოლით . . . . .	52
§ 27.	სათავსებში ჰაერის ტემპერატურის მერყეობა და მათი თბომდგრალობა . . . . .	53

### თ ა ვ ი III

#### სათბობი სისტემების კლასიფიკაცია და მათი გამოყენების არა

§ 28.	სათბობი სისტემების უმთავრესი სახეობანი . . . . .	57
§ 29.	სათბობი სისტემების გამოყენების არა . . . . .	59

§ 30. ენტრალური სათბობი სისტემების თბოშემცველობის ერთმანეთთან შედარება

61

თ ა ვ ი V

ცენტრალური სათბობი სისტემების სათბობი ხელსაწყოები

§ 31. სათბობი ხელსაწყოებისადმი წაყენებული საერთო მოთხოვნები	64
§ 32. სათბობი ხელსაწყოების კლასიფიკაცია და მათი ტიპები	65
§ 33. სათბობი ხელსაწყოების განლაგება და დადგმა	72
§ 34. სათბობი ხელსაწყოების თბოგაცემა	73
§ 35. სათბობი ხელსაწყოების მიერთება მილსადენთან	76
§ 36. სათბობი ხელსაწყოების ხურების ფართის განსაზღვრა	78
§ 37. სათბობი ხელსაწყოების თბოგაცემის რეგულირება და ჩამკეტ მარეგულირებელი არმატურა	84

თ ა ვ ი V

წყლით სათბობი სისტემები

§ 38. გრაფიტაციული წნევის განსაზღვრა	88
§ 39. ორმილოვანი წყლით სათბობი სისტემები გრაფიტაციული ცირკულაციით	93
§ 40. სათბობი სისტემებიდან ჰაერის გაყვანა	97
§ 41. საფართობელი ჰურტელი	102
§ 42. მილსადენების პიდრავლიკური ანგარიშის ზოგადი მეთოდები	104
§ 43. წნევის დანაკარგები ხასუნზე	104
§ 44. წნევის დანაკარგები ადგილობრივ წინაღობებზე	109
§ 45. ზედა განაწილებისა და ბუნებრივი ცირკულაციის ორმილოვანი წყლით სათბობი სისტემების ანგარიში	111
§ 46. ბუნებრივი ცირკულაციის ორმილოვანი წყლით სათბობი სისტემის ანგარიში მილსადენებში წყლის გაცივების გათვალისწინებით	120
§ 47. ქვედა განაწილებისა და ბუნებრივი ცირკულაციის შქონე ორმილოვანი წყლით სათბობი სისტემების გაანგარიშება	123
§ 48. ორმილოვანი სათბობი სისტემების ანგარიშისა და კონსტრუირების ზოგიერთი თავისებურება	126

თ ა ვ ი VI

ერთმილოვანი წყლით სათბობი სისტემები  
გუნებრივი ცირკულაციით

§ 49. ერთმილოვანი სისტემების უმთავრესი სქემები	131
§ 50. საციკულაციო წნევის განსაზღვრა ერთმილოვან სათბობი სისტემაში	134
§ 51. ერთმილოვანი სათბობი სისტემების სათბობი ხელსაწყოების ხურების ფართის განსაზღვრა	138
§ 52. ერთმილოვანი გრაფიტაციული სათბობი სისტემის კონსტრუირების და მილსადენების გაანგარიშების მაგალითი	155
§ 53. ერთმილოვანი სისტემების გამოყენების არე და მათი დადებითა და უარყოფითი მხარეები	160

თ ა ვ ი VII

ცალკეული ბინების წყლით სათბობი  
ინდივიდუალური სისტემები

§ 54. უმთავრესი სქემები და მოქმედების პრინციპი	162
§ 55. საციკულაციო წნევის განსაზღვრა	164

თ ა ზ ი VIII

ბ ა მ რ ა ვ ა ნ ი წ უ ლ ი თ ს ა თ ბ რ ა ზ ი ს ი ს ტ ე მ ე ბ ი

§ 56.	ტუმბოვანი წყლით სათბობი სისტემების გამოყენების არე და მათი მოქმედების პრინციპი	166
§ 57.	ორმილოვანი ტუმბოვანი სისტემები წყლის ზემო განაწილებით	167
§ 58.	ორმილოვანი ტუმბოვანი სისტემები წყლის ქვემო განაწილებით	175
§ 59.	ტუმბოვანი ერთმილოვანი წყლით სათბობი სისტემები	176
§ 60.	ტუმბოვანი გათბობი სისტემები წყლის პარალელური (თანამგზავრული) მოძრაობით	178
§ 61.	სათბობი სისტემები წყლის დეცენტრალიზებული შერევით	180
§ 62.	საფართოებელი ჭურჭლის მიერთება ტუმბოვან სათბობ სისტემებთან	182
§ 63.	საცირგულაციო ტუმბოს შერჩევა და მისი დაყენება	186

თ ა ზ ი IX

კ ო მ ბ ი ნ ი რ ა ბ ა უ ლ ი ს ა თ ბ რ ა ზ ი ს ი ს ტ ე მ ე ბ ი

§ 64.	სათბობი სისტემები წყალი—წყალი	190
§ 65.	სათბობი სისტემები ორთქლი—წყალი	197
§ 66.	წყალგამაცხელებლები	199

თ ა ზ ი X

ო რ თ ქ ლ ი თ ს ა თ ბ რ ა ზ ი ს ი ს ტ ე მ ე ბ ი

§ 67.	დაბალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემები	201
§ 68.	ორთქლით სათბობი სისტემების შესაძლო სქემები	203
§ 69.	დაბალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემების სქემის არჩევა	206
§ 70.	დაბალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემების მილსადენების ანგარიში	207
§ 71.	საკონდენსაციო ავზის მოცულობის განსაზღვრა და კონდენსატის გადასატანად საჭირო ტუმბოს შერჩევა	213
§ 72.	დაბალი წნევის ორთქლის ქვაბების დამცველი მოწყობილობანი	214

თ ა ზ ი XI

მ ა ლ ა ლ ი წ ნ ე ვ ი ს ო რ თ ქ ლ ი თ ს ა თ ბ რ ა ზ ი ს ი ს ტ ე მ ე ბ ი

§ 73.	მაღალი წნევის ორთქლის თავისებურებანი და სათბობი ხელსაწყოების მუშაობა	216
§ 74.	მაღალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემების უმთავრესი სქემები	217
§ 75.	მაღალი წნევის ორთქლით სათბობი სისტემების კონსტრუქციული ელემენტები	220
§ 76.	მაღალი წნევის ორთქლით გათბობის ქსელის გენინიშვნა	227
§ 77.	თელილი ორთქლის გამოყენება	228
§ 78.	მაღალი წნევის ორთქლსადენების ჰიდრაულიკური ანგარიში	228
§ 79.	ორთქლით გათბობის ვაკუუმსისტემები	234

თ ა ზ ი XII

ს ხ ი ვ ა რ ი ს ა თ ბ რ ა ზ ი ს ი ს ტ ე მ ე ბ ი

§ 80.	სხივური სათბობი სისტემების თავისებურებანი	238
§ 81.	კომფორტის პირობები კონვექციური და პანელური სხივური გათბობისას	240





§ 82. სათავსების მიერ თბოღანაკარგების ანგარიში პანელურ-სხივური გათბობისას	242
§ 83. სათბობი პანელების ფართი და მათი დასაშვები ზედა-პირული ტემპერატურა	248
§ 84. სათბობი პანელების კონსტრუქციები	254
§ 85. სათბობი პანელების მილსადენები	262
§ 86. სათბობი პანელების თბოგაცემის განსაზღვრა	263
§ 87. ფანჯრის რაფის ქვეშ განლაგებული სათბობი პანელის თბოგაცემის გაანგარიშება	285
§ 88. ჭერის და იატაკის სათბობი პანელის თბოგაცემის გაანგარიშება	289
§ 89. სხივური სათბობი სისტემების დაპროექტება და მონტაჟი	293

თ ა ვ ი X I I I

**პაერით გათბობა**

§ 90. პაერით გათბობის დედაბარი და უმთავრესი სქემები	294
§ 91. პაერით სათბობი სისტემების კონსტრუქცია	297
§ 92. პაერით სათბობი სისტემების ანგარიში	297

თ ა ვ ი X I V

**გათბობის ადგილობრივი სისტემები**

§ 93. გათბობა ღუმელით	300
§ 94. ღუმელების კლასიფიკაცია	301
§ 95. სათბობი	303
§ 96. სათბობის წვეის პროცესი	304
§ 97. ღუმელის საცეცხლისი	306
§ 96. სათბობის წვის პროცესი	304
§ 99. არასითბოტეგადი ღუმელი	313
§ 100. ღუმელის საძირკველი	313
§ 101. ღუმელის წყობა	314
§ 102. საკვამლე მილი და არჩი	315
§ 103. ღუმელის და საკვამლე მილის მიერ შექმნილი გაუხშობა	316
§ 104. ხანძარსაწინააღმდეგო ღონისძიებანი	318
§ 105. გათბობა აირით	318
§ 106. აირის გამოყენება ღუმელურ გათბობაში	319
§ 107. აირით სათბობი ადგილობრივი ხელსაწყოები	320
§ 108. გათბობა ელექტროენერგიით	324
§ 109. ელექტრონით სათბობი ხელსაწყოების ანგარიში	326
§ 110. სასოფლო-სამეურნეო შენობებისა და ნაგებობების გათბობა	330
§ 111. ბოსტნეულის სათბურების გათბობა	332

თ ა ვ ი X V

**ადგილობრივი სარეგულირებელი**

§ 112. შენობაში საჭაბის განლაგების ადგილის შერჩევა	334
§ 113. ჭაბის ხურების ფართის განსაზღვრა	335
§ 114. დამცველი მოწყობილობის დაყენება ჭაბებზე	336
§ 115. სისტემის წყლის შევსება და დაცლა	339
§ 116. გათბობის სისტემის შემოწმება და კიდრავლიკური გამოცდა	341
§ 117. სისტემის თბური გამოცდა	342
§ 118. გათბობის სისტემის გამოცდა მუშაობის ფექტურობაზე	344
§ 119. გათბობის სისტემების მოვლა	345
§ 120. ცენტრალური სათბობი სისტემების მუშაობის კონტროლი და ავტომატური რეგულირება	346
დანართები	351

რედაქტორი ი. გოგუაძე  
მხატვრული რედაქტორი ს. ბოტკოველი  
ტექნიკური რედაქტორი გ. ჯოხაძე  
კორექტორები: ც. ნევეროვსკაია, ლ. პაპასკირი

ხელმოწერილია დასაბეჭდად 12/XII-67 წ. ქალაქის ზომა 70×108.  
ნაბეჭდი თაბახი 23,75. სააღრიცხვო-საგამომცემლო თაბახი 28,27.

შეკვ. № 1008

შე 00806

ტირაჟი 2000

ფაზი 1 მან. 43 კაპ.

გამომცემლობა „განათლება“, თბილისი, კამოს ქ. 18.  
Издательство „Ганатлеба“, Тбилиси, ул. Камо, 18.  
1967

სპი-ს სტამბა, თბილისი, ლენინის 69.

Типография ГПИ, Тбилиси, Ленина 69.

6С9.4

697

№ 235



**Дарчия Гиви Ильич**  
**Отопление и вентиляция**  
**часть I**  
**Отопление**  
**(на грузинском языке)**

3-2-11  
197-67

