

გიორგი ბურჯალიანი

სითხისა და მასის ცვლის პროცესების გამოკვლევა
გაწიბოვნებულ-ზედაპირიან თბომცვლელ
აპარატებში

წარდგენილია დოქტორის აკადემიური ხარისხის
მოსაპოვებლად

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი
თბილისი, 0175, საქართველო
2012წ.

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

სამშენებლო ფაკულტეტი

ჩვენ, ქვემოთ ხელისმომწერნი ვადასტურებთ, რომ გავეცანით გიორგი ბურჯალიანის მიერ შესრულებულ სადისერტაციო ნაშრომს დასახელებით: „სითხისა და მასის ცვლის პროცესების გამოკვლევა გაწიბოვებულ - ზედაპირიან თბომცვლელ აპარატებში” და ვაძლევთ რეკომენდაციას საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის სამშენებლო ფაკულტეტის სადისერტაციო საბჭოში მის განხილვას დოქტორის აკადემიური ხარისხის მოსაპოვებლად.

თარიღი:

ხელმძღვანელი:

რეცენზენტი:

რეცენზენტი:

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი
2012წ.

ავტორი: გიორგი ბურჯალიანი
დასახელება: „სითხისა და მასის ცვლის პროცესების
გამოკვლევა გაწიბოვებულ-ზედაპირიან
თბომცვლელ აპარატებში”
ფაკულტეტი: სამშენებლო ფაკულტეტი
აკადემიური ხარისხი: დოქტორი
სხდომა ჩატარდა: თარიღი

ინდივიდუალური პიროვნებების ან ინსტიტუტების მიერ
ზემოთმოყვანილი დასახელების დისერტაციის გაცნობის მიზნით
მოთხოვნის შემთხვევაში მისი არაკომერციული მიზნებით კოპირებისა
და გავრცელების უფლება მინიჭებული აქვს საქართველოს ტექნიკურ
უნივერსიტეტს.

ავტორის ხელმოწერა

ავტორი ინარჩუნებს დანარჩენ საგამომცემლო უფლებებს და არც
მთლიანი ნაშრომის და არც მისი ცალკეული კომპონენტების
გადაბეჭდვა ან სხვა რაიმე მეთოდით რეპროდუქცია დაუშვებელია
ავტორის წერილობითი ნებართვის გარეშე.

ავტორი ირწმუნება, რომ ნაშრომში გამოყენებული საავტორო
უფლებებით დაცულ მასალებზე მიღებულია შესაბამისი ნებართვა
(გარდა იმ მცირე ზომის ციტატებისა, რომლებიც მოითხოვენ მხოლოდ
სპეციფიურ მიმართებას ლიტერატურის ციტირებაში, როგორც ეს
მიღებულია სამეცნიერო ნაშრომების შესრულებისას) და ყველა
მათგანზე იღებს პასუხისმგებლობას.

1. რეზიუმე

ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების ტექნიკის განვითარების მთავარ ამოცანას წარმოადგენს ენერჯის მოხმარების, მეტალისშემცველობის შემცირება, მათი მუშაობის საიმედოობის და ეფექტურობის ამაღლება. ამ რთული ამოცანის გადაწყვეტას განსაკუთრებული მნიშვნელობა ენიჭება ამჟამად, როცა ძალზედ ძვირია როგორც სათბობი და შესაბამისად ენერჯია, ასევე მეტალური ნაწარმი. პრობლემის აქტუალობა განპირობებულია იმით, რომ ენერჯის მოხმარების მხრივ თბომომარაგების, ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების ტექნიკას ერთ-ერთი პირველი ადგილი უჭირავს სახალხო მეურნეობის ენერგომომხმარებელ დარგებს შორის. ცნობილია, რომ ნორმალურ პირობებში თბომომარაგების, ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების სისტემების მუშაობისთვის იხარჯება ქვეყანაში მოპოვებული სათბობის დაახლოებით 35%. მაღალია აგრეთვე აღნიშნულ სისტემებში მეტალის, ხშირ შემთხვევაში ძვირადღირებული ფერადი ლითონების ხარჯი. ამასთან დაკავშირებით აუცილებელია თბომომარაგების, ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების სისტემების მუშაობაზე დახარჯული ენერჯის და მეტალის მაქსიმალურად შესაძლო შემცირება გახდეს ერთ-ერთ მთავარ ამოცანად ამ სისტემების პროექტირებისა და ექსპლუატაციის დროს.

ზემოთ აღნიშნულიდან გამომდინარე, ნაშრომის მიზანია, გამოვავლინოთ რიგი ტექნიკური წინადადებების მიზანშეწონილობა, რომელიც საშუალებას მოგვცემს შევამციროთ თბური თუ ელექტროენერჯის, მეტალის ხარჯი ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების სისტემებში. ამ ამოცანის გადაჭრის ძირითადი პირობაა ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების სისტემების ძირითადი სითბომასათამცველი მოწყობილობების შემდგომი სრულყოფა.

აღნიშნული მიზნის მისაღწევად ნაშრომში გადაჭრილია შემდეგი ამოცანები:

გაწიბოვნებულზედაპირიანი თბომცველი აპარატების თბოტექნიკური გაანგარიშების თეორიული საფუძვლების დამუშავება სითბოსა და მასათა ცვლის პროცესებზე სხვადასხვა ფაქტორების ზემოქმედების გათვალისწინებით.

მშრალი და მოსარწყავი წიბოების ტემპერატურული ველის და ეფექტურობის კოეფიციენტის თეორიული ფორმულების მიღება თბოცვლის კოეფიციენტისა და ჰაერის ტემპერატურის ცვლილების გათვალისწინებით.

სწორი წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტის გამოსათვლელი ფორმულა სითხის ორგანიზებული ნაკადის სხვადასხვა მიმართულების, ხარჯისა და საწყისი პარამეტრების შემთხვევაში

ექსპერიმენტალური გამოკვლევების მეთოდის დამუშავება და მათი განხორციელება.

ნაშრომის მეცნიერული სიახლე:

გაწიბოვნებულზედაპირიანი თბომცველი აპარატების გაანგარიშებისას დიდი მნიშვნელობა ენიჭება წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტის სწორ განსაზღვრას. წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტი ჩვეულებრივ გამოითვლება თბოგამტარობის დიფერენციალური განტოლებიდან მიღებული ფორმულით, დაშვებით, რომ წიბოს შემომვლები ჰაერის ტემპერატურა მუდმივია. ასეთი დაშვება გამართლებულია მცირე ტემპერატურული დაწნევების და დაბალი წიბოების დროს. პრაქტიკაში ხშირად გვხვდება მაღალი ტემპერატურული დაწნევები, მაგალითად ღუმელებიდან გამომავალი აირებიდან სითბოს ართმევის დროს. ასევე ხშირია მაღალი წიბოებით აღჭურვილი თბომცველი აპარატები. ასეთ შემთხვევაში საჭირო ხდება წიბოს შემომვლები ჰაერის ან სითბოს ტემპერატურის ცვლილების გათვალისწინება. გასათვალისწინებელია აგრეთვე

ჰაერის ან სითხის ნაკადისა და წიბოს სისქეში სითბოს კონდუქციური ნაკადის ურთიერთმიმართულება.

სითხის ორგანიზებული ნაკადის, წიბოს ფუძის გასწვრივ მოძრაობის შემთხვევაში, განხილვას ექვემდებარება სწორი წიბო შეუზღუდავი სიგრძით, რომლის ზედაპირზე ტემპერატურული ველი ორგანზომილებიანია. შედგენილია დიფერენციალური განტოლება და ამოხსნილია იგი ცვლადთა განცალკევების მეთოდით. მიღებულია წიბოს ზედაპირის ორგანზომილებიანი ველის და წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტის გამოსახულება ჰაერის ტემპერატურის ცვლილების გათვალისწინებით. დადგენილია, რომ წიბოს სიგრძის გაზრდით იზრდება მისი ეფექტურობის კოეფიციენტი. მოსარწყავზედაპირიან თბომცვლელ აპარატებში გაწიბოვნებული ზედაპირის ტემპერატურული ველის და მათი ეფექტურობის კოეფიციენტის გამოსათვლელი ფორმულები, ისევე როგორც მშრალი წიბოების კლასიკური გაანგარიშების შედეგები მიღებულია დაშვების საფუძველზე, რომ ჰაერსა და წიბოს ზედაპირს შორის თბოცვლის კოეფიციენტი მუდმივია. რეალურად, ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების სისტემებში გამოყენებულ თბომცვლელ აპარატებში, განსაკუთრებით მოსარწყავზედაპირიან აპარატებში, თბოცვლის კოეფიციენტი იცვლება.

ამოცანის რეალიზებისგან მიღებული შედეგები:

პროექტის განხორციელების შედეგად მიღებულ იქნა გაწიბოვნებულზედაპირიანი თბომცვლელი აპარატის ეფექტურობის კოეფიციენტის დაზუსტებული გამოსათვლელი ფორმულები, ჰაერის ტემპერატურის და თბოცვლის კოეფიციენტის ცვლილების გათვალისწინებით, რომელიც შესაძლებელია გამოყენებულ იქნეს როგორც აღნიშნული სისტემების შესარჩევად პროექტირებისას, ასევე კონსტრუირების დროს მათი ენერგოეფექტურობის ამაღლების მიზნით.

ჩატარებული გამოკვლევათა შედეგები საშუალებას იძლევა გავაკეთოთ შემდეგი დასკვნები:

გამოკვლეულ იქნა ჰაერის ტემპერატურის ცვლილების გავლენა სწორი წიბოს ტემპერატურულ ველზე და მის ეფექტურობის კოეფიციენტზე წიბოს სისქეში კონდუქციური ნაკადისა და ჰაერის ნაკადის ურთიერთმიმართულებათა გათვალისწინებით. მიღებულია წიბოს ტემპერატურული ველის და ეფექტურობის კოეფიციენტის გამოსათვლელი ფორმულები აღნიშნულ ნაკადთა თანმხვედრი და ურთიერთსაწინააღმდეგო მიმართულების დროს.

გამოკვლეულ იქნა ჰაერსა და წიბოს ზედაპირს შორის თბოცვლის კოეფიციენტის გავლენა როგორც მშრალი, ასევე მოსარწყავზედაპირიანი წიბოების ეფექტურობის კოეფიციენტზე. მიღებულია, რომ მშრალი წიბოების შემთხვევაში ეს გავლენა შეიმჩნევა წიბოს სიმაღლის ნახევრიდან. მოსარწყავზედაპირიან წიბოებზე წყლის ორთქლის კონდენსაციის დროს თბოცვლის კოეფიციენტის ცვლილება გავლენას ვერ ახდენს ეფექტურობის კოეფიციენტის ზრდაზე მშრალ წიბოებთან შედარებით, რაც საშუალებას იძლევა გაიზარდოს წიბოს სიმაღლე. წყლის აორთქლების შემთხვევაში, თბოცვლის მაღალი კოეფიციენტის გამო, მოსარწყავზედაპირიანი წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტი მცირდება და საჭირო ხდება ძალზე დაბალი წიბოების ან კაპილარული ზედაპირების გამოყენება.

გამოკვლეულ იქნა შემთხვევა, როცა სითხის ნაკადი მოძრაობს სწორი წიბოს ფუძის პერპენდიკულარულად. სითხის საწყისი ტემპერატურა და წიბოს ფუძის ტემპერატურა სხვადასხვაა და სითხის ტემპერატურა განსხვავდება წიბოს ზედაპირის ტემპერატურისაგან. მიღებულია ფორმულები სითხის და წიბოს ზედაპირზე ტემპერატურული ველის განსახაზღვრავად. მიღებულია აგრეთვე სწორი წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტის გამოსათვლელი ფორმულა სითხის ორგანიზებული ნაკადის სხვადასხვა მიმართულების, ხარჯისა და საწყისი პარამეტრების შემთხვევაში.

შექმნილი იქნა ოთხი ექსპერიმენტალური სტენდი და ექსპერიმენტების შედეგად მიღებული მონაცემები დატანილ იქნა თეორიულ მრუდებთან ერთად. თეორიული და ექსპერიმენტალური მონაცემების დამაკმაყოფილებელმა შეთანაწყობამ გვიჩვენა თეორიული დასკვნების სისწორე.

RESUME

To the competitor G. Burjaliani's dissertation work: "Fluid and mass exchange processes research in heat equipments rib surface"

The main objectives of development of ventilation and air conditioning equipment consist in reducing of energy consumption and steel intensity, improvement of reliability and efficiency of its operation. Solution to this difficult task is particularly important nowadays, when very expensive are the fuel and accordingly energy, as well as metalworks. Urgency of the problem is stipulated due to the fact that energy consumption by heat supplies, ventilation and air conditioning equipment is in one of first places in the power consumption fields of national economy. It is known that under normal circumstances for functioning of heat supplies, ventilation and air conditioning systems in the country is consumed approximately 35% of fuel resources. Also are high in mentioned systems consumption of metal, in many cases the high-costly non-ferrous metals. In this order it is necessary to become one of the main task at design and operation for heat supplies, ventilation and air conditioning systems the maximal possible reduction of power consumption and metal intensity of these systems.

Based on the above mentioned, the objective of work is to reveal the expediency of lot of technical proposals that is possible to reduce the heat or power consumption and metal intensity in ventilation and air conditioning systems. The basic condition of task solving is the further improvement of ventilation and air conditioning systems and equipment.

For achievement of these objectives in this work are solved the following tasks:

The development of theoretical foundations of heat equipment's ribbed surfaces thermotechnical calculation with taking into account impact of various factors on mass and heat change processes.

The theoretical formulae of dry and irrigated ribs temperature field and efficiency ratio with taking into account the changes in thermal conductivity and air temperature is obtaining.

The design formulae of straight rib efficiency coefficient calculation in the cases of organized fluid flow in different directions, consumption and initial parameters.

The development of experimental research methods and their implementation.

The scientific novelty of work:

At calculation of heat equipment rib surfaces great importance has the correct determination of heat efficiency ratio. The rib efficiency ratio generally is calculated due the obtained from rib thermal conductivity differential equation formulae, with assumption that to the rib flow air temperature is constant. Such assumption is justified at low temperature pressure and low ribs. In practice often occurs a high temperature pressure, for example, at heat exchange from furnaces gases-out. Also often occurs equipped with high-ribs heat exchanging devices. In this case it becomes necessary to take into account the change of rib flow air or heat temperature. The directions of air or fluid flows and in rib thickness of heat conductivity flows also would be considered.

In the case of fluid organized flow motion along the rib basis, will be considered and the straight rib with unlimited length on which surface the temperature

field is two-dimensional. Are generated differential equation and it is solved by variables separation method. The expression of rib surface two-dimensional field and rib effectiveness ratio with taking into account the change in air temperature is obtained. It is defined that due the rib length increasing improves its efficiency ratio. The design formulae for the irrigated surfaces heat exchanging devices temperature field of rib surfaces and their efficiency ratio as well as dry ribs classical calculation results are obtained on the basis of assumption that the heat exchanging ratio between rib surface and air is constant. In fact, in applied in heat exchanging devices of ventilation and air conditioning systems, especially in irrigated devices, the thermal conductivity is changed.

The results obtained from the task realization:

As the result of project implementation is obtained rif surfaced heat exchanging equipment efficiency ratio defined design formulae, taking into account the changes in air temperature and thermal conductivity that would be applied at these systems selection at planning, as well as at design, in order to improving their energy efficiency.

The carried our researches results give the possibility to make the following conclusions:

Are studied influence of changes in air temperature on straight rib's temperature field and its efficiency ratio with taking into account the air and heat conductivity flow directions in rib thickness. The rib temperature field and efficiency coefficient calculation formulae are obtained at mentioned flows following and reverse directions.

Is studied influence of thermal conductivity between the air and rib surface on efficiency coefficient in the case of dry, as well as irrigated rib efficiency ratio. Is obtained that this effect is observed in the case of dry rib from half-rib height. On irrigated ribs at the condensation of water vapor changes in thermal conductivity isn't infllluenced on improvement of efficiency coefficient in comparison with the dry ribs that gives the possibility increase the rib height. In the case of water evaporation due the high thermal conductivity the irrigated rib's efficiency ratio is reduced and it is necessary to apply very low rib or capillary surface.

Is studied the case when the fluid flow is moving in perpendicular to the straight rib base. The fluid initial temperature and the rib's basis temperature are different and flfluid's temperature is different from the rib surface temperature. The formulae for definition of temperature field if liquid and the rib surface temperature are obtained. Also is obtained design formula for straight rib efficiency at different, consumption and initial parameters of organized fluid flow.

Are created four experimental rigs and obtained as a result of the experiments confidential data will be plotted on theoretical curves. The satisfactory comparison of theoretical and experimental data showed the correctiveness of theoretical conclusions.

The results of the dissertation works are published in 4 scientific articles and are reported in the 3 international scientific conferences.

The total value of the work makes up to 113 pages; it includes an introduction, five chapters, conclusions and references that consist from 124 titles.

შინაარსი

შესავალი	14
თავი 1. პრობლემათა თანამედროვე მდგომარეობის ანალიზი და გამოკვლევათა ამოცანები	18
თავი 2. გაწიგნებული ზედაპირის ეფექტურობის გამოკვლევა ჰაერის ტემპერატურის ცვლილების ბათვალისწინებით	32
თავი 3 წიგოს ზედაპირსა და ჰაერს შორის თბოცვლის კოეფიციენტის გავლენა წიგოს ეფექტურობაზე	49
თავი 4. სითხის ორგანიზებული ნაკადის გავლენა მოსარწყავ, გაწიგნებულ ზედაპირიანი თბოცვლელი აპარატების ეფექტურობაზე	59
4.1 სწორი წიბოს ზედაპირის ტემპერატურული ველის და ეფექტურობის გამოკვლევა სითხის ორგანიზებული ნაკადის ფუძის პერპენდიკულარული მოძრაობის დროს	59
4.2 სწორი წიბოს ზედაპირის ტემპერატურული ველის და ეფექტურობის გამოკვლევა სითხის ორგანიზებული ნაკადის ფუძის გასწვრივად მოძრაობის დროს	68
4.3 მრგვალი წიბოს ზედაპირის ტემპერატურული ველის და ეფექტურობის გამოკვლევა სითხის ორგანიზებული ნაკადის შემთხვევაში	74
თავი 5. წიგოს ზედაპირის ტემპერატურული ველის ექსპერიმენტალური გამოკვლევა	80
5.1 ექსპერიმენტალური დანადგარის აღწერა	99
5.2 საზომი ხელსაწყოები და გაზომვის მეთოდოლოგია	99
ძირითადი დასკვნები	103
ლიტერატურა	107

ცხრილების ნუსხა

<i>ცხრილი. 1</i> k_1 –ს წიბოს სიმაღლეზე დამოკიდებულების მანქანური გამოთვლის შედეგები.....	37
<i>ცხრილი. 2</i> k_2 –ს წიბოს სიმაღლეზე დამოკიდებულების მანქანური გამოთვლის შედეგები.....	38

ნახაზების ნუსხა

ნახაზი 1 სითბოს გადაცემა გაწიბოვნებულ ზედაპირზე, სითბოსა და მასის ერთდროული ცვლის დროს.....	30
ნახაზი 2 სითბოს კონდუქციური ნაკადისა და ჰაერის ნაკადის ურთიერთსაწინააღმდეგო მიმართულების დროს პროცესის მოდელი და კოორდინატთა სისტემა.....	33
ნახაზი 3 წიბოების ეფექტურობათა საშუალო კოეფიციენტის, წიბოს სიმაღლეზე დამოკიდებულების გრაფიკი.....	40
ნახაზი 4 თბომცვლელი აპარატი “მილი მილში”.....	41
ნახაზი 5 სწორი წიბო, მუდმივი სისქით და თბოგამტარობით, რომლის სიგრძე შეუზღუდავია.....	43
ნახაზი 6 სწორი წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტის დამოკიდებულება მის სიგრძეზე წიბოს სხვადასხვა სიმაღლის დროს.....	47
ნახაზი 7 წიბოს ზედაპირზე, გრაფიკულად გამოსახული ტემპერატურული ველი.....	50
ნახაზი 8 სწორკუთხა და სამკუთხა პროფილის რადიაური წიბოების ტემპერატურათა განაწილების მრუდები ცვლადი თბოგაცემის კოეფიციენტის პირობებში.....	52
ნახაზი 9 ტენის გამოყოფის ξ კოეფიციენტის დამოკიდებულება $t_f - t_b$ სხვაობაზე.....	54
ნახაზი 10 წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტის დამოკიდებულება მის სიმაღლეზე ჰაერის სხვადასხვაგვარი თერმოდინამიკური დამუშავების დროს.....	57
ნახაზი 11 წიბოს სისქეში, სითბოს კონდუქციური ნაკადის და სითხის ნაკადის პროცესის მოდელი და კოორდინატთა სისტემა.....	60
ნახაზი 12 წიბოების ზედაპირის და სითხის ტემპერატურების განაწილების მრუდები.....	65
ნახაზი 13 სითხის ნაკადიანი წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტის დამოკიდებულება წიბოს სიმაღლეზე.....	67
ნახაზი 14 სწორი წიბო, მუდმივი სისქით და თბოგამტარობით,	

რომლის სიგრძე შეუზღუდავია.....	69
<i>ნახაზი 15</i> თბომცველი აპარატები, რომლის ცილინდრული ზედაპირები (მილები) აღჭურვილია მრგვალი წიბოებით.....	75
<i>ნახაზი 16</i> ერთგვაროვანი მასალის მრგვალი წიბო, მუდმივი სისქით.....	76
<i>ნახაზი 17</i> მრგვალი წიბოს ეფექტურობის დამოკიდებულება სიდიდეზე $m(r_2 - r_1)$ სითხის სხვადასხვა ხარჯის დროს.....	78
<i>ნახაზი 18</i> პირველი ექსპერიმენტალური სტენდის სქემა.....	81
<i>ნახაზი 19</i> ექსპერიმენტული გამოკვლევების რეზულტატები.....	83
<i>ნახაზი 20</i> მეორე ექსპერიმენტალური სტენდის სქემა.....	86
<i>ნახაზი 21</i> ექსპერიმენტალური დანადგარი.....	88
<i>ნახაზი 22</i> ექსპერიმენტალური გამოკვლევების შედეგები.....	90
<i>ნახაზი 23</i> მესამე ექსპერიმენტალური სტენდის სქემა.....	94
<i>ნახაზი 24</i> ექსპერიმენტალური გამოკვლევების შედეგები.....	95
<i>ნახაზი 25</i> მეოთხე ექსპერიმენტალური სტენდის სქემა.....	97
<i>ნახაზი 26</i> ექსპერიმენტალური გამოკვლევების შედეგები.....	98
<i>ნახაზი 27</i> თერმოწვივლების ელექტრო სქემა.....	101

მადლიერება

მადლობას ვუხდით ტექნიკის მეცნიერებათა კანდიდატს, სრულ პროფესორ ოთარ ფურცელაძეს გაწეული დახმარებისა და კონსულტაციებისათვის.

შესავალი

შენობებისა და ნაგებობების მიკროკლიმატის კონდიცირება ითვლება ერთ-ერთ ძირითად დარგად სამშენებლო მეცნიერებასა და ტექნიკაში.

მიკროკლიმატის კონდიცირების სისტემა უზრუნველყოფს შიგა კლიმატურ პირობებს. კ.კ.ს. შენობაში შეიძლება მუშაობდეს გათბობა-ვენტილაციის სისტემასთან ერთობლივად. კ.კ.ს. შენობაში ან უფრო საპასუხისმგებლო სათავსებში ქმნის აუცილებელ კლიმატურ პირობებს, წლის როგორც ცივ, ისე ცხელ პერიოდში.

ჰაერის მდგომარეობის განსაზღვრა ითვლება აუცილებელ, ხშირ შემთხვევაში გადამწყვეტ პირობად ახალი ტექნოლოგიური პროცესების განხორციელებისათვის. კვების, მსუბუქი მრეწველობის, ტყავის, ქაღალდის მრეწველობიდან აუცილებელია გამოიყოს ელექტრო მოწყობილობების წარმოება, ნახევარგამტარების, ტელერადიოსისტემის, ზუსტი მანქანათმშენებლობის, ხელოვნური მასალების წარმოება. სამედიცინო დაწესებულებებში, საჭირო ტემპერატურის და ტენიანობის მქონე სუფთა, სტერილური საჰაერო გარემოს შექმნა აუცილებელია წარმატებული მკურნალობისათვის. საჭირო ტემპერატურისა და ტენიანობის რეჟიმის შექმნას დიდი მნიშვნელობა ენიჭება მეცხოველეობისა და კულტივაციის ნაგებობებში მიმდინარე ტექნოლოგიის პროცესებში და აგრეთვე სოფლის მეურნეობის პროდუქტების გადამუშავება-შენახვაში. არსებითი მნიშვნელობა ენიჭება კ.კ.ს.-ს ელექტრო გამომთვლელი მანქანების შეუფერხებელი მუშაობისათვის, რომლის დროსაც წარმოებს გამოკვლევები ქიმიის, ფიზიკის და ბიოლოგიის სფეროში. შენობებსა და სათავსებში კულტურული და ისტორიული ფასეულობების შენახვისათვის აუცილებელია დავიცვათ განსაზღვრული კლიმატური პირობები, რომელსაც ქმნის კ.კ.ს.

ვენტილაციის და ჰაერის კონდიცირების ტექნიკის განვითარების მთავარ ამოცანას წარმოადგენს ენერჯის მოხმარების, მეტალისშემცველობის შემცირება, მათი მუშაობის საიმედოობის და ეფექტურობის ამაღლება. ამ რთული ამოცანის გადაწყვეტას

განსაკუთრებული მნიშვნელობა ენიჭება ამჟამად, როცა ძალზედ ძვირია როგორც სათბობი და შესაბამისად ენერჯია, ასევე მეტალური ნაწარმი. პრობლემის აქტუალობა განპირობებულია იმით, რომ ენერჯიის მოხმარების მხრივ თბომომარაგების, ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების ტექნიკას ერთ-ერთი პირველი ადგილი უჭირავს სახალხო მეურნეობის ენერგომომხმარებელ დარგებს შორის. ცნობილია, რომ ნორმალურ პირობებში თბომომარაგების, ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების სისტემების მუშაობისთვის იხარჯება ქვეყანაში მოპოვებული სათბობის დაახლოებით 35%. მაღალია აგრეთვე აღნიშნულ სისტემებში მეტალის, ხშირ შემთხვევაში ძვირადღირებული ფერადი ლითონების ხარჯი. ამჟამად, ჩვენთან გრძელდება გაუმართლებლად ბევრი სათბობის, ელექტროენერჯიის, მეტალის და სხვა რესურსების ხარჯვა ნაციონალური შემოსავლის ერთეულზე გაანგარიშებით. ამასთან დაკავშირებით აუცილებელია თბომომარაგების, ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების სისტემების მუშაობაზე დახარჯული ენერჯიის და მეტალის მაქსიმალურად შესაძლო შემცირება გახდეს ერთ-ერთ მთავარ ამოცანად ამ სისტემების პროექტირებისა და ექსპლუატაციის დროს. ყველა ენერგოდამზოგი ღონისძიება, რომელიც ამცირებს ენერჯიის ხარჯვას როგორც ტექნოლოგიური პროცესების შესრულებისას, ასევე საყოფაცხოვრებო-კომუნალურ მეურნეობაში და საზოგადოებრივ შენობებში, შეიძლება გაერთიანდნენ ორ ჯგუფში.

ღონისძიებათა პირველი ჯგუფი ითვალისწინებს ენერგოდამზოგ ტექნოლოგიურ პროცესებზე და მოწყობილობებზე გადასვლას; თბომომარაგების, ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების დანადგარების მარგი ქმედების კოეფიციენტის გაზრდას მათი სრულყოფის საფუძველზე; მეორადი ენერგორესურსების და ტექნოლოგიური პროცესების ენერგოშემცველი ნარჩენების გამოყენებას.

ენერგოდამზოგ ღონისძიებათა მეორე ჯგუფში შედიან გეოთერმული წყლების და მზის ენერჯიის გამოყენება სხვადასხვა დანიშნულების შენობების გათბობის, ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირებისთვის; შენობათა თბური დაცვის ოპტიმიზაცია; იზოლირებული თბოგამტარებიდან სითბოს დანაკარგების შემცირება;

გარე ჰაერის გათბობაზე სითბოს ხარჯის შემცირება; გათბობის, ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების სისტემების სრულყოფა, მათი მუშაობის დისპეჩერიზაცია და ავტომატიზაცია.

მოცემულ ნაშრომში შევეცადეთ სწორედ ამ თვალსაზრისით გამოვაგლინოთ რიგი ტექნიკური წინადადებების მიზანშეწონილობა, რომელიც საშუალებას მოგვცემს შევამციროთ თბური თუ ელექტროენერჯის, მეტალის ხარჯი ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების სისტემებში. ამ ამოცანის გადაჭრის ძირითადი პირობაა ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების სისტემების ძირითადი სითბომასათამცველი მოწყობილობების შემდგომი სრულყოფა. აუცილებელია თბომომარაგების, ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების სისტემების მუშაობაზე დახარჯული ენერჯის და მეტალის მაქსიმალურად შემცირება გახდეს ერთ-ერთ მთავარ ამოცანად ამ სისტემების პროექტირებისა და ექსპლუატაციის დროს.

გაწიბოვნებულ ზედაპირიანი თბომცველი აპარატების გაანგარიშებისას დიდი მნიშვნელობა ენიჭება წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტის სწორ განსაზღვრას. წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტი ჩვეულებრივ გამოითვლება თბოგამტარობის დიფერენციალური განტოლებიდან მიღებული ფორმულებით, დაშვებით, რომ წიბოს შემომვლელი ჰაერის ტემპერატურა მუდმივია. ასეთი დაშვება გამართლებულია მცირე ტემპერატურული დაწნევების და დაბალი წიბოების დროს. პრაქტიკაში ხშირად გვხვდება მაღალი ტემპერატურული დაწნევები, მაგალითად ღუმელებიდან გამომავალი აირებიდან სითბოს ართმევის დროს. ასევე ხშირია მაღალი წიბოებით აღჭურვილი თბომცველი აპარატები, მაგალითად ჰაერგამთბობი კონვექტორები. ასეთ შემთხვევაში საჭირო ხდება წიბოს შემომვლელი ჰაერის ტემპერატურის ცვლილების გათვალისწინება. გასათვალისწინებელია აგრეთვე ჰაერის ან სითხის ნაკადისა და წიბოს სისქეში სითბოს კონდუქციური ნაკადის ურთიერთმიმართულება.

განხილვას ექვემდებარება სწორი წიბო შეუზღუდავი სიგრძით, რომლის ზედაპირზე ტემპერატურული ველი ორგანზომილებიანია. შედგენილია დიფერენციალური განტოლება და ამოხსნილია იგი ცვლადთა განცალკევების მეთოდით. მიღებულია წიბოს ზედაპირის

ორგანზომილებიანი ველის და წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტის გამოსახულება ჰაერის ტემპერატურის ცვლილების გათვალისწინებით. დადგენილია, რომ წიბოს სიგრძის გაზრდით იზრდება მისი ეფექტურობის კოეფიციენტი. მოსარწყავზედაპირიან თბომცვლელ აპარატებში გაწიბოვებული ზედაპირის ტემპერატურული ველის და მათი ეფექტურობის კოეფიციენტის გამოსათვლელი ფორმულები, ისევე როგორც მშრალი წიბოების კლასიკური გაანგარიშების შედეგები მიღებულია დაშვების საფუძველზე, რომ ჰაერსა და წიბოს ზედაპირს შორის თბოცვლის კოეფიციენტი მუდმივია.

ერთ-ერთ მთავარ ღონისძიებად მიგვაჩნია თბომცვლელი აპარატების გაწიბოვებულ ზედაპირებზე სითხის (წყლის) ორგანიზებული ნაკადის შექმნა. აღნიშნული გამოკვლევების შედეგად მიღებული იქნა, რომ სითხის ორგანიზებული ნაკადი ზრდის წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტს, ჰაერიდან წყლის ორთქლის კონდენსაციის შემთხვევაში, ანუ ჰაერის გაცივების და გაშრობის დროს, რის გამოც შესაძლებელია გაიზარდოს წიბოს სიმაღლე. ჰაერის გათბობის და ტენიანობის პირობებში, როცა საკმაოდ მაღალია აორთქლებადი სითხიდან თბოგაცემის საერთო კოეფიციენტი, წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტი პირიქით მცირდება. ეს უკანასკნელი დასტურდება სხვა ავტორთა გამოკვლევებით [5, 6]. ამიტომ, მაღალწიბოებიანი მოსარწყავი თბომცვლელი ზედაპირები, რაც იძლევა მეტალის მნიშვნელოვან ეკონომიას, მიზანშეწონილია გამოყენებულ იქნას ჰაერის გაცივებლად და გასაშრობად. ჰაერიდან წყლის ორთქლის კონდენსაციის პირობებში.

მოსარწყავი გაწიბოვებული ზედაპირების გამოყენების ძირითად სფეროს წარმოადგენს ზედაპირული ჰაერგამცივებლები, რომელთა დანიშნულებაა ჰაერის გაცივება და გაშრობა ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების სისტემებში. ამ აპარატების კონსტრუირებისა და პროექტირებისათვის საჭიროა მთლიანად აპარატში მიმდინარე სითბოსა და მასის ცვლის პროცესების შესწავლა, ექსპერიმენტალური მონაცემების საფუძველზე სითბოსა და მასის ცვლის კოეფიციენტების დადგენა და მათი განზოგადება კრიტერიალური განტოლებების სახით.

თავი 1. პრობლემათა თანამედროვე მდგომარეობის ანალიზი და გამოკვლევათა ამოცანები.

თბომომარაგების, ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების სისტემების ერთ-ერთ მთავარ კომპონენტს წარმოადგენს თბომცველი აპარატები, რომელთაგან გამოყენების თვალსაზრისით მნიშვნელოვანია გაწიბვნილებულზედაპირიანი მშრალი ან მოსარწყავი აპარატები. ეს აპარატები გამოიყენება როგორც ჰაერის გასაცივებლად და გასაშრობად, ანუ როცა ჰაერიდან მის ზედაპირზე ხდება წყლის ორთქლის კონდენსაცია, ასევე ჰაერის გასათბობად და გასატენიანებლად, ზედაპირიდან სითხის (წყლის) აორთქლების დროს. კვლევის მიზანია, მიღებულ იქნეს აღნიშნული თბომცველი აპარატების ეფექტურობის კოეფიციენტის გამოსათვლელი ფორმულები ჰაერის ტემპერატურისა და ჰაერსა და ზედაპირს შორის თბოცვლის კოეფიციენტის ცვლილების გათვალისწინებით, რაც კლასიკურ ლიტერატურაში არ არის ცნობილი და რომელიც საშუალებას მოგვცემს დავსახოთ დონისძიებები აღნიშნული აპარატების ეფექტურობის ასამაღლებლად.

ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების სისტემების ძირითადი სითბომასათაცველი აპარატები იყოფა ორ ჯგუფად: კონტაქტური, ანუ „სველი“ ტიპის და ზედაპირული, ანუ „მშრალი“ ტიპის აპარატებად. კონტაქტურ აპარატებს მიეკუთვნებიან სარწყავი საკანი, ქაფიანი, ერლიფტური, სხვადასხვა მასალის, ფორმის და ზომის მოსარწყავსაცმებიანი აპარატები. ამ აპარატებში ჰაერის თერმოდინამიური დამუშავება ხორციელდება ჰაერისა და მეორადი გარემოს (წყალი, მარილის ხსნარი) უშუალო კონტაქტის შედეგად. მიუხედავად მათი გარკვეული უნივერსალობისა თბოტექნიკური თვალსაზრისით, ეს აპარატები ხასიათდებიან რიგი უარყოფითი თვისებებით: სითხის გასაფრქვევად საჭირო ენერჯის მნიშვნელოვანი ხარჯი, ნაკლები საექსპლუატაციო საიმედოობა მფრქვევანების მტვრით ამოვსების გამო, დიდი გაბარიტები (სარწყავი საკანი), ჰაერის მოძრაობის შეზღუდული სიჩქარე, მოცულობითი სითბოსა და მასის

ცვლის კოეფიციენტების დაბალი მნიშვნელობები, სათავსებში ბაქტერიებისა და მიკროორგანიზმების გავრცელება და სხვა.

ზედაპირულ თბომცვლელ აპარატებში ჰაერი ეხება გლუვი ან გაწიბოვებული მილების ზედაპირს, რომელთა შიგნით მიედინება წყალი, მარილის ხსნარი ან მაცივარაგენტი. ასეთი ტიპის აპარატებს მიეკუთვნებიან კალორიფერები და ზედაპირული ჰაერგამაცივებლები. მათი ძირითადი უარყოფითი თვისებებიდან აღსანიშნავია. მეტალის დიდი ხარჯი და ჰაერის თერმოდინამიური დამუშავების შეზღუდულობა, ვინაიდან ვერ ხორციელდება ჰაერის დატენიანება.

ზედაპირული თბომცვლელი აპარატების უარყოფითი თვისებები გარკვეულწილად გამოირიცხება მოსარწყავ ზედაპირულ თბომცვლელ აპარატში, რომელიც წარმოადგენს გაწიბოვებულზედაპირიან თბომცვლელ აპარატს, რომლის გარე ზედაპირზე ხდება რეცირკულირებული წყლის მიფრქვევა. ასევე ეს აპარატები გამოიყენება როგორც სამაცივრო მანქანების და თბური ტუმბოების საჰაერო კონდენსატორები. დამუშავებულია მათი გამოყენების რაციონალური სქემები ჰაერის კონდიციონირების სისტემებში [1]. ჰაერის გასაცივებლად და გასაშრობად ამ აპარატების გამოყენების საკითხები განხილულია ნაშრომში [2]. მიზანშეწონილია მოსარწყავზედაპირიანი თბომცვლელი აპარატების გამოყენება მეორადი ენერგორესურსების უტილიზაციის და ბუნებრივი ენერგორესურსების დაბალპოტენციალური წყაროების გამოყენების დანადგარებში [3] აღნიშნული აპარატების მოსარწყავ გაწიბოვებულ ზედაპირებზე მიმდინარეობს მეტად რთული თბოფიზიკური პროცესი, როდესაც ერთდროულად წარმოებს და ურთიერთდაკავშირებულია სითბოსა და მასის ცვლა, სითხის და ჰაერის ნაკადების ჰიდროდინამიკა და აეროდინამიკა, წიბოს სისქეში სითბოს გავრცელება თბოგამტარობით. ექსპერიმენტალური მონაცემების შედეგად აღრიცხულ სითბოსა და მასის ცვლის პროცესების ინტენსიფიკაციას „მშრალი“ ტიპის თბომცვლელ აპარატებთან შედარებით, მკვლევარები ხსნიან დამატებით, გაფრქვეული წყლის წვეთების მიერ შექმნილი, სითბომასათაცვლის ზედაპირით [3, 4] ამ პრობლემისადმი მიძღვნილ არც ერთი ნაშრომში არ განიხილება

გაწიბოვნებულ ზედაპირზე შექმნილი სითხის (წყლის) ნაკადის გავლენა წიბოს ტემპერატურულ ველზე და შესაბამისად წიბოს ეფექტურობაზე.

განსაკუთრებულად საჭიროდ მიგვაჩნია შეგვიერთო გაწიბოვნებული ზედაპირის ეფექტურობის კოეფიციენტზე. ცნობილია, რომ გაწიბოვნებულზედაპირიანი თბომცვლელი აპარატის მუშაობის ეფექტურობას განსაზღვრავს ე.წ. წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტი, რომელიც წარმოადგენს წიბოს ზედაპირიდან სითბოს ნაკადის $Q_{\text{წ}}$ ფარდობას იგივე ზედაპირიდან სითბოს ნაკადთან $Q_{\text{წ0}}$ როცა წიბოს ზედაპირის ტემპერატურა $T_{\text{წ}}$ ტოლია წიბოს ფუძის ტემპერატურისა $T_{\text{წ0}}$.

$$\eta_{\text{წ}} = \frac{Q_{\text{წ}}}{Q_{\text{წ0}}} \quad (1)$$

„მშრალი“ წიბოს თბოგამტარობის თეორია საკმაოდ კარგად არის დამუშავებული და გაშუქებული შრომებში [5, 6, 7]. ნაკლებადაა შესწავლილი და იწვევს აზრთა სხვადასხვაობას წიბოს მუშაობა სითბოსა და მასის ერთდროული ცვლის პირობებში, როცა წიბოს ზედაპირზე წარმოიქმნება სითხის აფსკი.

ნაშრომში [3] მოცემულია წიბოს ზედაპირზე ტემპერატურის განაწილების განმსაზღვრელი ძირითადი განტოლება შემდეგი სახით:

$$\frac{\partial}{\partial \bar{x}_1} \left(\frac{\partial i_{\text{წ}}}{\partial \bar{x}_1} \bar{f} \right) + \frac{\partial i_{\text{წ}}}{\partial \bar{x}_2} \left(\frac{\partial i_{\text{წ}}}{\partial \bar{x}_2} \bar{f} \right) = m^2_1 (i_{\text{წ}} - i), \quad (2)$$

სადაც $\bar{x}_1 = x_1 / \delta$; $\bar{x}_2 = x_2 / \delta$; $\bar{f} = f y^g / \delta^2$;

$$m_1 = \left(\frac{2\alpha c_{\text{H}}}{\lambda \delta c_{\text{წ}}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3)$$

λ -წიბოს მასალის თბოგამტარობის კოეფიციენტია ვტ/მკ $f y^g$ - წიბოს განივი კვეთის ფართობი, მოსული პერიმეტრის ერთეულზე მ²/მ;

α - თბოცვლის კოეფიციენტი ვტ/მ²გრად;

$i_{\text{წ}}$, i - ჰაერის სითბოშემცველობებია აფსკის ზედაპირზე და ჰაერის ნაკადში კჯოული/კგ. განტოლება (2-2) ანალოგიურია წიბოს

თბოგამტარობის განტოლებისა „მშრალი“ თბოცვლის პირობებში [2]. განსხვავება მხოლოდ იმაში მდგომარეობს, რომ წიბოს ტემპერატურის ფუნქციას ასრულებს ენტალპია $i_{\text{წ}}$. ამის გარდა პარამეტრული კოეფიციენტი m_1 , შეიცავს გაჯერებული ჰაერის სითბოტევადობის C_6 ფარდობას ჰაერის სითბოტევადობასთან C_3 , ეს შეფარდება „მშრალი“ თბოცვლის შემთხვევაში ტოლია ერთისა. ამის შედეგად ავტორები გეთავაზობენ ნაშრომში [5] მოყვანილი სხვადასხვა კონფიგურაციის წიბოების ეფექტურობის კოეფიციენტების დამოკიდებულებები m პარამეტრისაგან გამოყენებულ იქნეს წიბოს ეფექტურობის გამოსათვლელად ერთდროული სითბოსა და მასის ცვლის პირობებში. მხოლოდ საჭიროა პარამეტრი m_1 განისაზღვროს (2-3) ფორმულის საშუალებით. ისინი თვლიან, რომ ამ შემთხვევაში სრული სითბოს ნაკადი წიბოს გარე ზედაპირიდან (ან გარე ზედაპირისკენ) იზრდება მასათა ცვლის გამო. ამიტომ წიბოს თერმული ეფექტურობის კოეფიციენტი, რომელიც სწორკუთხა პროფილის h სიმაღლის მქონე სწორი წიბოს შემთხვევაში ტოლია:

$$\eta_{\text{წ}} = \frac{\text{thmh}}{mh}, \quad (4)$$

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda\delta}}$$

გამოდის ნაკლები, ვიდრე „მშრალი“ თბოცვლის შემთხვევაში. ფორმალურად ამას ითვალისწინებს ის გარემოება, რომ $m_1/m = (c_H/c_3)^{1/2} \geq 1$ და m -ს გაზრდით წიბოს თერმული ეფექტურობა მცირდება.

ნაშრომში [4] მოყვანილია ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების სისტემებში ჰაერის გასათბობად და გასატენიანებლად გამოყენებული მოსარწყავზედაპირიან თბომცვლელ აპარატებში მიმდინარე სითბოსა და მასის ცვლის პროცესების თეორიული და ექსპერიმენტალური გამოკვლევების შედეგები. შემოთავაზებულია მოსარწყავზედაპირიანი თბომცვლელი აპარატების გაანგარიშების სამი მოდელი: აფსკურ - წვეთოვანი, აფსკური და გამარტივებული აფსკურ -

წვეთოვანი. აფსკურ - წვეთოვან მოდელში გათვალისწინებულია, რომ მომრწვეელი სითხე წიბოთა შორის სივრცეში მოძრაობს როგორც აფსკის სახით, რომლითაც დაფარულია თბომცველი ზედაპირი, ასევე წვეთების სახით, რომელთა მოძრაობა ემთხვევა დასამუშავებული ჰაერის მოძრაობის მიმართულებას. მოდელის ღირსებას წარმოადგენს მოსარწყავზედაპირიან თბომცველ აპარატში მიმდინარე პროცესების საკმაოდ სრული ასახვა. ამასთან, აღნიშნული მოდელის პრაქტიკული რეალიზაცია აწვდება რიგ წინააღმდეგობებს, რომლებიც დაკავშირებულია აფსკის და წვეთების სახით მოძრავი სითხის ხარჯების ცალ - ცალკე განსაზღვრის აუცილებლობასთან.

აღნიშნული სირთულის გათვალისწინებით განხილულია აგრეთვე თბომცველი აპარატის გამარტივებული ფიზიკური მოდელი-აფსკური, სადაც ნავარაუდევია, რომ მთელი სითხე აპარატში მოძრაობს აფსკის სახით. ასეთი გამარტივების შედეგად არ განიხილება სითბოსა და მასის ცვლის პროცესი წვეთებსა და ჰაერს შორის; მაგრამ აფსკური მოდელით გაანგარიშებული მომრწვეელი სითხის საბოლოო ტემპერატურა გამოდის უფრო მაღალი ვიდრე ექსპერიმენტალურადაა მიღებული. ამასთან დაკავშირებით შემოთავაზებულია შუალედური, გამარტივებული აფსკურ-წვეთოვანი მოდელი, სადაც როგორც პირველ მოდელში ჩათვლილია, რომ აპარატის ზედაპირზე აფსკის სახით მოძრაობს მომრწვეელი სითხის მხოლოდ ნაწილი. შესაძლებლადაა მიჩნეული ჰაერისა და აფსკის პარამეტრების გაანგარიშება აფსკური მოდელის განტოლებათა საშუალებით, რომლებშიც მომრწვეელი სითხის საერთო ხარჯი შეცვლილია სითხის ხარჯით აფსკში.

თითოეული განხილული მოდელისათვის ნაშრომში მიღებულია დიფერენციალურ განტოლებათა სისტემა, რომელთა დახმარებით და ეგმ-ს გამოყენებით ექსპერიმენტალური გამოკვლევების საფუძველზე გამოთვლილ იქნა სითბოსა და მასის ცვლის კოეფიციენტები ფირფიტოვანი და სპირალური გაწიბოვნების მქონე მილების ორ და სამ რიგიანი მოსარწყავზედაპირიანი თბომცველი აპარატებისთვის.

წყლის აფსკით დაფარული წიბოს თერმიული ეფექტურობის კოეფიციენტის გამოსათვლელად მიღებულია ფორმულა:

$$\eta_{\text{წ}} = \frac{\text{th}\left(h\sqrt{\frac{2K_H}{\lambda\delta}}\right)}{h\sqrt{\frac{2K_H}{\lambda\delta}}} \quad (5)$$

სადაც K_H - წიბოს ზედაპირსა და ჰაერს შორის სითბომასათაცვლის კოეფიციენტი, რომელიც განისაზღვრება ექსპერიმენტალურად მიღებული შემდეგი კრიტერიალური განტოლების საშუალებით:

$$K_{iH} = cRe^n \mu^m \quad (6)$$

სადაც კირპიჩოვის მოდიფიცირებული კრიტერიუმი

$$K_{iH} = \frac{K_H D_{\text{ჰჰ}}}{\lambda_{\text{ჰ}}};$$

$$\text{რეინოლდსის კრიტერიუმი } Re = \frac{W_{\text{ჰ}} D_{\text{ჰჰ}}}{\nu_{\text{ჰ}}};$$

$$\text{მორწყვის კოეფიციენტი } \mu = \frac{G_{\text{ს}}}{G_{\text{ჰ}}};$$

$D_{\text{ჰჰ}}$ - ექვივალენტი დიამეტრია, ტოლი წიბოებს შორის მანძილისა მ; $\lambda_{\text{ჰ}}$, $\nu_{\text{ჰ}}$ - ჰაერის თბოგამტარობის და სიბლანტის კინემატიკური კოეფიციენტებია, შესაბამისად ვატი/მK და მ²/სეკ; $W_{\text{ჰ}}$ -ჰაერის მოძრაობის სიჩქარეა, მ/სეკ; $G_{\text{ს}}$, $G_{\text{ჰ}}$ -მომრწყველი სითხისა და ჰაერის ხარჯებია, კგ/სთ; c , n , m - ექსპერიმენტალურად მიღებული ემპირიული კოეფიციენტებია, ფირფიტოვანი წიბოებისთვის $c = 0.567$, $n = 0.648$, $m = 0.44$.

ყველა ზემოთგანხილულ ნაშრომში დაშვებულია, რომ გაწიბოვნებული ზედაპირების შემომვლელი ჰაერის ტემპერატურა მუდმივია და არ არის შესწავლილი მისი ცვლილების გავლენა როგორც წიბოს ტემპერატურულ ველში, ასევე მისი ეფექტურობის კოეფიციენტზე. ასევე არ არის საფუძვლიანად შესწავლილი წიბოს ზედაპირსა და ჰაერს შორის თბოცვლის კოეფიციენტის გავლენა მის

ეფექტურობაზე. ამიტომ წინამდებარე ნაშრომში მიზნად დავისახეთ ამ ხარვეზის აღმოფხვრა.

ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების ტექნიკის სფეროში ენერგეტიკული და სათბობი და რესურსების გამოყენების ეფექტურობის ამაღლების, კაპიტალური და ექსპლუატაციური დანახარჯების შემცირების ერთ-ერთ შესაძლო გზას წარმოადგენს ჰაერის თერმოდინამიური დამუშავებისთვის მოსარწყავზედაპირიანი თბომცვლელი აპარატების გამოყენება.

ზედაპირული თბომცვლელი აპარატები მორწყვის გარეშე მუშაობენ: ჰაერის „მშრალად“ გათბობის ან გაცივების რეჟიმში, რაც დამახასიათებელია სავენტილაციო გამთბობ - მიმწოდებელი საკნებისთვის, ადგილობრივი და ზონალური ჰაერგამაცივებლებისთვის, ფანჯრისქვეშა ვენტილატორული და ექვციური დამყვანებისთვის; ჰაერის ერთდროული გაცივების და გაშრობის რეჟიმში, რაც ჩვეულებრივ ხორციელდება ავტონომიურ, ადგილობრივ და ცენტრალურ კონდიციონერებში; ჰაერის ღრმად გაცივების და გაშრობის რეჟიმში (თრთვილის გამოყოფით), როცა ჰაერგამაცივებლის მილებში მიედინება მარილის ხსნარი ან მაცივარ აგენტი.

ჰაერის და სიცივის მატარებლის მდგომარეობის და რაოდენობის გარკვეული შეთავსების შემთხვევაში შესაძლებელია, რომ ჰაერგამაცივებლის წინა ნაწილში განხორციელდეს ჰაერის მიერ მხოლოდ აშკარა სითბოს გაცემა, ხოლო უკანა ნაწილში კი ერთდროულად სითბოს და მასის გაცემა. მის გარდა, ზედაპირულ ჰაერგამაცივებელში გამორიცხულია ჰაერის დატენიანების შესაძლებლობა. ესენი და სხვა უარყოფითი მოვლენები გამოირიცხება, თუ მოვაწყოთ მოსარწყავ ზედაპირულ თბომცვლელ აპარატს, რომელიც წარმოადგენს გაწიბოვებულზედაპირიანი თბომცვლელი აპარატის და დამოკლებული სარწყავი საკნის კომბინაციას, სადაც ხდება გაწიბოვებულ ზედაპირზე რეცირკულირებული წყლის მიფრქვევა.

გაწიბოვებული ზედაპირების შედარებით მცირე რაოდენობის რეცირკულირებული წყლით მორწყვით ხორციელდება ჰაერისა და თბომცვლელი ზედაპირის მტვრისგან გაწმენდა, ჰაერიდან

არასასიამოვნო სუნის მოცილება და სითბოსა და მასის ცვლის პროცესების ინტენსიფიკაცია. ამის გარდა ზედაპირის მორწყვით შესაძლებელია სათავსში ჰაერის ფარდობითი ტენიანობის რეგულირება, მაგალითად ნამის წერტილის მეთოდით. ზედაპირული თბომცვლელი აპარატების მორწყვა საშუალებას იძლევა განხორციელდეს ჰაერის დამუშავების ყველა პროცესი, რომლებიც მიმდინარეობს სარწყავ საკანში, რის გამოც მოსარწყავი ზედაპირული თბომცვლელი აპარატი, როგორც სარწყავი საკანი, თბოტექნიკური თვალსაზრისით უნივერსალურია. ამასთან, მას არ ახასიათებს სარწყავი საკნის უარყოფითი თვისებები: მფრქვევანების დამტვერიანება, დიდი გაბარიტები, მოცულობითი სითბოსა და მასის ცვლის კოეფიციენტების დაბალი მნიშვნელობები, სათავსებში ბაქტერიებისა და მიკროორგანიზმების გავრცელება და სხვა.

კონვექციური სითბოს მასის ცვლა, რომელიც მიმდინარეობს მოსარწყავ ზედაპირულ თბომცვლელ აპარატებში ჰაერიდან წყლის ორთქლის კონდენსაციის ან წყლის აორთქლების შემთხვევაში წარმოადგენს რთულ ფიზიკურ პროცესს, ვინაიდან ერთდროულად ხორციელდება სითბოს ნივთიერებების მასის და იმპულსის გადაცემა. ამ მოვლენის შესწავლას აქვს როგორც თეორიული, ისე პრაქტიკული მნიშვნელობა რიგი ტექნიკური პრობლემების გადასწვევად ამ ტიპის აპარატების კონსტრუირების და გაანგარიშებისას.

ჰაერის კონდიცირების, ვენტილაციის და სამაცივრო ტექნიკის სისტემებში გამოყენებულ მოსარწყავზედაპირიან თბომცვლელ აპარატებში მიმდინარე სითბოსა და მასის ცვლის პროცესების გამოკვლევა მოცემულია ე.ე. კარპისის [45], ლ.მ. ზესმანოვიჩის [17;113], ა.ა. გოგოლინის [46], [48], ო.ი. კოკორინის [54], მ.ბ. რაიაკის [55], [50], გ.ს. კულიკოვის [52], ბ.ი. ბიალის [49] და სხვათა შრომებში.

აღნიშნულ ნაშრომთა ანალიზი უფლებას გვაძლევს დავასკვნათ, რომ ისინი ძირითადად ექსპერიმენტალური ხასიათისაა, ხოლო თეორიული გამოკვლევები მიძღვნილია ცალკეული კერძო ამოცანების ამოხსნისადმი. მათ მიერ ჩატარებული გამოკვლევების შედეგად მიღებული დამოკიდებულებათა კერძო ხასიათი გამომდინარეობს არა მხოლოდ სხვადასხვა გაწიბოვნების ტიპის და თბომცვლელი

აპარატების მილთა რიგის რიცხვით, მორწყვის მეთოდით და მომრწყველი სითხის სახით, სითბოსა და მასის ცვლის პროცესის ხასიათით და ჰაერის თერმოდინამიური დამუშავების რეჟიმით, არამედ ექსპერიმენტალური შედეგების ინტეგრაციების სახით განზოგადების წესით, რომელიც არ ითვალისწინებს სითბოსა და მასის ცვლის ცალკეული ეტაპების ურთიერთ კავშირის თავისებურებებს.

მოსარწყავზედაპირიან თბომცვლელ აპარატებში მიმდინარე სითბოსა და მასის ცვლის პროცესების ექსპერიმენტალური გამოკვლევების შედეგების განზოგადება ჩვეულებრივ ხდებოდა „მშრალი“ ტიპის ზედაპირული თბომცვლელი აპარატის ანალოგიურად, ჰაერსა და მილების შიგნით მოძრავ სითხეს შორის სითბოს გადაცემის კოეფიციენტის საშუალებით [11, 48, 49, 56]. მიმდინარე პროცესების ასეთი გამარტივების შედეგად მარტივი და მოსახერხებელი ხდება თბური დატვირთვების გაანგარიშება; მაგრამ შეუძლებლად გვესახება მოსარწყავზედაპირიანი თბომცვლელი აპარატების კონსტრუქციის სრულყოფის მიმართულების შერჩევა, მათი მუშაობის რეჟიმის ფართო დიაპაზონში ოპტიმიზირება სითბოს გადაცემის პირობითი კოეფიციენტების საფუძველზე. ამისათვის საჭიროა სითბოსა და მასის ცვლის პროცესების უფრო დეტალურად, დიფერენცირებულად შესწავლა გარემოთა შორის სითბოს და მასის გადატანის ეტაპების განმსაზღვრელი შემდეგი მახასიათებლების გათვალისწინებით: სითხიდან მილის შიგა ზედაპირზე თბოგაცემის კოეფიციენტი; α_6 ; მილის ერთი ან მრავალშრიანი კონსტრუქციის თერმული წინაღობა R_{τ} ; მილის გარე გაწიბოვნებული ზედაპირის ეფექტურობის კოეფიციენტი α_7 ; გაწიბოვნებული ზედაპირიდან მომრწყველ სითხეზე თბოგაცემის კოეფიციენტი α_8 ; სითხესა და ჰაერს შორის თბოცვლის კოეფიციენტი α_9 .

სითბოს გადაცემის თეორიიდან ცნობილი დამოკიდებულებების საშუალებით პრაქტიკისათვის დამაკმაყოფილებელი სიზუსტით შესაძლებელია განისაზღვროს მხოლოდ კოეფიციენტები α_6 ერთფაზიანი სითხის მოძრაობის სხვადასხვა რეჟიმში და მილის

ერთშრიანი კედლის თერმული წინაღობა. α_{φ} , α_3 , და z_{φ} კოეფიციენტების მნიშვნელობათა განსაზღვრა გაძნელებულია მომრწყველი სითხის არასტაბილური ნაკადისა და გამყოფი ზედაპირების ცვლადი სტრუქტურის პირობებში სითბოსა და მასის ცვლის ჰიდროდინამიური პროცესების სირთულის გამო. ამ პირობებისთვის რეკომენდირებულია გამოყენებულ იქნეს თბომცვლელი აპარატები გლუვი მილებით ან მილები ხრახნილი ნაჭდევით, რომელთა გაწიბოვნების კოეფიციენტი ≤ 2 .

განხილულ და ყველა სხვა ნაშრომში, რომლებშიც შეისწავლება სითბოსა და მასის ცვლის პროცესები მოსარწყავზედაპირიან თბომცვლელ აპარატებში, პროცესების სრული მათემატიკური მოდელის შემუშავებისა და პრაქტიკულად გამოყენების სირთულის გამო, დაშვებულია მნიშვნელოვანი გამარტივება მომრწყველი სითხის პარამეტრების ერთგვაროვნების შესახებ. ნაგარაუდევია, რომ მომრწყველი სითხის ტემპერატურა ჰაერ-სითხის მთელ გამყოფ ზედაპირზე მუდმივია. ეს წინაპირობა საკმაოდ ეფექტურად გამოიყენება ისეთი ინტენსიფიცირებული კონტაქტური აპარატების გაანგარიშებისას, როგორცაა ერლიფტური, ბარბოტაჟული, ძაფიანი და სხვა მადულარი შრის მქონე აპარატები [60, 61]. გარკვეულწილად გამართლებულია აგრეთვე ასეთი დაშვება ზედაპირულ თბომცვლელ აპარატებში, როცა ზედაპირზე მისხურებული წყლის ჭავლის მიმართულება პერპენდიკულარულია წყლის აფსკის მოძრაობის მიმართულებისა, მაგრამ სრულიად გაუმართლებელია, როცა ეს მიმართულებები ერთმანეთს ემთხვევა. უკანასკნელ შემთხვევაში მორწყული წყლის ტემპერატურა, აპარატის სიმაღლის მიმართულებით მნიშვნელოვნად შეიცვლება.

აღნიშნული პრობლემებისადმი მიძღვნილ შრომებში წიბოს ეფექტურობის შემცირების მიზეზად მოყვანილია ფაზური გარდაქმნების პირობებში გაწიბოვნებული ზედაპირიდან თბოცვლის საერთო კოეფიციენტის გაზრდა. „მშრალი“ თბოცვლის პირობებში თბოგაცემის კოეფიციენტის გაზრდა ნამდვილად იწვევს წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტის შემცირებას, რაც აშკარად გამომდინარეობს ამ კოეფიციენტის გამომთვლელი ფორმულიდან, მაგრამ

მოსარწყავზედაპირიან თბომცვლელ აპარატებში წიბოს ზედაპირზე იქმნება სითხის (წყლის) ნაკადი, რომელიც მოქმედებს წიბოს ზედაპირზე ტემპერატურის განაწილების ხასიათზე და შესაბამისად წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტზე. ეს საკითხი არცერთ ნაშრომში არ არის განხილული.

ამასთან დაკავშირებით, ჰაერსა და მოსარწყავ გაწიბოვებულ ზედაპირს შორის სითბოსა და მასის ცვლის მექანიზმის შესწავლის მიზნით, საჭიროა გამოკვლეული იქნეს წიბოს ზედაპირზე ტემპერატურის განაწილება და მისგან გამომდინარე წიბოს ეფექტურობა მომრწყველი სითხის ორგანიზებული ნაკადის სხვადასხვა მიმართულების, ხარჯის და საწყისი პარამეტრების პირობებში.

ჰაერის კონდიციონირების დანადგარების აპარატებში ჰაერის თბოტენიანობის დამუშავების პროცესების განხილვა მნიშვნელოვან სირთულეს აწვდობს, რაც მოითხოვს პროცესის სურათის აღწერის გამარტივებას და ხშირად შემოიფარგლება მხოლოდ ექსპერიმენტალური შედეგებით. ექსპერიმენტალური შედეგები მიღებულია სხვადასხვა აპარატებისათვის, რომლებშიც ჰაერის დამუშავება ხდება ცხელი ან ცივი წყლის მეორე ზედაპირთან კონტაქტის საშუალებით. ერთ აპარატში ჰაერი გადის უძრავ ან მოძრავ შეწიბოებულ ზედაპირში, მეორეში მოსარწყავ სივრცეში, მესამედ წყალი ჩაედინება აფსკის გადამტან ზედაპირზე, წარმოქმნის ტალღოვან ან გლუვ ზედაპირს. მიმოცვლითი გარემოს ნაკადის მიმართულება და მათ შორის ხანგრძლივობა შეიძლება იყოს სხვადასხვანაირი.

ჰ.კ.ს. მრავალ აპარატში პროცესების გადატანა ხორციელდება ჰაერსა და სველ ზედაპირს შორის. ასეთი აპარატები მუშაობენ ლიუისის თანაფარდობასთან მიახლოებულ შესრულებულ პირობებში. განხილულ შემთხვევაში ცხელი სითბოსა და ტენის გადატანის განტოლებები (ფარული სითბოს გადატანა) შეიძლება შეიცვალოს ენტალპიის გადატანის ერთ განტოლებად (სრული სითბოს გადატანა)

$$\frac{1}{\omega} \frac{\partial I}{\partial T} + \frac{\partial I}{\partial x} = \frac{\alpha_t F_{YD}}{\omega f c_3} (1_{\text{ზელ}} - 1) \quad (7)$$

განვიხილოთ ჰაერთხევადი თბომცვლელის ელემენტი დადგენილი რეჟიმის პირობებში სითბოსა და მასათა ცვლის ერთობლივ გადამკვეთ პროცესებში, როცა თბომცვლელის ზედაპირზე ჰაერის მხრიდან წარმოიქმნება კონდენსატის აფსკი (ნახ. 1) თბური ნაკადის განმსაზღვრელი განტოლება განისაზღვრება:

სითხის კედლის შიგა ზედაპირიდან.

$$\theta = \alpha_{\omega} (t_{\text{ზედ1}} - t_{\omega}) F \quad \text{კედლის გარე ზედაპირიდან} \quad \theta = \frac{\lambda_{CT}}{\delta_{CT}} (t_{\text{ზედ2}} - t_{\text{ზედ1}}) F$$

$$\text{აფსკის გარე ზედაპირიდან} \quad \theta = \frac{\lambda_{III}}{\delta_{III}} (t_{\text{ზედ3}} - t_{\text{ზედ2}}) F$$

ჰაერიდან აფსკის ზედაპირისკენ (მერკელის განტოლება)

$$\theta = \frac{\alpha_{\text{ჰ}}}{C_{\text{ჰ}}} (I_{\text{ჰ}} - I_{\text{ზედ3}}) F.$$

გამოვიყენეთ ნაჯერი ჰაერის ენტალპიის წრფივი აპროქსიმაცია და მივიღეთ განტოლება:

$$\theta = \frac{\alpha_{\text{ჰ}} C_{\text{ნაჯ}}}{C_{\text{ჰ}}} \left(\frac{IB}{C_{\text{ნაჯ}}} - \frac{A}{C_{\text{ნაჯ}}} - t_{\text{ზედ3}} \right) F$$

განტოლების გარდაქმნით მივიღებთ:

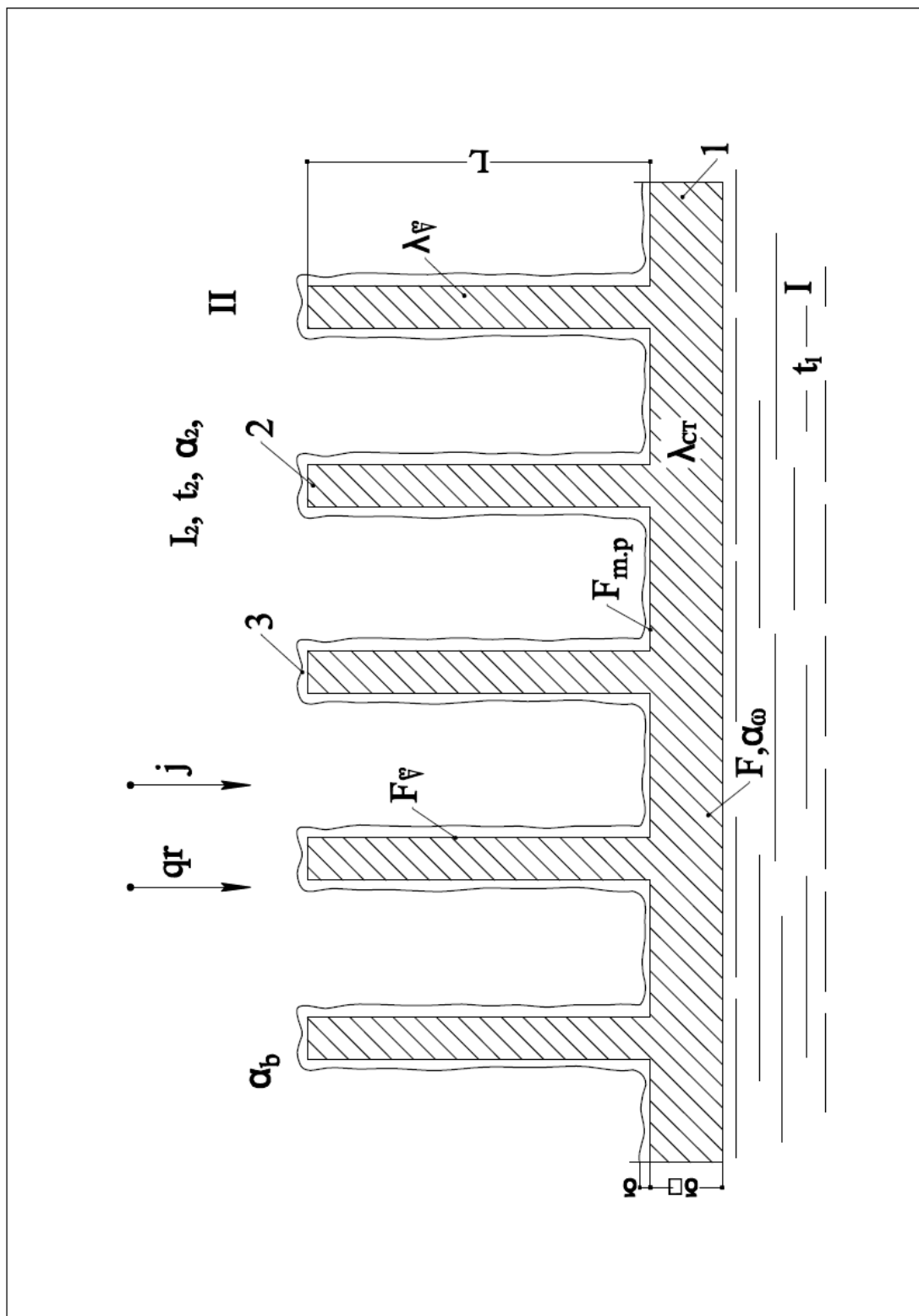
$$\theta = \frac{1}{1/\alpha_{\omega} + \delta_{CT}/\lambda_{CT} + \delta_{III}/\lambda_{III} + C_{\text{ჰ}}/\alpha_{\text{ჰ}} C_{\text{ნაჯ}}} \left(\frac{I_{\text{ჰ}} A}{C_{\text{ნაჯ}}} - t_{\omega} \right) F \quad (8)$$

განტოლებაში პირველი ფაქტორი წარმოადგენს სრული სითბოს გადაცემის კოეფიციენტს ცხადი და ფარული სითბოს ერთდროული გადატანის გათვალისწინებით.

$$K = \frac{1}{1/\alpha_{\omega} + \delta_{CT}/\lambda_{CT} + \delta_{III}/\lambda_{III} + C_{\text{ჰ}}/\alpha_{\text{ჰ}} C_{\text{ნაჯ}}} \left\{ I_{\omega} = C_{\text{ნაჯ}} t_{\omega} + A \right.$$

განტოლებიდან მივიღებთ:

$$\theta = K_1 F (I_{\text{ჰ}} - I_{\omega}) C_{\text{ნაჯ}} \quad (9)$$



ნახ. 1 სიბოლს გადაცემა გაწიბოვნებულ ზედაპირზე, სიბოლსა და მასის ერთდროული ცვლის დროს

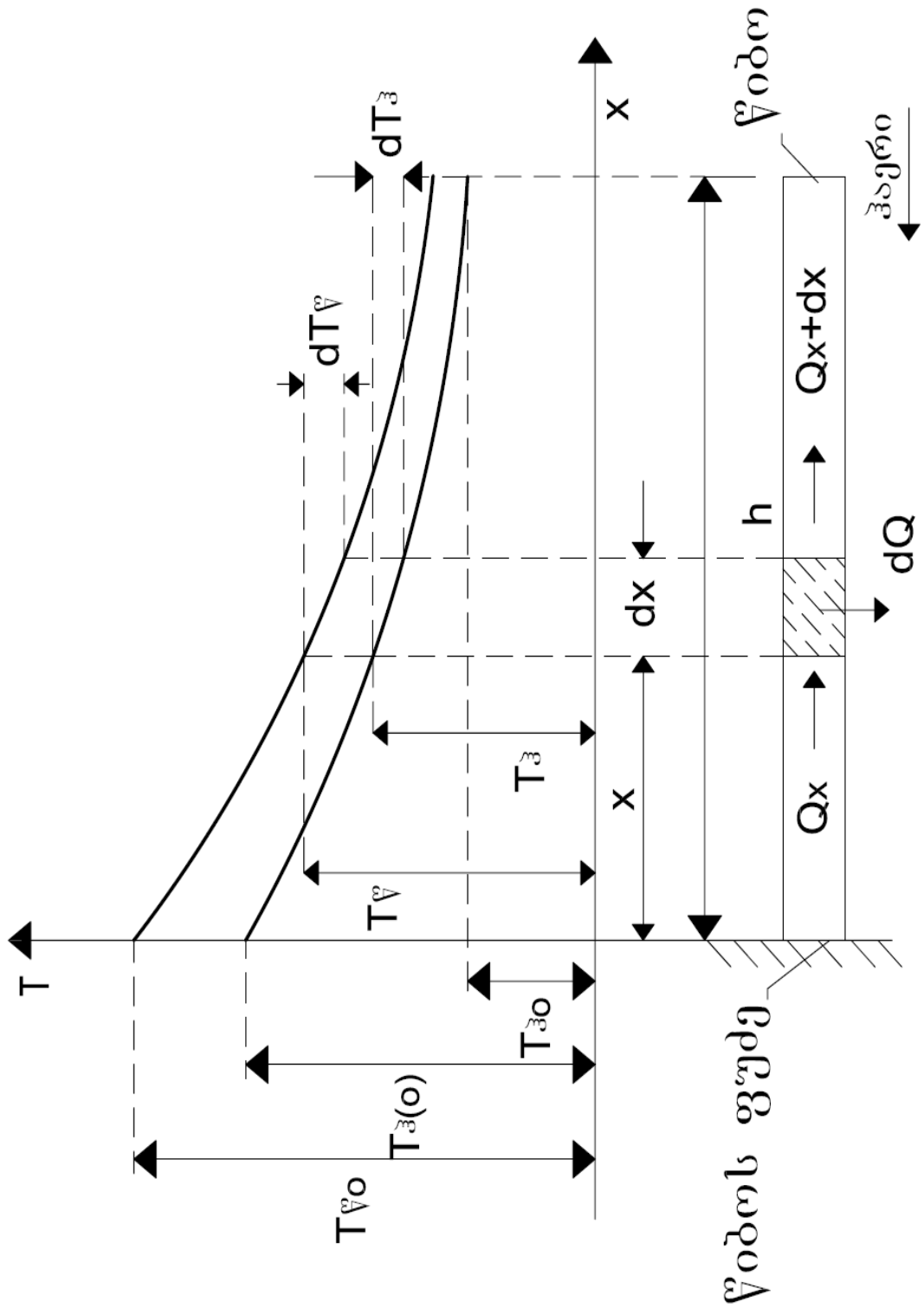
მშრალი თბოცვლის პირობებისათვის $C_{\text{ნაწ}} - C_{\text{კ}}$, $K_1 = K$ და
განტოლება მიიღებს სახეს: $q = K(t_1 - t_2)$.

**თავი 2. გაწიბოვნებული ზედაპირის ეფექტურობის
ბამოკვლევა ჰაერის ტემპერატურის ცვლილების
ბათვალისწინებით.**

გაწიბოვნებული ზედაპირების გაანგარიშება ჩვეულებრივ ტარდება თბოგამტარობის დიფერენციალური განტოლებიდან მიღებული ფორმულებით იმ დაშვებით, რომ წიბოს შემომვლელი ჰაერის ტემპერატურა მუდმივია [2, 3]. ასეთი დაშვება გამართლებულია მცირე ტემპერატურული დაწნევების და დაბალი წიბოების დროს. მაგრამ, ზოგიერთ შემთხვევაში, ტემპერატურული დაწნევები შეიძლება იყოს ძალზე მნიშვნელოვანი, მაგალითად, ღუმელებიდან გამომავალი აირებიდან სითბოს ართმევის დროს. ასევე ხშირად გვხვდება მაღალი წიბოებით აღჭურვილი თბომცველი აპარატები, მაგალითად ჰაერგამთბობი კონვექტორები. ასეთ შემთხვევებში საჭირო ხდება წიბოს შემომვლელი ჰაერის ტემპერატურის ცვლილების გათვალისწინება.

თავიდან განვიხილოთ შემთხვევა, როცა ჰაერის ნაკადი მოძრაობს სწორი წიბოს ფუძის პერპენდიკულარულად. ისევე როგორც სითხის ნაკადიანი ზედაპირის შემთხვევაში, საჭირო ხდება წიბოს სისქეში სითბოს კონდუქციური ნაკადისა და ჰაერის ნაკადის ურთიერთმიმართულებათა გათვალისწინება.

აღნიშნულ ნაკადთა ურთიერთსაწინააღმდეგო მიმართულების დროს პროცესის მოდელი და კოორდინატთა სისტემა მოცემულია ნახაზზე 2. განიხილება სწორი წიბო მუდმივი სისქით δ კვეთის ფართობით f კვეთის პერიმეტრით u , სიმაღლით h . წიბოს თბოგამტარობის კოეფიციენტი λ , ჰაერსა და ზედაპირს შორის თბოცვლის კოეფიციენტი α ჰაერის ხარჯი G და სითბოტევადობა $c_{\text{წიბო}}$ - მუდმივია. წიბოს ზედაპირის ტემპერატურა $T_{\text{წიბო}}$ და ჰაერის ტემპერატურა $T_{\text{ჰაერ}}$ იცვლება მხოლოდ წიბოს სიმაღლის მიმართულებით. წიბოს ფუძეზე ზედაპირის ტემპერატურა აღინიშნება $T_{\text{წიბო,ფ}}$, ჰაერის ტემპერატურა წიბოს ფუძესთან- $T_{\text{ჰაერ,ფ}}$, წიბოდან მოშორებული ჰაერის ტემპერატურა - $T_{\text{ჰაერ,დ}}$.



ნახ. 2 სითბოს კონდუქციური ნაკადისა და პაერის ნაკადის ურთიერთსაწინააღმდეგო მიმართულების დროს პროცესის მოდელი და კოორდინატთა სისტემა

სითბოს ბალანსის დიფერენციალური განტოლება dx ელემენტარული ზედაპირისთვის იქნება:

$$\lambda f \frac{d^2 T_p}{dx^2} = \alpha u (T_{\text{წ}} + T_{\text{კ}}) dx$$

$$\text{ან } \frac{d^2 T_p}{dx^2} = m^2 (T_{\text{წ}} - T_{\text{კ}}) \quad (10)$$

$$\text{სადაც } m = \left(\frac{\alpha u}{\lambda f} \right)^{\frac{1}{2}}$$

იმ შემთხვევაში, როცა ჰაერის ტემპერატურა მუდმივია, ამ განტოლების ამოხსნას აქვს სახე [3]

$$T_{\text{წ}} - T_{\text{კ}} = [T_{\text{წ}0} - T_{\text{კ}(0)}] e^{-mx}$$

ვუშვებთ, რომ ჰაერის ტემპერატურის ცვლილებისას ტემპერატურათა სხვაობა $T_{\text{წ}} - T_{\text{კ}}$ ასევე შეიცვლება ექსპონენციალური კანონით, მივიღებთ:

$$T_{\text{წ}} - T_{\text{კ}} = [T_{\text{წ}0} - T_{\text{კ}(0)}] e^{-k_1 x} \quad (11)$$

მაშინ (10) მიიღებს სახეს:

$$\frac{d^2 T_{\text{წ}}}{dx^2} = m^2 [T_{\text{წ}0} - T_{\text{კ}(0)}] e^{-k_1 x} \quad (12)$$

ხარჯის განტოლების საშუალებით, ზედაპირის dx ელემენტისთვის ჩაიწერება:

$$\alpha u (T_{\text{წ}} - T_{\text{კ}}) dx = -C_{\text{წკ}} G dT_{\text{წ}}$$

$$\text{ახ} \quad dT_{\text{ჰ}} = -a \left[T_{\text{წო}} - T_{\text{ჰ}(0)} \right] e^{-k_1 x} dx \quad (13)$$

$$\text{სადაც } a = \frac{\alpha u}{C_{\text{წჰ}} G}$$

მისი ინტეგრირებით მივიღებთ:

$$T_{\text{ჰ}} = \frac{a}{K_1} \left[T_{\text{წო}} - T_{\text{ჰ}(0)} \right] e^{-k_1 x} + C \quad (14)$$

ინტეგრირების მუდმივას ვსაზღვრავთ სასაზღვრო პირობიდან, როცა $x=h$, $T_{\text{ჰ}} = T_{\text{ჰ0}}$ და $C = T_{\text{ჰ0}} - \frac{a}{k_1} \left[T_{\text{წო}} - T_{\text{ჰ}(0)} \right] e^{-k_1 h}$,

რომლის ჩასმით (14) - ში გვექნება:

$$T_{\text{ჰ}} = T_{\text{ჰ0}} + \frac{a}{k_1} \left[T_{\text{წო}} - T_{\text{ჰ}(0)} \right] \left(e^{-k_1 x} - e^{-k_1 h} \right) \quad (15)$$

ტემპერატურა $T_{\text{ჰ}(0)}$ მიიღება მეორე სასაზღვრო პირობიდან როცა $x=0$, $T_{\text{ჰ}} = T_{\text{ჰ}(0)}$ და

$$T_{\text{ჰ}(0)} = T_{\text{ჰ0}} \frac{k_1}{k_1 + a \left(1 - e^{-k_1 h} \right)} + T_{\text{წო}} \frac{a \left(1 - e^{-k_1 h} \right)}{k_1 + a \left(1 - e^{-k_1 h} \right)} \quad (16)$$

საბოლოოდ მივიღებთ ჰაერის ტემპერატურის ცვლილების გამოსახულებას:

$$T_{\text{ჰ}} = T_{\text{ჰ0}} + \left(T_{\text{წო}} - T_{\text{ჰ0}} \right) \frac{a \left(e^{-k_1 x} - e^{-k_1 h} \right)}{K_1 + a \left(1 - e^{-k_1 h} \right)} \quad (17)$$

ან უგანზომილებო სახით:

$$\theta_{\text{ჰ}} = \frac{T_{\text{ჰ}} - T_{\text{ჰ0}}}{T_{\text{წ0}} - T_{\text{ჰ0}}} = \frac{a \left(e^{-k_1 x} - e^{-k_1 h} \right)}{k_1 + a \left(1 - e^{-k_1 h} \right)} \quad (18)$$

წიბოს ზედაპირის ტემპერატურის ცვლილება გამოისახება შემდეგი ფორმულით:

$$T_{\text{წ}} = T_{\text{ჰ0}} + \left(T_{\text{წ0}} - T_{\text{ჰ0}} \right) \frac{a \left(e^{-k_1 x} - e^{-k_1 h} \right) + k_1 e^{-k_1 x}}{k_1 + a \left(1 - e^{-k_1 h} \right)} \quad (19)$$

ან უგანზომილებო სახით:

$$\theta_{\text{წ}} = \frac{T_{\text{წ}} - T_{\text{ჰ0}}}{T_{\text{წ0}} - T_{\text{ჰ0}}} = \frac{a \left(e^{-k_1 x} - e^{-k_1 h} \right) + k_1 e^{-k_1 x}}{k_1 + a \left(1 - e^{-k_1 h} \right)} \quad (20)$$

წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტი იქნება:

$$\eta_1 = \frac{1}{h} \int_0^h \theta_{\text{წ}} dx = \frac{\left(a + k_1 \right) \left(1 - e^{-k_1 h} \right) - a k_1 h e^{-k_1 h}}{k_1 h \left[k_1 + a \left(1 - e^{-k_1 h} \right) \right]} \quad (21)$$

უცნობი სიდიდის k_1 - ს საპოვნელად (12) - ს თანამიმდევრული ინტეგრირებით განვსაზღვრავთ

$$T_{\text{ჰ}} = T_{\text{წ0}} + \left[T_{\text{წ0}} - T_{\text{ჰ0}} \right] \left[\frac{m^2}{k_1^2} e^{-k_1 x} + \frac{m^2}{k_1} e^{-k_1 h} x - \frac{m^2}{k_1^2} e^{-k_1 x} \right]$$

და შევიტანო მას (13) - ში. მიღებული განტოლების ორივე ნაწილის ინტეგრირებით:

$$\int_0^h dT_3 = -\int_0^h a [T_{\text{წ0}} - T_{3(\infty)}] e^{-k_1 x} dx$$

მივიღებთ შემდეგ გამოსახულებას:

$$k_1^2 l + a k_1 + m^2 = -m^2 \frac{k_1 h}{e^{k_1 h} - 1} \quad (22)$$

k_1 სიდიდე ამ განტოლებიდან გამოითვლება ეგმ-ს საშუალებით. მაგალითისთვის მოგვყავს k_1 -ს წიბოს სიმაღლეზე დამოკიდებულების მანქანური გამოთვლის შედეგები როცა $a=6$, $m=45$.

h მ	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	
k_1	4,06	13,35	21,18	27,27	31,76	
h მ	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1	∞
k_1	34,94	37,15	38,68	39,73	40,46	42,1

ცხრილი 1. k_1 -ს წიბოს სიმაღლეზე დამოკიდებულების მანქანური გამოთვლის შედეგები

ანალოგიური გამოკვლევების შედეგად მიღებულ იქნა ჰაერისა და წიბოს ზედაპირის ტემპერატურათა ცვლილების დამოკიდებულებები იმ

შემთხვევისთვის, როცა ჰაერისა და სითბოს კონდუქციურ ნაკადთა მიმართულებები ერთმანეთს ემთხვევა:

$$\theta_{\text{ჰ}} = \frac{T_{\text{ჰ}} - T_{\text{ჰ}0}}{T_{\text{წ}0} - T_{\text{ჰ}0}} = \frac{a}{k_2} \left(1 - e^{-k_2 x} \right) \quad (23)$$

$$\theta_{\text{წ}} = \frac{T_{\text{წ}} - T_{\text{ჰ}0}}{T_{\text{წ}0} - T_{\text{ჰ}0}} = \frac{a}{k_2} \left(1 - e^{-k_2 x} \right) + e^{-k_2 x} \quad (24)$$

წიბოს ეფექურობის კოეფიციენტი:

$$\eta_2 = \frac{1}{h} \int_0^h \theta_{\text{წ}} dx = \frac{a}{k_2} + \frac{k_2 - a}{k_2^2 h} \left(1 - e^{-k_2 h} \right) \quad (25)$$

ეგმ-ს საშუალებით k_2 -ს გამოსათვლელ ამოსავალ განტოლება წარმოადგენს:

$$k_2^2 - a k_2 - m^2 = -m^2 \frac{k_2 h}{e^{k_2 h} - 1} \quad (26)$$

k_2 - ს დამოკიდებულება წიბოს სიმაღლეზე a და m -ს იგივე მნიშვნელობებისთვის მოცემულია ცხრილის სახით:

h მ	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05
k_1	15,86	24,6	31,65	40,58	43,1

h მ	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1	∞
k ₁	44,78	45,9	46,64	47,14	47,46	48,1

ცხრილი 2. k₂ –ს წიბოს სიმაღლეზე დამოკიდებულების მანქანური გამოთვლის შედეგები

ზემოთ განხილული ორივე წიბოს ერთად მუშაობის შემთხვევაში, როცა ჰაერის ნაკადი თავიდან ეხება წიბოს სითბოს კონდუქციური ნაკადის საწინაარმდეგო მიმართულებით, ხოლო შემდეგ წიბოს კონდუქციური ნაკადის თანმხვედრი მიმართულებით, ჰაერის საწყისი ტემპერატურა T_{ჰ0} (23) - (25) ფორმულებში მიიღება როგორც ჰაერის ტემპერატურა წიბოს ფუძეზე და განისაზღვრება (16) ფორმულით. მაშინ თანმხვედრსვლიანი წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტი გამოისახება შემდეგნაირად:

$$\eta_2' = \frac{ak_1h + k_1 \left(1 - e^{-k_2h}\right) \frac{k_2 - a}{k_2} + ak_2h \left(1 - e^{-k_1h}\right)}{k_1h \left[k_1 + a \left(1 - e^{-k_1h}\right) \right]} \quad (27)$$

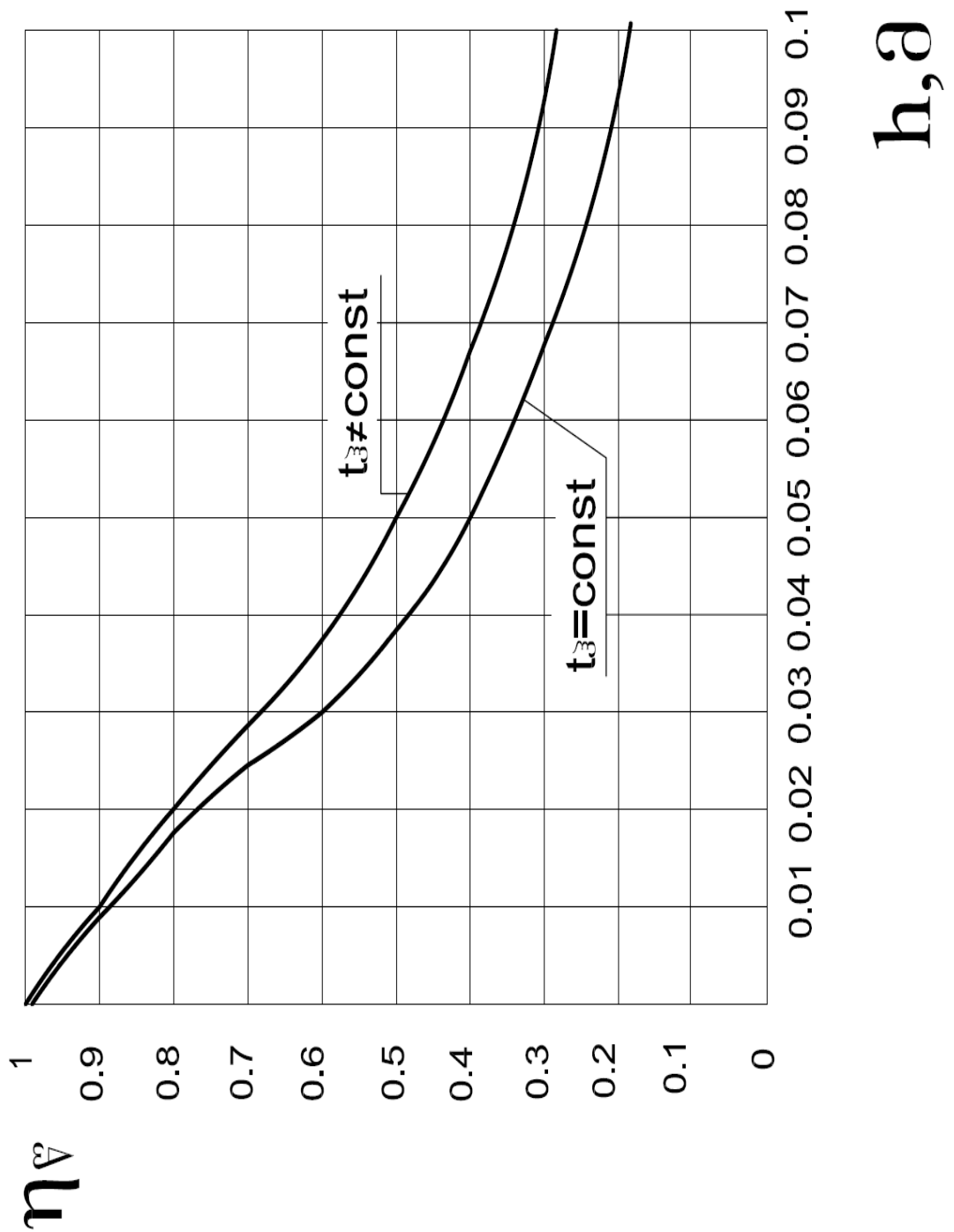
ხოლო გაწიბონებული ზედაპირის მუშაობის ეფექტურობა შეფასდება ეფექტურობის საშუალო კოეფიციენტის მეშვეობით:

$$\eta_{\Sigma}' = \frac{\eta_1 + \eta_2'}{2} \quad (28)$$

ნახაზზე 3 მოცემულია წიბოების ეფექტურობათა საშუალო კოეფიციენტის წიბოს სიმაღლეზე დამოკიდებულების გრაფიკი როცა

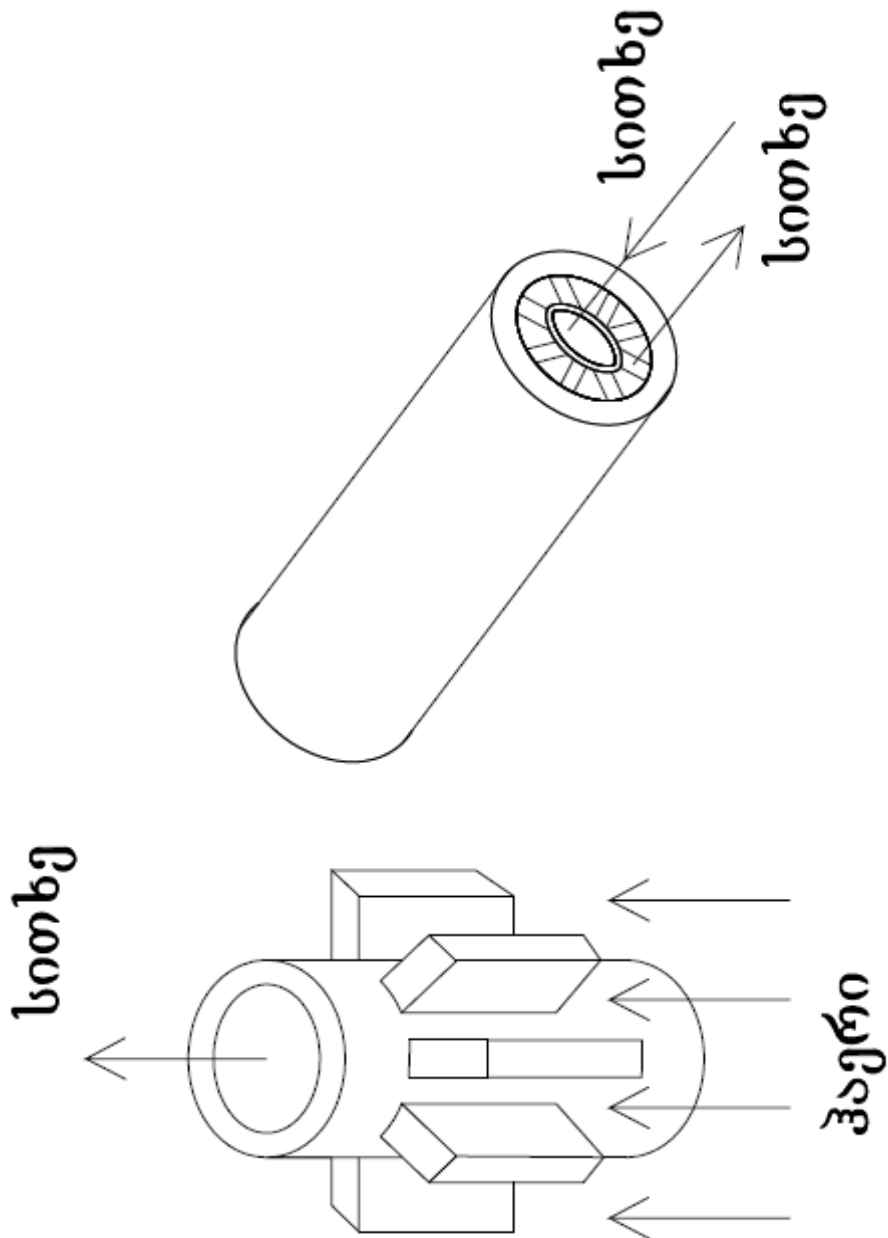
$a=6$ და $m=45$. იქვე დატანილია $\eta_{\nabla} = f(h)$ დამოკიდებულების მრუდი როცა ჰაერის ტემპერატურა მიხნეულია მუდმივად და გაიანგარიშება იგივე პირობებისთვის ფორმულით:

$$\eta_{\nabla} = \frac{th(mh)}{mh} \quad (29)$$



ნახ. 3 წიბოების ეფექტურობათა საშუალო კოეფიციენტის, წიბოს სიმაღლეზე დამოკიდებულების გრაფიკი

შედარებითი გრაფიკი გვიჩვენებს, რომ წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტი გაანგარიშებული ჰაერის ტემპერატურის ცვლილების გათვალისწინებით, მეტია ვიდრე ამ ცვლილების გაუთვალისწინებლად. სხვაობა მათ შორის იზრდება წიბოს სიმაღლის გაზრდით.



ნახ. 4 თბომცვლელი აპარატი “მიდი მილში”

პრაქტიკაში ხშირად გვხვდება შემთხვევები, როცა ჰაერი ან წყალი მოძრაობს წიბოს ფუძის პარალელურად. ასეთია მაგალითად გათბობის სისტემის ვერტიკალურ დგარზე მოწყობილი სწორი წიბოები სადაც ჰაერი მოძრაობს წიბოების ფუძის გასწვრივ ქვემოდან ზევით

ნახ. 4 და თბომცველი აპარატი “მილი მილში”, რომლის შიგა მილი აღჭურვილია გასწვრივი წიბოებით და მათ შორის მიედინება თხევადი მუშა გარემო ნახ. 4. ამ შემთხვევებში ტემპერატურული ველი წიბოს ზედაპირზე ორგანზომილებიანია.

განვიხილოთ თხელი სწორი წიბო მუდმივი სისქით δ და თბოგამტარობით λ , რომლის სიგრძე შეუზღუდავია OY ღერძის მიმართულებით ნახ. 5 დაშვებულია, რომ მუდმივია ჰაერის ან სითხის სიტბოტევადობა $C_{სწ}$ და მასური ხარჯი G , წიბოს ტემპერატურა ფუძეზე $T_{წ0}$ და თბოგაცემის კოეფიციენტი α . წიბოს ზედაპირის და სითხის ტემპერატურები წიბოს ზედაპირზე თითქმის არ განსხვავდებიან ერთმანეთისგან. ჰაერის ან სითხის ტემპერატურა წიბოს გარეთ – $T_{ს0}$

სითბოს ბალანსის დიფერენციალური განტოლება $dx dy$ ელემენტარული ზედაპირისათვის ჩაიწერება შემდეგნაირად.

$$\lambda \delta \times \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} \right) dx dy = \frac{C_{სწ} G}{h} \frac{\partial \theta}{\partial y} dx dy$$

$$\text{ან } \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} = \alpha \frac{\partial \theta}{\partial y} \quad (30)$$

$$\text{სადაც } \theta = T - T_{წ0}; \alpha = \frac{C_{სწ} G}{h \lambda \delta}$$

სასაზღვრო პირობები შემდეგია:

$$\text{როცა } x = 0, \theta = 0 \quad (31)$$

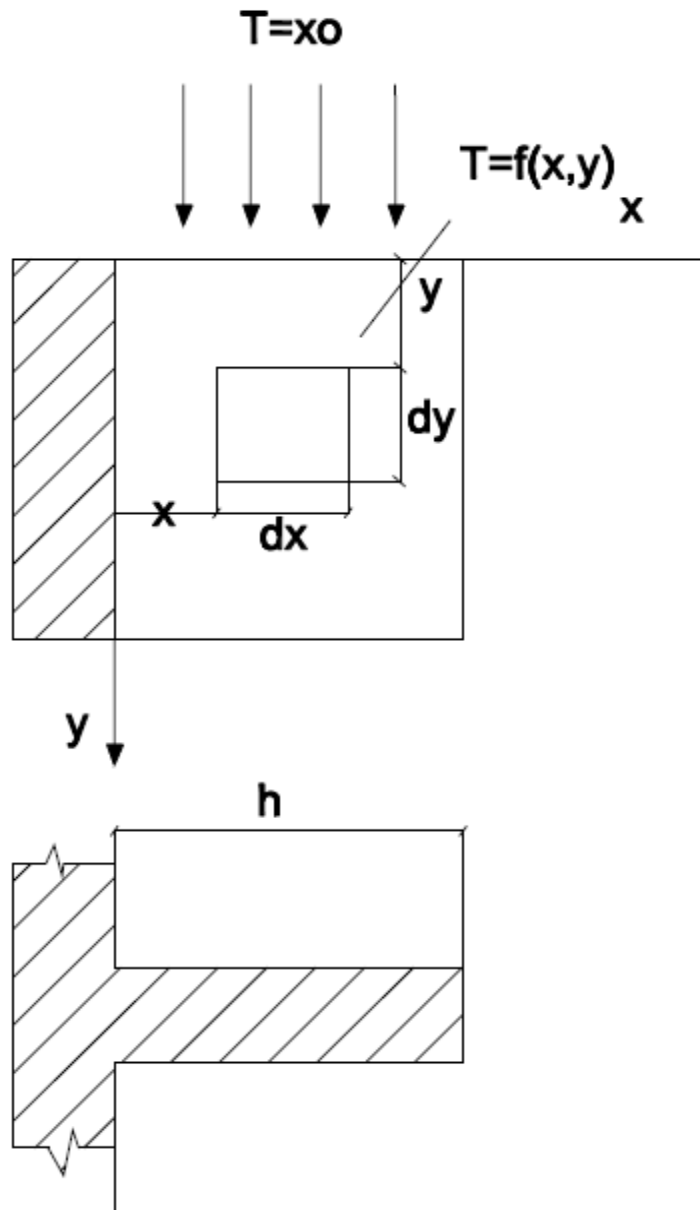
$$x = h, \frac{\partial \theta}{\partial x} \quad (32)$$

$$x \rightarrow \infty, \frac{\partial \theta}{\partial y} = 0 \quad (33)$$

$$y = 0, -\lambda \frac{\partial \theta}{\partial y} = \alpha (\theta_{ს0} - F_{(x)}) \quad (34)$$

$$\text{სადაც } \theta_{ს0} = T_{ს0} - T_{წ0}; F_{(x)} = f_{(x)} - T_{წ0}.$$

სითბოს ნაკადი



ნახ. 5 სწორი წიბო, მუდმივი სისქით და თბოგამტარობით, რომლის სიგრძე შეუზღუდავია

(30) დიფერენციალური განტოლების ამოსახსნელად ვიყენებთ ცვლადთა განცალკევების მეთოდს. დაუშვებთ, რომ $\theta = f_{(x,y)} = \varphi_{(x)} \Psi_{(y)}$, მაშინ, (30) მიიღებს სახეს:

$$\frac{\varphi''_{(x)}}{\varphi_{(x)}} = -\frac{\Psi''_{(y)}}{\Psi_{(y)}} + \alpha \frac{\varphi'_{(y)}}{\Psi_{(y)}} = \text{const} \quad (35)$$

მიღებული განტოლების მარცხენა და მარჯვენა ნაწილები ტოლია და მუდმივი. აღვნიშნოთ ისინი ε^2 -ით. მივიღებთ ორ ჩვეულებრივ დიფერენციალურ განტოლებას:

$$\varphi''(x) + \varepsilon^2 \varphi(x) = 0 \quad (36)$$

$$\Psi''(y) - a\Psi'(y) - \varepsilon^2 \Psi(y) = 0 \quad (36')$$

ამ განტოლებათა ამოხსნა იქნება შემდეგი სახის ფუნქციები:

$$\varphi(x) = c_1 \cos(\varepsilon x) + c_2 \sin(\varepsilon x) \quad (37)$$

$$\Psi(y) = c_3 e^{k_1 y} + c_4 e^{k_2 y} \quad (38)$$

სადაც

$$k_{1,2} = \frac{a + \sqrt{a^2 + 4\varepsilon^2}}{2}$$

(30) განტოლების ზოგადი ამონახსნი მიიღება (37) და (38) განტოლებათა გადამრავლებით.

$$\theta = [c_1 \cos(\varepsilon x) + c_2 \sin(\varepsilon x)] \cdot (c_3 e^{k_1 y} + c_4 e^{k_2 y}) \quad (39)$$

(31) სასაზღვრო პირობიდან გამომდინარეობს, რომ $c_1 = 0$, ხოლო (33) –დან $c_3 = 0$, ამრიგად (30)-ის ზოგადი ამონახსნი მიიღებს სახეს:

$$\theta = c \sin(\varepsilon x) e^{k_2 y} \quad (40)$$

იმისათვის, რომ მიღებულმა გამოსახულებამ დააკმაყოფილოს (32) სასაზღვრო პირობა:

$$\left(\frac{\partial \theta}{\partial x} \right)_{x=h} = c \varepsilon \cos(\varepsilon h) e^{k_2 y} = 0, \quad \text{უნდა იყოს} \quad \cos(\varepsilon h) = 0 \quad \text{ე.ი.}$$

$$\varepsilon = \frac{(2n-1)\pi}{2h}$$

სადაც n – ნებისმიერი მთელი რიცხვია.

მივანიჭებთ რა n – ს მთელ დადებით მნიშვნელობებს და შევქმნით ამონახსნთა ჯამს, მივიღებთ:

$$\theta = \sum_{n=1}^{n=\infty} c_n \sin\left[\frac{(2n-1)\pi}{2h}x\right] e^{k_2 y} \quad (41)$$

$$\text{სადაც } k_2 = \frac{a - \sqrt{a^2 + \frac{(2n-1)^2 \pi^2}{h^2}}}{2} < 0$$

დარჩენილი c_n მუდმივები განისაზღვრებიან (34) სასაზღვრო პირობიდან:

$$\left(\frac{d\theta}{dy}\right)_{y=0} = \sum_{n=1}^{n=\infty} c_n k_2 \sin\frac{(2n-1)\pi}{2h}x = -\frac{\alpha}{\lambda}(\theta_{so}) - F(x)$$

$$\text{ამასთან } F(x) = \theta(x,0) = \sum_{n=1}^{n=\infty} c_n \sin\frac{(2n-1)\pi}{2h}x \quad \text{საიდანაც}$$

$$\sum_{n=1}^{n=\infty} c_n \sin\left(\frac{(2n-1)\pi}{2h}x\right) \left(k_2 + \frac{\alpha}{\lambda}\right) = -\frac{\alpha}{\lambda} \theta_{so} \quad (42)$$

მიღებული განტოლების მარჯვენა წევრი გაგშალოთ ტრიგონომეტრიულ მწკრივად:

$$-\frac{\alpha}{\lambda} \theta_{so} = -\frac{\alpha}{\lambda} \theta_{so} \frac{4}{\pi} \sum_{n=1}^{n=\infty} \frac{1}{2n-1} \sin\left(\frac{(2n-1)}{h}x\right) \quad (43)$$

c_n მუდმივთა მიშვნელობები მიიღება (41) - ის შედარებით (43) - თან:

$$c_n = -\frac{4\alpha}{\pi\lambda} \frac{1}{2n-1} \frac{1}{k_2 - \frac{\alpha}{\lambda}} \theta_{s0}$$

საბოლოოდ, მივიღებთ წიბოს ზედაპირის ორგანზომილებიანი ტემპერატურული ველის გამოსახულებას უსასრულო მწკრივის სახით, რომელიც სწრაფად იკრიბება:

$$\theta(X, Y) = \theta_{s0} \frac{4\alpha}{\pi\lambda} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{2n-1} \frac{1}{\frac{\alpha}{\lambda} - k_2} \sin\left(\frac{(2n-1)\pi}{2h} x\right) e^{k_2 y} \quad (44)$$

წიბოს ზედაპირის საშუალო ტემპერატურა განისაზღვრება ფორმულით:

$$\bar{\theta} = \frac{1}{hL} \int_0^h \int_0^L \theta(x, y) dx dy \quad (45)$$

(44) მწკრივის სწრაფად კრებადობის გამო შეგვიძლია შემოვიფარგლოთ მისი პირველი ორი წევრით, მაშინ მივიღებთ:

$$\bar{\theta} = \theta_{s0} \frac{8\alpha}{L\pi^2\lambda} \left(\frac{e^{k'_2 L} - 1}{-\left(\frac{\alpha}{\lambda} - k'_2\right)k'_2} + \frac{e^{k''_2 L} - 1}{9\left(\frac{\alpha}{\lambda} - k''_2\right)k''_2} \right) \quad (46)$$

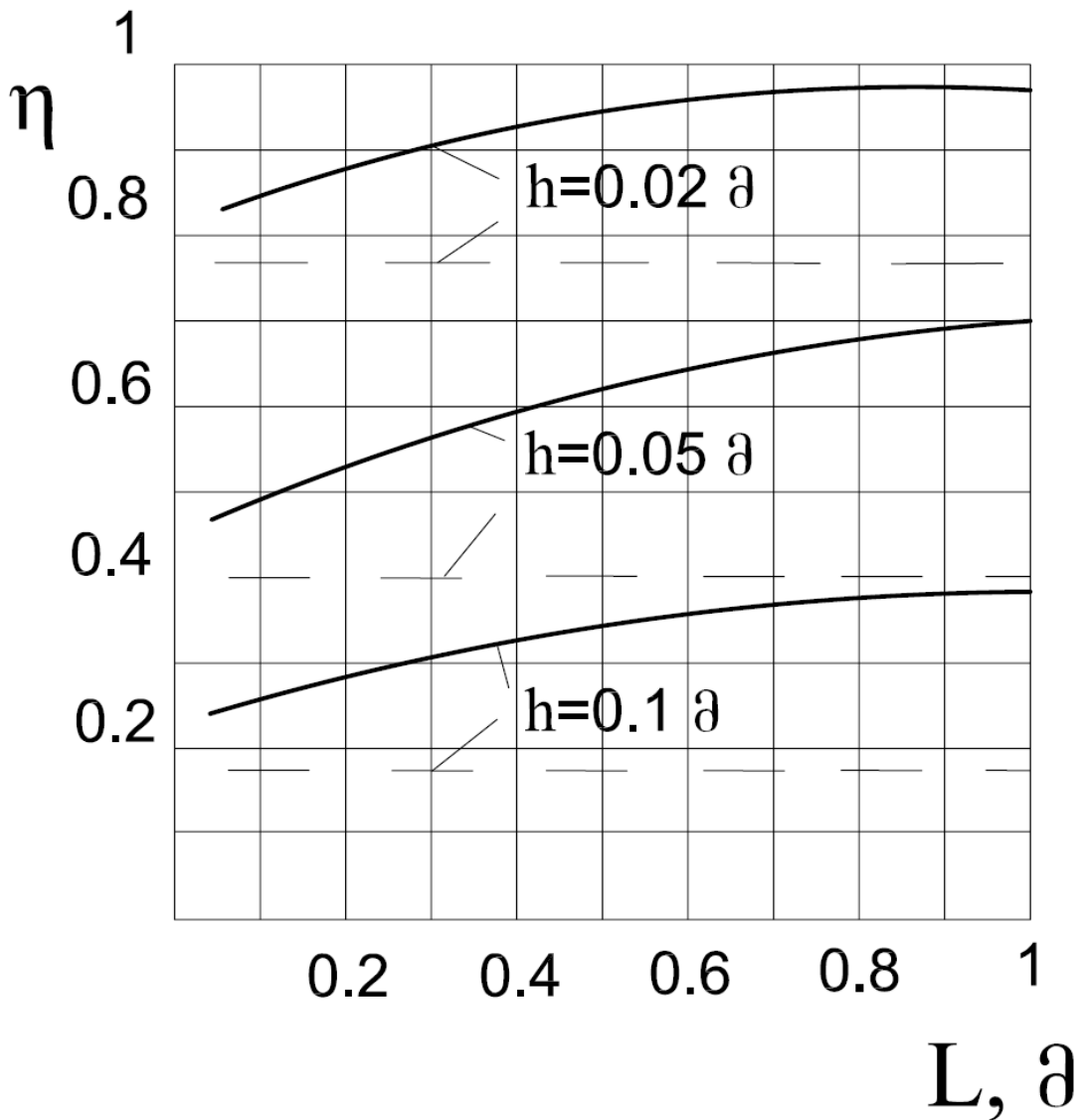
$$\text{სადაც } k'_2 = \frac{a - \sqrt{a^2 + \left(\frac{\pi^2}{h}\right)}}{2}, \quad k''_2 = \frac{a - \sqrt{a^2 + \left(\frac{3\pi^2}{h}\right)}}{2}$$

წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტი კი იქნება:

$$\eta = 1 - \frac{\bar{\theta}}{\theta_{s0}} = 1 - \frac{8\alpha}{L\pi^2\lambda} \left(\frac{e^{k'_2 L} - 1}{\left(\frac{\alpha}{\lambda} - k'_2\right)k'_2} + \frac{e^{k''_2 L} - 1}{\left(\frac{\alpha}{\lambda} - k''_2\right)k''_2} \right) \quad (47)$$

ნახაზზე 6 მოცემულია სწორი წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტის დამოკიდებულება მის სიგრძეზე წიბოს სხვადასხვა

სიმაღლის დროს შემდეგი პირობებისათვის: თბოცვლის კოეფიციენტი ჰაერსა და წიბოს ზედაპირს შორის $\alpha = 33$ ვატი/მ²კ, წიბოს თბოგამტარობის კოეფიციენტი $\lambda = 16$ ვატი/მ კ, წიბოს სისქე $\delta = 0,001$ მ. იქვე წყვეტილი საზებით დატანილია წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტების მნიშვნელობები იმავე პირობებისათვის ჰაერის ტემპერატურის ცვლილების გაუთვალისწინებლად.



ნახ. 6 სწორი წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტის დამოკიდებულება მის სიგრძეზე წიბოს სხვადასხვა სიმაღლის დროს

როგორც გრაფიკიდან ჩანს, წიბოს სიგრძის გაზრდით იზრდება მისი ეფექტურობის კოეფიციენტი. მისი მნიშვნელობა უტოლდება ტრადიციული მეთოდით გამოანგარიშებულ ეფექტურობის

კოეფიციენტის მნიშვნელობას წიბოს დასაწყისში, რაც ფაქტიურად ამოცანის პირობაში იყო ჩადებული.

თავი 3. წიბოს ზედაპირსა და ჰაერს შორის თბოცვლის კოეფიციენტის გავლენა წიბოს ეფექტურობაზე.

მოსარწყავზედაპირიან თბომცვლელ აპარატებში გაწიბოვნებული ზედაპირების ტემპერატურული ველის და მათი ეფექტურობის კოეფიციენტის გამოსათვლელი ფორმულები ისევე, როგორც მშრალი წიბოების კლასიკური გაანგარიშების შედეგები [2, 3, 9, 12] მიღებულია დაშვების საფუძველზე, რომ ჰაერსა და წიბოს ზედაპირს შორის თბოცვლის კოეფიციენტი მუდმივია. იმ მცირერიცხოვან ნაშრომებს შორის, რომლებშიც შეისწავლება წიბოს სტაციონარული სითბოს გადაცემის პრობლემა თბოცვლის ცვლადი კოეფიციენტის პირობებში, არის რამდენიმე საინტერესო მაგალითად: ხანმა და ლეფკოვიცმა [13] შეიწავლეს სწორკუთხა პროფილის მქონე გასწვრივი წიბოს ტემპერატურული ველი და ეფექტურობის კოეფიციენტი, როცა თბოგაცემის კოეფიციენტი წიბოს ზედაპირზე იცვლება შემდეგი კანონით:

$$\alpha_{(x)} = (\gamma + 1)\alpha_{(0)} - \left(\frac{x}{h}\right)^\gamma \quad (48)$$

სადაც $\alpha_{(0)}$ თბოგაცემის საშუალო კოეფიციენტია,

h -წიბოს სიმაღლეა.

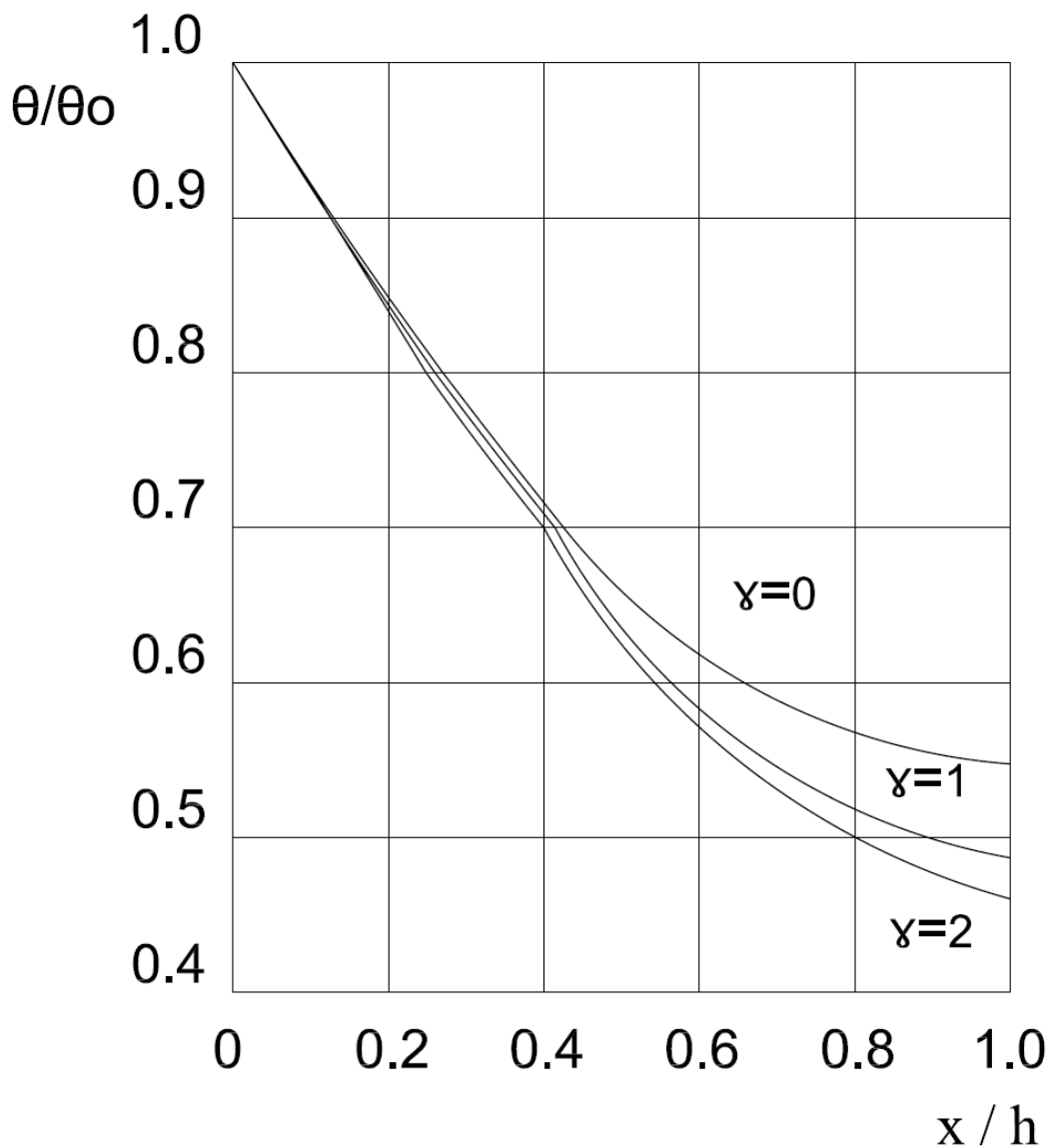
როცა $\gamma=0$, თბოგაცემის კოეფიციენტი $\alpha_{(x)}$ მუდმივია წიბოს მთელ ზედაპირზე. როცა $\gamma=1$ თბოგამტარობის კოეფიციენტი სწორხაზობრივად იზრდება წიბოს ფუძიდან ($x=0$) წიბოს ბოლომდე ($x=h$). $\gamma \geq 2$ მნიშვნელობებს მიყვავართ პარაბოლურ განაწილებამდე. ყველა შემთხვევაში, როცა $\gamma \geq 1$, თბოგაცემის კოეფიციენტი წიბოს ფუძეზე უტოლდება ნულს, რაც მეთოდის არსებით ნაკლად უნდა ჩაითვალოს. აღნიშნული განაწილების საფუძველზე მათ მიერ მიღებული იქნა წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტის შემდეგი გამოსახულებები:

$$\eta = \left(\frac{(\gamma+2)(\gamma+1)}{(mh)^2(\gamma+1)} \right)^{1/(\gamma+2)} \left(\frac{I(\gamma+1)(\gamma+2)(U_h)}{I-(\gamma+1)(\gamma+2)(U_h)} \right) \cdot \left(\frac{\Gamma(\gamma+1)(\gamma+2)}{\Gamma(1/(\gamma+2))} \right) \quad (49)$$

$$\text{სადაც } U_h = \frac{2\sqrt{\gamma+1}}{\gamma+2} mh, m = \sqrt{\frac{2\alpha(0)}{\lambda\delta}}$$

λ -წიბოს თბოგამტარობის კოეფიციენტი,

δ -წიბოს სისქე



ნახ. 7 წიბოს ზედაპირზე, გრაფიკულად გამოსახული ტემპერატურული კვლი

სოლო ტემპერატურული ველი წიბოს ზედაპირზე გრაფიკულად შემდეგნაირად გამოისახება ნახაზზე 7.

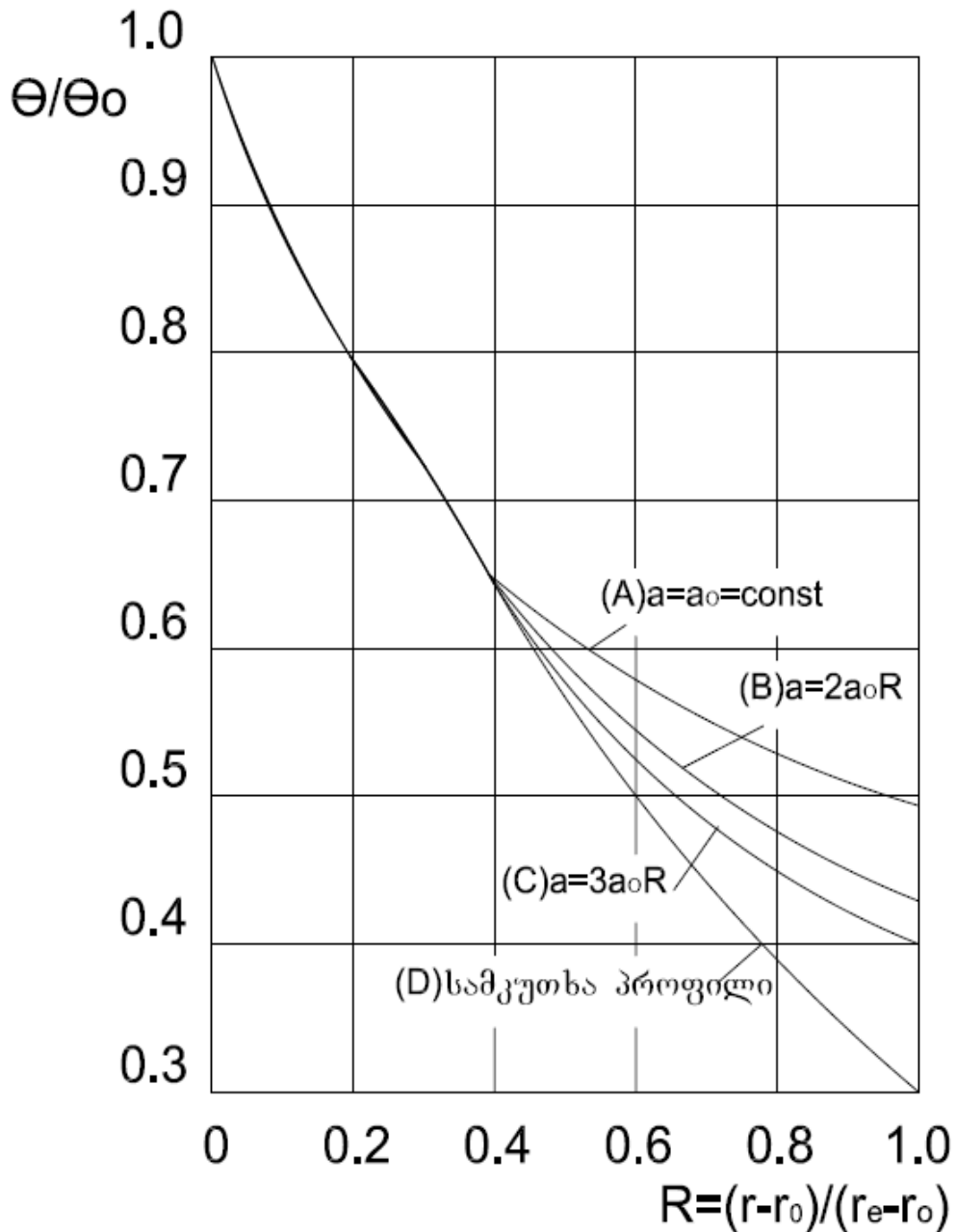
გამოიყენა რა სასრულ სხვაობათა მეთოდი ეგმ-ზე თბოგამტარობის პრობლემების განზოგადებულ პროგრამასთან ერთად, ვინდმა [15] მიიღო სწორკუთხა და სამკუთხა პროფილის რადიაური წიბოების ტემპერატურათა განაწილების მრუდები ცვლადი თბოგაცემის კოეფიციენტის პირობებში. გაანგარიშებათა შედეგები მოცემულია ნახაზზე 8. მრუდი A ახასიათებს სწორკუთხა პროფილის წიბოს ტემპერატურულ ველს მუდმივი თბოგაცემის კოეფიციენტის შემთხვევაში. მრუდები B და C აღწერენ წიბოს ტემპერატურულ ველებს, როცა თბოგაცემის კოეფიციენტის დამოკიდებულება რადიუსზე შესაბამისად გამოისახება:

$$\alpha_{(r)} = 2\alpha_0 R \quad \text{და} \quad \alpha_{(r)} = 3\alpha_0 R$$

$$\text{სადაც} \quad R = \frac{r - r_{(0)}}{r_{(e)} - r_{(0)}}$$

ეს მრუდები აგებულია თბოგაცემის კოეფიციენტის საშუალო მნიშვნელობის $\alpha_{(0)} = 57$ ვტ/მ²კ დროს რადიალური წიბოსთვის რომლის გარე დიამეტრი $r_{(e)} = 50,8$ მმ, შიგა დიამეტრი $r_{(0)} = 25,4$ მმ, სისქეა - 3,2 მმ. წიბოს მასალის თბოგამტარობის კოეფიციენტი $\lambda = 34,1$ ვტ/მკ. მრუდი D ახასიათებს სამკუთხა პროფილის მქონე რადიალური წიბოს ტემპერატურულ ველს, როცა ფუძის სისქე ტოლია 3,2 მმ-ის.

როგორც 7 და 8 ნახაზებიდან ჩანს, თბოგაცემის კოეფიციენტის ასეთი მკვეთრი ზრდის შემთხვევაშიც კი მისი გავლენა როგორც სწორი, ასევე რადიალური წიბოს ტემპერატურულ ველზე შეიმჩნევა წიბოს სიმაღლის ნახევრიდან. მოსარწყავზედაპირიან წიბოს შემთხვევაში, როცა მის ზედაპირზე შექმნილია სითხის (წყლის) ნაკადი, მიმდინარეობს სითბოსა და მასის ერთდროული ცვლა, ან ჰაერიდან წყლის ორთქლის კონდენსაცია ან სითხის აორთქლება. როცა სითხის ტემპერატურა ნაკლებია ჰაერის ნამის წერტილის ტემპერატურაზე $t_{\text{ფ}}$, ჰაერიდან ხდება ტენის გამოყოფა, როცა სითხის



ნახ. 8 სწორკუთხა და სამკუთხა პროფილის რადიაური წიბოების ტემპერატურათა განაწილების მრუდები ცვლადი თბოგაცემის კოეფიციენტის პირობებში

ტემპერატურა მეტია t_p -ზე, მაშინ სითხე ორთქლდება. ამ დროს თბოგაცემის საერთო კოეფიციენტი ტოლია:

$$\alpha_\varepsilon = \alpha + \beta \sqrt{r} \frac{P_{პო} - P_{პს}}{t_o - t_s} \quad (50)$$

სადაც α - აშკარა თბოცვლის კოეფიციენტი.

β_{φ} - მასათა ცვლის კოეფიციენტი.

r - ორთქლგაქცევის ფარული სითბო.

$P_{30} P_{35}$ - წყლის ორთქლის პარციალური წნევებია ჰაერის ნაკადში და სითხის ზედაპირზე.

$t_0 t_b$ - ჰაერისა და სითხის ზედაპირის ტემპერატურებია.

აშკარა თბოცვლის და მასათა ცვლის კოეფიციენტების სიდიდეები ჰაერის იძულებითი კონვექციის შემთხვევაში, რასაც ადგილი აქვს ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების სისტემების თბომცვლელ აპარატებში, ძირითადად დამოკიდებულნი არიან პროცესის აეროდინამოკურ პირობებზე და არ იცვლებიან ზედაპირის ტემპერატურის ცვლილებით. ეს გარემოება დადასტურებულია აგრეთვე სითბოსა და მასის ცვლის ლოკალური კოეფიციენტების გამოკვლევის შედეგად. სხვანაირად, თბოგაცემის საერთო კოეფიციენტი შექდება წარმოვადგინოთ როგორც $\alpha_e = \xi \alpha$, სადაც ξ ე.წ. ტენის გამოყოფის კოეფიციენტი [18] და ტოლია.

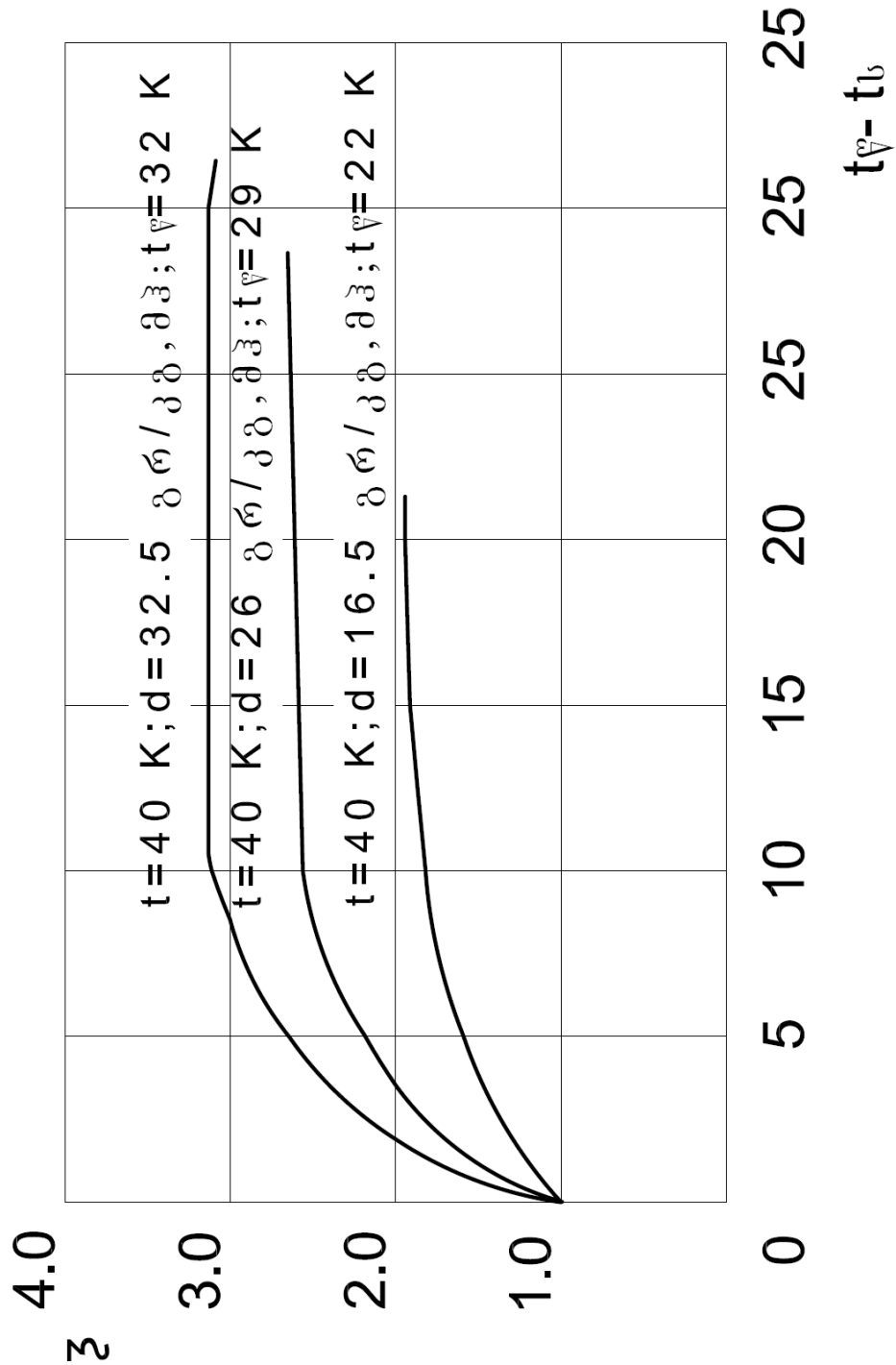
$$\xi = 1 + \frac{\beta_{\varphi}}{\alpha} r \frac{P_{30} - P_{35}}{t_0 - t_b} \approx 1 + 2.34 \frac{P_{30} - P_{35}}{t_0 - t_b} \quad (51)$$

ამრიგად, თბოგაცემის საერთო კოეფიციენტის სიდიდეს განსაზღვრავს შეფარდება $\frac{P_{30} - P_{35}}{t_0 - t_b}$, უფრო სწორედ მისი მრიცხველი

$P_{30} - P_{35}$ რომელიც წარმოადგენს მასათა ცვლის პოტენციალს, ან მისი ტემპერატურული ანალოგი $t_{\varphi} - t_b$ [17].

ნახაზზე 9 მოცემულია ტენის გამოყოფის ξ კოეფიციენტის დამოკიდებულება $t_{\varphi} - t_b$ სხვაობაზე ჰაერიდან წყლის ორთქლის კონდენსაციის პირობებში ჰაერის სხვადასხვა საწყისი მდგომარეობისთვის, როცა ჰაერის ნამის წერტილის ტემპერატურა t_{φ} მუდმივია და იცვლება სითხის ზედაპირის ტემპერატურა t_b 0-დან t_{φ} -მდე. როგორც გრაფიკიდან ჩანს სითხის ზედაპირის ტემპერატურის ცვლილების ძირითად ინტერვალში ξ კოეფიციენტი და შესაბამისად

თბოგაცემის საერთო კოეფიციენტი ძალზე მცირედ იცვლება. მის მნიშვნელოვან ცვლილებას ადგილი აქვს როცა ზედაპირის ტემპერატურა ძალზე ახლოა ჰაერის ნამის წერტილის ტემპერატურასთან. როცა ეს ტემპერატურები ერთმანეთს უტოლდება,



ნახ. 9 ტენის გამოყოფის ξ კოეფიციენტის დამოკიდებულება $t_v - t_s$ სხვაობაზე

წყდება ჰაერიდან წყლის ორთქლის კონდენსაცია და ξ კოეფიციენტი ერთის ტოლი ხდება.

გრაფიკიდან აგრეთვე ჩანს, რომ კონდენსაციის ზღვართან ახლოს ξ კოეფიციენტის ცვლილება დამოკიდებულია გარემო ჰაერის მდგომარეობაზე. რაც უფრო ნაკლებია მისი ტენშემცველობა d მით უფრო მცირედ იცვლება ξ . ამასთან, სითხის ტემპერატურის ცვლილება აღნიშნულ ზღვართან ახლოს იწვევს თბოცვლის საერთო კოეფიციენტის არა ზრდას, როგორც ზოგიერთ ავტორთა გამოკვლევებში იყო გათვლისწინებული, არამედ შემცირებას, რის გამოც წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტი საერთო ჯამში იზრდება.

მოსარწყავზედაპირებიანი წიბოს ტემპერატურული ველისა და ეფექტურობის კოეფიციენტის ანალიზური ფორმულების გამოყენების არეს დასადგენად დაეუშვით უკიდურესად არახელსაყრელი შემთხვევა, როდესაც წიბოს ზედაპირზე მოძრაობს სითხის ნაკადი, მაგრამ წიბო გამორთულია, ე.ი. როცა თბოცვლა მიმდინარეობს მხოლოდ სითხის ნაკადსა და ჰაერს შორის. ამ შემთხვევაში განაწილება სითხის ზედაპირზე გამოითვლება ფორმულით:

$$T_b - T_3 = (T_{bo} - T_3)e^{-\alpha_3 x} \quad (51')$$

სადაც T_b - სითხის ტემპერატურა; T_{bo} - სითხის საწყისი ტემპერატურა;

T_3 - ჰაერის ტემპერატურა;

$$\alpha_3 = \frac{\alpha_3 u}{C_{\text{წხ}} G}; \quad \alpha_3 - \text{თბოცვლის კოეფიციენტი ჰაერსა და სითხეს}$$

$C_{\text{წხ}}$ - სითხის სითბოტევადობა; G - სითხის ხარჯი;

u - წიბოს კვეთის პერიმეტრი

იმისათვის, რომ წიბოს მთელ ზედაპირზე მიმდინარეობდეს ჰაერიდან წყლის ორთქლის კონდენსაცია, სითხის ტემპერატურა წიბოს ბოლოში ნაკლები უნდა იყოს ჰაერის ნამის წერტილის ტემპერატურაზე. ეს მოთხოვნა განხორციელებადია იმ შემთხვევაში, თუ წიბოს სიმაღლე დააკმაყოფილებს პირობას:

$$h \leq \frac{\ln \frac{t_3 - t_{\text{წ}}}{t_3 - t_{\text{ბო}}}}{a_3} \quad (52)$$

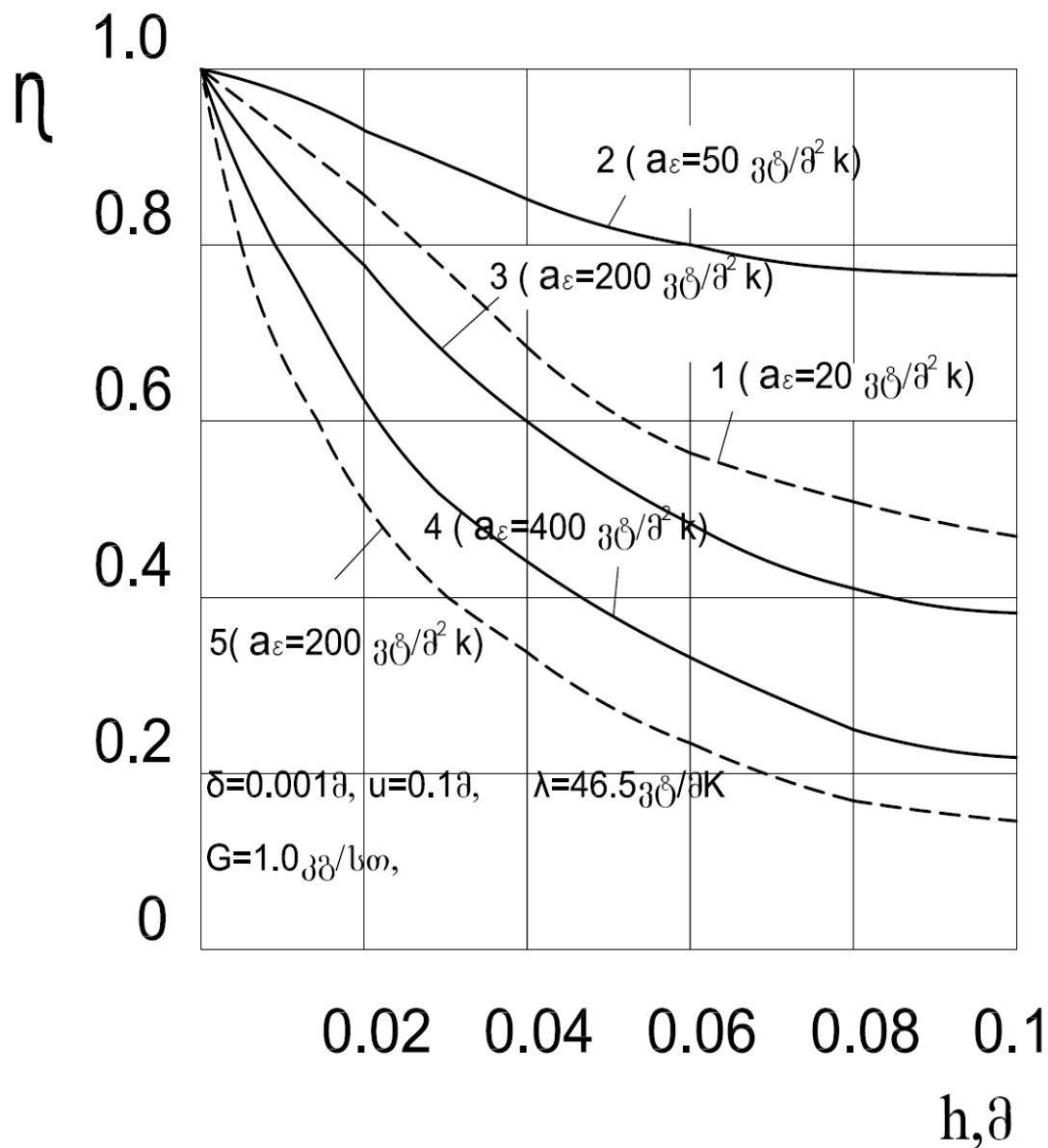
სადაც $t_{\text{ბო}}$ -სითხის საწყისი ტემპერატურა.

$t_{\text{წ}}$ - წიბოს ტემპერატურა.

ანალოგიურმა გამოკვლევებმა გვიჩვენა, რომ სითხის აორთქლების შემთხვევაში თბოცვლის საერთო კოეფიციენტი ზედაპირის ტემპერატურის ზრდასთან ერთად მკვეთრად იზრდება. ამასთან, თბომცვლელ აპარატებში რომელთა მოსარწყავი ზედაპირები გამოიყენება ჰაერის გასათბობად და გასატენიანებლად, სითხის ზედაპირის საშუალო ტემპერატურა საკმაოდ მაღალია და თბოცვლის საერთო კოეფიციენტი $10 \div 20$ ჯერ სჭარბობს კონვექციური თბოცვლის კოეფიციენტს, მაშინ როდესაც ჰაერის გაცივების და გაშრობის შემთხვევაში ეს მატება $1 \div 3$ ჯერადია.

ნახაზზე 10 მოყვანილია შედარებითი გრაფიკი, რომელიც გვიჩვენებს სწორი წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტის დამოკიდებულებას მის სიმაღლეზე ჰაერის სხვადასხვაგვარი თერმოდინამიკური დამუშავების დროს. მრუდი 1 აღწერს „მშრალი“ წიბოს მუშაობას, როცა მისი ზედაპირი არ ირწყვება ($G=0$) და ჰაერიდან არ ხდება წყლის ორთქლის კონდენსაცია. ჰაერსა და წიბოს ზედაპირს შორის თბოცვლის კოეფიციენტი $\alpha=20$ ვატი/მ²К, შეესაბამება რეალურს ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების თბომცვლელ აპარატებში, როცა თბოცვლას თან არ სდევს მასათა ცვლა. ყველა სხვა მრუდი განეკუთვნება მოსარწყავზედაპირიან წიბოებს და აკებულია სწორი წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტის გამოსათვლელი ანალიზური ფორმულებით. მრუდი 2 გვიჩვენებს წიბოს ეფექტურობის დამოკიდებულებას მის სიმაღლეზე ჰაერიდან წყლის ორთქლის კონდენსაციის დროს ($\alpha_{\xi}=50$ ვატი/მ²К), მრუდები 3 და 4 წყლის აორთქლების შემთხვევაში, $\alpha_{\xi}=200$ ვატი/მ²К და $\alpha_{\xi}=400$ ვატი/მ²К, როცა მომრწყველი სითხის საწყისი ტემპერატურა ტოლია წიბოს ფუძის ტემპერატურისა. მრუდი 5 აღწერს წიბოს მუშაობას აორთქლების პირობებში, როცა $\alpha_{\xi}=200$ ვატი/მ²К, „ადიაბატურ“ რეჟიმში, როცა

გაწიბონებული ზედაპირები ირწყვებიან რეცირკულირებული წყალით წინასწარი თერმიული დამუშავების გარეშე.



ნახ. 10 წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტის დამოკიდებულება მის სიმაღლეზე ჰაერის სხვადასხვაგვარი თერმოდინამიკური დამუშავების დროს

შედარებითი გრაფიკი გვიჩვენებს, რომ როცა თბომცვლელი აპარატი გამოიყენება ჰაერის გასაცივებლად და გასაშრობად, სითხის (წყლის) ნაკადის ორგანიზება წიბოს ზედაპირზე ზრდის წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტს. ამასთან, გამოკვლევებმა გვიჩვენეს, რომ სითხის ხარჯის ზრდა რეალურ ფარგლებში,

$$H_w = \frac{G}{u} = (10 \div 30) \text{კგ/მ},$$

საშუალებას გვაძლევს მნიშვნელოვნად გავზარდოთ წიბოს სიმაღლე „მშრალ“ წიბოსთან შედარებით ეფექტურობის კოეფიციენტის ერთი და იგივე მნიშვნელობის პირობებში, რითაც მიიღწევა მეტალის საგრძნობი ეკონომია.

საწინააღმდეგო სურათს აქვს ადგილი თბომცვლელ აპარატებში, რომლებიც გამოიყენება ჰაერის გასათბობად და გასატენიანებლად. წყლის აორთქლების დროს, თბოცვლის მაღალი კოეფიციენტის გამო, მოსარწყავზედაპირიანი წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტი მცირდება და როგორც ზოგიერთი ავტორს აქვს მითითებული [5, 6] საჭირო ხდება ძალზე დაბალი წიბოების ($h = 0.002 \div 0.005\text{მ}$) ან გლუვზედაპირიანი მილების გამოყენება.

აღნიშნულიდან გამომდინარე, ოპტიმალურ ვარიანტად მიგვაჩნია ჰაერის გასათბობად და გასატენიანებლად წყლის აფსკური აორთქლების პროცესის განხორციელება დასველებული კაპილარული ზედაპირებიდან.

თავი 4. სითხის ორგანიზებული ნაკადის ბავშვებსა მოსარწმუნებ, გაწიბრებულ ზედაპირიანი თბომცველი აპარატების ეფექტურობაზე

ზედაპირული თბომცველი აპარატების თბოტექნიკური მახასიათებლები ბევრად დაბალია და მოკიდებულია გაწიბრებული ზედაპირის ეფექტურობაზე, რომელიც თავის მხრივ და მოკიდებულია წიბოს ზედაპირზე სითბოსა და მასის ცვლის კოეფიციენტებზე, წიბოს მასალაზე, მის ფორმასა და გეომეტრიულ ზომებზე. წიბოს ზედაპირზე სითხის ორგანიზებული ნაკადის შემთხვევაში ამ ფაქტორებს ემატება სითხის ხარჯი, მისი საწყისი პარამეტრები და ნაკადის მიმართულება. აქტუალურია ჰაერსა და გაწიბრებულ ზედაპირს შორის სითბოსა და მასის ცვლის მექანიზმის შესწავლა წიბოს ზედაპირზე ტემპერატურის განაწილების გამოკვლევის საშუალებით, სითხის ორგანიზებული ნაკადის სხვადასხვა მიმართულებით, ხარჯისა და საწყისი პარამეტრების შემთხვევაში.

აღნიშნულ პრობლემისადმი მიძღვნილ ნაშრომებში განხილულია შემთხვევა, როცა სითხის საწყისი ტემპერატურა ტოლია წიბოს ფუძის ტემპერატურისა და წიბოს ნებისმიერ წერტილში მისი ზედაპირის და სითხის ტემპერატურები ერთმანეთისაგან არ განსხვავდებიან. პრაქტიკისათვის უფრო მნიშვნელოვანია შემთხვევა, როცა სითხის საწყისი ტემპერატურა და წიბოს ფუძის ტემპერატურა სხვადასხვაა და სითხის ტემპერატურა განსხვავდება წიბოს ზედაპირის ტემპერატურისაგან. ამ დროს საჭირო ხდება განხილულ იქნას ორი ვარიანტი: პირველი - როცა სითხის ორგანიზებული ნაკადი მოძრაობს წიბოს ფუძის პერპენდიკულარულად და მეორე - როცა სითხის ნაკადი მოძრაობს წიბოს ფუძის გასწვრივ.

თავი 4.1. სწორი წიბოს ზედაპირის ტემპერატურული ველის და ეფექტურობის გამოკვლევა სითხის ორგანიზებული ნაკადის ფუძის პერპენდიკულარული მოძრაობის დროს

ამ შემთხვევაშიც საჭიროა განვიხილოთ ორი ვარიანტი: პირველი - როცა წიბოს სისქეში სითბოს კონდუქციური ნაკადის მიმართულება ემთხვევა სითხის ნაკადის მიმართულებას და მეორე - როცა ამ

ვერტიკალურად განლაგებული სწორი წიბოს ფუძიდან ზემო ნაწილში შემოდის სითხის ორგანიზებული ნაკადი საწყისი ტემპერატურით T_{b0} , ხარჯით G , სითბოტევადობით $C_{\text{წბ}}$. სითხის ნაკადი წიბოს ფუძეზე დებულობს ტემპერატურას $T_{b(\theta)}$ და ამ ტემპერატურით იწვევს მოძრაობას წიბოს ქვემო ნაწილზე. წიბოს ფუძის ტემპერატურაა $T_{\text{წო}}$, სისქე- δ , კვეთის ფართი- f , კვეთის პერიმეტრი- u , სიმაღლე- ℓ , თბოგამტარობის კოეფიციენტი- λ . დაშვებულია, რომ ჰაერის ტემპერატურა $T_{\text{ჰ}}$, თბოცვლის კოეფიციენტი წიბოს ზედაპირსა და სითხეს შორის $\alpha_{\text{წ}}$, თბოცვლის კოეფიციენტი სითხესა და ჰაერს შორის $\alpha_{\text{ჰ}}$ - მუდმივია.

წიბოს ზემო ნაწილს dx ელემენტისათვის გვექნება შემდეგი თბური განტოლებები:

$$\alpha_{\text{წ}} u (\theta_{\text{წ}} - \theta_b) dx + C_{\text{წბ}} G \frac{d\theta_b}{dx} dx = \alpha_{\text{ჰ}} U \theta_b dx \quad (53)$$

$$\lambda t \frac{d^2 \theta_{\text{წ}}}{dx^2} dx = \alpha_{\text{წ}} U (\theta_{\text{წ}} - \theta_b) dx \quad (54)$$

შემოვიღოთ შემდეგი აღნიშვნები: $a_2 = \frac{\alpha_{\text{წ}} U}{C_{\text{წბ}} G}$;

$$a_3 = \frac{\alpha_{\text{ჰ}} U}{C_{\text{წბ}} G}$$

$$a_1 = a_2 + a_3; \quad m \sqrt{\frac{\alpha_{\text{წ}} U}{\lambda t}}; \quad \theta_{\text{წ}} = T_{\text{წ}} - T_{\text{ჰ}}; \quad \theta_b = T_b - T_{\text{ჰ}};$$

დავუშვათ, რომ სხვაობა $\theta_{\text{წ}} - \theta_b$ იცვლება შემდეგი ექსპონენციალური კანონით:

$$\theta_{\text{წ}} - \theta_b = [\theta_{\text{წ0}} - \theta_{b(\theta)}] \exp(-K_1 X) \quad (55)$$

რომელშიც უცნობი სიდიდე K_1 , მოითხოვს ცალკე გამოკვლევას, მაშინ (53) და (54) მიიღებენ სახეს:

$$\frac{d\theta_b}{dx} - a_3 \theta_b = -a_2 [\theta_{\text{წ0}} - \theta_{b(\theta)}] \exp(-K_1 X) \quad (56)$$

$$\frac{d^2\theta_{\nabla}}{dx^2} = m^2 [\theta_{\nabla_0} - \theta_{b(o)}] \exp(-K_1 X) \quad (57)$$

(56)-ს ინტეგრირებით მივიღებთ:

$$\theta_b = [\theta_{\nabla_0} - \theta_{b(o)}] \frac{a_2}{a_3 + K_1} \exp(-K_1 X) + C_1 \exp(-a_3 x) \quad (58)$$

როცა $X = \ell$, $\theta_b = \theta_{b_0}$

$$C_1 = \theta_{b_0} \exp(-a_3 \ell) - [\theta_{\nabla_0} - \theta_{b(o)}] \frac{a_2}{a_3 + k_1} \exp[-(a_3 + k_1)\ell]$$

$$\begin{aligned} \theta_b = \theta_{b_0} \exp[-a_3(\ell - x)] + [\theta_{\nabla_0} - \theta_{b(o)}] \frac{a_2}{a_3 + k_1} \{ \exp(-k_1 x) \\ - \exp[-a_3(\ell - x) - k_1 \ell] \} \end{aligned} \quad (59)$$

სითხის ტემპერატურა წიბოს ფუძეზე გამოითვლება პირობიდან:

როცა $X = 0$, $\theta_b = \theta_{b(o)}$ და

$$\theta_{b(o)} = \theta_{b_0} \frac{(a_3 + k_1) \exp(-a_3 \ell)}{a_1 + k_1 - a_2 \exp[-(a_3 + k_1)\ell]} + \theta_{\nabla_0} \frac{a_2 \{1 - \exp[-(a_3 + k_1)\ell]\}}{a_1 + k_1 - a_2 \exp[-(a_3 + k_1)\ell]} \quad (60)$$

(60)-ს შეტანით (59)-ში საბოლოოდ მივიღებთ:

$$\theta_b = \theta_{b_0} \exp[-a_3(\ell - x)] + [\theta_{\nabla_0} - \theta_{b_0} \exp(-a_3 \ell)] \frac{a_2 [\exp(-k_1 x) - \exp[-a_3(\ell - x) - k_1 \ell]]}{a_1 + k_1 - a_2} \quad (61)$$

$$\begin{aligned} \theta_{\nabla} = \theta_b + [\theta_{\nabla_0} - \theta_{b(o)}] \exp(-k_1 x) = \theta_{b_0} \exp[-a_3(\ell - x)] + \\ + [\theta_{\nabla_0} - \theta_{b_0} \exp(-a_3 \ell)] \frac{(a_1 + k_1 [\exp(-k_1 x) - a_2 \exp[-a_3(\ell - x) - k_1 \ell]])}{a_1 + k_1 - a_2 \exp[-(a_3 + k_1)\ell]} \end{aligned} \quad (62) \quad (10)$$

წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტი ტოლი იქნება:

$$\begin{aligned} \eta_{\nabla} = \frac{\theta_{b_0}}{\theta_{\nabla_0}} \frac{1 - \exp(-a_3 \ell)}{a_3 \ell} + \frac{\theta_{\nabla_0} - \theta_{b_0} \exp(-a_3 \ell)}{\theta_{\nabla_0}} \times \\ \times \frac{a_2}{a_1 + k_1 - a_2 \exp[-(a_3 + k_1)\ell]} \left\{ \frac{1 - \exp(-k_1 \ell)}{k_1 \ell} - \frac{\exp(-k_1 \ell) [1 - \exp(-a_3 \ell)]}{a_3 \ell} \right\} \end{aligned} \quad (63)$$

ამ ფორმულებში შემავალი უცნობი სიდიდის k_1 - ის საპოვნელად, ბალანსური დიფერენციალური განტოლებებიდან რიგი მათემატიკური გარდაქმნების შემდეგ მივიღებთ შემდეგ გამოსახულებას:

$$k_1^2 + a_2 k_1 - m^2 = -m^2 \frac{k_1 \ell}{\exp(k_1 \ell) - 1} \quad (64)$$

რომლის ამოხსნა შესაძლებელია ეგმ-ის საშუალებით.

წიბოს სიმაღლის გაზრდით (64) განტოლების მარჯვენა წევრი მისწრაფვის ნულისაკენ და მაღალი წიბოების შემთხვევაში შეიძლება დაგუშვათ:

$$k_1 = -\frac{a_2}{2} + \sqrt{\left(\frac{a_2}{2}\right)^2 + m^2} \quad (65)$$

სწორი წიბოს ქვემო ნაწილის dx ელემენტისათვის თბური ბალანსის განტოლებას ექნება შემდეგი სახე:

$$\frac{d\theta_b}{dx} + a_3 \theta_b = a_2 [\theta_{\varphi_0} - \theta_{b(o)}] \exp(-k_2 x) \quad (66)$$

რომლის ინტეგრირებით მივიღებთ:

$$\theta_b = [\theta_{\varphi_0} - \theta_{b(o)}] \frac{a_2}{a_3 - k_2} \exp(-k_2 x) + C_2 \exp(-a_3 x) \quad (67)$$

როცა $X=0$, $\theta_b = \theta_{b(o)}$ და $C_2 = \theta_{b(o)} - [\theta_{\varphi_0} - \theta_{b(o)}] \frac{a_2}{a_3 - k_2}$

საბოლოოდ მივიღებთ:

$$\theta_b = \theta_{b(o)} \exp(-a_3 x) + [\theta_{\varphi_0} - \theta_{b(o)}] \frac{a_2}{k_2 - a_3} [\exp(-a_3 x) - \exp(-k_2 x)] \quad (68)$$

$$\theta_{\varphi} = \theta_{b(o)} \exp(-a_3 x) + [\theta_{\varphi_0} - \theta_{b(o)}] \frac{a_2}{k_2 - a_3} [\exp(-a_3 x) - \exp(-k_2 x)] + [\theta_{\varphi_0} - \theta_{b(o)}] \exp(-k_2 x) \quad (69)$$

წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტი:

$$\eta_{\varphi} = \frac{\theta_{b \text{ საშ}}}{\theta_{\varphi_0}} = \frac{\theta_{b(o)}}{\theta_{\varphi_0}} \frac{1 - \exp(-a_3 \ell)}{a_3 \ell} + \frac{\theta_{\varphi_0} - \theta_{b(o)}}{\theta_{\varphi_0}} \frac{a_2}{(k_2 - a_3) \ell} \left[\frac{1 - \exp(-a_3 \ell)}{a_3 \ell} - \frac{1 - \exp(-k_2 \ell)}{k_2 \ell} \right] \quad (70)$$

ამ ფორმულაში შემავალი სიდიდე $\theta_{b(o)}$ განისაზღვრება (60) ფორმულის საშუალებით, ხოლო k_2 -ის გამოსათვლელად მიღებული გვაქვს გამოსახულება

$$k_2^2 - a_2 k_2 - m^2 = -m^2 \frac{k_2 \ell}{\exp(k_2 \ell) - 1} \quad (71)$$

რომელიც ამოიხსნება ეგმ-ის საშუალებით. მაღალი წიბოების შემთხვევაში შეიძლება დაეუშვათ:

$$k_2 = \frac{a_2}{2} + \sqrt{\left(\frac{a_2}{2}\right)^2 + m^2} \quad (72)$$

k_1 და k_2 -ს გამოთვლის მეთოდიკა მოყვანილია ნაშრომში [2].

ნახაზზე 12, სადაც კოორდინატა $X=0$ პირობითად მიღებულია როგორც ზემო და ქვემო წიბოების გამყოფი ფუძე, დატანილია (61), (62), (68), (69) ფორმულებით გამოთვლილი 10 სმ სიმაღლის მქონე წიბოების ზედაპირის და სითხის ტემპერატურების განაწილების მრუდები. აქვე დატანილია იმავე ზედაპირებზე სითხის ტემპერატურის განაწილების მრუდი, როცა წიბოები გამორთულია, ე.ი. როცა თბოცვლა მიმდინარეობს სითხის ნაკადსა და ჰაერს შორის. ტემპერატურის ეს განაწილება გამოთვლილია ცნობილი ფორმულით [10]:

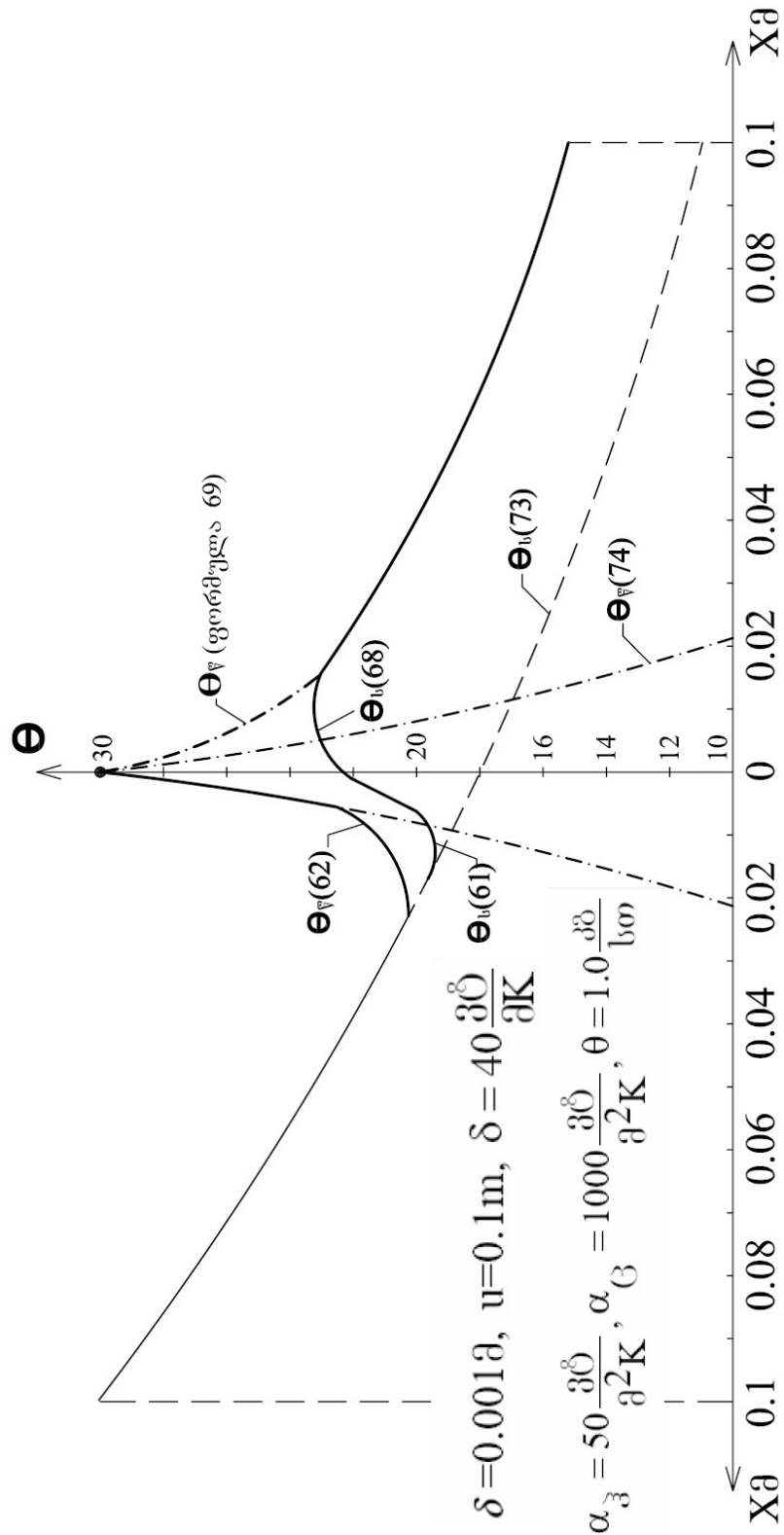
$$\theta_b = \theta_{b0} \exp\left(-\frac{\alpha_a u}{C_{\nabla_b} G} x\right) \quad (73)$$

ასევე დატანილია წიბოს ზედაპირზე ტემპერატურის განაწილება სითხის ნაკადის გარეშე:

$$\theta_{\nabla} = \theta_{\nabla 0} \exp\left(-\sqrt{\frac{\alpha_a u}{\lambda f}} x\right) \quad (74)$$

როგორც გრაფიკიდან ჩანს, სითხის ნაკადის შემთხვევაში წიბოს ზედაპირის საშუალო ტემპერატურა გაცილებით მაღალია, ვიდრე

სითხის ნაკადის გარეშე. ეს ტემპერატურა ასევე მეტია სითხის ნაკადის საშუალო ტემპერატურაზე გამორთული წიბოების დროს.



ნახ. 12 წიბოების ზედაპირის და სითხის ტემპერატურების განაწილების მრუდები

რეალურ პირობებში სწორი წიბოს ზემო და ქვემო ნაწილები ერთად მუშაობენ. ამიტომ წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტი უნდა განვიხილოთ როგორც წიბოს ზემო და ქვემო ნაწილების ეფექტურობათა საშუალო სიდიდე.

სითხის ნაკადის ტემპერატურა წიბოს ზედა და ქვედა ნაწილების პირობითად გამყოფ ფუძეზე, როცა $X=0$

$$\theta_{b(o)} = \theta_{bo} \frac{(a_3 + k_1) \exp(-a_3 \ell)}{a_1 + k_1 - a_2 \exp[-(a_3 + k_1) \ell]} + \theta_{\forall o} \frac{a_2 [1 + \exp[-(a_3 + k_1) \ell]]}{a_1 + k_1 - a_2 \exp[-(a_3 + k_1) \ell]}$$

მოსარწყავზედაპირებიანი თბომცვლელი აპარატის პრაქტიკულად გამოყენების ყველაზე ხელსაყრელ შემთხვევად ითვლება, როცა გაწიბონებული ზედაპირები ირწყვება მუდმივად რეცირკულირებული სითხით (წყლით) ეს პროცესი ხელსაყრელია იმიტომ, რომ არ მითხოვს მომრწყველი სითხის წინასწარ თერმულ დამუშავებას და შესაბამისად დამატებით ხარჯებს. ასეთი “ადიაბატური” პროცესის განხორციელებისას მყარდება რეჟიმი, როცა სითხის ტემპერატურა წიბოს ზედა ნაწილის დატოვებისას წიბოს ქვედა ნაწილზე შემოსული სითხის ტემპერატურის ტოლია.

სითხის ეს ტემპერატურა შეიძლება გამოვითვალოთ შემდეგი გამოსახულების საშუალებით:

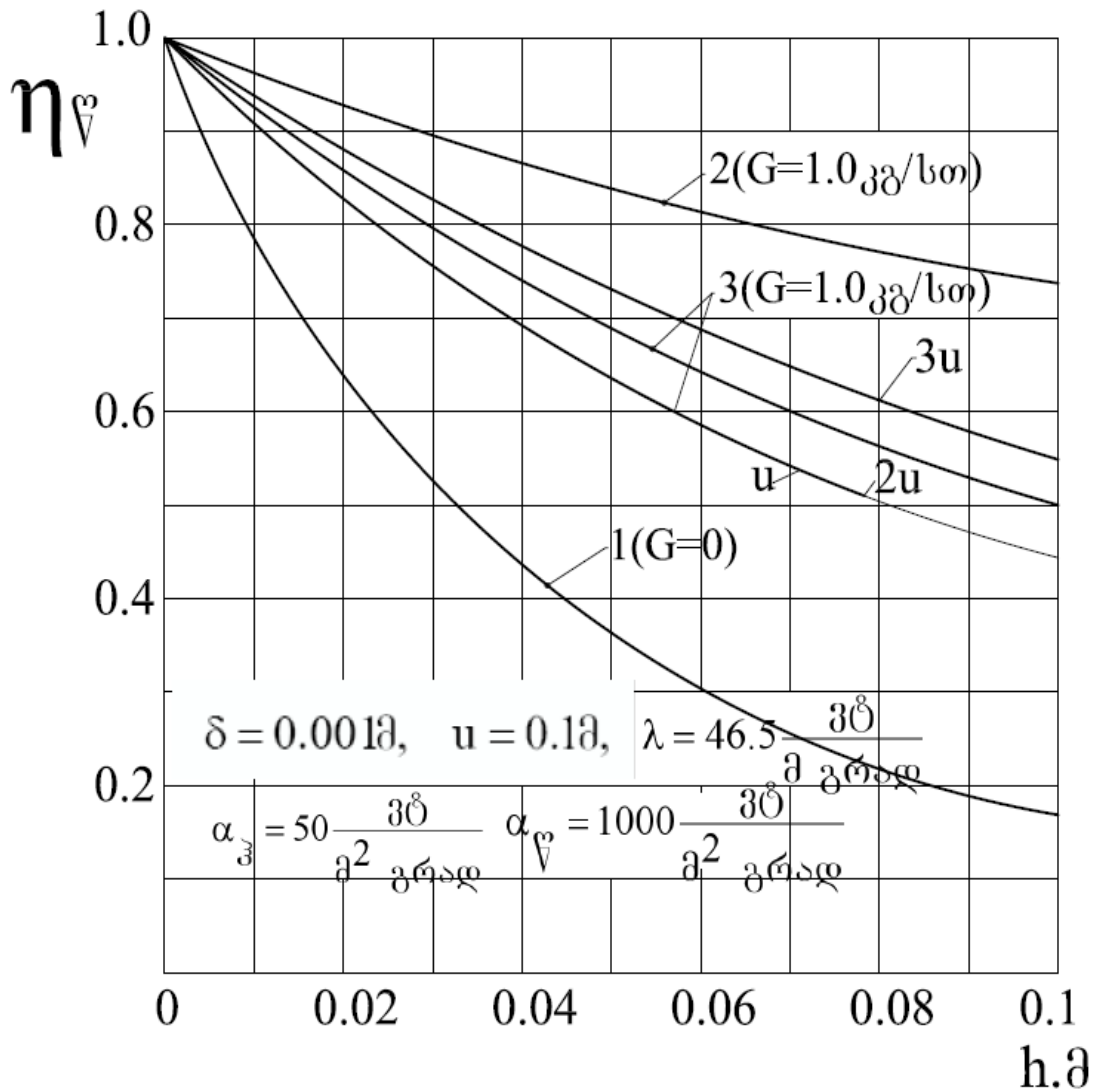
$$\theta_{bo} = \theta_{\forall o} \frac{\frac{a_2}{k_1 - a_3} [\exp(a_3 \ell) - \exp(-k_1 \ell)] + \frac{M}{1 - M} \exp(-a_3 \ell)}{\frac{M}{1 - M} - \exp(-2a_3 \ell) + \frac{a_2}{k_1 - a_3} \{ \exp(-2a_3 \ell) + \exp[-(a_3 + k_1) \ell] \}} \quad (75)$$

სადაც

$$M = \frac{a_2 \{1 - \exp[-(a_3 + k_2) \ell]\}}{a_1 + k_2 - a_2 \exp[-(a_3 + k_2) \ell]}$$

როგორც გამოთვლებმა გვიჩვენა, ასეთი “ადიაბატური” პროცესის განხორციელებისას წიბოს ეფექტურობაზე მცირედ მოქმედებს სითხის ხარჯი. წიბოს ეფექტურობაზე მნიშვნელოვანი გავლენა აქვს წიბოს გეომეტრიულ პარამეტრებს, მათ შორის სითხესა და წიბოს შორის კონტაქტის ზედაპირს.

ნახაზზე 13 მოყვანილია სითხის ნაკადიანი წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტის დამოკიდებულება წიბოს სიმაღლეზე, „მშრალი“ წიბოს შემთხვევაში (მრუდი 1), როცა სითხის საწყისი ტემპერატურა ტოლია წიბოს ფუძის ტემპერატურისა (მრუდი 2) და „ადიაბატური“ რეჟიმის დროს (მრუდები 3) კონტაქტის სხვადასხვა ფართის პირობებში. როგორც გრაფიკიდან ჩანს



ნახ. 13 სითხის ნაკადიანი წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტის დამოკიდებულება წიბოს სიმაღლეზე

„ადიაბატურ“ რეჟიმში სითხესა და წიბოს შორის კონტაქტის ზედაპირის გაზრდით იზრდება წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტი. ამიტომ, სასურველია წიბოს ზედაპირზე შეიქმნას კაპილარული

სტრუქტურა, რაც წიბოს ეფექტურობის ამაღლებასთან ერთად ხელს შეუწყობს სითხის ნაკადის თანაბარ განაწილებას წიბოს მთელ ზედაპირზე.

„ადიაბატური“ პროცესის განხორციელებისას წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტი ნაკლებია, ვიდრე თერმულად დამუშავებული წყლით მორწყვის პირობებში, როცა წყლის საწყისი ტემპერატურა ტოლია წიბოს ფუძის, ანუ მიღებში გამავალი წყლის ტემპერატურისა, მაგრამ იგი სჭარბობს „მშრალი“ წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტს. გაწიბოვნებულ ზედაპირებზე სითხის ნაკადის ორგანიზებით, „ადიაბატურ“ რეჟიმშიც, შესაძლებელია წიბოს ეფექტურობის ოპტიმალური მნიშვნელობის, $\eta_p \geq 85$, შენარჩუნება საკმაოდ მაღალი წიბოების შემთხვევაში ($h = 0,02 \div 0,03$); რაც საგრძნობლად ამცირებს მიღების ხარჯს იმ აპარატებთან შედარებით, სადაც წიბოს სიმაღლედ ჩვეულებრივად მიღებულია $h = 0,005 \div 0,01$ და იძლევა მეტალის მნიშვნელოვან ეკონომიას.

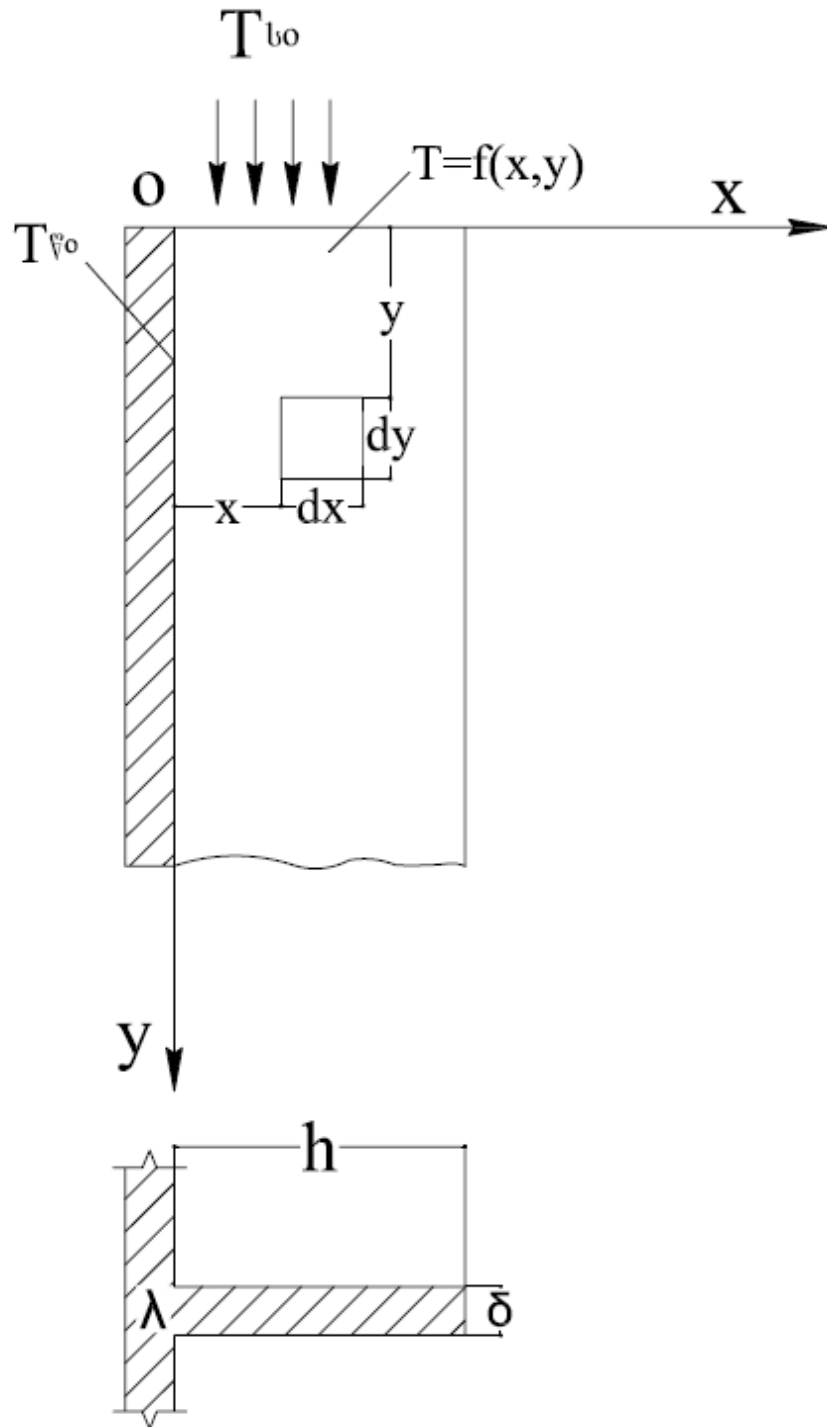
თავი 4.2. სწორი წიბოს ზედაპირის ტემპერატურული ველის და ეფექტურობის გამომკვლევა სითხის ორგანიზებული ნაკადის ფუძის ბასწვრივად მოძრაობის დროს

მოსარწყავზედაპირიან თბომცვლელ აპარატებში, რომლებიც გამოიყენება ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების სისტემებში, შესაძლებელია ისეთი პროცესის განხორციელება, როცა სითხე მოძრაობს სწორი წიბოს ზედაპირზე ფუძის პარალელურად. ამ შემთხვევაში ტემპერატურული ველი წიბოს ზედაპირზე ორგანზომილებიანია. ანალოგიური სტაციონალური თბოგამტარობის ორგანზომილებიანი ამოცანა ნახევრადშეზღუდული ფირფიტისათვის სითხის გარეშე განხილულია შრომებში [3, 12].

განვიხილოთ ერთგვაროვანი მასალის თხელი სწორი წიბო მუდმივი სისქით δ და თბოგამტარობით λ , რომლის ზომა შეუზღუდავია oy ღერძის მიმართულებით ნახ. 14. უშვებთ რომ მუდმივია სითხის

სითბოტევადობა $C_{\text{წ}}$ და მასური ხარჯი G . მუდმივია აგრეთვე ჰაერსა და სითხეს შორის თბოცვლის კოეფიციენტი α ; ჰაერის ტემპერატურა

სითხის ნაწილი



ნახ. 14 სწორი წიბო, მუდმივი სისქით და თბოგამტარობით, რომლის სიგრძე შეუზღუდავია

T_{3o} , წიბოს ტემპერატურა ფუძეზე $T_{\varphi o}$. სითხისა და წიბოს ტემპერატურები ზედაპირის ნებისმიერ წერტილში არ განსხვავდებიან ერთმანეთისაგან $T_{\varphi} = T_b = T$.

სითხოს ბალანსის დიფერენციალური განტოლება ზედაპირის $dx dy$ ელემენტისათვის შემდეგნაირად ჩაიწერება:

$$\lambda \delta \left(\frac{\gamma^2 T_{\varphi}}{\gamma x^2} + \frac{\gamma^2 T_{\varphi}}{\gamma y^2} \right) dx dy = \frac{C_{\varphi b} G}{h} \frac{\gamma T_b}{\gamma y} dx dy + 2\alpha_3 (T_b - T_3) dx dy \quad (76)$$

შემოვიღოთ შემდეგი აღნიშვნები: $\frac{C_{\varphi b} G}{\lambda \delta h} = a$; $\frac{2\alpha}{\lambda \delta} = b$; $T = T_{\varphi o} = \theta$;

$$T_{3o} = T_{\varphi o} = \theta_{3o}; \quad T_{bo} = T_{\varphi o} = \theta_o;$$

მაშინ (76) მიიღებს სახეს:

$$\frac{\gamma^2 \theta}{\gamma x^2} + \frac{\gamma^2 \theta}{\gamma y^2} = a \frac{\gamma \theta}{\gamma y} \epsilon \theta + \epsilon \theta_{3o} = 0; \quad (77)$$

შემდეგი სასაზღვრო პირობებით:

$$\begin{aligned} \text{როცა} \quad x=0, \quad \theta_{(o,y)} &= 0 \\ y=0, \quad \theta_{(x,o)} &= \theta_{bo} \end{aligned} \quad (78)$$

მოცემული განტოლების ამოსახსნელად ვიყენებთ ფურიეს სინუს გარდაქმნას:

$$\theta_{(x_1,y)} \int_0^{\infty} F(\lambda_1 y) \sin(\lambda_1 x) dx \quad (79)$$

$$\text{სადაც} \quad F(\lambda_1 y) = \frac{2}{\Pi} \int_0^{\infty} \theta(x_1 y) \sin(\lambda_1 x) dx$$

(79) - ს საშუალებით, რიგი მათემატიკური გარდაქმნების შემდეგ (77) დებულობს სახეს:

$$\frac{d^2 F(\lambda_1 y)}{dy^2} - a \frac{dF(\lambda_1 y)}{dy} - (\lambda^2 + b) F(\lambda_1 y) + \frac{2b\theta_{bo}}{\Pi \lambda} = 0 \quad (80)$$

(80) წარმოადგენს მეორე რიგის არაერთგვაროვან დიფერენციალურ განტოლებას, რომლის ზოგადი ამონახსნია:

$$F(\lambda_1 y) = F_1(\lambda_1 y) + F_2(\lambda_1 y) \quad (81)$$

ამ გამოსახულების პირველი წევრი არის (80) - ს შესაბამისი ერთგვაროვანი დიფერენციალური განტოლების ზოგადი ამონახსნი და ტოლია:

$$F_1(\lambda_1 y) = \ell^{\frac{ay}{2}} (C_1 \ell^{Ky} + C_2 \ell^{-Ky}) \quad (82)$$

სადაც
$$K = \frac{1}{2} \sqrt{a^2 + y(\lambda^2 + b)}$$

მეორე წევრი წარმოადგენს (80) - ს კერძო ამონახსნს:

$$F_2(\lambda_1 y) = \frac{1}{K} \int_0^y \left(-\frac{2}{\Pi} \frac{b\theta_{bo}}{\lambda} \right) \ell^{-\frac{a}{2}(t-y)} \operatorname{sh} K(y-t) dt \quad (83)$$

რომელიც, რიგი მათემატიკური გარდაქმნების შემდეგ მიიღებს სახეს:

$$F_2(\lambda_1 y) = \frac{b\theta_{bo}}{\Pi \lambda K} \left[\frac{1 - \ell^{y\left(K + \frac{a}{2}\right)}}{K + \frac{a}{2}} + \frac{1 - \ell^{-y\left(K + \frac{a}{2}\right)}}{K - \frac{a}{2}} \right] \quad (84)$$

(82) და (84) - ს შეტანით (81) - ში მივიღებთ:

$$F(\lambda_1 y) = \left[C_1 - \frac{b\theta_{bo}}{\Pi \lambda K \left(K + \frac{a}{2} \right)} \right] \ell^{y\left(K + \frac{a}{2}\right)} + \left[C_2 - \frac{b\theta_{bo}}{\Pi \lambda K \left(K + \frac{a}{2} \right)} \right] \ell^{-y\left(K + \frac{a}{2}\right)} + \frac{2}{\Pi} \frac{b\theta_{bo}}{\lambda(\lambda^2 + b)} \quad (85)$$

C_1 და C_2 ინტეგრირების მუდმივების განსაზღვრისათვის ვიყენებთ შემდეგ სასაზღვრო პირობებს:

როცა $y=0$, $\theta_{(x_1,0)} = \theta_{bo}$ და $F(\lambda_1,0) = \frac{2}{\Pi} \int_0^{\infty} \theta(x_1,0) \sin(\lambda_1 x) dx = \frac{2}{\Pi} \frac{\theta_{bo}}{x}$

(85')

მორე მხარე, (85)-დან მივიღებთ:

$$F(\lambda_1,0) = \left[C_1 - \frac{b\theta_{bo}}{\Pi \lambda K \left(K + \frac{a}{2} \right)} \right] + \left[C_2 - \frac{b\theta_{bo}}{\Pi \lambda K \left(K - \frac{a}{2} \right)} \right] + \frac{2b\theta_{bo}}{\Pi \lambda (x^2 + b)} \quad (86)$$

ამ გამოსახულებიდან რიგი მათემატიკური გარდაქმნების შედეგად გვექნება:

$$C_1 + C_2 = \frac{2}{\Pi} \frac{\theta_{bo}}{x} \quad (87)$$

როცა $y = \infty$, $\frac{d\theta_{(x_1,y)}}{dy} = 0$ საიდანაც, მათემატიკური გარდაქმნების შედეგად მიიღება სასაზღვრო პირობა გამოსახულებისთვის $\left. \frac{dF(\lambda_1,y)}{dy} \right|_{y=\infty} = 0$

(85)-ს გათვალისწინებით და პირობით $K > \frac{a}{2}$ მივიღებთ:

$$C_1 = \frac{b\theta_{bo}}{\Pi \lambda K \left(K + \frac{a}{2} \right)}, \quad C_2 = \frac{2\theta_{bo}}{\Pi \lambda} - \frac{b\theta_{bo}}{\Pi \lambda K \left(K + \frac{a}{2} \right)} \quad (88)$$

რომელთა შეტანით (85)-ში საბოლოოდ მივიღებთ გამოსახულებას:

$$F(\lambda_1,y) = \left[\frac{2\theta_{bo}}{\Pi \lambda} - \frac{2b\theta_{bo}}{\Pi \lambda (\lambda^2 + b)} \right] e^{-y \left(K - \frac{a}{2} \right)} + \frac{2b\theta_{bo}}{\Pi \lambda (\lambda^2 + b)} \quad (89)$$

ფურცეს უკუგარდაქმნების საშუალებით $\theta(x_1,y)$ ორიგინალისათვის გვექნება:

$$\theta(x,y) = \frac{2}{\Pi} \theta_{bo} \int_0^{\infty} \frac{\ell^{-y\left(\frac{K-a}{2}\right)}}{\lambda} \sin(\lambda x) d\lambda - \frac{2}{\Pi} b \theta_{bo} \int_0^{\infty} \frac{\ell^{-y\left(\frac{K-a}{2}\right)}}{\lambda(\lambda^2 + b)} \sin(\lambda x) d\lambda + \frac{2}{\Pi} b \theta_{bo} \int_0^{\infty} \frac{\sin(\lambda x)}{\lambda(\lambda^2 + b)} d\lambda \quad (90)$$

მიღებული განტოლების პირველი და მეორე წევრები ანალიზურად არ განისაზღვრებიან და ამიტომ წიბოს ზედაპირის ორგანოზომილებიანი ტემპერატურული ველის საპოვნელად საჭირო ხდება ეგმ-ის გამოყენება.

საკმაოდ გრძელი წიბოს შემთხვევაში, ან როცა ხდება მომრწყველი სითხის რეცირკულაცია შეიძლება მივიღოთ, რომ $y = \infty$ და (90) მიიღებს სახეს:

$$\theta(x,y) = \frac{2}{\Pi} \theta_{bo} b \int_0^{\infty} \frac{\sin(\lambda x)}{\lambda(\lambda^2 + b)} dx = \theta_{bo} (1 - \ell^{-\sqrt{bx}}) \quad (91)$$

რომელიც წარმოადგენს უსასრულო სიგრძის სწორი წიბოს ზედაპირის ერთგანზომილებიანი ტემპერატურული ველის გამოსახულებას [3]:

$$\frac{T - T_b}{T_{\infty} - T_b} = \ell^{-\sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda\delta} x}} \quad (92)$$

წიბოს ზედაპირის საშუალო ტემპერატურა განისაზღვრება შემდეგი გამოსახულებით:

$$\bar{\theta} = \frac{1}{hL} \int_0^h \int_0^L \theta_{(x,y)} dx dy \quad (93)$$

სადაც L - წიბოს სიგრძეა y ღერძის მიმართულებით. ამ ფორმულაში (90) - ს შეტანით მივიღებთ:

$$\bar{\theta} = \frac{2\theta_{\text{bo}}}{\Pi h L} \int_0^{\infty} \frac{(1 - \cos h\lambda) \left[1 - \ell^{-L\left(K - \frac{a}{2}\right)} \right]}{\lambda^2 \left(K - \frac{a}{2} \right)} d\lambda - \frac{2b\theta_{\text{bo}}}{\Pi h L} \int_0^{\infty} \frac{(1 - \cos h\lambda) \left[1 - \ell^{-L\left(K - \frac{a}{2}\right)} \right]}{\lambda^2 (K_2 - b) \left(K - \frac{a}{2} \right)} d\lambda + \quad (94)$$

$$\theta_{\text{bo}} + \frac{\theta_{\text{bo}}}{h\sqrt{b}} \left(\ell^{-h\sqrt{b}} - 1 \right)$$

წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტი კი იქნება:

$$\eta = 1 - \frac{\bar{\theta}}{\theta_{\text{bo}}} = \frac{2b}{\Pi h L} \int_0^{\infty} \frac{(1 - \cos h\lambda) \left[1 - \ell^{-L\left(K - \frac{a}{2}\right)} \right]}{\lambda^2 (\lambda^2 + b) \left(K - \frac{a}{2} \right)} d\lambda - \quad (95)$$

$$- \frac{2\theta_{\text{bo}}}{\Pi h L \theta_{\text{bo}}} \int_0^{\infty} \frac{(1 - \cos h\lambda) \left[1 - \ell^{-L\left(K - \frac{a}{2}\right)} \right]}{\lambda^2 \left(K - \frac{a}{2} \right)} d\lambda + \frac{1 - \ell^{-h\sqrt{b}}}{h\sqrt{b}}.$$

საკმაოდ გრძელი წიბოს შემთხვევაში, ან როცა ხდება მომრწყველი წყლის რეცირკულაცია (95) მიიღებს სახეს:

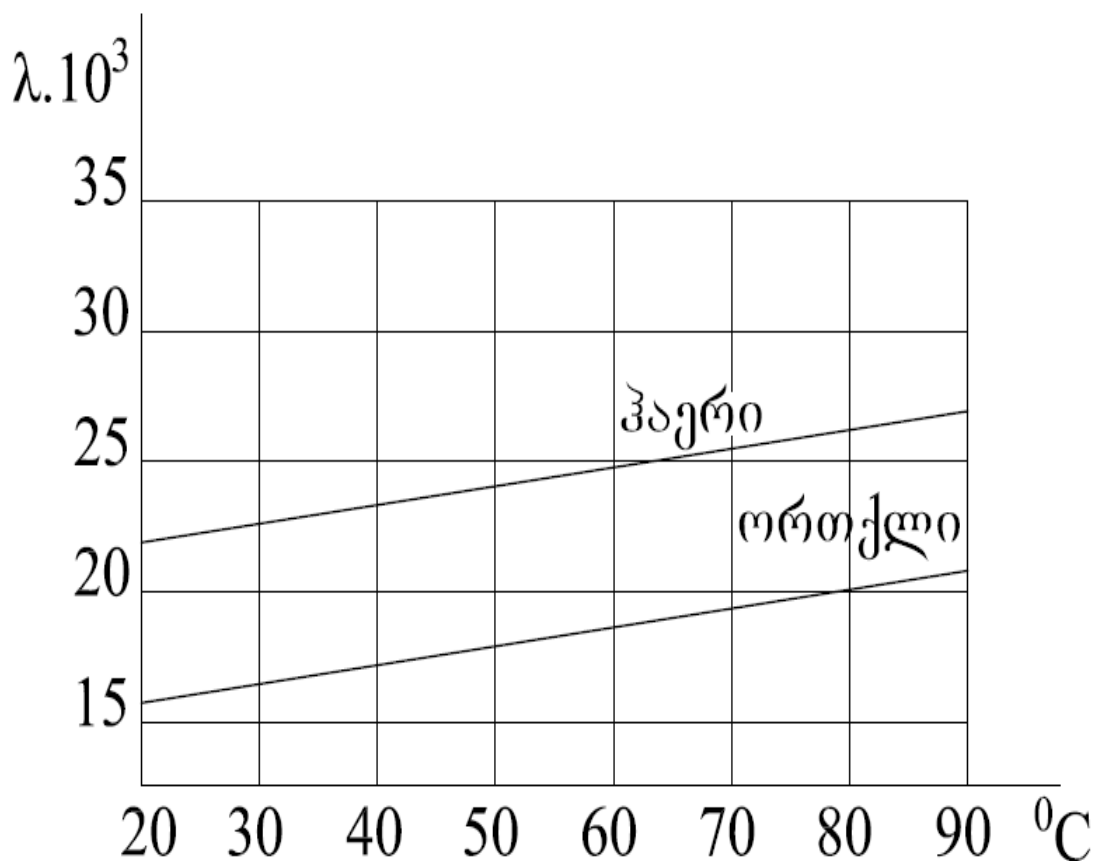
$$\eta = \frac{1 - \ell^{-h\sqrt{b}}}{h\sqrt{b}} \quad (96)$$

თავი 4.3. მრგვალი წიბოს ზედაპირის ტემპერატურული ველის და ეფექტურობის გამოკვლევა სითხის ორგანიზებული ნაკადის შემთხვევაში

გათბობის, ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების სისტემებში ჰაერის თერმოდინამიური დამუშავებისთვის, უმრავლეს შემთხვევაში, გამოიყენება თბომცველი აპარატები, სადაც ცილინდრული ზედაპირები (მილები) აღჭურვილია მრგვალი წიბოებით ნახ. 15. ა

სითხის ორგანიზებული ნაკადი ასეთ ზედაპირებზე იწვევს ტემპერატურული ველის და შესაბამისად ეფექტურობის კოეფიციენტის ცვლილებას „მშრალ“ წიბოებთან შედარებით. განვიხილოთ ერთგვაროვანი მასალის მრგვალი წიბო მუდმივი სისქით δ და თბოგამტარობის კოეფიციენტით λ ნახ. 16. წიბოს შიგა რადიუსია r ,

ხოლო გარე რადიუსი- r_2 . დაშვებულია, რომ მუდმივია სითხის ხარჯი G და სითბოტევადობა $C_{\text{წხ}}$. ასევე მუდმივია ჰაერის ტემპერატურა t_b , წიბოს ტემპერატურა ფუძეზე T_o და ჰაერსა და სითხეს შორის თბოცვლის კოეფიციენტი α . სითხის და წიბოს ტემპერატურები



ნახ. 15 თბომცვლელი აპარატები, რომლის ცილინდრული ზედაპირები (მილები) აღჭურვილია მრგვალი წიბოებით

ზედაპირის ნებისმიერ წერტილში ერთმანეთის ტოლია $T_{\text{წ}} = T_{\text{სო}} = T$. მიღებული გვაქვს $\theta = T - T_b$, $\theta_o = T_o - T_b$.

dr სისქის წიბოს რგოლური ელემენტისთვის თბოგამტარობით გადატანილი სითბოს რაოდენობა იქნება;

$$dQ\lambda = \theta r - \theta r + dr = 2\pi\lambda \left(\frac{d^2\theta}{dr^2} r dr + \frac{d\theta}{dr} dr \right) \quad (97)$$

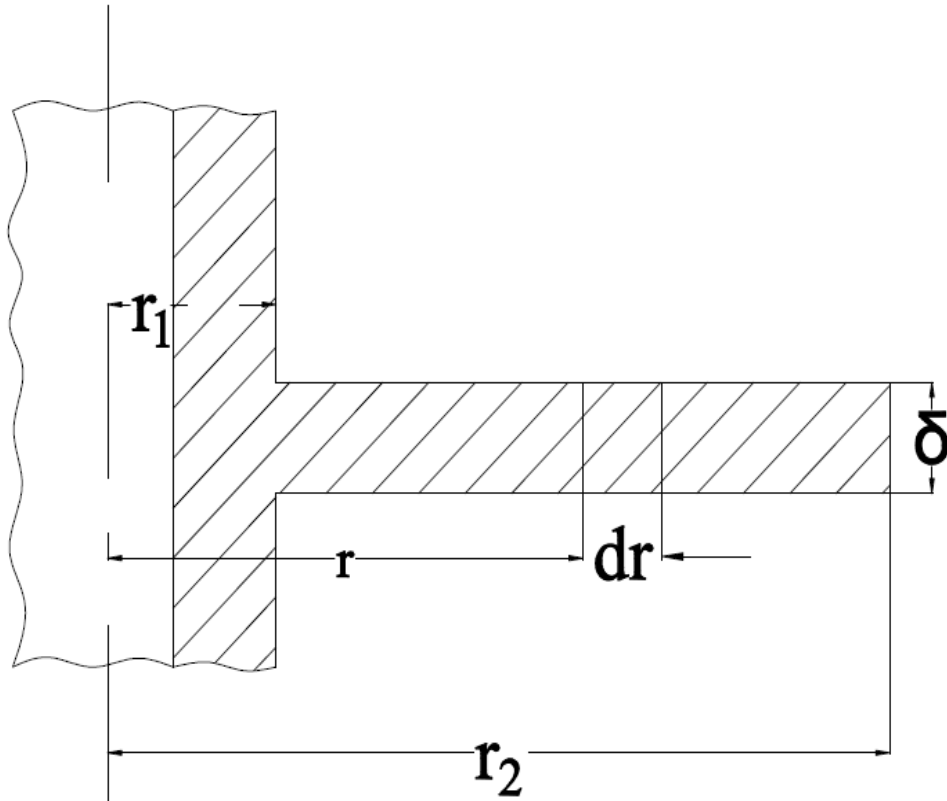
სითხის ნაკადის მიერ გადატანილი სითბოს რაოდენობა:

$$dQ_G = - C_{\nabla b} G \frac{d\theta}{dr} dr \quad (98)$$

მათი ჯგამი წარმოადგენს გარემო ჰაერისადმი გადიდებულ სითბოს რაოდენობას;

$$dQ = \alpha \theta 4 \Pi r dr \quad (99)$$

ამრიგად მივიღებთ შემდეგ დიფერენციალურ განტოლებას;



ნახ. 16 ერთგვაროვანი მასალის მრგვალი წიბო, მუდმივი სისქით

$$\frac{d^2 \theta}{dr^2} - \frac{1}{r} \left(\frac{C_{\nabla b} G}{2 \Pi \lambda \delta} - 1 \right) \frac{d\theta}{dr} - \frac{2\alpha}{\lambda \delta} \theta = 0 \quad (100)$$

რომელიც წარმოადგენს ბესელის მოდიფიცირებულ დიფერენციალურ განტოლებას. მისი ზოგადი ამოხსნა იქნება;

$$\theta = r^{\nu} [C_1 I_{\nu}(Z) + C_2 K_{\nu}(Z)] \quad (101)$$

სადაც $m = \left(\frac{2\alpha}{\lambda \delta} \right)^{\frac{1}{2}}; \quad V = \left(\frac{C_{\nabla b} G}{y \Pi \lambda \delta} \right); \quad Z = i m z$

C_1 და C_2 მუდმივები გამოითვლებიან სასაზღვრო პირობებიდან:
როცა $r = r_1$; $\theta = \theta_0$.

$$r = r_2; \quad \frac{d\theta}{dz} = 0. \quad (102)$$

რეკურენტული ფორმულების გამოყენებით, (101) - დან მივიღებთ ორ განტოლებას:

$$\begin{aligned} \theta_0 &= r_1^{\nu} [C_1 I_{\nu}(z_1) + C_2 K_{\nu}(z_1)] \text{ და} \\ O &= Vr_2^{\nu-1} [C_1 I_{\nu}(z_2) + C_2 K_{\nu}(z_2)] + r_2^{\nu} \left\{ C_1 \left[im I_{\nu+1}(Z_2) + \frac{V}{r_2} Z_{\nu}(z_2) \right] + \right. \\ &\left. + C_2 \left[-im K_{\nu+1}(Z_2) + \frac{V}{r_2} K_{\nu}(z_2) \right] \right\} \end{aligned}$$

გამოვითვალეთ რა C_1 და C_2 -ს ამ განტოლებებიდან ჩავსვამთ მათ (101) - ში და მივიღებთ მრგვალი წიბოს ზედაპირზე ტემპერატურის განაწილების ფორმულას:

$$\theta = \theta_0 \left(\frac{r}{r_1} \right)^{\nu} \frac{I_{\nu}(z)K_{\nu-1}(z_2) + I_{\nu-1}(z_2)K_{\nu}(z)}{I_{\nu}(z_1)K_{\nu-1}(z_2) + I_{\nu-1}(z_2)K_{\nu}(z_1)} \quad (103)$$

წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტი, რომელიც წარმოადგენს ზედაპირიდან გაცემული რეალური სითბოს რაოდენობის შეფარდებას სითბოს რაოდენობასთან, რომელიც გაიცემოდა იმ შემთხვევაში თუ წიბოს მთელ ზედაპირს ექნებოდა ფუძის ტემპერატურა. შემდგენიარად გამოისახება:

$$\eta = \frac{2\Pi\alpha \int_{r_1}^{r_2} \theta r dr}{\Pi(r_2^2 - r_1^2)\alpha\theta_0} = \frac{2 \int_{r_1}^{r_2} \theta r dr}{\theta_0(r_2^2 - r_1^2)} \quad (104)$$

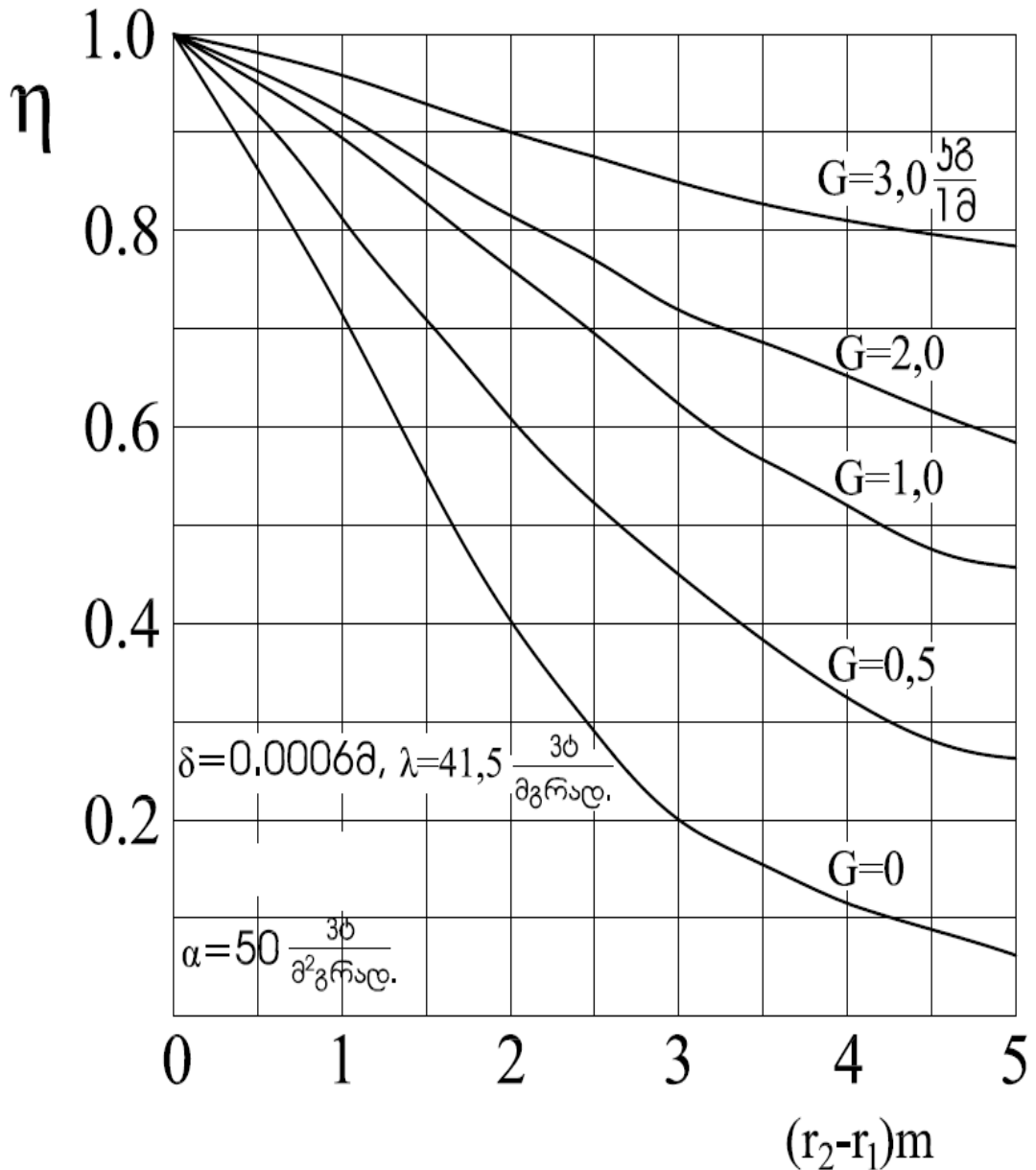
(100) - დან გვექნება:

$$r\theta = \frac{r}{m^2} \frac{d^2\theta}{dr^2} - \frac{1}{m^2} \left(\frac{C_{\nu b} G}{2\Pi\lambda \delta} - 1 \right) \frac{d\theta}{dr}$$

და მივიღებთ:

$$\eta = \frac{2}{\theta_o m^2 (r_2^2 - r_1^2)} \left[2V(\theta_o - \theta_{r_2}) - r_1 \left(\frac{d\theta}{dr} \right)_{r=r_1} \right] \quad (105)$$

გამოვიყენებთ რა რეკურენტულ ფორმულებს საბოლოოდ მივიღებთ:



ნახ. 17 მრგვალი წიბოს ეფექტურობის დამოკიდებულება სიდიდებზე $m(r_2 - r_1)$ სითხის სხვადასხვა ხარჯის დროს

$$\eta = \frac{2}{m^2(r_2^2 - r_1^2)} x \quad (106)$$

$$x = \frac{2V[I_V(z_1)K_{V-1}(z_2) + I_{V-1}(z_2)K_V(z_1)] - 2V\left(\frac{r_2}{r_1}\right)^V [I_V(z_2)K_{V-1}(z_2) + I_{V-1}(z_2)K_V(z_2)]}{I_V(z_1)K_{V-1}(z_2) + I_{V-1}(z_2)K_V(z_1)}$$

$$- \frac{z_1[K_{V-1}(z_2)I_{V-1}(z_1) - I_{V-1}(z_2)K_{V-1}(z_1)]}{I_V(z_1)K_{V-1}(z_2) + I_{V-1}(z_2)K_V(z_1)}$$

რომელიც, როცა $G = 0$ ე.ი. $V = 0$ გარდაიქმნება „მშრალი“ წიბოს ეფექტურობის გამოსათვლელ ფორმულად:

$$\eta = \frac{r r_1}{m(r_2^2 - r_1^2)} \frac{I_1(mr_2)K_1(mr_1) - K_1(mr_2)Z_1(mr_1)}{K_1(mr_2)I_1(mr_1) + I_1(mr_2)K_1(mr_1)} \quad (107)$$

ნახაზზე 17 მოცემულია მრგვალი წიბოს ეფექტურობის დამოკიდებულება სიდიდეზე $m(r_2 - r_1)$ სითხის სხვადასხვა ხარჯის დროს. როგორც გრაფიკიდან ჩანს, მრგვალი წიბოს შემთხვევაშიც სითხის ნაკადს დიდი გავლენა აქვს წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტზე და ეს გავლენა იზრდება სითხის ხარჯის გაზრდით.

თავი 5. წიბოს ზედაპირის ტემპერატურული ველის ექსპერიმენტალური გამოკვლევა

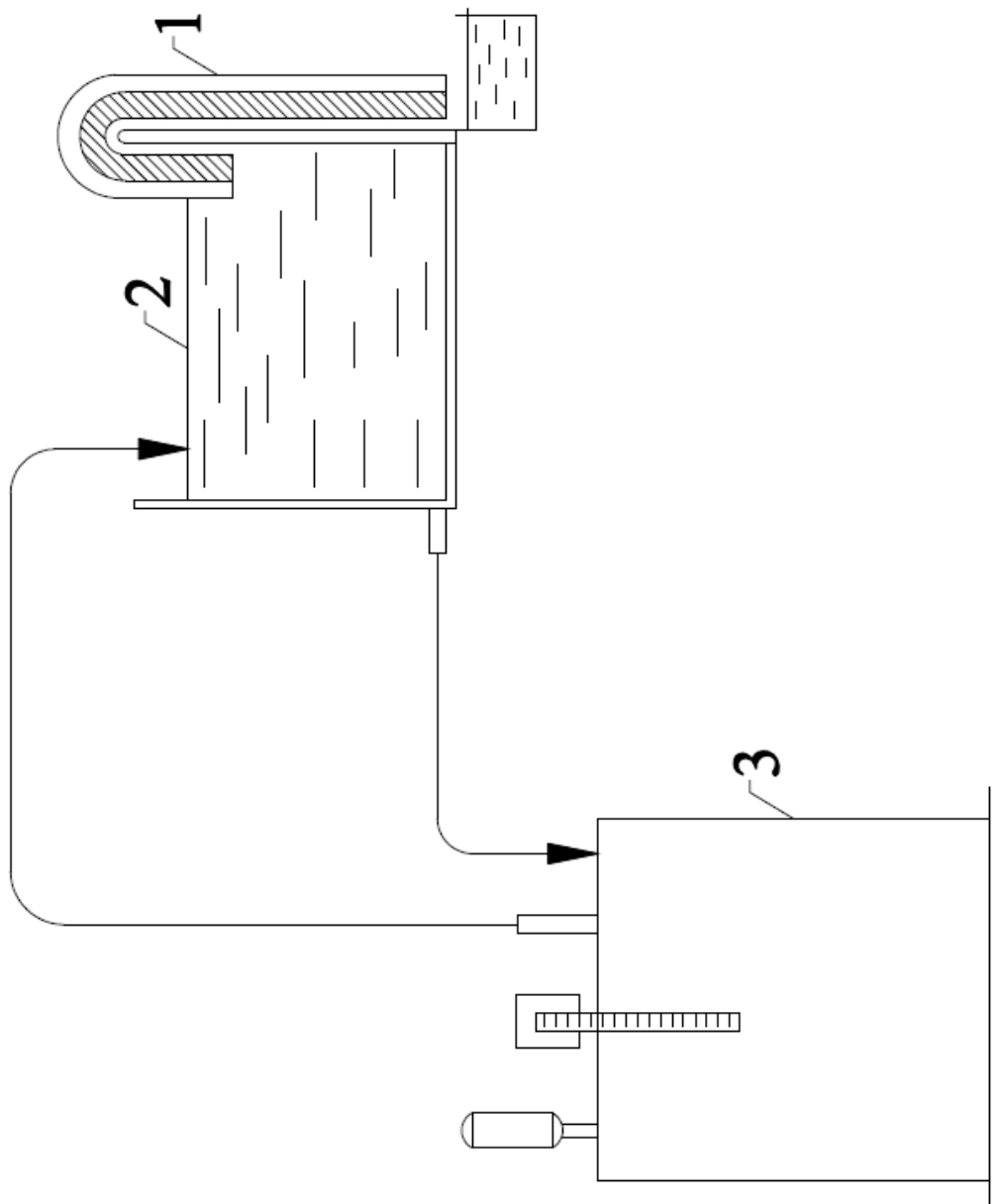
ზემოთ მოყვანილ მასალებში მოცემულია წიბოს ზედაპირის ტემპერატურული ველის და ეფექტურობის გამოსათვლელი ფორმულები სითხის ორგანიზებული ნაკადის შემთხვევაში და მათზე ჰაერის ტემპერატურის ცვლილების გათვალისწინებით. მიღებული ანალიზური დამოკიდებულებების შესამოწმებლად ჩატარებული იქნა ექსპერიმენტალური გამოკვლევები, რისთვისაც შექმნილი იყო რამოდენიმე ექსპერიმენტალური სტენდი. პირველ სტენდზე შეისწავლებოდა სწორი წიბოს ზედაპირზე ტემპერატურის განაწილება ჰაერის ბუნებრივი კონვექციის პირობისთვის, როცა სითხის საწყისი ტემპერატურა ტოლია წიბოს ფუძის ტემპერატურის, სითხის ნაკადის და კონდუქციური სითბოს ნაკადის მიმართულებები ერთმანეთს ემთხვევა. სწორკუთხა კვეთის სწორ წიბოს წარმოადგენდა უჟანგავი ფოლადის ფირფიტა, რომლის თბოგამცემ ზედაპირზე დატანილი იყო კაპილარული ღარები, მეორე ზედაპირი კი იყო თბოიზოლირებული.

ექსპერიმენტალური სტენდის სქემა მოცემულია ნახაზზე 18. მოხრილი ფირფიტა (1) რომლის ზომებია: სისქე $\delta = 0.002\text{მ}$, სიგანე $b = 0.12\text{მ}$, სიგრძე $l = 0.11\text{მ}$, ერთი ბოლოთი ჩაშვებული იყო წყლიან ავზში (2). ავზში წყლის ტემპერატურის რეგულირება ხორციელდებოდა ავტომატური მოწყობილობით ადჭურვილი თერმოსტატით (3) საშუალებით. ფირფიტის კაპილარული სტრუქტურა, მუშაობდა რა როგორც კაპილარული ტუმბო, უზრუნველყოფდა წყლის მუდმივ ნაკადს წიბოს ზედაპირზე. წყლის ხარჯის რეგულირება ხორციელდებოდა წიბოს ჩაძირვის დონის ცვლილებით, ხოლო ხარჯის გაზომვა კი აწონვით.

ტემპერატურის ცვლილება ფირფიტის ზედაპირზე განისაზღვრებოდა ზედაპირზე მირჩილული ქრომელ-ალუმელის თერმოწყვილების საშუალებით. ტემპერატურა იზომებოდა რვა წერტილში წიბოს ფუძიდან (ფირფიტის ბოლო, ჩაშვებული წყალში) წიბოს ბოლომდე (ფირფიტის თავისუფალი ბოლო ჰაერში). თერმოწყვილების ელექტრო მამოძრავებელი ძალა განისაზღვრებოდა

დაბალწინაღობიანი პოტენციომეტრის საშუალებით. იზომებოდა აგრეთვე ავზში მყოფი წყლის ტემპერატურა ლაბორატორიული თერმომეტრით და ჰაერის ტემპერატურა და ტენიანობა ასმანის ფსიქრომეტრის საშუალებით. ექსპერიმენტები ტარდებოდა ჰაერის ბუნებრივი კონვექციის პირობებში.

ავზში მყოფი წყლის ტემპერატურის ცვლილების შესაბამისად ფირფიტის ზედაპირის ტემპერატურული ველი განისაზღვრებოდა



ნახ. 18 პირველი ექსპერიმენტალური სტენდის სქემა

როგორც ჰაერიდან წყლის ზედაპირზე წყლის ორთქლის კონდენსაციის, ასევე წყლის აორთქლების პირობებში. განისაზღვრებოდა აგრეთვე „მშრალი“ წიბოს ზედაპირზე ტემპერატურის განაწილება სითხის ნაკადის გარეშე.

ექსპერიმენტული გამოკვლევების რეზულტატები მოცემულია გრაფიკზე ნახ. 19 უგანზობილებო კოორდინატებში:

$$\frac{\theta}{\theta_o} = \frac{t_3 - t_x}{t_3 - t_o} \quad \text{და} \quad \frac{x}{h}$$

სადაც t_3 -ჰაერის ტემპერატურაა K , t_o -წიბოს ფუძის ტემპერატურა (წყლის ტემპერატურა ავზში), t_x -ზედაპირის ტემპერატურა მოცემულ წერტილში, x -წერტილის კოორდინატა მ, h -წიბოს (ფირფიტის) სიმაღლეა, მ.

გრაფიკზე დატანილია ტემპერატურის განაწილება წიბოს სიმაღლეზე ჰაერის გათბობის და გაცივების შემთხვევაში სითხის ნაკადის გარეშე ($G=0$), ასევე წყლის აორთქლებისა და მის ზედაპირზე ჰაერიდან წყლის ორთქლის კონდენსაციის პირობებში სითხის ნაკადის სხვადასხვა ხარჯის დროს.

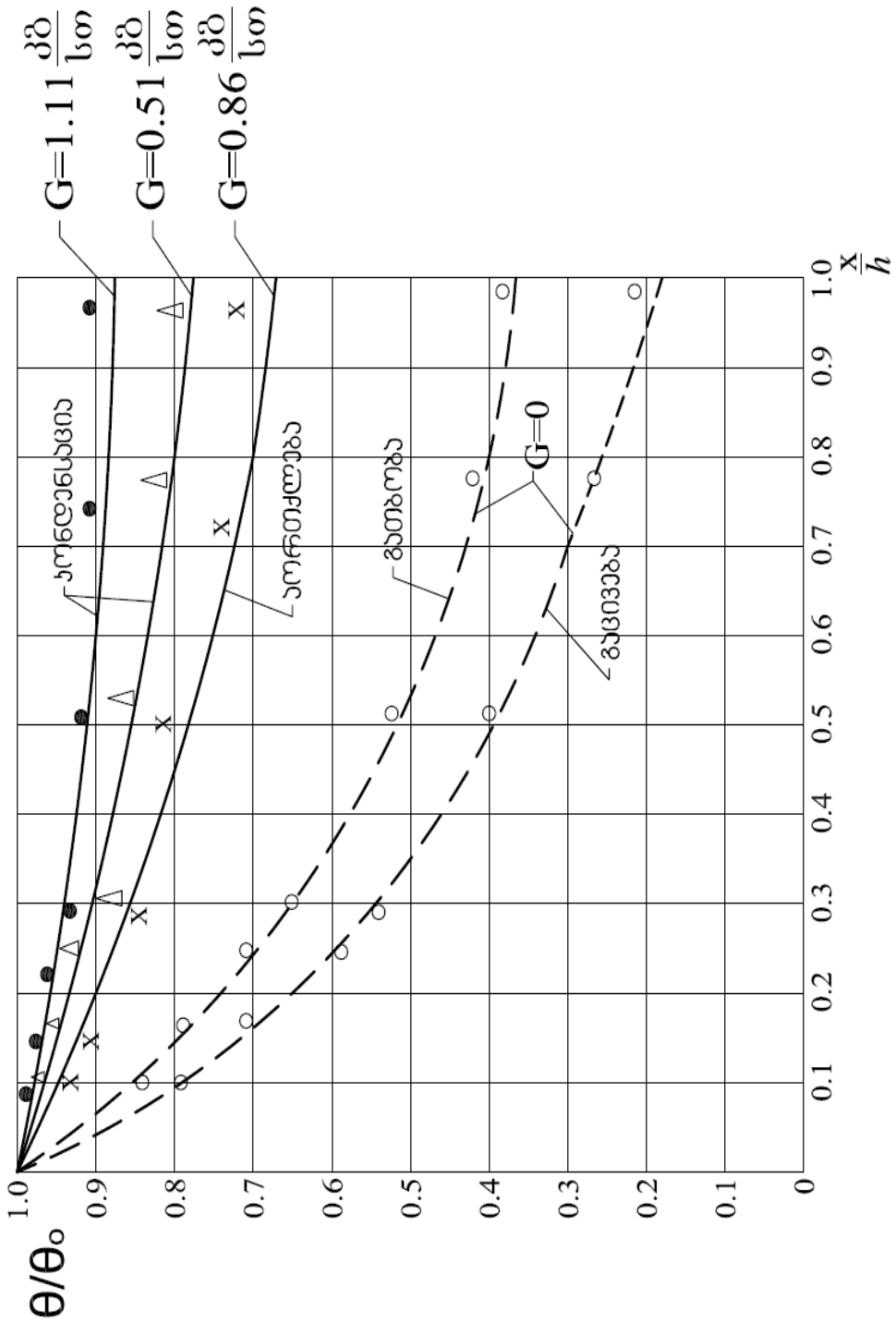
გრაფიკზე თეორიული მრუდების დასატანად საჭიროა განისაზღვროს ექსპერიმენტების პირობების შესაბამისი ჰაერსა და წიბოს ზედაპირს შორის თბოცვლის კოეფიციენტები. ბუნებრივი კონვექციის პირობებში - ლამინარული რეჟიმის დროს, როცა დაცულია პირობა $10^3 < G_r \times P_r < 10^9$, სწორედ ამ რეჟიმში ტარდებოდა ექსპერიმენტები. ჰაერსა და წიბოს ზედაპირს შორის კონვექციური თბოცვლის კოეფიციენტი მასათა ცვლის გარეშე გამოითვლება ცნობილი კრიტერიული განტოლებით [19]:

$$N_u = 0.75(G_r \times P_r)^{0.25} \quad (108)$$

სადაც: $N_u \frac{\alpha_k \ell}{\lambda}$ - ნუსელტის კრიტერიუმი;

$G_r = \frac{\beta \ell^3 g \Delta t}{\gamma^2}$ - გრასგოფის კრიტერიუმი;

$$P_r = \frac{v}{a} - \text{პრანტლის კრიტერიუმი;}$$



$O-G=0$, $\Delta-G=0.51$ $\frac{\text{კმ}}{\text{სთ}}$, $X-G=0.86$ $\frac{\text{კმ}}{\text{სთ}}$, $\bullet-G=1.11$

ნახ. 19 ექსპერიმენტული გამოკვლევების რეზულტატები

ამ კრიტერიუმებში შემავალი სიდიდეებია: α_j - კონვექციური თბოცვლის კოეფიციენტი $\frac{\text{ვადტი}}{\text{მ}^2 \text{K}}$; ℓ - მსაზღვრელი ზომა, ჩვენს შემთხვევაში წიბოს სიმაღლე, მ; λ - ჰაერის თბოგამტარობის კოეფიციენტი, $\frac{\text{ვადტი}}{\text{მ K}}$; g - სიმძიმის ძალის აჩქარება, $\frac{\text{მ}}{\text{წმ}^2}$; Δt - ჰაერისა და წიბოს ზედაპირის ტემპერატურათა სხვაობა; ν - სიბლანტის კინემატიკური კოეფიციენტი, $\frac{\text{მ}^2}{\text{წმ}}$; a - ტემპერატურის გამტარობის კოეფიციენტი, $\frac{\text{მ}^2}{\text{წმ}}$; $\beta = \frac{1}{T}$ - მოცულობითი გაფართოების ტემპერატურული კოეფიციენტი, $\frac{1}{\text{K}}$.

ბუნებრივი კონვექციის შემთხვევაში მნიშვნელოვან როლს თამაშობს თბოცვლა გამოსხივებით. ამიტომ კონვექციური თბოცვლის კოეფიციენტს საჭიროა დაემატოს გამოსხივებით თბოცვლის კოეფიციენტი, რომელიც გამოითვლება სტეფან - ბოლცმანის კანონით.

$$\alpha_{\text{ბ}} = \frac{\varepsilon \sigma_0 \left[\left(\frac{T_{\text{ბ}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{ჰ}}}{100} \right)^4 \right] \psi}{T_{\text{ბ}} - T_{\text{ჰ}}} \quad \frac{\text{ვადტი}}{\text{მ}^2 \text{K}} \quad (109)$$

სადაც ε - სისტემის სიშავის ხარისხია, შეიძლება მივიღოთ $\varepsilon = 0.9$; $\sigma_0 = 5.67$ - აბსოლუტურად შავი სხეულის გამოსხივების კოეფიციენტი, $\frac{\text{ვადტი}}{\text{მ}^2 \text{K}^4}$; ψ - კუთხური კოეფიციენტი, ასევე შეიძლება მივიღოთ $\psi = 0.9$; $T_{\text{ბ}}$, $T_{\text{ჰ}}$ - წიბოს ზედაპირისა და ჰაერის ტემპერატურებია, K.

სითხის აორთქლების ან მის ზედაპირზე ჰაერიდან წყლის ორთქლის კონდენსაციის შემთხვევაში თბოცვლის საერთო კოეფიციენტის გამოსათვლელად შეიძლება ვისარგებლოთ გამოსახულებით:

$$\alpha_{\varepsilon} = (\alpha_j + \alpha_{\text{ბ}}) \xi \quad (110)$$

სადაც ξ -ტენის გამოყოფის კოეფიციენტი და გამოთვლება ფორმულით.

$$\xi = 1 + \frac{\beta_{\nu}}{\alpha} r \frac{P_{30} - P_{35}}{t_0 - t_b} \approx 1 + 2.34 \frac{P_{30} - P_{35}}{t_0 - t_b} \quad (111)$$

ნახ. 19 დატანილი, წიბოს ზედაპირზე წყლის ნაკადის გარეშე ტემპერატურის განაწილების თეორიული წყვეტილი მრუდები, აგებულია ცნობილი ფორმულის [2, 3] საშუალებით:

$$\theta = \theta_0 \frac{\text{ch}[m(h-x)]}{\text{ch}(mh)} \quad (111')$$

სხვა დანარჩენი მრუდები, რომლებიც აღწერენ ტემპერატურის განაწილებას წიბოს ზედაპირზე სითხის ნაკადის სხვადასხვა ხარჯის დროს წყლის აორთქლების ან მის ზედაპირზე ჰაერიდან წყლის ორთქლის კონდენსაციის პროცესში, აგებულია (112) ფორმულით.

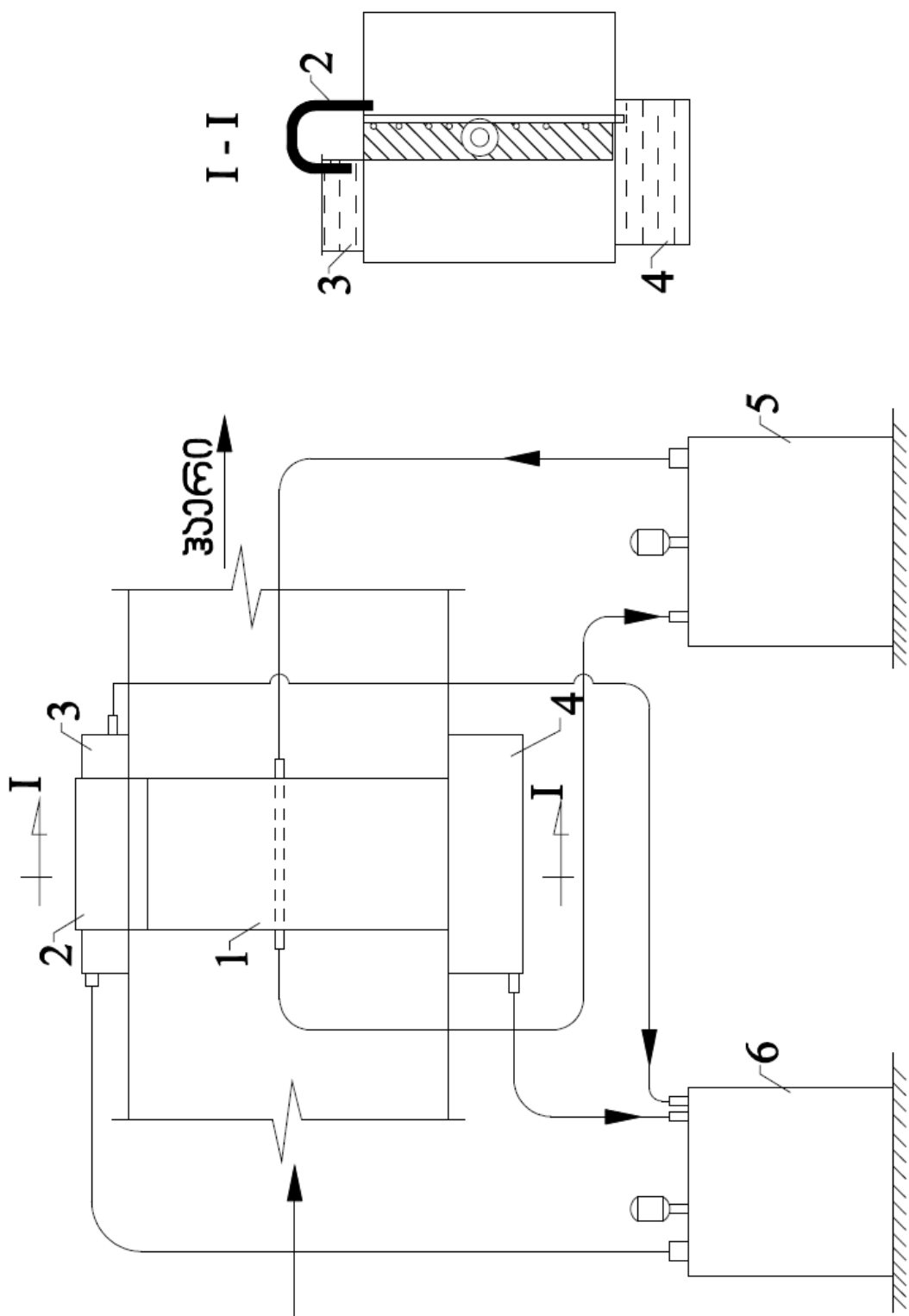
$$\theta = \theta_0 \frac{(a+b)\ell^{bh} \ell^{(a-b)x} - (a-b)\ell^{(a+b)x} \ell^{-bh}}{(a+b)\ell^{bh} - (a-b)\ell^{-bh}} \quad (112)$$

თეორიული და ექსპერიმენტალური მონაცემების ერთგვარი არდამთხვევა აიხსნება იმ გარემოებით რომ, (112) თეორიული ფორმულა არ ითვალისწინებს თბოცვლას სითხის ნაკადსა და წიბოს ზედაპირს შორის. ამასთან ერთად, ბუნებრივი კონვექციის პირობებში, მიუხედავად იმისა, რომ ჰაერსა და ზედაპირს შორის თბოცვლის კოეფიციენტი მცირეა, მის ცვლილებას წიბოს სიმაღლეზე მნიშვნელოვანი გავლენა აქვს ტემპერატურის განაწილებაზე.

მეორე ექსპერიმენტალურ სტენდზე შეისწავლებოდა ტემპერატურის განაწილება ფუძიდან ზემო და ქვემო წიბოებზე მომრწყველი სითხის სხვადასხვა საწყისი ტემპერატურის დროს ჰაერის იძულებითი კონვექციის პირობებში. ექსპერიმენტალური სტენდის სქემა მოცემულია ნახაზზე 20.

უპანგავი ფოლადისაგან დამზადებული ფირფიტის (1) შუა ნაწილში მიდუღებული იყო მილაკი, რომელშიც მიედინებოდა თბილი ან

ცივი წყალი. ფირფიტის გარე ზედაპირზე, წყლის თანაბარი განაწილების მიზნით, შექმნილი იყო კაპილარული სტრუქტურა. ფირფიტის მეორე მხარე იყო საიმედოდ თბოიზოლირებული. ფირფიტის



ნახ. 20 მეორე ექსპერიმენტალური სტენდის სქემა

ზომებია: სისქე $\delta = 0.0006$ მ, სიგანე $b = 0.06$ მ, მილაკიდან თითოეული მხარის სიმაღლე $h = 0.14$ მ.

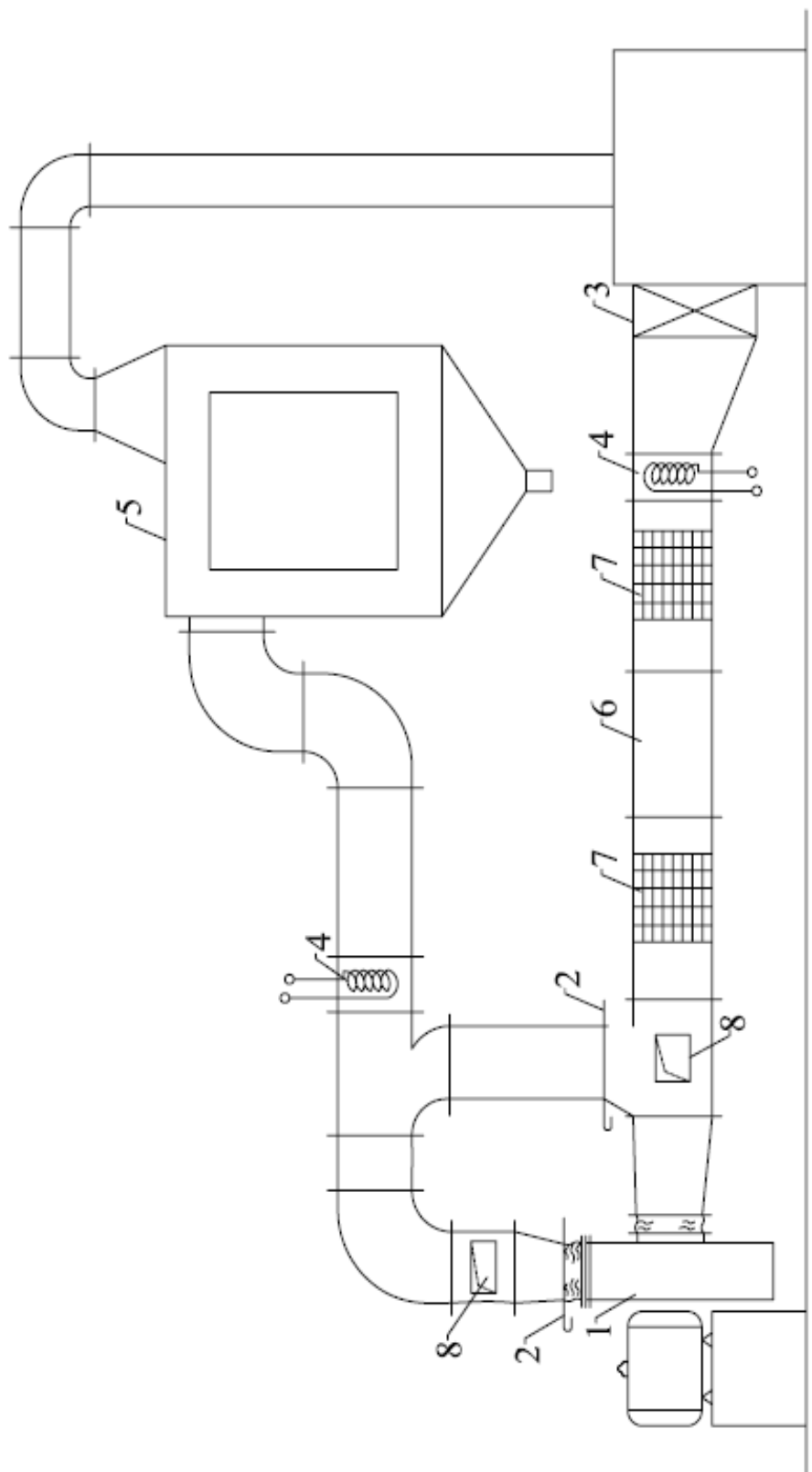
ფირფიტის გარე ზედაპირზე წყალი მიეწოდებოდა სიფონური ტუმბოს (2) საშუალებით, რომელიც ჩაშვებული იყო წყლის ავზში (3). ფირფიტიდან ჩამოდინებული წყალი გროვდებოდა ავზში (4). წყლის მიწოდება ავზში (3) და მისი ტემპერატურის რეგულირება ხორციელდებოდა თერმოსტატის (6) საშუალებით. მილაკში წყლის ცირკულაციას და მის საჭირო ტემპერატურას უზრუნველყოფდა თერმოსტატი (5). ფირფიტის მილაკიდან ზემო ნაწილში წყლის ნაკადისა და კონდუქციური სითბოს მიმართულებები ურთიერთსაწინააღმდეგო იყო, ხოლო ქვემო ნაწილში ეს მიმართულებები ერთმანეთს ემთხვეოდნენ.

ფირფიტის მთელ სიმაღლეზე ტემპერატურის განაწილება განისაზღვრებოდა ქრომელ - ალუმელის თერმოწყვილებით, რომლებიც მიჩილული იყო ზედაპირის 10 წერტილში. წყლის ნაკადის საწყისი და საბოლოო ტემპერატურები, აგრეთვე მილაკში გამავალი წყლის ტემპერატურა იზომებოდა ლაბორატორიული თერმომეტრის საშუალებით, წყლის ნაკადის ხარჯი კი აწონვით.

ფირფიტა მოთავსებული იყო ექსპერიმენტალური დანადგარის მუშა ნაწილში კვეთის ზომებით $0,36 \times 0,3$ (მ)მ. ექსპერიმენტალური დანადგარი წარმოადგენდა შეკრულ კონტურიან აეროდინამიურ მილს, რომლის სქემა მოცემულია ნახაზზე 21.

ჰაერის ცირკულაცია სისტემაში ხორციელდებოდა ЦС-30 ტიპის ცენტრიდანული ვენტილატორის (1) საშუალებით, რომლის წარმადობაა $3000 \frac{\text{მ}^3}{\text{სთ}}$ და ანვითარებს 630 მმ. წყ. სვ. წნევას. ვენტილატორის წარმადობა რეგულირდებოდა ვენტილატორის დამჭირხნავ მილყელთან და ბაიპასზე დაყენებული შიბერებით (2). სისტემაში ჰაერის საჭირო ტემპერატურას უზრუნველყოფდა წყლიანი (3) და ელექტროკალორიფერები (4) საჭირო ტენიანობას ნაცემებიანი გამატენიანებელი საკანი (5). ჰაერის ნაკადის გასამართავად მუშა ნაწილის (8) წინ და მის შემდეგ მოწყობილი იყო გამმართველი

გისოსები (6). ჰაერის ნაწილობრივად შესაცვლელად გათვალისწინებული იყო ღიობები (7)



ნახ. 21 ექსპერიმენტალური დანადგარი

ჰაერის ნაკადის ტემპერატურა და ტენიანობა დანადგარის მუშა ნაწილში შესვლისას და გამოსვლისას იზომებოდა ლაბორატორიული თერმომეტრების და ფსიქრომეტრების საშუალებით. ჰაერის ხარჯი განისაზღვრებოდა პნეუმომეტრული მიღებით, რომელთა საშუალებით იზომებოდა ჰაერის მოძრაობის სიჩქარე ჰაერსატარის კვეთის სხვადასხვა წერტილებში.

ჩატარებული იქნა ექსპერიმენტების რამოდენიმე სერია: თბოცვლა ფირფიტასა და ჰაერს შორის წყლის ნაკადის გარეშე; თბოცვლა წყლის ნაკადსა და ჰაერს შორის გამორთული წიბოების დროს, როცა მილაკში არ მიედინებოდა წყალი; თბოცვლა „ადიაბატური“ რეჟიმის პირობებში, როცა წყლის ნაკადის საწყისი და საბოლოო ტემპერატურები ერთმანეთის ტოლია; თბოცვლა წყლის ნაკადის და მილაკში გამავალი წყლის სხვადასხვა საწყისი ტემპერატურების დროს.

ექსპერიმენტალური გამოკვლევების შედეგები მოყვანილია ნახაზზე 22. გრაფიკზე დატანილია სხვადასხვა სერიებში მიღებული ტემპერატურის განაწილება ფირფიტის ზემო და ქვემო ნაწილებში, რომელთა პირობით გამყოფს წარმოადგენს $\frac{X}{\ell} = 0$ კოორდინატა.

გრაფიკზე თეორიული მრუდების ასაგებად საჭიროა განისაზღვროს თბოცვლის კოეფიციენტები წიბოს ზედაპირსა და წყლის ნაკადს შორის α_f და წყლის ზედაპირსა და ჰაერს შორის α . α_f განისაზღვრება ცნობილი კრიტერიალური განტოლებებიდან: სითხის მოძრაობის ლამინარული რეჟიმის დროს, როცა $Re_b < 10^5$

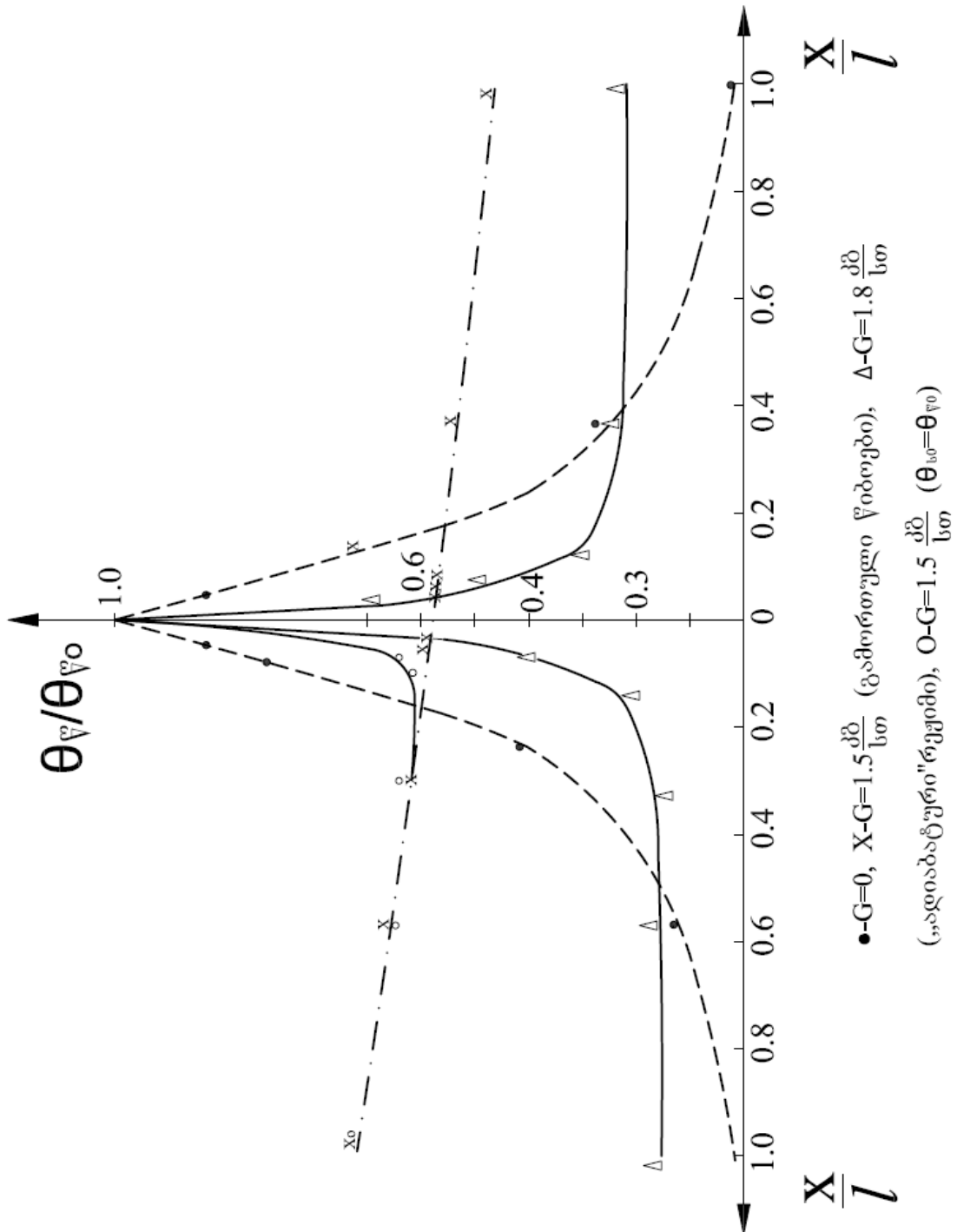
$$Nu_b = 0.66 Re_b^{0.5} Pr_b^{0.43} \quad (113)$$

ტურბულენტური რეჟიმის დროს, როცა $Re_b > 10^5$

$$Nu_b = 0.037 Re_b^{0.8} Pr_b^{0.43} \quad (114)$$

სადაც $Re_b = \frac{w \ell}{\nu}$ - რეინოლდსის კრიტერიუმი;

ჰ- ფირფიტის ზედაპირზე წყლის აფსკის მოძრაობის საშუალო სიჩქარეა და განისაზღვრება ცნობილი ფორმულით:



ნახ. 22 ექსპერიმენტალური გამოკვლევების შედეგები

$$\varpi = \sqrt[3]{\frac{H^2 \nabla(\gamma_b - \gamma_a)}{3\mu_b \gamma_b^2}}; \quad \frac{\partial}{\nabla \varpi} \quad (115)$$

რომელშიც $H_b = \frac{G}{U}$ - მორწყვის სიმჭიდროვეა და ჩვენს შემთხვევაში

წარმოადგენს მომრწყველი წყლის ხარჯის ფარდობას ფირფიტის

სიგანესთან, $\frac{\partial \delta}{\partial \nabla \varpi}$; γ_b, γ_a - წყლისა და ჰაერის ხვედრითი

წონებია, $\frac{\partial \delta}{\partial \mu_b}$; μ_b - წყლის სიბლანტის დინამიური კოეფიციენტი,

$$\frac{\partial \delta \cdot \nabla \varpi}{\partial \mu_b^2}$$

ჰაერის იძულებითი კონვექციის პირობებში, თბოცვლის კოეფიციენტი ჰაერსა და წიბოს ზედაპირს შორის α , როცა თბოცვლას თან არ სდევს მასათა ცვლა, შეიძლება განისაზღვროს (113) და (114) ფორმულებით, რომლებიც ნუსელების, რეინოლდსის და პრანტლის კრიტერიუმები შეიცავენ ჰაერის ფიზიკურ პარამეტრებს.

სწორი წიბოს თბოგამტარობის დიფერენციალური განტოლების ზოგად ამონახსნს აქვს სახე:

$$\theta = C_1 \ell^{mx} + C_2 \ell^{-mx} \quad (116)$$

X კოორდინატას ათვლა იწყება წიბოს ფუძიდან, ჩვენს შემთხვევაში მილაკის ფირფიტასთან მიდუღების წერტილიდან შევირჩიეთ X-ის ორ მნიშვნელობას, რომლებიც ზუსტად ტოლია B და 2B ერთეულების და ვზომავთ წიბოს ტემპერატურას სამ წერტილში: წიბოს ფუძეზე, როცა $X = 0$, $X = B$ და $X = 2B$ კვეთებში. მაშინ, (116) დან მივიღებთ:

$$\begin{aligned} \theta_0 &= C_1 + C_2 \\ \theta_B &= C_1 \ell^{MB} + C_2 \ell^{-MB} \\ \theta_{2B} &= C_1 \ell^{2MB} + C_2 \ell^{-2MB} \end{aligned} \quad (117)$$

აღვნიშნავთ $R = \frac{\theta_o + \theta_{23}}{\theta_3}$ და შევიტანოთ მასში θ -ს მნიშვნელობებს:

$$R = \frac{C_1 + C_2 + C_1 \ell^{2MB} + C_2 \ell^{-MB}}{C_1 \ell^{MB} + C_2 \ell^{-MB}}$$

გავამრავლებთ მრიცხველს და მნიშვნელს $(\ell^{MB} + \ell^{-MB})$ - ზე და აღგებრული გარდაქმნების შემდეგ მივიღებთ გამოსახულებებს:

$$R = \frac{(\ell^{MB} + \ell^{-MB})(C_1 + C_2 + C_1 \ell^{2MB} + C_2 \ell^{-2MB})}{(\ell^{MB} + \ell^{-MB})(C_1 \ell^{MB} + C_2 \ell^{-MB})};$$

$$R = \frac{(\ell^{MB} + \ell^{-MB})(C_1 + C_2 + C_1 \ell^{2MB} + C_2 \ell^{-2MB})}{C_1 + C_2 + C_1 \ell^{2MB} + C_2 \ell^{-2MB}};$$

ან $R = \ell^{MB} + \ell^{-MB} = 2\text{ch}(MB).$

მივიღეთ R - ს და MB -ს შორის უბრალო დამოკიდებულება, რომელიც ითვალისწინებს წიბოს ცნობილ გეომეტრიულ ზომებს, თბოგამტარობის კოეფიციენტს და სამ გაზომილ ტემპერატურას, საიდანაც განისაზღვრება საძიებელი თბოცვლის კოეფიციენტი:

$$MB = \left(\frac{2\alpha}{\lambda\delta}\right)^{\frac{1}{2}} B = \text{arc ch}\left(\frac{R}{2}\right);$$

$$\alpha = \frac{\lambda\delta}{2} \left(\frac{\text{arc ch}\left(\frac{R}{2}\right)}{B}\right)^2 \quad (118)$$

წიბოს ზედაპირზე წყლის ორგანიზებული ნაკადის დროს, როცა წყალი ან ორთქლდება ჰაერში ან ხდება მის ზედაპირზე ჰაერიდან წყლის ორთქლის კონდენსაცია, ამგვარად განსაზღვრული თბოცვლის კოეფიციენტი მრავლდება ტენის გამოყოფის კოეფიციენტზე, რომელიც გამოითვლება (111) ფორმულით. ჰაერიდან წყლის ორთქლის კონდენსაციის პირობებში სითბოსა და მასის ცვლის კოეფიციენტების დეტალური გამოკვლევა მოცემულია მომდევნო თავში.

ნახაზზე 22 ექსპერიმენტალურ მონაცემებთან ერთად დატანილია თეორიული მრუდები: წყვეტილი - „მშრალი“ თბოცვლის პირობებში, წერტილწყვეტილი-გამორთული წიბოების დროს, რომლებიც აგებულია

ლიტერატურაში ცნობილი ფორმულების საშუალებით. მთლიანი მრუდები აგებულია (119) და (120) ფორმულების გამოყენებით.

$$\theta_{\nabla} = \theta_{\nabla} + [\theta_{\nabla 0} - \theta_{\nabla(0)}] \ell^{-k_1 x} = \theta_{\nabla 0} \ell^{-a_3(h-x)} + (\theta_{\nabla 0} - \theta_{\nabla 0} \ell^{-a_3 h}) \frac{(a_1 + k_1) \ell^{-k_1 x} - a_2 \ell^{-a_3(h-x) - k_1 h}}{a_1 + k_1 - a_2 \ell^{-(a_3 + k_1)h}} \quad (119)$$

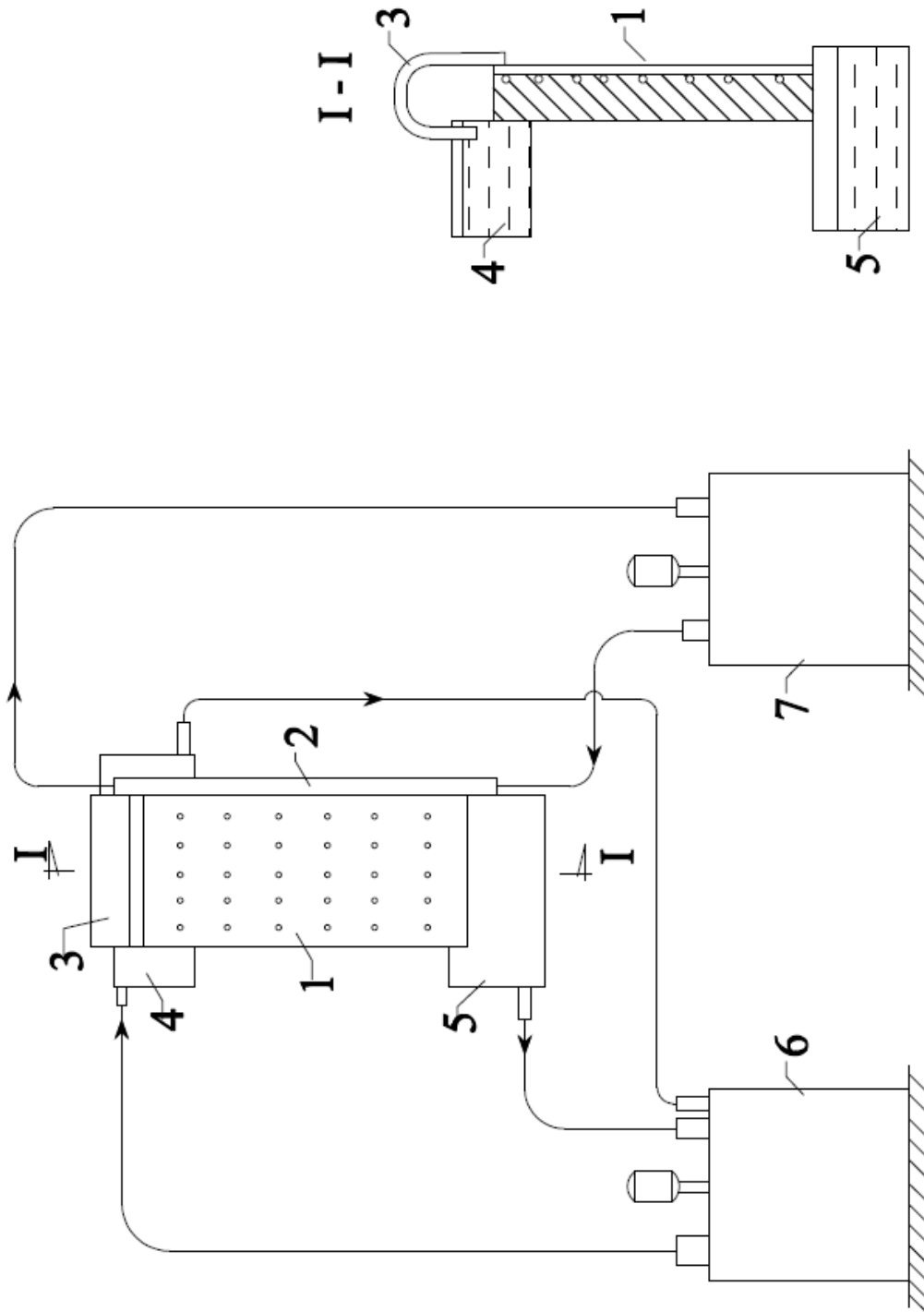
$$\theta_{\nabla} = \theta_{\nabla(o)} \ell^{-a_3 x} + [\theta_{\nabla 0} - \theta_{\nabla(o)}] \frac{a_2}{k_2 - a_3} (\ell^{-a_3 x} - \ell^{-k_2 x}) + [\theta_{\nabla 0} - \theta_{\nabla(o)}] \ell^{-k_2 x} \quad (120)$$

ექსპერიმენტალური მონაცემების შედარება თეორიულ მრუდებთან გვიჩვენებს მათ კარგ შეთანხმებას, რაც ადასტურებს თეორიული გამოკვლევების შედეგების სისწორეს.

მესამე სტენდზე შეისწავლებოდა წიბოს ზედაპირზე ტემპერატურის განაწილება სითხის გასწვრივი ნაკადის შემთხვევაში. ექსპერიმენტალური სტენდის სქემა მოცემულია ნახაზზე 23.

წიბოდ გამოყენებული იქნა უჟანგავი ფოლადისაგან დამზადებული ფირფიტა 1, ზომებით 0,3 X 0; 006 X 0; 006 მ. ფირფიტის მთელ სიგრძეზე გვერდიდან მიდრეკილი იყო მილაკი 2, რომელშიც მიედინებოდა თბომატარებელი (წყალი). ფირფიტის გარე ზედაპირზე წყლის ნაკადის თანაბარი განაწილების მიზნით შექმნილი იყო კაპილარული სტრუქტურა, მეორე ზედაპირი იყო თბოიზოლირებული. წყალი ფირფიტის გარე ზედაპირზე მიეწოდებოდა წყლის ავზში 4 ჩაშვებული სიფონური ტუმბოს 3 საშუალებით, ფირფიტიდან ჩამოდინებული წყალი გროვდებოდა ავზში 5. წყლის მიწოდება ავზში 4 და მისი ტემპერატურის რეგულირება ხორციელდებოდა თერმოსტატის 6 საშუალებით. მილაკში წყლის ცირკულაციას და მისი საჭირო ტემპერატურას უზრუნველყოფდა თერმოსტატში 7.

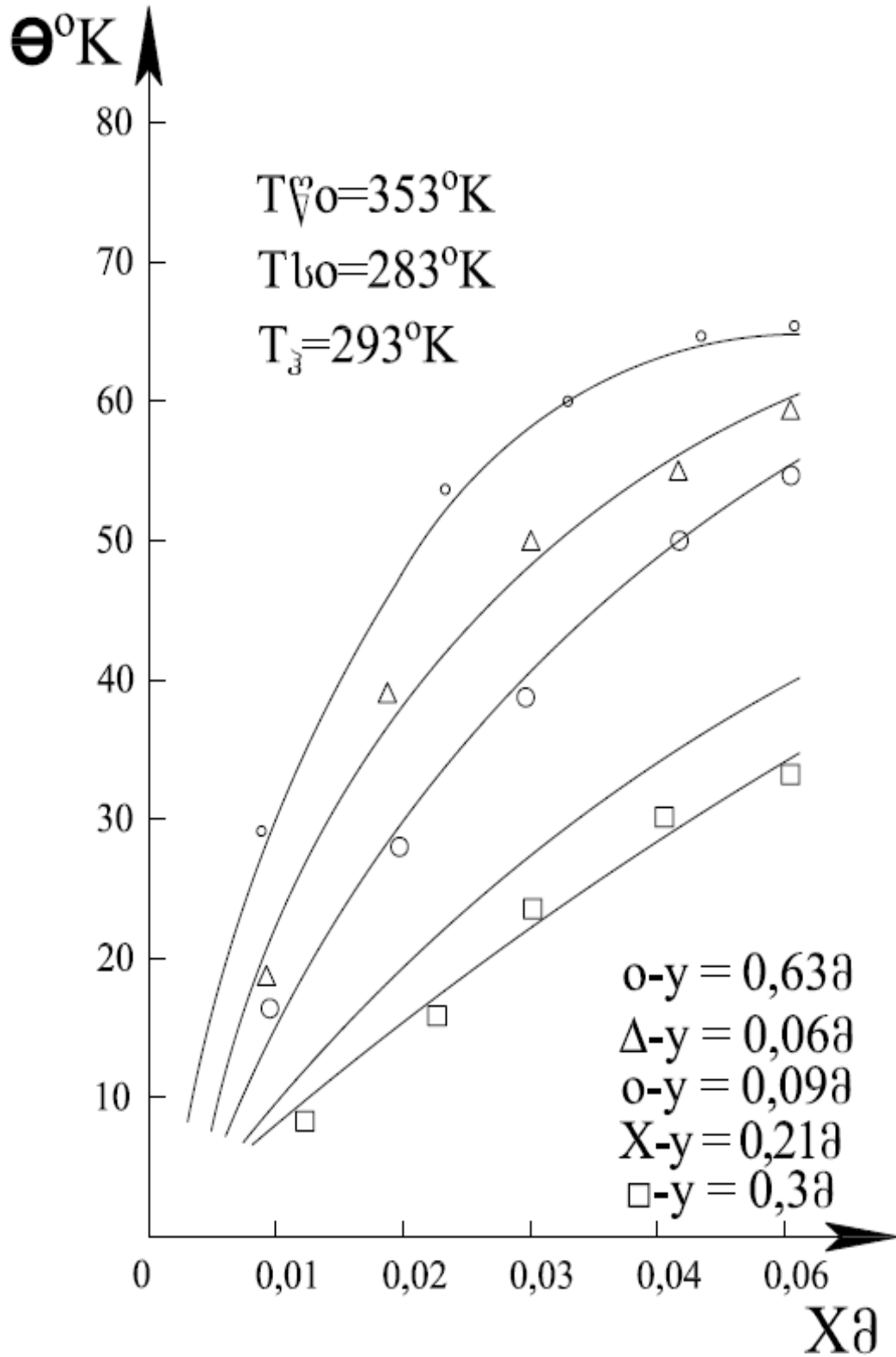
ფირფიტის ზედაპირზე ტემპერატურის განაწილება განისაზღვრებოდა ქრომელ-ალუმელის თერმოწყვილების საშუალებით, მომრწყველი წყლის ხარჯი კი აწონვით. იზომებოდა აგრეთვე



ნახ. 23 მესამე ექსპერიმენტალური სტენდის სქემა

მომრწეველი და მილაკში გამავალი წყლის ტემპერატურები, ფირფიტის გარემომცველი ჰაერის ტემპერატურა და ტენიანობა.

ნახაზზე 24 ექსპერიმენტალურ მონაცემებთან ერთად დატანილია ტემპერატურის განაწილების თეორიული მრუდები, სითხის სხვადასხვა საწყისი ტემპერატურის, წიბოს სხვადასხვა სიმაღლის დროს.



ნახ. 24 ექსპერიმენტალური გამოკვლევების შედეგები

თეორიული და ექსპერიმენტალური მონაცემების კარგი შეთანაწყობა გვიჩვენებს თეორიული გამოკვლევების სისწორეს.

მეოთხე სტენდი განეკუთვნებოდა წიბოს ზედაპირზე ტემპერატურის განაწილებაზე ჰაერის ტემპერატურის ცვლილების გაგენის გამოკვლევას. მისი სქემა მოცემულია ნახაზზე 25.

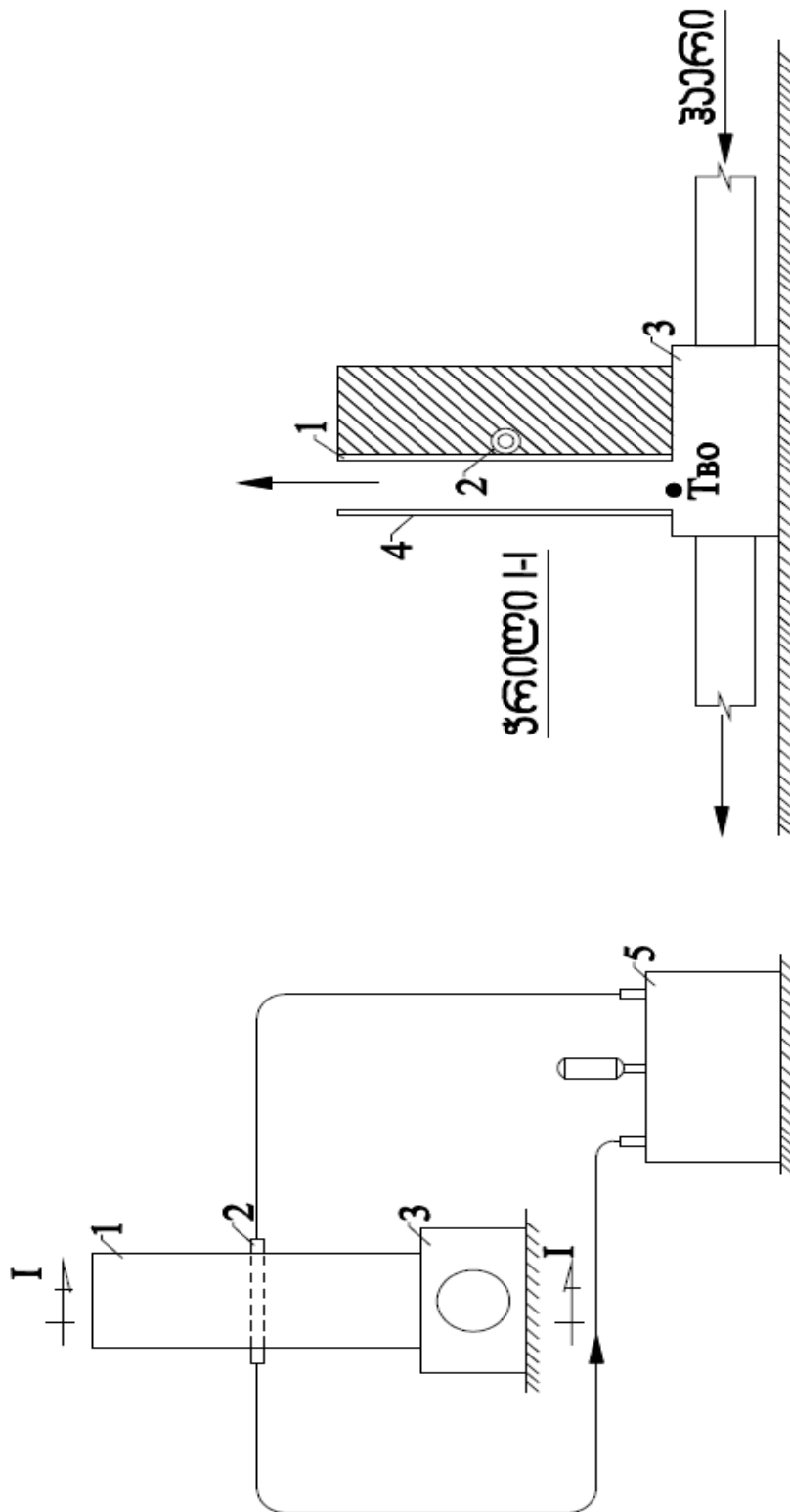
უკანგავი ფოლადისაგან დამზადებული, 0.21მ სიგრძის ვერტიკალური ფირფიტის (1) შუაში მიდუღებული იყო მილაკი (2), რომელშიც ექსპერიმენტის პირობიდან გამომდინარე, მიედინებოდა ცივი ან თბილი წყალი. ფირფიტა განლაგებული იყო სტატიკურ კამერაზე (3), რომლის ღრეხოდან ჰაერი გარსშემოედინებოდა ფირფიტის გარე ზედაპირს. ღრეხოს სიგანე იცვლებოდა ტიხრის (4) გადაადგილებით. ფირფიტის მეორე მხარე იყო თბოიზოლირებული. სტატიკური კამერა მოთავსებული იყო შეკრულკონტურიან აეროდინამიურ მილში, სადაც ხდებოდა ჰაერის თერმოდინამიური დამუშავება. მილაკში წყლის ცირკულაციას და საჭირო ტემპერატურას უზრუნველყოფდა თერმოსტატი (5). ფირფიტის მილაკიდან ზემო ნაწილში ჰაერის ნაკადის მიმართულება ემთხვეოდა კონდუქციური სითბოს ნაკადის მიმართულებას, ქვემო ნაწილში ეს მიმართულებები ურთიერთსაწინააღმდეგო იყო.

ტემპერატურის განაწილება ფირფიტის სიმაღლეზე განისაზღვრებოდა ფირფიტის ზედაპირზე მირჩილული ქრომელ-ალუმელის თერმოწყვილების საშუალებით. ჰაერის ხარჯი ღრეხოში მიიღებოდა როგორც სტატიკური კამერის წინ და მის შემდეგ ჰაერის ხარჯთა სხვაობა. ეს უკანასკნელნი იზომებოდნენ ნორმალური დიაფრაგმებით. იზომებოდა აგრეთვე სტატიკურ კამერაში ჰაერის ტემპერატურა და ტენიანობა, მილაკში გამავალი წყლის ტემპერატურა. ჰაერსა და ფირფიტის ზედაპირს შორის თბოცვლის ზედაპირს შორის თბოცვლის კოეფიციენტი განისაზღვრებოდა ზემოთმოყვანილი მეთოდის საშუალებით ფორმულა (118).

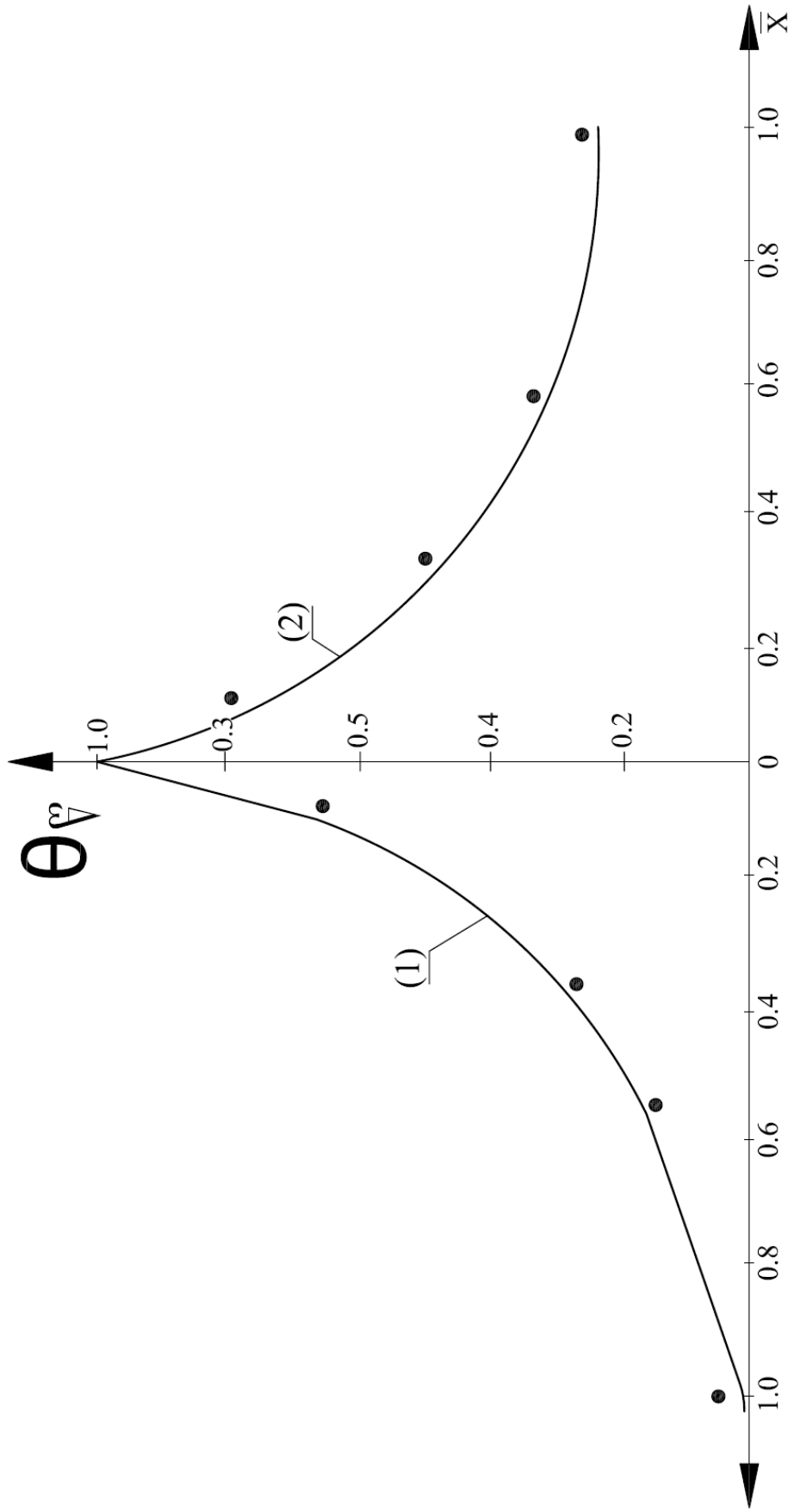
ექსპერიმენტალური გამოკვლევების შედეგები მოცემულია გრაფიკზე ნახ. 26 უგანზომილებო კოორდინატებში:

$$\theta_{\text{v}} = \frac{T_{\text{v}} - T_{\text{so}}}{T_{\text{fo}} - T_{\text{so}}} \text{ და } \bar{X} = \frac{X}{h}$$

იქვე დატანილია თეორიული მრუდები, აგებული (121) და (122) ფორმულებით (შესაბამისად მრუდები (1) (2)). თეორიული და ექსპერიმენტალური მონაცემების დამაკმაყოფილებელი შეთანაწყობა გვიჩვენებს თეორიული დასკვნების სისწორეს.



ნახ. 25 მეოთხე ექსპერიმენტალური სტენდის სქემა



ნახ. 26 ექსპერიმენტალური გამოკვლევების შედეგები

$$\theta_{\nabla} = \frac{T_{\nabla} - T_{\nabla 0}}{T_{\nabla 0} - T_{\nabla 30}} = \frac{a \left(e^{-k_1 x} - e^{-k_1 h} \right) + k_1 e^{-k_1 x}}{k_1 + a \left(1 - e^{-k_1 h} \right)} \quad (121)$$

$$\theta_{\nabla} = \frac{T_{\nabla} - T_{\nabla 0}}{T_{\nabla 0} - T_{\nabla 30}} = \frac{a \left(1 - e^{-k_2 x} \right) + e^{-k_2 x}}{k_2} \quad (122)$$

თავი 5.1 ექსპერიმენტალური დანადგარის აღწერა

გამოკვლევების ჩასატარებლად შექმნილი იქნა სპეციალური ექსპერიმენტალური დანადგარი, საერთო სახე და სქემა მოცემულია ნახაზზე 21. ის წარმოადგენს აეროდინამიკურ მილს ჩაკეტილი კონტურით მუშა ნაწილში, რომელსაც აქვს სწორკუთხა ფორმა 360X300 მმ, განთავსებულია საცდელი თბომცველი.

სისტემაში ჰაერის გადაადგილება ხდებოდა DC-30 (1) ტიპის ცენტრიდანული ვენტილატორის საშუალებით. ვენტილატორის წარმადობა რეგულირდებოდა დროსელიანი დიაფრაგმით (2).

სისტემაში აუცილებელი ტემპერატურა შენარჩუნებული იყო ავტომატური სამარჯვიანი ელექტრო კალორიფერით (4).

ჰაერსადენზე, დიამეტრით 105 მმ, დამონტაჟებული იყო მილი ვენტურა (4). ჰაერის ნაკადის გათანაბრებისათვის მუშა ნაწილის წინ და მის შემდეგ დაყენებული იყო მასწორებელი ცხურები (7). ჰაერის ხშირი ცვლისათვის გათვალისწინებული იყო დიობები (8).

5.2 საზომი ხელსაწყოები და ბაზომვის მეთოდიკა

ჰაერის ხარჯისა და სიჩქარის გაზომვისათვის, თანამედროვე პირობებში არსებული მეთოდებიდან, ყველაზე მისაღებად ჩავთვალეთ ვენტურის მილის გამოყენების მეთოდი.

ვენტურის მილი გამოთვლილი და კონსტრუირებული იყო ნორმატიული მოთხოვნების შესაბამისად, ამიტომ წნევის ვარდნა შერჩეული იყო მუშა საკანში ჰაერის შესაძლო სიჩქარისა და მიკრომანომეტრზე წნევის დასაშვები ვარდნის შესაბამისად.

ვენტურის მილის ტარირება წარმოებული იყო კოლექტორის საშუალებით.

ტარირების შედეგებით მიღებული იქნა ჰაერის ხარჯის განსაზღვრისათვის შემდეგი დამოკიდებულება:

$$V = 87,394 \sqrt{\frac{AP_B}{\alpha_{CM}}} \text{ მ}^3/\text{სთ.} \quad (123)$$

სადაც AP_B - წნევის დანაკარგი ვენტურის მილში, მმ. ვ. წყ. სვ. α_{CM} - ჰაერისა და ორთქლის ნარევის მიცულობითი წონა.

ჰაერის, სითხის ნაკადის, სითბოსა და მასათა ცვლის ზედაპირის ტემპერატურე იზომებოდა სპილენძის თერმოწყვილით დანაყოფთა სხვაობით $0,1^\circ$.

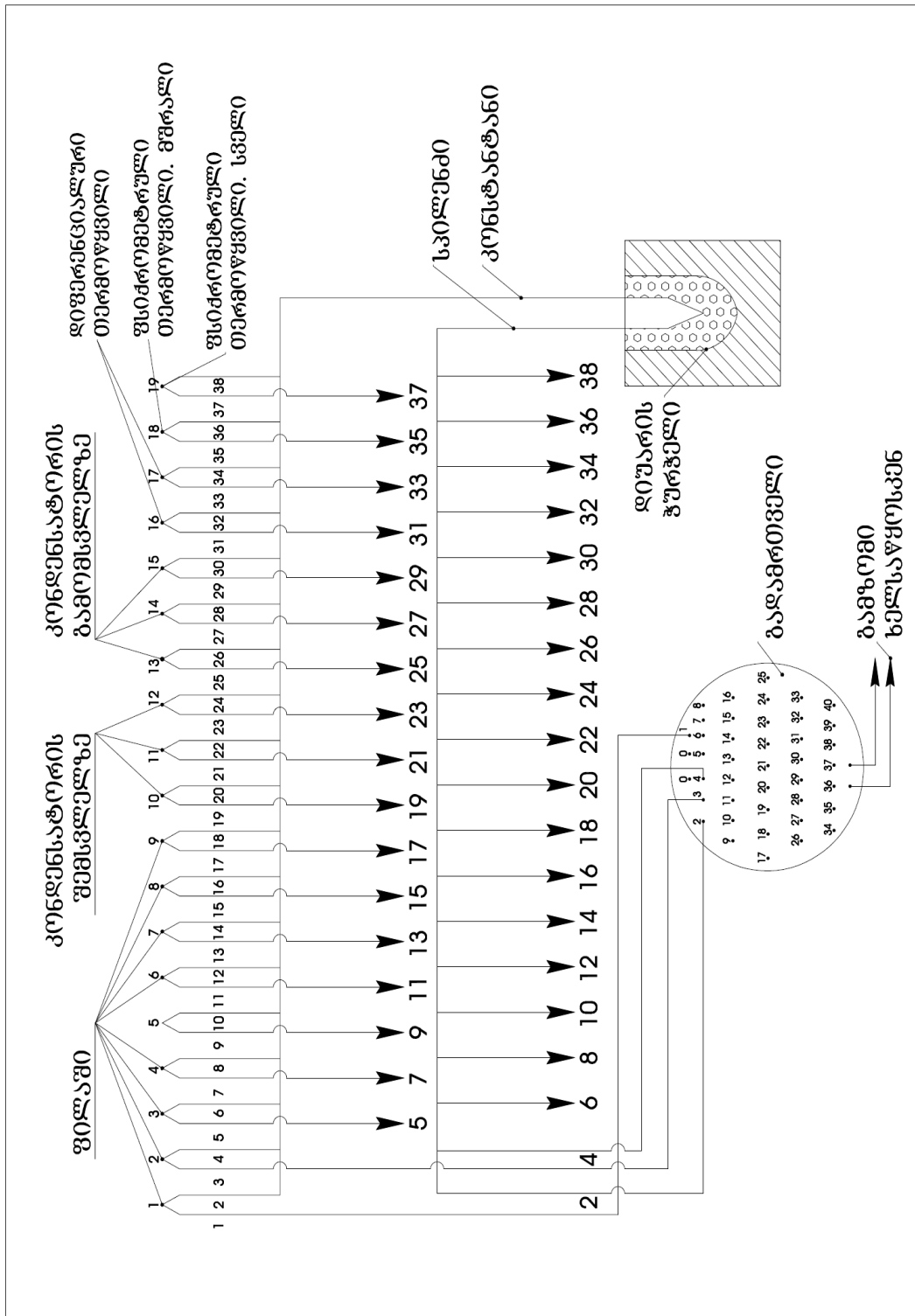
აღნუსხვა ხდებოდა კომპენსაციური მეთოდით.

კონდენსაციის ზედაპირის ტემპერატურის გასაზომად დამონტაჟებული იყო დაფრეზული დარაკში განთავსებული 9 თერმოწყვილი. დარაკში ჩასხმული იყო წებო 5Φ-2-ის და სპილენძის ფხვნილის ნარევი, დახშული იყო სპილენძის ფოლგის ზოლებით. თერმოწყვილების თავები განლაგებულია უშუალოდ ფოლგის ქვეშ, ფოლგის სისქე $0,1$ მმ-ია. თერმოწყვილების სადენში სითბოს დანაკარგის შესამცირებლად სადენების მნიშვნელოვანი ნაწილი განლაგებულია იზოთერმულ ზედაპირზე.

სითხის ნაკადის ტემპერატურა, საცდელ თბომცველში შესვლაზე და გამოსვლაზე იზომებოდა ვერცხლისწყლის ლაბორატორიული თერმომეტრებით, დანაყოფთა სხვაობით $0,1^\circ$. და აგრეთვე სპილენძის თერმომეტრებით „ცხელი“ დარჩილვით.

ჰაერის ნაკადის ტემპერატურის გაზომვა ხდებოდა სპილენძის დიფერენციალური თერმოწყვილებით, რომლებიც მოჭიმული იყო

სპეციალურ ჩარჩოში და დაყენებული იყო დანადგარის მუშა ნაწილის შესვლასა და გამოსვლაზე.



ნახ. 27 თერმოწყვილების ელექტრო სქემა

ჰაერის ნაკადის საშუალო ტემპერატურა მიღებული იქნა ჩვენებების საშუალო არითმეტიკულით.

ჰაერის ფარდობითი ტენიანობა განისაზღვრებოდა საცდელი თბომცვლელის შესვლასა და გამოსვლაზე დაყენებული ფსიქრომეტრების საშუალებით. „სველი“ თერმომეტრის დატენიანება ხორციელდებოდა წყლით სავსე მინის მილაკიდან, რომლის ქვედა ნაწილში ჩაშვებული იყო ვერცხლისწყლის ბურთულით დაფარული ბატისტის შალითა.

სითხის ნაკადის ხარჯი განისაზღვრებოდა წონითი მეთოდით. ამ მიზნისთვის გამოიყენებოდა საზომი ჭურჭელი, რომელიც პერიოდულად, ცდის სტაციონარული რეჟიმის პირობებში შეივსებოდა სითხით და იწონებოდა სასწორზე. ჭურჭლის შევსების დრო იზომებოდა წამზომის, სიზუსტით 0.1 წმ-მდე, სითხის რაოდენობა კი – სიზუსტით 1.0 გ.

ტემპერატურული ველი და პარციალური წნევა, ჰაერის მოსაზღვრე შრეში სითბოსა და მასათა ცვლის ზედაპირზე, იზომებოდა ფსიქრომეტრული თერმოწყვილების საშუალებით. ის შედგება „მშრალი“ და „სველი“ მშვილდისებრი სპილენძის თერმოწყვილისგან დიამეტრით 0.09 მმ. „სველი“ თერმოწყვილის დასველება ხდებოდა დისტილირებული წყლით, რომელიც მიეწოდება ქლორვინილის მილაკიდან. „სველი“ თერმოწყვილი შეხვეული იყო ბატისტის ძაფით, რაც უზრუნველყოფდა მის თანაბარ დასველებას.

პირითადი დასკვნები

განსახილველი პრობლემებისადმი მიძღვნილ თეორიულ და ექსპერიმენტალურ ნაშრომთა ანალიზი უფლებას გვაძლევს გავაკეთოთ შემდეგი დასკვნები:

მოსარწყავზედაპირიან თბომცვლელ აპარატებში თბოფიზიკური თვალსაზრისით მიმდინარეობს მეტად რთული სითბოსა და მასის ცვლის ერთდროული და ურთიერთდაკავშირებული პროცესები, რომელთაც თან სდევს ასევე რთული მომრწყველი სითხისა და ჰაერის ნაკადების ჰიდროდინამიკა და აეროდინამიკა, გაწიბოვებულ მეტალურ ზედაპირზე კონვექციური სითბოს გავრცელება.

აღნიშნული საკითხის შესწავლის მიზნით ჩატარებული დღემდე ცნობილი გამოკვლევები ძირითადად ექსპერიმენტალური ხასიათისაა, ხოლო არსებული თეორიული გამოკვლევები მიძღვნილია ცალკეული, კერძო ამოცანების ამოხსნისადმი. არც ერთ ნაშრომში არ არის განხილული გაწიბოვებულ ზედაპირზე შექმნილი სითხის ნაკადის გავლენა წიბოს ტემპერატურულ ველზე, მაშინ როდესაც მას არსებითი გავლენა აქვს გაწიბოვებული ზედაპირის ეფექტურობაზე.

გამოკვლევულ იქნა ჰაერის ტემპერატურის ცვლილების გავლენა სწორი წიბოს ტემპერატურულ ველზე და მის ეფექტურობის კოეფიციენტზე წიბოს სისქეში კონდუქციური ნაკადისა და ჰაერის ნაკადის ურთიერთმიმართულებათა გათვალისწინებით. მიღებულია წიბოს ტემპერატურული ველის და ეფექტურობის კოეფიციენტის გამოსათვლელი ფორმულები აღნიშნულ ნაკადთა თანმხვედრი და ურთიერთსაწინააღმდეგო მიმართულების დროს.

გამოკვლევულ იქნა სწორი წიბო შეუზღუდავი სიგრძით, როცა ჰაერის ნაკადი მოძრაობს წიბოს ფუძის პარალელურად. ამ შემთხვევაში ტემპერატურული ველი წიბოს ზედაპირზე ორგანზომილებიანია. შედგენილია დიფერენციალური განტოლება და ამოხსნილია იგი ცვლადთა განცალკევების მეთოდით. მიღებულია წიბოს ზედაპირის ორგანზომილებიანი ტემპერატურული ველის და წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტის გამოსახულება ჰაერის ტემპერატურის ცვლილების

გათვალისწინებით. დადგენილია, რომ წიბოს სიგრძის გაზრდით იზრდება მისი ეფექტურობის კოეფიციენტი.

გამოკვლევულ იქნა ჰაერსა და წიბოს ზედაპირს შორის თბოცვლის კოეფიციენტის გავლენა როგორც მშრალი, ასევე მოსარწყავზედაპირიანი წიბოების ეფექტურობის კოეფიციენტზე. მიღებულია, რომ მშრალი წიბოების შემთხვევაში ეს გავლენა შეიმჩნევა წიბოს სიმაღლის ნახევრიდან. მოსარწყავზედაპირიან წიბოებზე წყლის ორთქლის კონდენსაციის დროს თბოცვლის კოეფიციენტის ცვლილება გავლენას ვერ ახდენს ეფექტურობის კოეფიციენტის ზრდაზე მშრალ წიბოებთან შედარებით, რაც საშუალებას იძლევა გაიზარდოს წიბოს სიმაღლე. წყლის აორთქლების შემთხვევაში, თბოცვლის მაღალი კოეფიციენტის გამო, მოსარწყავზედაპირიანი წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტი მცირდება და საჭირო ხდება ძალზე დაბალი წიბოების ან კაპილარული ზედაპირების გამოყენება.

გამოკვლევულ იქნა შემთხვევა როცა სითხის ნაკადი მოძრაობს სწორი წიბოს ფუძის პერპენდიკულარულად. სითხის საწყისი ტემპერატურა და წიბოს ფუძის ტემპერატურა სხვადასხვაა და სითხის ტემპერატურა განსხვავდება წიბოს ზედაპირის ტემპერატურისაგან. მიღებულია ფორმულები სითხის და წიბოს ზედაპირზე ტემპერატურული ველის განსასაზღვრავად. მიღებულია აგრეთვე სწორი წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტის გამოსათვლელი ფორმულა სითხის ორგანიზებული ნაკადის სხვადასხვა მიმართულების, ხარჯისა და საწყისი პარამეტრების შემთხვევაში.

ნაშრომში მოცემულია ადრე მიღებული სითხის ორგანიზებული ნაკადის და ჰაერის ტემპერატურის ცვლილების გათვალისწინებით მიღებული თეორიული ფორმულების შესამოწმებლად ჩატარებული ექსპერიმენტალური გამოკვლევების შედეგები.

აღნიშნულის ჩასატარებლად შექმნილი იქნა ოთხი ექსპერიმენტალური სტენდი და ექსპერიმენტების შედეგად მიღებული მონაცემები დატანილ იქნა თეორიულ მრუდებთან ერთად. თეორიული და ექსპერიმენტალური მონაცემების დამაკმაყოფილებელმა შეთანაწყობამ გვიჩვენა თეორიული დასკვნების სისწორე.

გამოკვლევულ იქნა სწორი წიბოს ტემპერატურული ველი და მისი ეფექტურობის კოეფიციენტი წიბოს ზედაპირზე სითხის (წყლის) ორგანიზებული ნაკადის ფუძის პერპენდიკულარულად მოძრაობის შემთხვევაში. წიბოების ასეთი კონსტრუქცია ახასიათებს მილოვანფირფიტოვან თბომცვლელ აპარატებს აღჭურვილს ოვალური მილებით, (ან როცა მრგვალი მილები ჰორიზონტალურ სიბრტყეში ერთმანეთთან ახლოსაა განლაგებული). გამოკვლევები ჩატარდა ორი შემთხვევისთვის: როცა სითხის და წიბოს ზედაპირის ტემპერატურა ერთმანეთს ემთხვევა და როცა ეს ტემპერატურები განსხვავდება ერთმანეთისგან. მიღებულია წიბოს ზედაპირზე ტემპერატურის განაწილების და წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტის გამოსათვლელი ანალიზური ფორმულები ორივე შემთხვევისთვის, რომელთა მიხედვით დასტურდება, რომ სითხის ორგანიზებული ნაკადის დროს წიბოს ზედაპირის საშუალო ტემპერატურა გაცილებით ახლოა მისი ფუძის (მილის ზედაპირის) ტემპერატურასთან ვიდრე „მშრალი“ წიბოს საშუალო ტემპერატურა. შედეგად იზრდება წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტის მნიშვნელობა (სითხის ხარჯის პროპორციულად)

გამოკვლევულ იქნა სწორი წიბოს ზედაპირის ორგანიზებული ტემპერატურული ველი ორგანიზებული სითხის ნაკადის წიბოს ფუძის პარალელურად მოძრაობის შემთხვევაში. ასეთ პროცესს ადგილი აქვს თბომცვლელ აპარატებში, სადაც ვერტიკალურ მილებზე მოწყობილია სპირალურად დახვეული სწორი წიბოები. გამოკვლეულია აგრეთვე ვენტილაცია - ჰაერის კონდიცირების სისტემებში ყველაზე მეტად გავრცელებული მრგვალი წიბოების ზედაპირის ტემპერატურული ველი სითხით მორწყვის დროს. ორივე შემთხვევისთვის მიღებულია წიბოს ზედაპირზე ტემპერატურის განაწილების, საშუალო ტემპერატურის და წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტის ანალიზური ფორმულები.

გამოკვლევებით დადასტურდა, რომ სითხის (წყლის) ორგანიზებული ნაკადი წიბოს ზედაპირზე ზრდის წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტს მით მეტად, რაც მეტია სითხის ხარჯი. შედეგად წიბოს ოპტიმალური ეფექტურობის კოეფიციენტის ($\eta = 0,8 \div 0,85$) შენარჩუნების პირობებში შესაძლებელია მნიშვნელოვნად შევამციროთ (2-ჯერ და

მეტად) მიღების რაოდენობა თბომცვლელ აპარატში, რაც იძლევა მეტალის ხარჯის მნიშვნელოვან ეკონომიას. აღნიშნული ღონისძიებები შესაძლებელია განხორციელდეს როგორც ცენტრალურ, ასევე ადგილობრივ კონდიციონერებში.

ლიტერატურა

1. Богословский, В. Н. Поз. М. Я. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, М. Стройиздат, 1980 стр 49-56.
2. Керн. Д. Краус А. Развитые поверхности теплообмена (Пер. сангл.яз) М. Энергия, 1977. 76-135 стр.
3. Исаченко В. П. Осипова В. А. Сукомел А. С. теплопередача. М: Энергия, 1975, 48-60 стр.
4. Богословский В. Н. строительная теплофизика. Уч. для вузов, 2-е изд.-М. Высшая школа, 1982. 415 с.
5. Галаит Ю.Г. Исследование процессов теплопередачи, гидродинамики и особенатей использования оребренных орошаемых теплообменников систем вентиляции и кондиционирования для нагревание и увлечения воздуха. Автореферат дис. на соск. учен. степени канд. тех. наук. М. 1978 с. 10-11.
6. Поз М. Я. Галант Ю. Г. Аналитическое и экспериментальное исследование процессов тепло-и влагообмена в орошаемых поверхностных теплообменниках. Вкн: Системы инженерного оборудования зданий. М. Стройиздат. 1980. С. 166-190.
7. Сасин В. И. Интенсификация наружного теплообмена в трубчато-пластинчатых теплообменниках и их конструктивное совершенствование. Автореферат дис. на соиск. учен. степени канд. тех. наук. М. 1966.
8. Сасин В. И. Перспективы развития калориферостроения. Обзор. -М. ЦНИИТЭ строймаш, 1970. 44 с.
9. Михеев М. А. Михеева И.М. – Основы теплопередачи „Энергия“, М. 1973.
10. Грудзинский М. М, Галант Ю. Г. Нагревание и увлажнение воздуха в орошительных теплообменниках-В кн.:инженерное оборудование зданий. М. МНИИТЭП, 1972, с. 125-138
11. Баркалов Б. В. Карпис Е. Е. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных зданиях. М. Стройиздат, 1971. 269 с
12. Шнейдер П. Инженерные проблемы теплопроводности. М. Издательство иностранной литературы, 1960, с 78-81.
13. Han L. S. Lefkowitz S. G. ASME Paper 60-WA-41, 1960
14. Chen S. Y. Ryskowcki G. L. ASME Paper 63-HT-12, 1963.
15. Vind T.H. private comunicasion, 1966

16. Gardner K. A. General Discussion on Heat Transfer, Institute of Mechanical Engineers (London), 1951, p. 214.
17. Зусманович Л. М. Оросительные камеры установок искусственного климата. М. Машиностроение, 1967, с. 110.
18. Гоголин А. А. Кондиционирование воздуха в мясной промышленности. М. Пищевая промышленность, 1960.
19. Пчелкин И. М. В кн. Конвективный и лучистый теплообмен. М. Изд-во АН СССР, 1960, с 56-64.
20. Crande F. Air conditioning in Computer Rooms – Heating and air conditioning, 1964, vol 33№4 p. 274-280.
21. Rohrer F. Rechenrentren Planung von Bau and Einrichtung Munchen, 1970 167s. Пер №93708 М, ВНИИТИ 1972.
22. Гоголин А. А. Технологическое кондиционирование воздуха в мясной и молочной промышленности, Сб. Трудов, М. 1973 с. 7.
23. Карпис Е. Е. и др. Устройства для увлажнения воздуха в системах кондиционирования и вентиляции (обзор), М. 1975.
24. stepnich Iran C. Humidification By infrared, Heating, piping, air conditioning. March, 1973 №21.
25. Трускова Л. А. Автономный увлажнитель воздуха. Технологическое кондиционирование воздуха в мясной и молочной промышленности, Сб. Трудов, ВНИИТИ, М. 1973 с. 53-58.
26. Иоган Ау Цингел. Устройства для увлажнения воздуха. Патент №314148, Австрия, 1973.
27. Воронцов Е. Г. Тананайко Ю. М. Теплообмен в жидкостных пленках. Киев, 1972.
28. Хоблер Т. Теплопередача и Теплообменники, Госхимиздат, Ленинград, 1961.
29. Мак-Адамс В. Х. Теплопередача. М. Metallurgizdat, 1961.
30. Кичигин М. А. Тобилевич Н. Ю. Сборник работ КФ ЦИНС за 1946-1949 г.г. Киев 1951.
31. Ратиани Г. В. Мествиришвили Ш. А. Шекриладзе И. Г. Анализ двух случаев испарения с поверхности тонких ламинарных пленок. Сообщ. АН ГССР. 1969. Т.55, №3 с. 645-649.
32. Васильев Л. Л. Конев С. В. Теплопередающие Трубки. Минск. Наука и техника, 1972, 152с.

33. Мориц. Влияние геометрии капилляров на максимальную тепловую нагрузку в тепловых трубах. Тепловые трубы. М. Мир, 1972 с. 33-117.
34. Форелл, Джонсон. Механизм теплообмена в испарительной зоне тепловой трубы. Тепловые трубы. М. Мир, 1972 с. 33-117.
35. Лейман, Хуанг. Анализ распределения температуры в фитилях тепловых труб. Тепловые трубы. М. Мир, 1972 с. 9-32.
36. Gregorig R. Hautkondensation on feingewelten Oberflacken bei Berucksichtigung der oberflackenspannungen. ZAMP. 1954. Bd.5. №1. S. 36-49.
37. Шекриладзе И. Г. Русишвили Д. Г. Исследование процессов фазовых превращений на капиллярных поверхностях. Теплофизические Исследования-79. Часть 2. Обнинск: ФЭИ, 1980 с. 13-19.
38. Тепловые трубы для систем термостабилизации. Под редакцией И. Г. Шекриладзе, М. Энергоатомиздат. 1991. с. 77-86.
39. Левич В. Г. Физико-химическая гидродинамика. М. Физматгиз, 1959, 699 с.
40. Камке Э. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям. 3-е изд. М. Наука, 1965.
41. Нестеренко А. В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирование воздуха, М. Высшая школа, 1971, с. 274.
42. Нестеренко А. В. Экспериментальное исследование тепло и массообмена при испарении жидкости со свободной поверхности. ЖТФ АН СССР, Т. 24. №4, 1954.
43. Смольский Б. М. Внешний тепло и массообмен в процессе конвективной сушки, Минск, 1957.
44. Nguyen-Van-huong. Transfert de chaleur et de masse dans les batteries a aillettes. Thermigue et Aerauligue. №2, 1970.
45. Карпис Е. Е. Исследование и расчет поверхностных ребристых воздухоохладителей. В. сб. „кондиционирование воздуха в промышленных и общественных зданиях”. М. Госстройиздат. 1962.
46. Гоголин А. А. Медникова Н. М. О расчете испарительных конденсаторов. Холодильная техника, 1978, №2.
47. Минин В. Е. Теплотехнические и аэродинамические характеристики воздухоохладителей из алюминиевых трубок с накатными ребрами. Труды ВНИИ кондвентмаша, вып. 2. М. 1973.
48. Минин В. Е. орошаемые поверхностные Теплообменники. В. Кн. кондиционирование воздуха в промышленных и гражданских зданиях. Л. 1974.

49. Бялый Б. И. Куликов Г. С. Русланов Г. В. Поверхностные орошаемые тепломассообменники. В.кн: Вентиляция и кондиционирование воздуха. Межвузовений тематический сборник №6, Рига, 1973.
50. Купленов Н. И. О расчете орошаемых теплообменников. Холодильная техника, 1978, №12.
51. Купленов Н. И. Минин В. Е. Тепломассообмен в орошаемых горизонтальных теплообменниках Холодильная техника. 1980, №8
52. Куликов Г. С. Русланов Г. В. Исследование процессов тепломассообмена в поверхностных орошаемых теплообменниках. В кн: кондиционирование воздуха, Харьков, 1975, вып.4.
53. Кокорин О. Я. Установки кондиционирование воздуха. Н. Машиностроение. 1978. 264 с.
54. Кокорин О. Я. Испарительное охлаждение для целей кондиционирование воздуха. Н. Стройиздат, 1965.
55. Раяк М. Б. Экспериментальное исследование пластинчатого теплообменника Косвенного испарительного охлаждения с проволочным оребрением. Труды НИИСТ, 1966 №18.
56. Галант Ю. Г. Орошаемые теплообменники в системах вентиляции и кондиционирование воздуха для нагревания и увлажнения воздуха. Водоснабженные и санитарная техника, 1975, №8.
57. Боровков В. С. Майрановский Ф. Г. Аэрогидродинамика систем вентиляции и кондиционирование воздуха. Н. Стройиздат, 1978.
58. Барский Н. А. Купленов Н. И. Тепло-и массообмен в абсорбционной установке кондиционирование воздуха. Холодильная техника, 1976, №3.
59. Чихладзе В. В. исследование эрлифтного контактного аппарата для систем кондиционирование воздуха. В. сб: „кондиционирование воздуха в общественных зданиях, М. Стройиздат, 1970.
60. Prandtl L. Verharde. D. III intern. Match. Kongr, Heidelberg, 1904.
61. Blasius H. Zs. Match Phys. №56, 1908.
62. Crocco L. Monografie Shientifiche di Aeronautica, Roma, 3, 1946.
63. Van-Driest E. R. NACA, TN, 1952.
64. Nartnert I. P. Eckert E. R. G. Trans. Asme, №2, Vol 79, 1957.
65. Karman T. ZAMM, №4, 1921.
66. Polehausen K. ZAMM, №1, 1921.

67. Александров А. Н. ЖТФ, VIII, вып 22-23, 1938.
68. Лейбензон Л. С. Труды ЦАГИ, вып. 240, 1935.
69. Мельников А. П. Труды Ленинградского института инженеров гражданского воздушного флота, вын. 12, 1938.
70. Федяевский К. К. Техника воздушного флота, №7-8, 1939.
71. Кружилин Г. Н. ЖТФ, VI, вын 3, 1936.
72. Калихман Л. Е. Прикладная математика и механика, X вып 4, 1946.
73. Кочин Н. Е. Лояцянский Л. Г. Доклады АН СССР, 36, №9, 1942.
74. Лояцянский Л. Г. Доклады АН СССР, 35, №8, 1942.
75. Басин А. М. Доклады АН СССР, 40, №1, 1942.
76. Ginzl I. ZAMM, 29, №11, 1949.
77. Buri A. Brit. Ministry Aircraft Production R. T. R. Transl, 2073, From Thesis, 652, Federal Tech. College, Zurich, 1931.
78. Cruswitz E. Ing-Arch. №2, 1931.
79. Doenhoff A. E. Tetervin N. NASA, Rept, 1943
80. Эккерт Э. Р. и Драйк Р. М. Теория тепло – и массообмена, Госэпергоиздат, москва-ленинград, 1961.
81. Ranni W.D. Calif. Inst. Technol. Iet Propul. Lab. Progresse Rept. 1947.
82. Tamaki A. Rep. Inst. Indust. Sei. Univ. Tokyo, Vol. №8, 1951.
83. Nakamura H. Bulletin of I S M E, vol, 5, №18, 1962.
84. Reynolds O.Proc. Roy. Soc. London, Vol. 21, №144, 1873.
85. Othmer D. F. Ind. Eng. chem. Vol. 21, №6, 1929.
86. Langen E. Forshh. Ing-Wes. Bd. 2, №10, 1931.
87. Гудемчук В. А. Известни ВТИ, №12, 1935.
88. Кутателадзе С. С. Теплоотдела ири конденсации и Кипении, Машгиз, 1952.
89. Брдлик П. М. Кондидатская диссертация, Москва, 1955.
90. Мак-Адамс В. Теплопередела, ОНТИ, 1936.
91. Colburn A. P. Hougen O. A. Ind. Eng. Chem. Vol. 22, №5, 1930.

92. Meisenburg S. Boats R. and Badger W. Trans. Inst. Chem. Eng. V.31, 1936.
93. Вишневекий К. П. Кандидатская диссертация, Минск, 1949.
94. Мазюкевич И. В. Сб. Вопросы теплообмена при изменении агрегатного состояния вещества, 1953.
95. Берман Л. Д. Фукс С.Н. Известия ВТИ, №11, 1952.
96. Фукс С. Н. Кандидатская диссертация, Москва, 1950.
97. Семейн В. М. Кандидатская диссертация, Иваново, 1954.
98. Фастровский В. Г. Ровинский А. Е. Известия ВТИ, №1950.
99. Trapanese G. Supplement au Bulletin de l' Institut International du froid, Paris, 1957.
100. Комаров И. А. Известия вузов, „Химия и химическая технология” №3, 1962.
101. Комаров И. А. ИФЖ, VIII, №5, 1965.
102. Сергазин Ж. Ф. Кандидатская диссертация, Москва, 1965.
103. Ладыженский Р. П. кондиционирование воздуха, Госторгиздат, 1962.
104. Петухов Б. С. Детлаф А. А. Кирилин В.В. Журнал технической физики, Т. XXIV, вып. 10, 1954.
105. Щиголев Б. М. Математическая обработка наблюдений, Физматгиз, 1962.
106. Акменс П. Ю. Применение увлажнителей воздуха с открытой подогреваемой поверхностью испарения. – В кн. Вентиляция и кондиционирование воздуха, сб. №8, Рига, 1975, с. 3-10.
107. Акменс П. Ю. Экспериментальное Исследование паровых увлажнителей с открытой подогреваемой поверхностью испарения. – Вкн. Вентиляция и кондиционирование воздуха, сб. №9, Рига, 1977, с. 3-8.
108. Вукелович М. П. Кирилин В. А. Ремизов С. А. Силецкий В. С. Тимофеев В. Н. Термодинамические свойства газов, Мащгиз, 1953.
109. Rossie K. Forsch. Ing-Wes. Bd. 19. 1953.
110. Монин А. С. Яглом А. М. Статистическая гидромеханика. Ч. 1 и 2. М. Наука, 1965, 639 и 740 с.
111. Lewis W. „Mech End.” №4, 1922.
112. Карпис Е. Е. Сб. НТО Стройиндустрии – Проектирование отопления, Вентиляция и кондиционирования воздуха жилых и общественных зданий, Госстройиздат, М.1959.

113. Зусманович Л. М. Оросительные камеры установок искусственного климата, Машиностроения, М. 1967.
114. Энергосбережение в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирование воздуха. Под редакцией Л.Д. Богуславского и В.И. Ливчака, Москва, Стройиздат, 1990, с.
115. Нестеренко А. В. Тепло-и массообмен при испарении жидкости. Тепло-и массообмен в процессах испарения. Сборник трудов ЭНИИна, Изд-во АН СССР, 1958.
116. Петров Л. В. испарение воды в условиях свободной конвекции и вынужденного движения воздуха Сб. „Межотраслевые вопросы строительства” (отечественный опыт), ЦИНИС, вып 8. 1970.
117. Renz W. and Marshall W. Evaporation from drops. Chemical Engineering Progress, March 1952.
118. Лыков А. В. Тепло-и массообмен в процессах сушки. Госэнергоиздат, 1956.
119. Сорокин Н. С. вентиляция, увлажнение и отопление на текстильных фабриках. Гизлегпром, 1953.
120. Указания по проектированию отопление, вентиляции и кондиционирование воздуха шерстяных фабрик текстильной промышленности ВСН2-67 МЛП СССР, М. 1968.
121. Корокин Н. С. вентиляция, отопление и кондиционирование воздуха на текстильных предприятиях, Изд-во „легкая индустрия”, М, 1974.
122. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика. М. Наука, 1969.
123. Дейч М. Е. техническая газодинамика. М. Госэнергоиздат, 1961.
124. Nalupcrak I. Poddrrwiekome stumienice gazowe. Wroclaw, 1975.