



საქართველოს ტექნიკური  
უნივერსიტეტი  
1922 წლიდან

## ნინო ჩაღმელაშვილი

აირტურბინული კომბინირებული ციკლის  
თბოელექტროსადგურის მუშაობის მაჩვენებლები და  
რეგულირების დიაპაზონის გაფართოება (გარდაბანი-1)

წარმოდგენილია დოქტორის აკადემიური ხარისხის მოსაპოვებლად

სადოქტორო პროგრამა: „ენერგეტიკა და ელექტროინჟინერია“

შიფრი: 0713

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი, თბილისი, 0160, საქართველო

2022 წ.

## საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

ფაკულტეტი: ენერგეტიკის

ჩვენ, ქვემოთ ხელისმომწერი ვადასტურებთ, რომ გავეცანით ნინო ჩალმელაშვილის მიერ შესრულებულ სადისერტაციო ნაშრომს დასახელებით: „აირტურბინული კომბინირებული ციკლის თბოელექტროსადგურის მუშაობის მაჩვენებლები და რეგულირების დიაპაზონის გაფართოება (გარდაბანი-1)“ და ვაძლევთ რეკომენდაციას საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის საინჟინრო, ტექნოლოგიური და საბუნებისმეტყველო საუნივერსიტეტო სადისერტაციო საბჭოში მის განხილვას დოქტორის აკადემიური ხარისხის მოსაპოვებლად.

-----, ----- 2022 წელი

სამეცნიერო ხელმძღვანელი/ხელმძღვანელები: პროფესორი თ. მიქიაშვილი

რეცენზენტი: \_\_\_\_\_

რეცენზენტი: \_\_\_\_\_

## საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

2022 წ.

**ავტორი:** ნინო ჩაღმელაშვილი

**დასახელება:** „აირტურბინული კომბინირებული ციკლის თბოელექტროსადგურის მუშაობის მაჩვენებლები და რეგულირების დიაპაზონის გაფართოება (გარდაბანი-1)“

**სადოქტორო პროგრამა:** ენერგეტიკა და ელექტროინჟინერია

**მისანიჭებელი კვალიფიკაცია:** ენერგეტიკის და ელექტროინჟინერიის დოქტორი

**სხდომა ჩატარდა:** \_\_\_\_\_

ინდივიდუალური პიროვნებების ან ინსტიტუტების მიერ ზემომოყვანილი 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.

## რეზიუმე

აირტურბინული კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკების მაღალი სითბური ეფექტიანობა განაპირობებს მათ სტანდარტულ გამოყენებას ელექტროსისტემების საბაზისო სიმძლავრის დაფარვისთვის. ამ მიზნით დაპროექტებული დანადგარები არ არიან ადაპტირებული სიმძლავრის სადღეღამისო რეგულირებისთვის, რაც აქტუალური ამოცანაა მრავალი ელექტროსისტემისთვის.

კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკების რეგულირების დიაპაზონის გაფართოება მანევრულობის გაუმჯობესების საკვანძო საკითხია, რომლის გადაწყვეტასაც ეძღვნება წინამდებარე ნაშრომი. მუშაობის პროცესში ტექნიკური შესაძლებლობების პარალელურად ენერგობლოკების მანევრულობას განსაზღვრავს დანადგარების სიმძლავრის მართვის და რეგულირების სისტემების მოქმედება, რაც ხორციელდება წინასწარგანსაზღვრული ალგორითმებით. ამ დროს კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკის მთავარი პრობლემაა ღრმა განტვირთვა დანადგარების მუშაობაში შენარჩუნებით (ამორთვის გარეშე). მაგალითად, ისეთ ენერგობლოკებში, სადაც რამდენიმე აირტურბინა და ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორი დაკავშირებულია ერთ ორთქლის ტურბინასთან, განტვირთვა შესაძლებელია ერთ-ერთი აირტურბინისა და მასთან შეწყვილებული ქვაბ-უტილიზატორის ამორთვით. მაგრამ, თუ საჭიროა ყველა დანადგარის მუშა მდგომარეობაში შენარჩუნება, რაც გამომდინარეობს მათი ხანგამძლეობის მოთხოვნებიდან (განსაკუთრებით არასტაბილურ ელექტროსისტემებში მუშაობისას), ენერგობლოკს განტვირთავენ აირტურბინების სიმძლავრის შემცირებით. ამ გზით მნიშვნელოვანი განტვირთვა ვერ ხერხდება, რამდენადაც კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკების მართვის ალგორითმი არ ითვალისწინებს აირტურბინაში ნამუშევარაი აირების ტემპერატურის ისეთ რეგულირებას, რომელიც ღრმა განტვირთვისას ქვაბ-უტილიზატორის ზედაპირებს გადახურებისგან დაიცავდა. კომბინირებული ციკლის ახალი ენერგობლოკების დაპროექტებისას გათვალისწინებული უნდა იყოს გაზრდილი მოთხოვნები მათი მანევრულობის მიმართ, რაც უკიდურესად აქტუალურია თანამედროვე თბოელექტროსადგურებისთვის. აირტურბინული კომბინირებული ციკლის ელემენტების თერმოდინამიკური პარამეტრების ურთიერთგავლენისა და სითბურ ეკონომიურობზე მათი გავლენის გაანალიზება ენერგობლოკების ღრმა განტვირთვის რაციონალური გზების განსაზღვრისთვის.

ნაშრომი ეძღვნება კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკების რეგულირების დიაპაზონის გაფართოების აქტუალურ ამოცანას. მასში აირისა და ორთქლის ციკლების, ასევე ქვაბ-უტილიზატორის მქ კოეფიციენტების ანალიზის საფუძველზე განსაზღვრულია კომბინირებული ციკლის ეფექტიანობაზე მოქმედი მთავარი ფაქტორები; გამოვლენილია ხარისხობრივი მეთოდით აირტურბინების ღრმა განტვირთვის შესაძლებლობა, რაც მნიშვნელოვნად ზრდის

კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკების რეგულირების დიაპაზონს მისი ეფექტიანობის მკვეთრი გაუარესების გარეშე; შემოთავაზებულია ღრმა განტვირთვის ახალი მეთოდი, რომელიც ითვალისწინებს რეგულირების რაოდენობრივი და ხარისხობრივი მეთოდების კომბინაციას ენერგობლოკის დატვირთვის სხვადასხვა დიაპაზონისთვის; დასაბუთებულია კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკების ეფექტური გამოყენების შესაძლებლობა ელექტროსისტემების დატვირთვის სადღეღამისო რეგულირებაში განტვირთვის შემოთავაზებული მეთოდის გამოყენების პირობებში, რაც მნიშვნელოვანად ზრდის ამ ტიპის ენერგობლოკების კომერციულ მიმზიდველობას.

სამუშაოს მიზანია აირტურბინული კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკების რეგულირების დიაპაზონის გაზრდის ახალი შესაძლებლობების გამოვლენა და მართვის ახალი მეთოდების შემუშავება თბოელექტროსადგურების მანევრულობის გაუმჯობესების მიზნით. ამ ამოცანის გადაწყვეტისათვის მთავარი საკითხია აირტურბინის წვის კამერის დატვირთვის მოდელის დამუშავება, რომლის მეშვეობით დადგინდება, კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკების განტვირთვის თეორიული შეზღუდვები ენერგობლოკების მართვის არასტანდარტული პროგრამის გამოყენების დროს.

დასახული მიზნის მისაღწევად სამუშაოში გამოკვლეულია იდეალური კომბინირებული ციკლის მქ კოეფიციენტის დამოკიდებულება აირისა და ორთქლის სასაზღვრო თერმოდინამიკურ პარამეტრებზე; დადგენილია მისი ცვლილების დიაპაზონი ენერგობლოკის მუშაობის ნატურალურ პირობებში გარდაბანი-1 თბოელექტროსადგურის მაგალითზე; მიღებულია ანალიზური დამოკიდებულებები ენერგობლოკის თერმული მქ კოეფიციენტის გაანგარიშებისთვის დამატებითი სათბობის წვის და წვის გარეშე პირობებისთვის; ფორმულირებულია კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკების პარამეტრების ოპტიმიზაციის ამოცანა, რომელიც გადაწყვეტილია კონკრეტული ტიპის დანადგარისთვის ვარიანტული გაანგარიშებების გზით; გარდაბანი-1 თბოელექტროსადგურის ექსპლუატაციის პროცესის მონიტორინგისა და ანალიზის საფუძველზე გამოვლენილია ენერგობლოკის მუშაობის ტექნიკური შეზღუდვები, რომელთა დასაძლევად შემოთავაზებულია ენერგობლოკის რეგულირების დიაპაზონის გაზრდის ახალი მეთოდი.

კვლევა შესრულებულია გარდაბანი-1 თბოელექტროსადგურისა და კომბინირებული ციკლის GE206FA სტანდარტული დანადგარის მაგალითზე. კვლევაში გამოყენებულია ელექტროსადგურის ექსპლუატაციის პირობებისა და მაჩვენებლების ანალიზის სტანდარტული მეთოდები: დატვირთვების ცვლილებისა და პერიოდულობის სტატისტიკური მონაცემების ანალიზი; სითბური ეფექტიანობის შეფასების ანალიზური მეთოდი; მოდელირებისა და გაანგარიშებითი სიმულაციის მეთოდი.

ჩატარებული კვლევების შედეგად გამოვლენილია კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკების მუშაობის რეჟიმებისა და რეგულირების

დიაპაზონის შემზღვევის მიზნები, რომლებიც მინიმუმამდე ამცირებს მისი გამოყენების შესაძლებლობას ელექტროსისტემის სიმძლავრის სადღეღამისო რეგულირებაში. მიზნების ანალიზისა და გაანგარიშებითი კვლევის საფუძველზე გამოვლენილი და შემოთავაზებულია კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკის რეგულირების დიაპაზონის გაზრდის შესაძლებლობა და სიმძლავრის მართვის ახალი მეთოდი ამ შესაძლებლობის სარეალიზაციოდ.

სამუშაოში მიღებული შედეგები შესაძლებელია გამოყენებულ იქნეს აირტურბინული დანადგარების მართვისა და რეგულირების სისტემის გასაუმჯობესებლად, მისი უშუალო დანერგვისთვის (მწარმოებლებთან შეთანხმებით) თბოელექტროსადგურებში, ასევე როგორც მეთოდური მასალა ენერგობლოკების მაჩვენებლებისა და მუშაობის რეჟიმების მკვლევართათვის.

## Abstract

The high thermal efficiency of the gas turbine combined cycle power units (GTCC) typically necessitates their use to cover the basic part of a load of electrical systems. Designed for this purpose, GTCC units are not adapted to day-to-day power regulation, which is a topical task for many electrical systems. The paper aimed at the creation and exploration of effective methods to expand the regulative range of combined cycle power units, which is a key issue in their maneuverability improvement. In the work process, the maneuverability of the power units along with their technical capabilities is determined by the operation of the equipment power control and regulation systems, which is carried out according to predefined algorithms.

The main problem of the combined cycle power unit at the time is the deep unloading while maintaining the equipment in progress (shutdown free). For example, in power units where several gas turbines and heat recovery steam generators (HRSG) are connected to a single steam turbine, unloading is possible by switching off one of the gas turbines and the coupled HRSG. But, if it is necessary to keep all the units online due to their durability requirements (especially when working in unstable electrical systems), the power unit is unloaded by reducing the capacity of the gas turbines. Significant unloading is not possible in this way, as the combined cycle power unit control system does not take into account the regulation of the temperature of the exhaust gases, which would protect the HRSG's surfaces from overheating during deep unloading. When designing new combined cycle power units, increased requirements for their maneuverability should be taken into account, which is extremely relevant for modern thermal power plants.

The paper is dedicated to the current tasks of expanding the range of regulation of combined cycle power units. Based on the gas and steam cycles analysis, as well as on the analysis of the Heat Recovery Steam Generator Thermal Efficiency, the main factors affecting the efficiency of the combined cycle units are revealed.

The possibility of deep unloading of gas turbines by the qualitative method has been identified, which significantly increases the regulation range of combined cycle power units without a sharp deterioration of its efficiency.

A new method of deep unloading is proposed, which provides a combination of quantitative and qualitative methods of regulation for a different load range of the power unit.

The possibility of efficient use of combined cycle power units in the daily load regulation of electrical systems by using the proposed unloading method is justified, which significantly increases the commercial attractiveness of this type of power unit.

The study uses standard methods of analysis of power plant operating conditions and indicators: analysis of load change and periodicity statistics; Analytical method of thermal efficiency assessment; Method of modeling and

computational simulation. Studies have identified the reasons for the limitation of operating modes and regulation range of combined cycle power units, which minimize the possibility of its use in the grid power day-to-day regulation. Based on cause analysis and computational research, the possibility of increasing the regulation range of the combined cycle power unit and a new method of power control to realize this possibility have been identified and proposed. The results obtained in the research can be used to improve the control and regulation system of gas turbine units, for its direct implementation (in agreement with the manufacturers) in thermal power plants, as well as methodological material for researchers of indicators and operating modes.



## შინაარსი

შესავალი .....	83-15
<b>თავი 1. აირტურბინული კომბინირებული ციკლი .....</b>	<b>29</b>
1.1. შესავალი .....	29
1.2. თერმული მქ კოეფიციენტი აირტურბინულ კომბინირებულ ციკლში დამატებითი სათბობის წვის გარეშე.....	35
1.3. კომბინირებული ციკლის თერმული მქ კოეფიციენტის დამოკიდებულება საწყის და საბოლოო თერმოდინამიკურ პარამეტრებზე.....	46
1.4. აირტურბინული მონო ციკლის საწყისი პარამეტრები და თერმული მქ კოეფიციენტი .....	47
1.5 აირტურბინული კომბინირებული ციკლის ოპტიმიზაციის ამოცანა .....	49
1.6. კომბინირებული ციკლის თერმული მქ კოეფიციენტი და ნამუშევარი აირების წნევა .....	56
1.7. კომბინირებული ციკლის თერმული მქ კოეფიციენტის გაზრდის აპრობირებული ხერხები .....	58
1.8. სიმძლავრის უზრუნველყოფის პირობები.....	62
<b>თავი 2. თბოელექტროსადგურების ენერგობლოკებისა და დანადგარების ეკონომიურობის მაჩვენებლები.....</b>	<b>64</b>
2.1 შესავალი.....	64
2.2. ეკონომიურობის მაჩვენებლები კომბინირებული ციკლის დანადგარებისათვის.....	65
2.3. აირი-ორთქლის კომბინირებული ციკლი კოგენერაციის გარეშე (აოკც) .....	66
<b>თავი 3. აირტურბინული დანადგარის სითბური გაანგარიშების მეთოდიკა.....</b>	<b>68</b>
3.1. შესავალი.....	68

3.2. სამოწმებელი სითბური გაანგარიშება.....	69
3.3. აირტურბინის მაჩვენებლების შესწორება სტანდარტულისგან გადახრილ პირობებში .....	72
3.4. კომბინირებული ციკლის თბოელექტროსადგური გარდაბანი-1.....	75
<b>თავი 4. კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკების მართვა, რეგულირება, მანევრულობა .....</b>	<b>83</b>
4.1. ტურბინების რეგულირების ამოცანა თბოელექტროსადგურებში .....	83
4.1.1. თვითრეგულირება და სიხშირის რეგულირების სტატიკური მახასიათებელი .....	84
4.1.2. ქსელის სიხშირის პირველადი რეგულირება პარალელურად ჩართული ტურბოდანადგარებით (სინქრონული რეგულირება).....	87
4.1.3. სიხშირის მეორეული რეგულირება.....	87
4.2. ორთქლტურბინული დანადგარების განტვირთვა და სიმძლავრის ფორსირება.....	90
4.2.1. დატვირთვის გაზრდა ორთქლტურბინულ ენერგობლოკებზე.....	91
4.2.2. დატვირთვის შემცირება ორთქლტურბინულ ენერგობლოკზე.....	92
4.3. აირტურბინული დანადგარების რეგულირება და მართვა.....	94
4.4. ელექტროსისტემის სიმძლავრის სადღეღამისო რეგულირება კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკებით.....	101
4.5. სამანევრო შეზღუდვები გარდაბანი-1 კომბინირებული ციკლის თბოელექტროსადგურებისთვის.....	109
<b>დასკვნა.....</b>	<b>111</b>
<b>გამოყენებული ლიტერატურა.....</b>	<b>113</b>

## ცხრილების ნუსხა

88

- ცხრილი 1.** გარდაბნი-1 კომბინირებული ციკლის თბოელექტროსადგურის არასრული დატვირთვით მუშაობის რეჟიმების ცხრილი.....77
- ცხრილი 2.** . გარდაბნის-1 კომბინირებული ციკლის თბოელექტროსადგურის მუშაობის მაჩვენებლები.....79
- ცხრილი 3.** დადგმული სიმძლავრის გამოყენების მაჩვენებლები .....79
- ცხრილი 4.** . საწვავის კუთრი ხარჯი სადგურის მუშაობის საპროექტო, საანგარიშო და ფაქტობრივ პირობებში .....81

## ნახაზების ნუსხა

83

ნახ. 1. აირტურბინის შეკრული სისტემების გაცივების ნახაზები.....	22
ნახ. 2. ღია სისტემები აირტურბინის სადენი ნაწილის გაცივებისთვის ...	22
ნახ. 3. ქვანახშირის ეკოლოგიური წვის ტექნოლოგიური სქემები .....	27
ნახ. 4. აირტურბინული კომბინირებული ციკლის დანადგარის სქემა (ა) და თერმოდინამიკური პროცესი T-s დიაგრამაზე (ბ) .....	30
ნახ. 5. აირტურბინულ კომბინირებულ ციკლი მაღალწნევიანი ორთქლგენერატორით ქვანახშირზე მუშობისთვის.....	34
ნახ. 6. ერთწნევიანი იდეალური კომბინირებული ციკლი.....	36
ნახ. 7. დამოკიდებულება მქ კოეფიციენტს შორის კომბინირებულ, აირტურბინულ და ორთქლტურბინულ ციკლებში ორთქლის ქვაბ- უტილიზატორის ფუქსირებული მქ კოეფიციენტისას.....	38
ნახ. 8. კომბინირებული ციკლის ტოლი მქ კოეფიციენტები, რომლებიც მიიღება აირტურბინულ და ორთქლტურბინულ ციკლების მქ კოეფიციენტების სხვადასხვა კომბინაციით.....	39
ნახ. 9. ცხელი აირების გაგრილება ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორში სხვადასხვა პირობებში.....	43
ნახ. 10. წნევაზე სითბური მქ კოეფიციენტის დამოკიდებულების განზოგადებული გრაფიკი კომბინირებული ციკლის ქვაბ- უტილიზატორებისთვის.....	44
ნახ. 11. სამკონტურიანი (სამწნევიანი) კომბინირებული ციკლი დამატებითი სათბობის წვის გარეშე.....	45
ნახ. 12. ატდ მონო ციკლის თერმული მქ კოეფიციენტის აირის პარამეტრებზე დამოკიდებულება.....	48
ნახ. 13. იდეალური აირტურბინული ციკლის თერმული მქ კოეფიციენტის დამოკიდებულება საწყის წნევასა და ტემპერატურაზე.....	52

ნახ. 14. ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორის მქ კოეფიციენტის დამოკიდებულება გადახურებული ორთქლის წნევასა და მწარმოებლურობაზე.....	52
ნახ. 15. თბოელექტროსადგურის (კომბინირებული) თერმული მქ კოეფიციენტის დამოკიდებულება საწყის წნევებზე.....	53
ნახ. 16. თბოელექტროსადგურის (კომბინირებული)კოეფიციენტის დამოკიდებულება აირტურბინის საწყის ტემპერატურასა და ორთქლტურბინის საწყის წნევაზე.....	54
ნახ. 17. კომბინირებული ციკლის თერმული მქ კოეფიციენტის ცვლილება ნამუშევარი აირების წნევის ( $p_2$ ) მიხედვით:.....	57
ნახ. 18. T-S დიაგრამა ზღვრული კომბინირებული ციკლის.....	59
ნახ. 19. სამწნევანი ქვაბ-უტილიზატორის სქემა (ა) და სამწნევანი კომბინირებული (ბ) ციკლის დიაგრამა.....	60
ნახ. 20. სამწნევანი კომბინირებული ციკლის (STAG 109 FA) თბური სქემა .....	61
ნახ. 21. ორთქლის ციკლი კოგენერაციით.....	66
ნახ. 22. აირტურბინული დანადგარის სქემა.....	70
ნახ. 23. აირტურბინული PG6111 დანადგარის სიმძლავრის მასწორებელი კოეფიციენტი.....	74
ნახ. 24. კომბინირებული ციკლის თბოელექტროსადგური გარდაბანი-1.....	75
ნახ. 25. ტურბოგენერატორის სიხშირის თვითრეგულირების სტატიკური მახასიათებელი.....	85
ნახ. 26. სიხშირის ავტომატური რეგულირების სტატიკური მახასიათებელი ( $1^{II}-2^{II}$ ) .....	86
ნახ. 27. სიხშირის რეგულირების სტატიკური მახასიათებლის პარამეტრები .....	86
ნახ. 28. პარალელურად ჩართული ტურბოგენერატორების სიმძლავრის ცვლილება ქსელის დატვირთვის ცვლილებისას .....	88

ნახ. 29. სტატიკური მახასიათებლის პარალელური გადაადგილების დასაშვები ინტერვალი სიხშირის მეორეული რეგულირების დროს .....	89
ნახ. 30. სიხშირის პირველადი (ა) და მეორეული (ბ) რეგულირება ქსელის დატვირთვის გაზრდისას.....	89
ნახ. 31. აირტურბინული ენერგობლოკების განტვირთვის დიაგრამა .....	99
ნახ. 32. ელექტროსისტემის სიმძლავრის სადღეღამისო რეგულირება GE206 FA კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკით.....	103
ნახ. 33. ტემპერატურის ცვლილება ატდ განტვირთვისას კომბინირებულ და ღია ციკლში.....	104
ნახ. 34. აირტურბინის წვის კამერის სითბური მოდელი.....	105
ნახ. 35. ნამუშევარი და საწყისი აირების ტემპერატურების დამოკიდებულება სათბობის და ჰაერისა მასურ ხარჯებზე კომბინირებულ და ღია ატდ-ის ციკლებში სიმძლავრის ხარისხობრივი და რაოდენობრივი რეგულირების დროს.....	108

## შესავალი

### აირტურბინული ატდ დანადგარის ტექნოლოგიის ამოცანები

აირტურბინული დანადგარებისა და ენერგობლოკების ტექნოლოგიის განვითარება არის განსხვავებული სამეცნიერო და საინჟინრო ამოცანების გადაწყვეტის ისტორია, რომელიც მოიცავს ხანგრძლივ პერიოდს - წინა საუკუნის 30-იანი წლებიდან დღემდე. პირველი აირტურბინული დანადგარები შეიქმნა საფრენი აპარატებისთვის (თვითმფრინავებისთვის), მოგვიანებით კი მათი გამოყენების სფერო გაფართოვდა და შეეხო საზღვაო და სახმელეთო ტრანსპორტს, ასევე მობილურ და სტაციონარულ ენერგეტიკულ მოდულებს, რომლითაც გამოიმუშავებდნენ ელექტროენერგიას. მე-20 საუკუნის 40-იანი წლებიდან აირტურბინული დანადგარები მკვიდრად ინერგება ელექტროენერგიის წარმოებაში, ხოლო 60-იანი წლებიდან იწყება ე.წ. კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკების კონსტრუირება, რომელიც აერთიანებს აირისა და ორთქლის ტურბინებს ელექტროენერგიის გამომუშავების ერთიან ციკლში, რაც თერმოდინამიკურად აირისა და ორთქლის ტურბინული ციკლების კომბინაციაა (ბრაიტონის ციკლი+რენკინის ციკლი). კომბინირებული ციკლის ენერგეტიკული ბლოკები (ენერგიბლოკები) და თბოელექტროსდგურები გამოირჩევიან ბუნებრივი მრავალფეროვნებით, რაც ასეთი ბლოკების გამოყენების დაწყებისთანავე უკავშირდებოდა განსხვავებული ხასიათისა და სირთულის საინჟინრო-ტექნოლოგიურ ამოცანებს.

მიუხედავად იმისა, რომ აირტურბინული ტექნოლოგიების ამოცანების კლასიფიცირება მნიშვნელოვანწილად პირობითია, ის შესაძლებელია გავშალოთ 7 ძირითად მიმართულებაში:

- თეორიული საფუძვლების შემუშავების,
- პროექტირებისა და კონსტრუირების,
- შეთანწყობისა და სქემატური ოპტიმიზაციის,

- ტრანსპორტირებისა და მშენებლობის,
- მუშაობის რეჟიმებისა და ეფექტიანობის,
- ეკოლოგიურობისა და გარემოზე ზემოქმედების,
- საიმედოობისა და ხანგამძლეობის,
- შეკეთებისა და მოდერნიზების მიმართულებები.

განვითარების ისტორიის მანძილზე ეს ამოცანები განსხვავებულად მწვავდებოდნენ ერთმანეთისგან დამოუკიდებლად და ურთიერთკავშირში. თუმცა, ტექნოლოგიური პროცესების პროფილურმა დაყოფამ, რომელსაც დამამზადებელმა ქარხნებმა მიმართეს 50-იან წლებში, მნიშვნელოვნად დააჩქარა პროგრესი ამოცანების გადაწყვეტის გზაზე, რა დროსაც სხვადასხვა სიხშირით ლიდერობდნენ ესა თუ ის მიმართულებები. მაგრამ, აუცილებელია აღინიშნოს, რომ აირტურბინული ციკლის ტექნოლოგიაში განსაკუთრებული ყურადღება ყოველთვის ეთმობოდა ე.წ. საწყისი ტემპერატურის და წნევის (კუნშვის ხარისხის) გაზრდის საკითხს, რასაც ძირითადად შენობათა არასაკმარისი სიმტკიცის პრობლემა აფერხებდა. სხვა სიტყვებით რომ ვთქვათ, აირტურბინული ტექნოლოგიების მეგზური ყოველთვის ლითონთა (შენადნობების) მდგრადობა იყო. ამჟამად მიღწეულია მაღალი საწყისი ტემპერატურები (1400-1500°C), რაც განაპირობებს აირტურბინული ენერგობლოკების მაღალ თერმოდინამიკურ ეფექტიანობას - 39%-მდე ღია- და 62%-მდე კომბინირებულ ციკლში.

ზემო აღნიშნულიდან გამომდინარე, აირტურბინული დანადგარებისა და ენერგობლოკების კვლევის თემატიკა მრავალფეროვანია.

წარმოდგენილ სამუშაოში შევეხებით მხოლოდ რამდენიმე მათგანს, კერძოდ: თეორიულ საკითხებს, მათ შორის კომბინირებული ციკლის სითბურ ეფექტიანობაზე საწყისი და საბოლოო პარამეტრების გავლენის თავისებურებებს; ეფექტიანობის შეფასების ანალიზურ მეთოდებს; კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკების მუშაობის მაჩვენებლებს „გარდაბანი-1“ თბოელექტროსადგურის მაგალითზე; მუშაობის რეჟიმების პრობლემებს სიმძლავრის რეგულირების სადღეღამისო პროცესში და მათი



გადაწყვეტის გზებს. აქვე გარკვეულ ყურადღებას დავუთმობთ თანამედროვე აირტურბინული დანადგარების ნიჩბების ტექნოლოგიას, სადენი ნაწილის ელემენტების გაცივების საკითხებს, წვის კამერებს, ქვანახშირზე მუშაობის შესაძლებლობებსა და ეკოლოგიურ პრობლემებს.

### **აირტურბინული ტექნოლოგიის მიღწევები და პრობლემები**

ნამწვი აირების ტემპერატურის გადიდება არის მთავარი პრობლემა, რომელიც უკავშირდება კომბინირებული ციკლის აირტურბინების ეფექტიანობის გაზრდას. ტემპერატურის გაზრდა მნიშვნელოვნად ამცირებს ძირითადი და, ხშირ შემთხვევაში, დამხმარე კვანძებისა და მოწყობილობების მუშა რესურსს, ასევე საიმედოობას. მრავალ სხვა ამოცანასთან ერთად, პრობლემის გადასაწყვეტად საჭიროა ორი ძირითადი ცვლილება - საიმედოობისა და მუშაუნარიანობის (სიმტკიცის) მაღალი მაჩვენებლების მქონე ლითონების მიღება და ტურბინის კვანძების მაღალხარისხიანი შესრულების (კონსტრუირების) ეკონომიკურად გამართლებული ტექნოლოგიების შემუშავება; და, მეორე, ლითონის დეტალების გაცივების ეფექტიანი ტექნოლოგიის, სქემებისა და სისტემების შემუშავება, კონსტრუირება, გამოყენება.

### **ტექნოლოგიური მიღწევები აირტურბინული დანადგარების დამზადებაში**

აირტურბინულ დანადგარების დამზადებაში ბოლო პერიოდში მიღწეულია მრავალი წარმატება.

1994 წელს კომპანიებმა Westinghouse Electric Corp. და Mitsubishi Heavy Industries Ltd-მ, ასევე Fiat Avio SpA-მ ერთობლივი ძალებით ააგეს ახალი, აირტურბინული დანადგარი - 501G, რომლის სიმძლავრემ მიაღწია 230 მგვტ-ს. აირტურბინის მუშა ნიჩბები დამზადებისას გამოყენებული იყო მიმართული კრისტალიზაციის მეთოდი და გაუმჯობესებული თბოდამცავი დაფარვა, დამზადებული სუპერშენადნობებისგან. 501G აირტურბინა აღჭურვეს მშრალი ტიპის წვის კამერებით, რომლებიც იმავდროულად არის

დაბალტოქსიკური (ატმოსფეროში გამოფრქვეული აირები შეიცავს ადამიანის ჯანმრთელობისთვის ნაკლებად საზიანო ქიმიურ ელემენტებს). იმ პერიოდის პროგნოზის მიხედვით აირტურბინული დანადგარის ელექტრული მქ კოეფიციენტი მონო ციკლში უნდა ყოფილიყო 38%, ქვეწყობილ კომბინირებულ ციკლში - 58 %, რაც დადასტურდა კიდევ მისი ექსპლუატაციის პროცესში.

90-იანი წლები გამოირჩევა აირტურბინული ტექნოლოგიების სწრაფი განვითარებით. შეიქმნა H ტიპის ახალი თაობის აირტურბინული დანადგარი (რომელიც დაამზადა ამერიკულმა კომპნია - General Electric Co.-მ, 1995 წელს). მასში გამოყენებულია სადენი ნაწილის მაღალტემპერატურული ელემენტების გაცივების შეკრული სისტემა, რომელშიც მუშა სხელის როლში, როგორც მაცივებელი აგენტი, იყენებენ წყლის ორთქლს. ამ გზით შესაძლებელი გახდა აირების საწყისი ტემპერატურის გაზრდა 1425°C-მდე ისე, რომ წვის კამერაში შენარჩუნებული იყო სათბობის წვის ზომიერი ტემპერატურა, რასაც არსებითი მნიშვნელობა ჰქონდა, ერთი მხრივ, აირტურბინის სითბური ეფექტიანობის (მქ კოეფიციენტის) გაზრდის და, მეორე მხრივ, აზოტის ჟანგეულების მინიმალური გამონაბოლქვის შენარჩუნების თვალსაზრისით. ამავე პერიოდს ემთხვევა გერმანული Siemens AG-სა და ამერიკული Pratt & Whitney-ის აქტიურობა - გაერთიანებული ძალებით მათ შეიმუშავეს გაუმჯობესებული სქემა და დაამზადეს დანადგარი V84.3A, რომლის სიმძლავრე იყო 165 მგვტ, ხოლო ელექტრული მქ კოეფიციენტი კომბინირებულ ციკლში შეადგენდა 58%-ს. ტრადიციული წვის კამერის სანაცვლოდ, დანადგარში იყენებდნენ 24 მცირე ზომის ჰიბრიდული ტიპის ფრქვევანას რგოლური კამერებით, რაც განაპირობებდა გარემოში აზოტის ჟანგეულების (NO<sub>x</sub>-ების) მინიმალურ გამოფრქვევას ისე, რომ ამისათვის საჭირო არ იყო ორთქლის და წყლის შეპკურება წვის კამერაში. ასეთი ეფექტი მიიღწეოდა როგორც აირადი, ისე თხევადი სათბობის წვისას. აირტურბინის მუშა ნიჩბების დასამზადებლად Siemens AG-სა და Pratt &

Whitney-ის მიერ გამოყენებული იყო მართული (რეგულირებადი) დიფუზიის ტექნოლოგია. უფრო მოგვიანებით სხვა დამამზადებლებმაც დაიწყო (ABB Alstom Power), წვის კამერების სექციური კონსტრუქციების დამზადება და დანერგვა, რისი წარმატებული მაგალითიც GT24 და GT26 ტიპის აირტურბინული დანადგარებია.

### **ტურბინის ნიჩბების დამზადების ტექნოლოგიის განვითარება**

გაცივების სისტემების გაუმჯობესების, ახალი, გართულებული, მაგრამ ეფექტური სქემების გამოყენებისათან ერთად, მიდინარეობდა ნიჩბების დამზადების ტექნოლოგიის გაუმჯობესება. ამ დროს ძალაში რჩებოდა მთავარი მოთხოვნები მათი სიმტკიცის მაჩვენებლების მიმართ. ეს ძირითადად იყო ნიჩბების ლითონის მაღალი მხურვალმტკიცობა, ხანგრძლივის სიმტკიცისა და მაღალტემპერატურული ცოცვადობის ზღვრების გადიდება, მოკლევადიანი დადლილობის ზღვრის გაზრდა, ხენჯმედევობის გაუმჯობესება, თერმული სიმყიფისა და მაღალტემპერატურული კოროზიის მიმართ წინააღმდეგობის უნარის გაზრდა და სხვა. აღნიშნული სრული სიმძაფრით ეხებოდა კოროზიულ გარემოში მომუშავე ლითონის ელემენტებს, რომელთაგანაც შედგებოდა უპირატესად ღია სქემით მომუშავე აირტურბინული დანადგარები. ყველა მსგავსი მოთხოვნის დაკმაყოფილება განაპირობებდა მაღალი ტემპერატურული პირობებისთვის განკუთვნილი კვანძების და დანადგარების დამზადების ტექნოლოგიების მუდმივი განვითარების აუცილებლობას.

ლითონთა ტექნოლოგიაში ზემოაღნიშნული პრობლემების კონტექსტში პირველ ეტაპზე დამუშავდა ვაკუუმური დნობისა და ჩამოსხმის, ანუ მართული დიფუზიის მეთოდი, რომლის გამოყენებითაც ლითონებში მნიშვნელოვნად გაიზარდა მალეგირებელი ელემენტების კონცენტრაცია. შესაძლებელი გახდა სუპერშენადნობების მიღება სხვადასხვა - ქრომის, კობალტის და ნიკელის, ასევე მოლიბდენისა და ვოლფრამის - მისართებით.

ასეთი შენადნობებისგან დამზადებული დეტალების გამოყენების ხარჯზე მნიშვნელოვნად გაიზარდა აირტურბინების მაღალტემპერატურული ზონის ნიჩბებისა და სხვა კვანძების მუშაობის ხანგრძლივობა (მუშა ტემპერატურები ძალიან მიუახლოვდა შენადნობების დნობის ტემპერატურას, რაც იყო წარმატების მადასტურებელი თვალსაჩინო ფაქტი). თუმცა, ლითონის ელემენტებში მაღალტემპერატურული ცოცვადობის პრობლემა კვლავ აქტუალურ გამოწვევად რჩებოდა.

ცოცვადობის პრობლემა მნიშვნელოვნად შეასუსტა მიმართული კრისტალიზაციის ტექნოლოგიამ, რომელიც ვითარდებოდა აირტურბინების მშენებლობის ტექნოლოგიების პარალელურად. ის ითვალისწინებდა ლითონის გამყარებით ჩამოსხმის მეთოდს, რომლის გამოყენებაც იძლეოდა იმის საშუალებას, რომ ნიჩბების ჩამოსხმის დროს სასურველი ორიენტაციით ყოფილიყო მოგეზული ლითონის მარცვლების დამაკავშირებელი სასაზღვრო შრეები - მაგალითად: აირტურბინის ნიჩბის ღერძის გასწვრივ, ამით ტურბინის ნიჩბების ლითონის ცოცვადობის წინაღობა მთავარი ძაბვების ნორმალური მდგენელების მიმართ მნიშვნელოვნად იზრდებოდა. ამ გზით შესაძლებელი ხდებოდა ნიჩბების მუშა ტემპერატურის გაზრდა 25°C-ით, რაც იძლეოდა აირტურბინული ციკლის საწყისი პარამეტრების გაზრდისა და, როგორც მთავარი შედეგი, მისი თერმული და ელექტრული მქ კოეფიციენტების მნიშვნელოვანი ზრდის შესაძლებლობას. მიუხედავად მქ კოეფიციენტების გაზრდის შესაძლებლობისა, აღნიშნული ტექნოლოგია არ იყო უნაკლო. მის უარყოფით მხარედ რჩებოდა მუშა ნიჩბების გაზრდილი გრძივი ელასტიურობა, რაც ამცირებდა ნიჩბების ციკლურ სიმტკიცეს.

შემდგომ პერიოდში პრობლემის კომპლექსური გადაწყვეტისთვის სამუშაოები გრძელდებოდა ნიჩბების ლითონის მონოკრისტალიზაციისა და თბოდამცავი ფენით მათი დაფარვის მიმართულებით. პირველი ითვალისწინებდა ნიჩბების დამზადებას ლითონის მონოკრისტალის სახით, რაც ბუნებრივად მოხსნიდა არსებულ პრობლემებს, თუმცა მოსალოდნელი

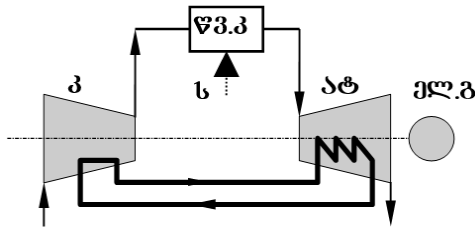
იყო ასეთი ტექნოლოგიის შეზღუდული ხელმისაწვდომობა მისი სიძვირის გამო. მეორე მიდგომა გულისხმობდა აირტურბინების (ატდ) პირველი (მაღალტემპერატურული) საფეხურის ნიჩბებს დაფარავას თბოდამცავი ფენით. ფენა შედგებოდაა შიგა და გარე შრისაგან. გარე შრე დამზადებული იქნებოდა კერამიკული მასალისაგან - ცირკონიუმის დიოქსიდისგან, ხოლო შიგა შრე - MoCrAlY ოჯახის ნივთიერებისგან, რომელიც შემკვრელ კომპონენტად გამოიყენება. თბოდამცავი ფენების პრობლემა გამოვლინდა პრაქტიკაში - აირტურბინების ავარიული გაჩერებისას წარმოქმნილი ვიბრაციებისა და თერმული რყევების (თბური დარტყმების) გამო თბოდამცავი დაფარვის გარე შრე იფშვნებოდა. რთული იყო შიგა შრის მთლიანობის ხანგრძლივად შენარჩუნებაც - ჟანგბადის დიფუზიური შეღწევისა და ჟანგვის მიზეზით მისი განშრევებაც მალევე ხდებოდა. ამიტომ, თბოდამცავი ფენის პერიოდული ცვლა მაღალ ტემპერატურული ნიჩბების ექსპლუატაციისას აუცილებელი ხდებოდა და ხორციელდებოდა კიდევ სტაბილური პერიოდულობით (ყოველი 25 000 ნამუშევარი საათის შემდეგ), რაც ასევე მნიშვნელოვან ფინანსურ დანახარჯებს უკავშირდებოდა.

## **აირტურბინის სადენი ნაწილის ელემენტების გაცივების სქემები და მეთოდები**

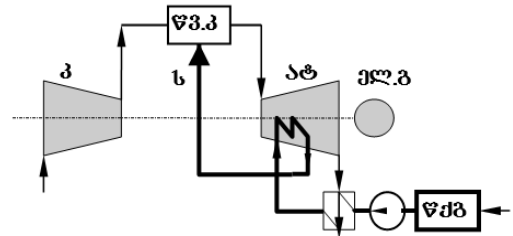
მაღალ ტემპერატურულ ზონაში მომუშავე აირტურბინების კვანძებს და ელემენტებს ტრადიციულად ჰაერისა და ორთქლის აცივებენ. ამ შემთხვევაში იყენებენ შეკრულ და ღია გაცივების სისტემებს, რომელთა გამარტივებული სქემები ნაჩვენებია 1 და 2 ნახაზზე.

სადენი ნაწილის გაცივების სისტემის შერჩევისა და გამოყენებისთვის მთავარი ყურადღება ექცევა იმას, გამოიყენება სასარგებლოდ თუ იკარგება ამ დროს სადენი ნაწილიდან არინებული სითბო. ცხადია, ამ სითბოს დაბრუნება თერმოდინამიკურ ციკლის ყოველთვის სასურველია, მაგრამ ეს ხშირად უკავშირდება გაგრილების სქემების გართულებას, რაც ყოველთვის

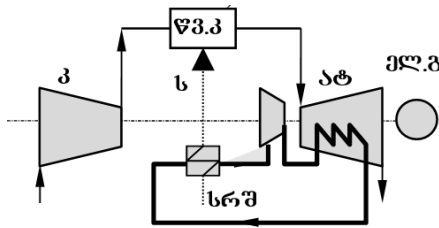
არ არის ტექნიკურად და ეკონომიკურად გამართლებული. იქ, სადაც გაგრილების სითბოს დანაკარგი ნაკლებ გავლენას ახდენს ენერგეტიკული ციკლის სითბურ ეფექტიანობაზე, იყენებენ გაგრილების ღია სქემებს, ხოლო



ა) სქემა ჰაერით გაცივებისთვის

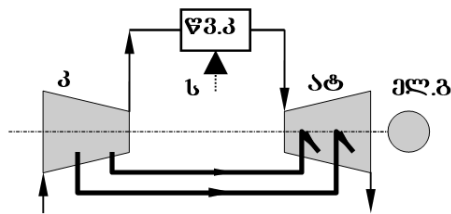


ბ) გაცივება ორთქლით (იყენებენ ნამუშევარი აირების სითბოს)

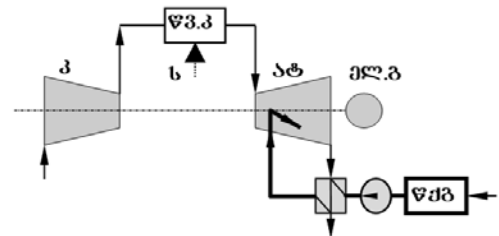


გ) სქემა ჰაერით გაცივებისა და სათბობის შეთბობისთვის

ნახ. 1. აირტურბინის შეკრული სისტემების გაცივების ნახაზები.



ა) სქემა ჰაერით გაცივებისთვის;



ბ) სქემა ორთქლით გაცივებისა და ნამუშევარი აირების სითბოს გამოყენებისთვის;

ნახ. 2. ღია სისტემები აირტურბინის სადენი ნაწილის გაცივებისთვის (აღნიშვნები იხ. 1 ნახაზზე)

დანადგარებში, რომელთა ეფექტურობა მცირეა და გაგრილების დანაკარგები მაღალსენსიტიურია, შეკრულ სქემებს ანიჭებენ უპირატესობას. ამ მთავარი მიზეზის გამო მარტივი ტიპის აირტურბინულ დანადგარებისთვის უპირატესობა შეკრულ სისტემებს ენიჭება. სქემების სირთულის გარდა, შეკრული სისტემის ნაკლოვანებაა ენერგიაზე

გაზრდილი მოთხოვნილება იმისათვის, რომ განხორციელდეს მაცივებელი აგენტის ცირკულირება; ეკონომიკური თვალსაზრისით ასეთი სისტემა ძვირადღირებულია, ტექნიკური თვალსაზრისით კი, როგორც უკვე აღვნიშნეთ, რთული. ზემოაღვნიშნულიდან გამომდინარე, შედარებით მძლავრ და მაღალეფექტიან აირტურბინულ დანადგარებში სადენი ნაწილის გაგრილებისთვის უპირატესად ღია სქემებს (სისტემებს) იყენებენ. საბოლოოდ შეიძლება ითქვას, რომ კონტრასტული სურათი აირტურბინების მაღალტემპერატურული კვადების გაგრილების სისტემების შერჩევის საკითხში არ იკვეთება - გადაწყვეტილება მიიღება კონკრეტული დანადგარისა და ენერგობლოკის ეკონომიკური მაჩვენებლების საპროგნოზო გაანგარიშების საფუძველზე.

#### **აირტურბინების წვის კამერები**

ერთ-ერთი ყველაზე მნიშვნელოვანი ელემენტი აირტურბინულ დანადგარებში წვის კამერაა. როგორც ყველაზე მაღალი ტემპერატურის ზონაში მომუშავე კვანძი, მისი ხარისხი განსაზღვრავს დანადგარის მუშაობის ეკოლოგიურობას.

მნიშვნელობის შესაფერისად, ერთ-ერთი ყველაზე სერიოზული პრობლემა აირტურბინების ექსპლუატაციაში წვის კამერების ნაადრევი დაზიანებაა. ეს გამოიხარტება აირების ტემპერატურის გადიდებით ტურბინიდან გამოსვლისას. პრობლემამ განსაკუთრებული სიმწვავეთ თავი ბოლო პერიოდში იჩინა, როდესაც გაიზარდა აირების საწყისი პარამეტრები, მათ შორის, ტემპერატურა. არსებობის მანძილზე წვის კამერების კონსტრუქციამ მრავალი ცვლილება განიცადა.

წვის პროცესში პარამეტრების ცვლილების ხასიათის თვალსაზრისით ფართოდდ დამკვიდრდა იზობარული წვის კამერების გამოყენება. მათი კონსტრუქცია ჰაერის კომპრესორსა და ტურბინასთან შეთანწყობის მიხედვით ორი ტიპისაა - განმხოლოებული და ჩაშენებული. განმხოლოებული კამერები განთავსებულია საკუთარ ძალოვან კორპუსებში და გატანილია ტურბინის კორპუსის გარეთ, ჩაშენებული ტიპის კამერების

მაღოვანი კორპუსები, გაერთიანებულია ტურბინის კორპუსსა და კომპრესორთან.

საცეცხლე მილების შეთანწყობის მიხედვით წვის კამერები არის რგოლური, ბლოკური, სექციური კამერები. სექციური კონსტრუქციის კამერას აქვს საცეცხლე მილები საკუთარ მაღოვან კორპუსში, ხოლო ბლოკური კონსტრუქციის კამერაში რამდენიმე საცეცხლე მილი მოთავსებულია ერთ კორპუსში. რაც შეეხება რგოლურ კონსტრუქციას, წვის კამერას საერთო ზონაში აქვს რამდენიმე საცეცხლე მილი. თავის მხრივ, განსხვავებულია საცეცხლე მილებიც. წვის კამერების ასეთი მრავალფეროვნება განპირობებულია ბევრი მიზეზით, მაგალითად, აირტურბინების კომპაქტურობის აუცილებლობით, წვის პროცესის ეკოლოგიურობის მოთხოვნებით, სათბობის სახეობით, დანადგარის სიმძლავრით, დანიშნულებით და სხვა.

როგორც აღვნიშნეთ წვის პროცესის ეკოლოგიურობა მნიშვნელოვნად განსაზღვრავს აირტურბინების წვის კამერების სპეციფიკას. ამ დროს განსაკუთრებული ყურადღება ექცევა ატმოსფეროში გამომავალ ნამუშევარ აირებში გოგირდმჟავისა და აზოტის ჟანგეულების კონცენტრაციას, რასაც, თავის მხრივ, განსაზღვრავს საკუთრივ სათბობის მუშა შედეგნილობა და წვის პროცესში მიმდინარე გარდაქმნები. გოგირდის ჟანგეულების კონცენტრაცია წვის პროდუქტში (გამონაბოლქვში, რომელიც ხვდება ატმოსფეროში) ძირითადად დამოკიდებულია სათბობის გოგირდშემცველობაზე, ხოლო აზოტის ჟანგეულების რაოდენობას წვის ტემპერატურა, წვაში მონაწილე ჰაერის ჟანგბადშემცველობა და წვის რეჟიმის (დაჟანგვის რეჟიმის) სიჩქარე განსაზღვრავს. აზოტის ჟანგეულების შესამცირებლად ამცირებენ წვის ტემპერატურას და წვისთვის საჭირო ჰაერის რაოდენობას, რისთვისაც იყენებენ აზოტის ჟანგეულების შერჩევითი შემცირების კატალიზატორებს.

იმისათვის, რომ წვის ტემპერატურა შეამცირონ, წვის კამერაში აპკურებენ ორთქლს, ქიმიურად დამუშავებულ კონდენსატს ან დამატებით ჰაერს. ეს,



ერთი მხრივ, ამცირებს წვის ტემპერატურას, რითაც ხელს უშლის აზოტის ჟანგეულების წარმოქმნას და, მეორე მხრივ, ხელს უწყობს ამ ჟანგეულების წარმოქმნას, რამდენადაც მაცივებელი წყლის ორთქლის ან კონდენსატის შეყვანისას წვის კამერის საკანი ჟანგბადით მდიდრდება. ამასთ ერთად, წვის ტემპერატურის შემცირება უარყოფითად აისახება აირტურბინული დანადგარის სითბურ ეფექტიანობაზე.

აღნიშნულიდან აშკარაა წვის ოპტიმალური პროცესის უზრუნველყოფის სირთულე და მასთან დაკავშირებული პრობლემების კომპლექსურობა, რაც კამერების კონსტრუქციის მოდერნიზაციის პრაქტიკულად მუდმივ პოცესთანაა დაკავშირებული.

წყლის ორთქლის ან ქიმიურად დამუშავებული კონდენსატის გამოყენებასთან ერთად თანამედროვე აირტურბინებში ფართოდ ინერგება მშრალი ტიპის წვის კამერები, რომლებიც გამოირჩევა ატმოსფეროში გამოყოფილი ნამუშევარი აირების შემცირებული ტოქსიკურობით (მასში მომწამვლელი ნივთიერებების მცირე კონცენტრაციების გამო). ასეთ კამერებში მიუხედავად იმისა, რომ წვის ტემპერატურა შემცირებულია, მაღალ მნიშვნელობაზეა შენარჩუნებული აირების ტემპერატურა აირტურბინის შესვლისას სადენ ნაწილში (აირების საწყისი ტემპერატურა), რაც მიიღწევა წვის კამერაში მეორეული ჰაერის მიწოდების მინიმუმამდე შემცირებით და სათბობისა და ჰაერის ნარევის ზუსტი შერევით. ამ დროს გართულებულია წვის პროცესის უზრუნველყოფა, იმიტომ რომ წვის კამერაში წნევის მცირედი პულსაციაც კი იწვევს წვის რღვევას და დეტონაციას, მაგრამ ამ პრობლემის მოგვარება ხერხდება პროცესის ავტომატური რეგულირებით, რისი საიმედოობაც გადამწყვეტი მნიშვნელობისაა წვის ოპტიმალური რეჟიმების უზრუნველყოფისთვის.

### **ქვანახშირზე მომუშავე აირტურბინული კომბინირებული ციკლი**

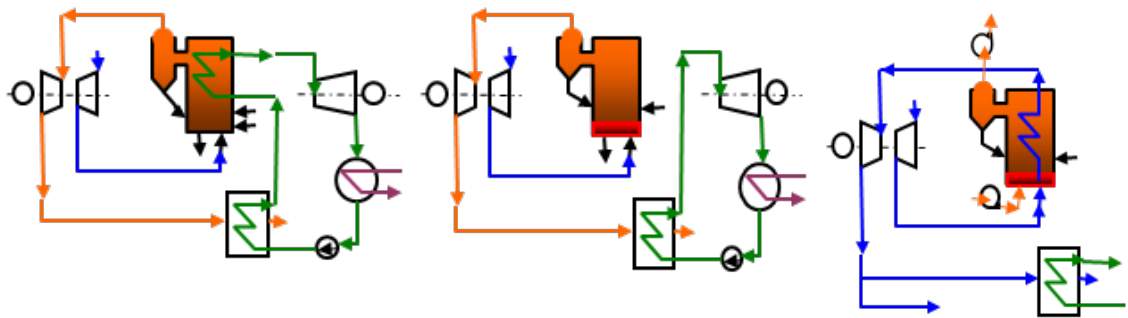
ენერგეტიკის დარგის განვითარების ისტორია, სხვა სიტყვებით რომ ვთქვათ, ქვანახშირის გამოყენების ისტორიაა. ამჟამად ელექტროენერჯის

მსოფლიო გამომუშავების  $\square$  32% ქვანახშირზე მომუშავე თბოელექტროსადგურების წილად მოდის. წინა საუკუნის 50-იანი წლებიდან მკვეთრად დგება გარემოს დაბინძურების პრობლემა, რაც უწინარეს ყოვლისა ქვანახშირის ენერგეტიკული მიზნით გამოყენებასთანაა დაკავშირებული. ამ დროიდან მოყოლებული განუწყვეტლივ მკაცრდება მოთხოვნები მისი მოხმარების ეკოლოგიურობის მიმართ. მაგალითად, თუ 60-იან წლებში აშშ-ში SO<sub>2</sub>-ის გამონაბოლქვის ზღვრულად დასაშვები სიდიდე შეადგენდა 1,08 კგ გოგირდის ორჟანგს ერთ გიგაჯოულ სითბურ ენერჯიაზე, 90-იანი წლებისთვის ის შემცირდა 0,516 კგ-მდე. მოთხოვნების გამკაცრებას შედეგად მოჰყვა ნამწვი აირების გაწმენდის ძვირადღირებული ტექნოლოგიების გამოყენება ნახშირის თბოელექტროსადგურებში და იქ მიღებული ელექტროენერჯიის გაძვირება. კონკურენციის ახალმა სურათმა მოითხოვა ახლებური ხედვის შემუშავება წვის პროცესების გაუმჯობესებისთვის. ამის ერთ-ერთი თვალსაჩინო მაგალითია ქვანახშირის ე.წ. შეწონილ შრეში წვის მეთოდი, რომელიც შესაძლებელია რელიზებულ იქნეს ნახ. 3-ზე ნაჩვენები ერთ-ერთი სქემით.

### **შიგაციკლური გაზიფიკაციის კომბინირებული ციკლი**

მაშინ, როდესაც ქვანახშირზე მუშაობა არ წარმოადგენს განსაკუთრებულ სირთულეს სტანდარტული ორთქლტურბინული ენერგობლოკებისთვის, ის რთულია აირტურბინული დანადგარებისთვის. ამიტომ ცდილობენ ქვანახშირის გამოყენება ჩაანაცვლონ მისი „გადამუშავებით“ მიღებული საწვავი აირის გამოყენებაზე, რაც მარტივად მოხერხდებოდა აირტურბინულ, მათ შორის, კომბინირებული ციკლის დანადგარებში. ასეთი „გადამუშავების“ ერთ-ერთი თანამედროვე მეთოდია ქვანახშირის შგაციკლური გაზიფიკაცია, რომელიც გამოიყენება კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკებში. ის მიმდინარეობს შემდეგნაირად: გაზიფიკაციის დანადგარში ხორციელდება ქვანახშირის გამდიდრება ჟანგბადით ან

ჰაერით, ამის შედეგად მიიღება სინთეზური აირი, რომელიც შედის ნახშირქანგი და წყალბადი; ამის



ა) კომბინირებული ციკლი მაღალი პარამეტრების ორთქლის ტურბინით

ბ) კომბინირებული ციკლი დაბალი პარამეტრების ორთქლის ტურბინით

გ) კოგენერაციული ციკლი დაბალი წნევით

**ნახ. 3. ქვანახშირის ეკოლოგიური წვის ტექნოლოგიური სქემები.**

შემდეგ სინთეზური აირი ცივდება, იწმინდება და მიეწოდება აირტურბინას საწვავის სახით. დანარჩენი პროცესები ელექტროენერჯის მიღების სტანდარტული ციკლის ანალოგიურია - ტურბოგენერატორში მეშვეობით მიიღება ელექტროენერჯია; შემდეგ ნამუშევარი აირები გაივლის ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორს, სადაც მისი სითბოს ხარჯზე საკვები წყლისგან მიიღება გადახურებული ორთქლი, ორთქლი, რომელს ენერჯიაც ორთქლის ტურბინისა და მასთან დაკავშირებული ელექტროგენერატორის გავლით გარდაიქმნება ელექტროენერჯიად.

შიგაციკლურ გაზიფიკაციას ახორციელებენ სამნაირად - ნაკადში, მოძრავ შრეში და შეწონილ შრეში.

აირტურბინის სათბობის როლში სინთეზური აირის გამოყენებისთვის საჭიროა მისი წნევის გაზრდა, რაც მოითხოვს ენერჯის მნიშვნელოვან დანახარჯს. ამის თავიდან ასაცილებლად კუმშავენ არა ცხელ სინთეზურ აირს არამედ მხოლოდ ცივ ჰაერს ან ჟანგბადს.

გაზიფიკაციის აღწერილი პროცესი ეკოლოგიურად სუფთა პროცესია. მისი თანმდევი პროდუქტია გოგირდწყალბადი, რომელიც წარმოიქმნება

გოგირდისა და წალბადის უთიერთრეაგორებით. გოგირდის ჩაჭერის სიდიდე ასეთი ტექნოლოგიაში შეადგენს 99%-ს.

ამჟამად შექმნილია კომბინირებული ციკლის დანადგარი შიგაციკლური გაზიფიკაციით რომლის მქ კოეფიციენტი 55,5%-ია. სამომავლოდ გათვალისწინებულია ასეთი დანადგარების ეფექტიანობის გაზრდა 61, ხოლო კიდევ უფრო მოგვიანებით, - 66% - მდე.

შეწონილ შრეში ქვანახშირის წვა დღეისათვის უკვე ეფექტური ტექნოლოგიაა, რომელიც ხასიათდება მაღალი ეკოლოგიური უსაფრთხოებით და აკმაყოფილებს თანამედროვე მოთხოვნებს ატმოსფეროში ნამუშევარი აირების მავნე გამონაბოლქვის შემცირებასთან მიმართებით. მიუხედავად იმისა, რომ შიგაციკლური გაზიფიკაცია ქვანახშირის გამოყენების შედარებით ახალი ტექნოლოგიაა, ის ინტენსიურად ინეგრება ელექტროენერგეტიკაში.

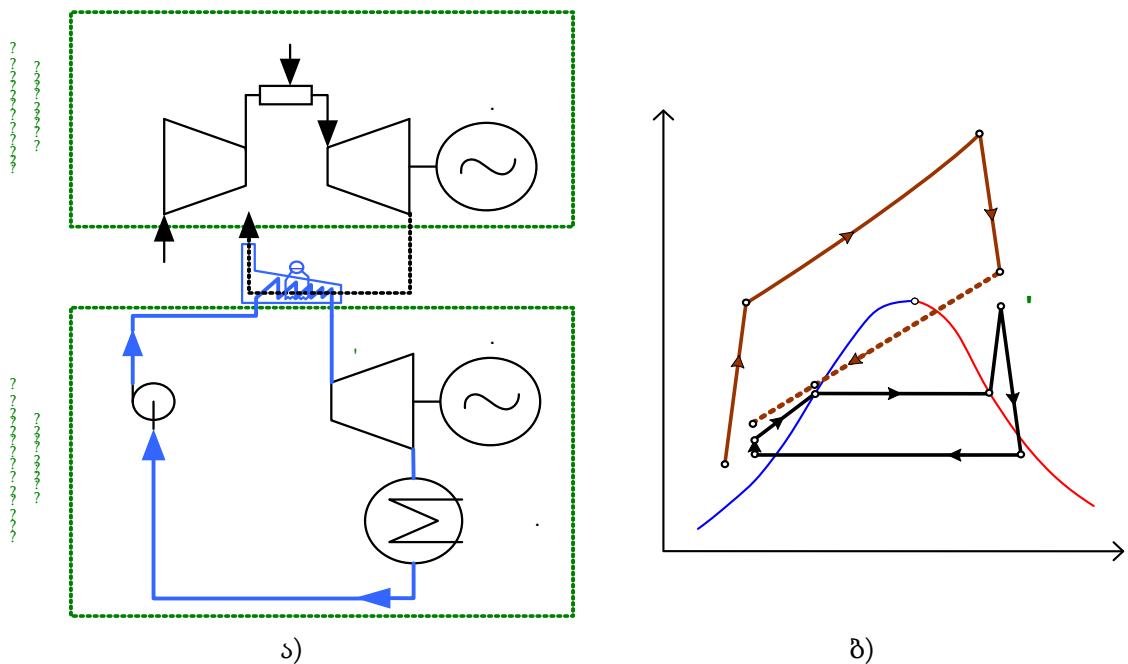
# თავი 1. აირტურბინული კომბინირებული ციკლი

## 1.1. შესავალი

ბოლო პერიოდში ორთქლტურბინული (რენკინის) და ღია აირტურბინული (ბრაიტონის) ციკლების მიმართ გამოკვეთილი მრავალი უპირატესობის გამო ფართო გამოყენება ჰპოვა აირტურბინულმა კომბინირებულმა ციკლმა. ის ერთმანეთთან აკავშირებს ზემოაღნიშნულ ორ ციკლს ზედნაშენი ან ქვეწყობილი კონფიგურაციით. აირისა და ორთქლის ციკლების კავშირი კომბინირებულ ციკლში მყარდება ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორის გამოყენებით, რომელიც არის აირი-წყალი ტიპის მძლავრი თბოგადამცემი დანადგარი, სადაც აირტურბინებში ნამუშევარი აირების (აირტურბინიდან გამოსული აირები, რომელმაც შეასრულა მექანიკური მუშაობა ტურბინის სადენ ნაწილში) სითბოს ხარჯზე (სხვა სიტყვებით ამ სითბოს „ნარჩენ“ სითბოს უწოდებენ) ხორციელდება გადახურებული ორთქლის მიღება, რომელიც შემდგომ ორთქლის ტურბინაში გამოიყენება.

აირტურბინული კომბინირებული ციკლის უმარტივესი დანადგარის სქემა და T-s დიაგრამა, რომელებიც მოცემულია ნაშრომებში [2] და [6], ნაჩვენებია 4. ნახ. ის მუშაობს შემდეგნაირად: ატმოსფერული ჰაერი იკუმშება (პროცესი  $1 \rightarrow 2$ ) აირტურბინის კომპრესორში (კ) და მიეწოდება წვის კამერას (წვ.კ). წვის კამერაში ის ასრულებს მჟანგველი გარემოს ფუნქციას. აქვე, ჰაერის პარალელურად, მიეწოდება სათბობი (მაგალითად, ბუნებრივი აირი), რომელიც იწვის იზობარულად (მუდმივი წნევის პირობებში ( $2 \rightarrow 3$ )); წვის დროს წარმოქმნილი ცხელი აირები გადადის აირტურბინის (ატ) სადენ ნაწილში და ფართოვდება ( $3 \rightarrow 4$ ) - ასრულებს მუშაობას, რომელიც დამაკავშირებელი ლილვის გავლით გადაეცემა ელექტროგენერატორს (ელ.გ 1), სადაც ხდება ელექტროენერჯის მიღება; აირტურბინიდან გამოსული აირები, რომლის ტემპერატურა  $500-700^{\circ}\text{C}$ -ია,

შედის ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორში. აქ მისი სითბო გადაეცემა ორთქლის ციკლის მუშა სხეულს - საკვებ წყალს, რომელიც გაედინება ქვაბ-უტილიზატორის მილთა კონებში. მკვებავი წყალი ცხელდება დუდილის ტემპერატურამდე, შემდეგ ორთქლდება და ორთქლი გადახურდება და გადადის ორთქლის ტურბინაში (მაღალი პარამეტრებით), სადაც ასევე ფართოვდება მექანიკური მუშაობის შესრულების პროცესში. ორთქლის ტურბინასთან ლილვით დაკავშირებული ელექტროგენერატორი (ელ.გ 2) იღებს ტურბინაში ორთქლის ენერჯის ხარჯზე შესრულებულ მუშაობას და გარდაქმნის ელექტროენერჯად. ორთქლის ტურბინიდან (ოტ) გამოსული „ნამუშევარი“ ორთქლი გადადის კონდენსატორში, სადაც ის კონდენსირდება. შედეგად მიღებული კონდენსატი (რომელაც საკვებ წყლსაც უწოდებენ) იკუმშება მკვებავი წყლის ტუმბოში და მიეწოდება ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორს.



ნახ. 4. აირტურბინული კომბინირებული ციკლის დანადგარის სქემა (ა) და თერმოდინამიკური პროცესი T-s დიაგრამაზე (ბ).

კომბინირებული ციკლის მოქმედების აღწერილი პროცესი სტანდარტულია ასეთი ციკლის ყველა ენერგობლოკისთვის. კომბინირებულ ციკლს ბინარულსაც უწოდებენ. მაგრამ, ჩვენ ვერიდებით ამ

ტერმინის გამოყენებას, რამდენადაც ვფიქრობთ, რომ ტერმინი „ბინარული“ უფრო ესადაგება სხვადასხვა ქიმიური შედგენილობის მქონე მუშა სხეულების ნარევეს, ისეთს, როგორც გამოიყენება, მაგალითად, თბურ ტუმბოებში მაცივებელი აგენტის სახით. ამ გზით ვცდილობთ თავიდან ავიცილოთ გაურკვეველობა კომბინირებული ციკლის დანადგარებზე მსჯელობისას.

თავის მხრივ, ტერმინი „კომბინირებული“ ფართო მნიშვნელობისაა. ის შესაძლებელია აღნიშნავდეს არა მხოლოდ აირისა და ორთქლის ტურბოდანადგარების კომბინაციას, არამედ ნებისმიერ სხვა გაერთიანებას, რაც ბოლო პერიოდში მრავლად იქმნება ენერჯის განახლებადი წყაროების გამოყენების ტექნოლოგიებში, მაგალითად წყალბადისა და ჰარის გენერატორების კომბინაცია, ან თბური ტუმბოებისა და მზის კოლექტორების კლასტერები და სხვა.

განვმარტოთ დეტალები კომბინირებული ციკლის განსაზღვრებაში. არსებობს აირი-ორთქლის და ორთქლაირის კომბინირებული ციკლები. განსხვავება ამ დასახელებებს შორის გამომდინარეობს შემდეგი მოსაზრებიდან [6]: კომბინირებულ (ბინალურ) ციკლში აირტურბინის სიმძლავრე შეიძლება აღემატებოდეს ორთქლის ტურბინის სიმძლავრეს შესაძლებელია პირიქით, ნაკლები იყოს მასზე. ორთქლის ტურბინის სიმძლავრეზე როდესაც ნაკლებია აირტურბინის სიმძლავრეზე, ციკლს აირი-ორთქლის კომბინირებული ციკლი ეწოდება, რათა ხაზი გაუსვან აირტურბინის სიმძლავრის „ჰეგემონიას“. მეორე შემთხვევაში, სადაც ორთქლის ტურბინის სიმძლავრე მეტია აირტურბინის სიმძლავრეზე - ციკლს ორთქლაირის კომბინირებულ ციკლს უწოდებენ. აქ ხაზგასმით მიუთითებენ ორთქლის ტურბინის სიმძლავრის „ჰეგემონიაზე“. აუცილებელია აღვნიშნოთ, რომ ორთქლაირის ციკლის დანადგარებში ორთქლის ტურბინის სიმძლავრის სიჭარბე აირტურბინის ან აირტურბინების ჯამური სიმძლავრის მიმართ შესაძლებელია მიღწეულ იქნეს მხოლოდ იმ შემთხვევაში, როდესაც ორთქლის ქვაბ უტილიზატორში

მიმართვენ დამატებითი სათბობის წვას. ტერმინი „დამატებითი“ ნიშნავს სათბობს, რომელიც ორთქლაირის ციკლში არსებობს აირტურბინებში მიწოდებული ძირითადი სათბობის პარალელურად, მაგრამ მიეწოდება არა აირტურბინის წვის კამერას, არამედ ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორს. ასეთი ციკლისთვის განკუთვნილი ქვაბ-უტილიზატორი აღჭურვილი უნდა იყოს და, როგორც წესი, აღჭურვილია ე.წ. დამატებითი წვის სანთურებით. ის უკვე აღარ არის მხოლოდ თბოგადამცემი აპარატი, არამედ მოიცავს სათბობის წვის კვანძს და მასთან დაკავშირებულ ყველა მოწყობილობას - ვენტლატორებს, სანთურებს, ფილტრებს და ა.შ. დამატებითი სათბობის წვით აირტურბინიდან ქვაბ-უტილიზატორში შემავალი აირების ტემპერატურა შესაძლებელია გაიზარდოს დაახლოებით 700°C-დან 800-1000°C-მდე. ამის შედეგად ქვაბ-ტილიზატორში მიიღება უფრო მეტი რაოდენობის ორთქლი, ვიდრე აირი-ორთქლის კომბინირებულ დანადგარებში. ეს, ერთი შეხედვით სასურველი გარემოება, ცუდია ენერგობლოკის სითბური ეკონომიურობის თვალსაზრისით, რადგანაც თუ აირი-ორთქლის კომბინირებულ ციკლში ორთქლისა და ორთქლის ტურბინის სიმძლავრის მისაღებად იყენებდნენ აირტურბინაში „ნამუშევარი“ აირების „ნარჩენ“ სითბოს, რომელიც ვეღარ იძლეოდა სიმძლავრეებს აირტურბინაში, მაგრამ იძლეოდა სიმძლავრეს ორთქლის ტურბინაში, და ამ „გამოუსადეგარი“ აირების ხარჯზე ვიღებდით სასარგებლო სიმძლავრეს ორთქლის ტურბინაში, ორთქლაირის ციკლში სასარგებლო სიმძლავრის ნაწილი უკვე მიიღება არა მხოლოდ „გამოუსადეგარი“ აირების სითბოთი, არამედ სათბობის დამატებითი ულუფის წვის შედეგად, რაც ახალი დანახარჯია აირი-ორთქლის ციკლისგან განსხვავებით. ამიტომ, ორთქლაირის კომბინირებული ციკლის სითბური ეფექტიანობა (სასარგებლო ენერჯის შეფარდება დახარჯულ ენერჯიასთან) უფრო ნაკლებია, ვიდრე აირი-ორთქლის ციკლისა; და ეს განსხვავება მით მეტია, რაც მეტია სათბობის დამატებითი ულუფა ორთქლაირის ციკლში. აღნიშნულის გამო კომბინირებული ციკლის



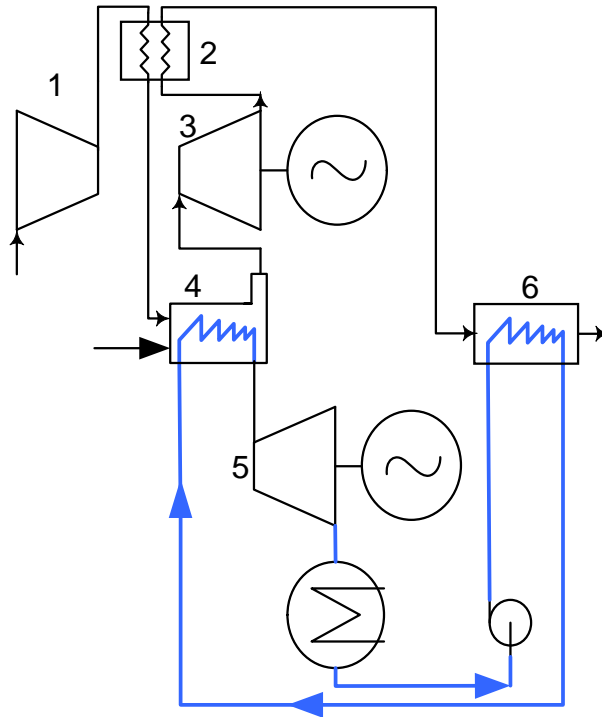
დანადგარებში ერიდებიან დამატებითი სათბობის წვის გამოყენებას, გარდა უკიდურესი შემთხვევებისა. ერთ-ერთი უკიდურესი გარემოება შესაძლებელია იყოს მორალურად მოძველებული მძლავრის ორთქლტურბინული ენერგობლოკების მოდერნიზაცია კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკებად.

ორთქლაირის ენერგობლოკებთან შედარებით მაღალი სითბური ეფექტიანობის გამო ცდილობენ აირი-ორთქლის დანადგარები გამოიყენონ სათბობის მაქსიმალური დანაზოგის მისაღებად - მათ იყენებენ ელექტრული დატვირთვის ე.წ. საბაზისო ნაწილში, სადაც ასეთი ენერგობლოკები მუშაობს თითქმის უცვლელი ნომინალური (ანუ ოპტიმალური) დატვირთვით, როდესაც მათი ელექტრული მქ კოეფიციენტი მაქსიმალურია და მუშაობის ყოველწიური ხანგრძლივობა არ არის 6000-7000 საათზე ნაკლები. თუმცა, უნდა აღინიშნოს, რომ ასეთი რეჟიმი შესაძლებელია დროდადრო დაირღვეს ელექტროსისტემის მითხოვნებისა და კონკრეტული მიზნების შესაბამისად, რაც, ცხადია, აუარესებს კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკის სითბურ (თერმულ) ეფექტიანობას.

ქვემოთ შეგვიძლია მარტივად (თერმოდინამიკური თვალსაზრისით) ავხსნათ იმის მიზეზი, თუ რატომ აღემატება კომბინირებული ციკლის სითბური ეფექტიანობა ორთქლტურბინული ციკლის ეფექტიანობას. ეს არის ის, რომ კომბინირებულ თერმოდინამიკურ ციკლში საწყისი ტემპერატურა აღწევს 1000-1400°C-ს, რაც გაცილებით მაღალია, ვიდრე ორთქლის ციკლის საწყისი ტემპერატურა (550-600 °C), ხოლო საბლოო პარამეტრები ორივე ციკლში ერთმანეთის ტოლია (30-40°C).

მაღალ ეფექტიანობასთან ერთად კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკები მიმზიდველია მართვისა და მომსახურების (შეკეთების) თვალსაზრისით. მთავარი სირთულეები მის ექსპლუატაციაში ჩნდება ქვანახშირის გამოყენების დროს, თუმცა, არსებობს ამ პრობლემის გადაწყვეტის სხვადასხვა ტექნიკური და სქემატური შესაძლებლობები.

მე-5 ნახაზზე ნაჩვენებია ქვანახშირზე მომუშავე კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკის სქემა, რომელშიც ჩართულია მაღალწნევიანი ორთქლგენერატორი [6]. სქემის უპირატესია ის რომ შესაძლებელია მყარი



ნახ.5 აირტურბინულ კომბინირებულ ციკლი მაღალწნევიანი ორთქლგენერატორით ქვანახშირზე მუშაობისთვის:

სათბობის გამოყენება, ნაკლოვანება კი ის, რომ ამ დროს ნამწვ აირებში შემავალი აგესიული და აბრაზიული ელემენტები ხვდება აირტურბინის სადენ ნაწილში, რაც იწვევს მისი კვანძების ინტენსიურ ცვეთას, კოროზიას და ეროზიას. ორთქლგენერატორის ნაცვლად დიდი ზომის სანთურებიანი ჰაერშემთბობის გამოყენება წყვეტს ამ პრობლემას. ამ დროს ჰაერშემთბობის სანთურებში იწვის მყარი სათბობი, რის შედეგადაც ცხელდება ჰაერი, რომელიც გადადის აირტურბინაში და გამოიყენება როგორც სუფთა მუშა სხეული. ასეთი გადაწყვეტა ტექნიკურად შესაძლებელია, მაგრამ ხშირ შემთხვევებში ერიდებიან მისი სიძვირის გამო. ეს ერთხელ კიდევ ადასტურებს იმ ფაქტს, რომ კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკების

გამოყენება იქ, სადაც აირადი და/ან თხევადი სათბობი ხელმისაწვდომია, არის უალტერნატივო.

## 1.2. თერმული მქ კოეფიციენტი აირტურბინულ კომბინირებულ ციკლში დამატებითი სათბობის წვის გარეშე

კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკების თერმული ეფექტიანობის ანალიზური გამოსახვა სასარგებლოა მისი ცვლილების განმსაზღვრელი ფაქტორების გამოვლენისა და თერმოდინამიკურ პარამეტრებზე დამოკიდებულების განსაზღვის თვალსაზრისით. ცხადია, თერმული ეფექტიანობის მაჩვენებელი ანუ ენერგობლოკის თერმული მქ კოეფიციენტი ბევრს არაფერს ამბობს ენერგობლოკის ელექტრილი მქ კოეფიციენტის ზუსტ სიდიდეზე, რისი ცოდნაც აუცილებელია ენერგეტიკული მარეგულირებელი ორგანოს წინაშე ანგარიშწორებისათვის, მაგრამ უკიდურესად მოსახერხებელია შეფასებითი გაანგარიშების საწარმოებლად ნომინალურიდან გადახრილი საექსპლუატაციო პირობებისთვის.

ისე, როგორც სტანდარტულ შემთხვევებში, კომბინირებული ციკლის თერმულ ეფექტიანობასაც განსაზღვრავენ იდეალური შექცევადი (შიგა შექცევადი) პირობებისთვის.

ქვემოთ მოგვყავს ანალიზი, რომელიც ჩატარებულია [3] და [6] სამუშაოებში. აქ გათვალისწინებულია ის გარემოება, რომ თუ მონო თერმოდინამიკურ ციკლებში (რენკინის, ბრაიტონის, კარნოს და ა.შ.) თერმული ეფექტიანობის (სხვა სიტყვებით, თერმოდინამიკური ეფექტიანობის ან თერმოდინამიკური მქ კოეფიციენტის) ფორმულა შესაძლებელია ჩაიწეროს 1 კგ მუშა სხეულზე დაყვანილი სახით, კომბინირებულ ციკლში ეს შეუძლებელია, რამდენადაც მასში მონაწილე ციკლები (მისი შემადგენელი ციკლები) იყენებენ განსხვავებული სახისა და რაოდენობის მუშა სხეულებს. ამიტომ, კომბინირებული ციკლის

თერმოდინამიკური ეფექტიანობის ფორმულირებისთვის ყველაზე მოსახერხებელია მთავრული (დიდი) სიმბოლოების გამოყენება.

ანალიზი დავიწყოთ იდეალური კომბინირებული ციკლის თერმული მქ კოეფიციენტის ფორმულირებით. სიმარტივისთვის განვიხილოთ ერთწევიანი ზედნაშენი ციკლი - ციკლი, რომელშიც აირტურბინებში ნამუშევარი აირების სითბური სიმძლავრე საკმარისია ორთქლტურბინული კონტურის მუშაობისთვის და დამატებითი სათბობის წვა ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორში საჭირო არ არის (აირი-ორთქლის კომბინირებული ციკლი). ციკლის  $T_s$  დიაგრამა ნაჩვენებია მე-6 ნახაზზე, სადაც გამოყენებულია შემდეგი აღნიშვნები:  $Q_{1G}$  და  $Q_{2G}$  გამოსახულია აირტურბინულ ციკლში არინებული და მიწოდებული სითბო;  $Q'_{1S}$  და  $Q'_{2S}$  - ორთქლტურბინულ (ოტდ) ციკლში არინებული და მიწოდებული სითბო.

ჩავწეროთ აირტურბინული, ორთქლტურბინული და კომბინირებული ციკლების თერმული მქ კოეფიციენტები შემდეგნაირად:

აირტურბინული ციკლი

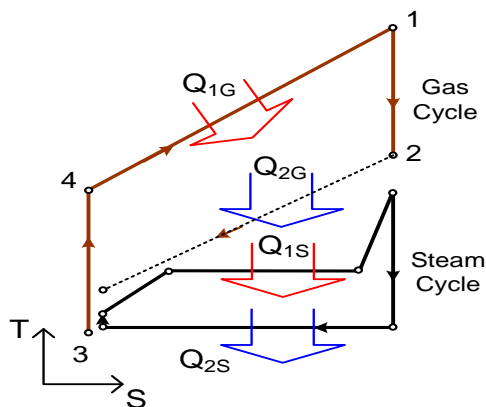
$$\eta_G = (Q_{1G} - Q_{2G})/Q_{1G} \quad (1-1)$$

ორთქლტურბინული ციკლი

$$\eta_S = (Q'_{1S} - Q'_{2S})/Q'_{1S} \quad (1-2)$$

კომბინირებული ციკლი

$$\eta_C = (Q_{1G} - Q_{2G} + Q'_{1S} - Q'_{2S})/Q_{1G} \quad (1-3)$$



ნახ. 6. ერთწევიანი იდეალური კომბინირებული ციკლი

შემოვიტანოთ ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორის მქ კოეფიციენტი:

$$\eta_{SG} = Q_{1S}/Q_{2G} \quad (1-4)$$

გარდაქმნების შედეგად მივიღებთ თერმული მქ კოეფიციენტის ფორმულას ერთწნევიანი იდეალური კომბინირებული ციკლისთვის დამატებითი სათბობის წვის გარეშე:

$$\eta_C = \eta_G + \eta_{SG}(\eta_S - \eta_G\eta_S). \quad (1-5)$$

როგორც ამას მიღებული ფორმულაც ადასტურებს, აირტურბინული კომბინირებული ციკლის თერმოდინამიკური მქ კოეფიციენტს (ეფექტიანობას) განსაზღვრავს აირტურბინული ციკლის თერმულ მქ კოეფიციენტი ( $\eta_G$ ), ორთქლტურბინული ციკლის თერმულ მქ კოეფიციენტი ( $\eta_S$ ), ასევე ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორის ( $\eta_{SG}$ ) მქ კოეფიციენტი.

თუ დავუშვებთ, რომ აირტურბინულ ციკლში ნამუშევარი აირების სითბო უდანაკარგოდ გადადის ორთქლის ციკლში, რაც იმ შემთხვევის ეკვივალენტურია, როდესაც ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორის მქ კოეფიციენტი 100%-ია (ანუ  $\eta_{SG}=1$ ), მაშინ კომბინირებული ციკლის თერმული მქ კოეფიციენტის ფორმულა მიიღებს შემდეგ სახეს:

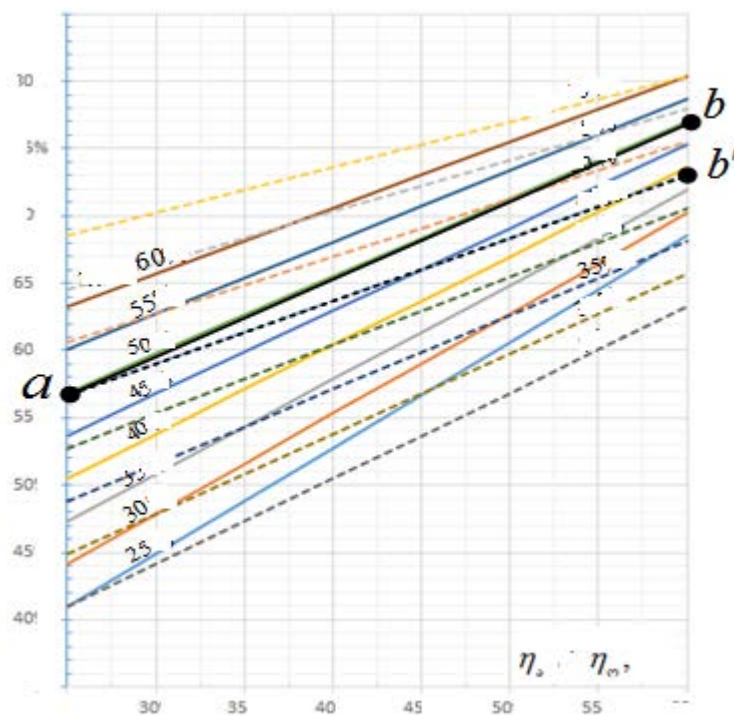
$$\eta_C = \eta_G + \eta_S - \eta_G \times \eta_S. \quad (1-6)$$

(1-5) ფორმულა საშუალებას გვაძლევს შევაფასოთ კომბინირებული ციკლის ეფექტიანობის დამოკიდებულების ხარისხი ცალკე აირტურბინული და ცალკე ორთქლტურბინული ციკლის მქ კოეფიციენტებზე (აღარ ვიმეორებთ, რომ ვგულისხმობთ თერმულ მქ კოეფიციენტებს). ეს მნიშვნელოვანი საკითხია, რამდენადაც გვეხმარება სწორი გადაწყვეტილების მიღებაში კომბინირებული ციკლის დანადგარების დაპროექტების ეტაპზე - როდესაც უნდა ვუპასუხოთ შეკითხვას, თუ რა უფრო უკეთესია კომბინირებული ციკლის მქ კოეფიციენტის გაზრდისთვის - აირტურბინული თუ ორთქლტურბინული ციკლის მქ კოეფიციენტის გაზრდა? ამ შეკითხვაზე პასუხი გაცემულია [6] - ში, სადაც თვალსაჩინოებისთვის აგებულია გრაფიკები, რომლებიც ნაჩვენებია მე-7 ნახაზზე. გრაფიკები აგებულია ორთქლის ქვაბ-

უტილიზატორის სითბური მქ კოეფიციენტის ფიქსირებული (85%) მნიშვნელობისას.

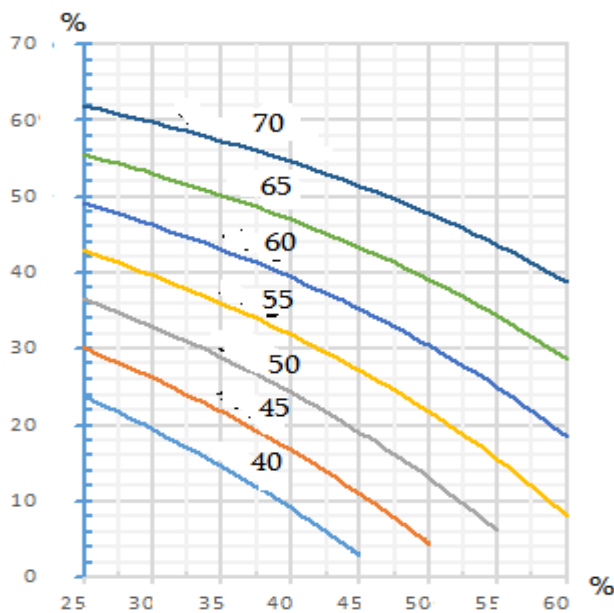
გრაფიკებიდან ჩანს რომ კომბინირებული ციკლის მქ კოეფიციენტის ზრდას განაპირობებს როგორც ცალკე აღებული აირტურბინული ციკლის, ისე ცალკე აღებული ორთქლტურბინული ციკლის მქ კოეფიციენტების ზრდა. მაგრამ, აირტურბინული ციკლის მქ კოეფიციენტის ზრდა უფრო მკვეთრად ზრდის კომბინირებული ციკლის ეფექტიანობას ( $ab$ -წრფე), ვიდრე ორთქლტურბინული ციკლის ( $ab'$ -წრფე). ეს მკაფიო პასუხია ზემოთ დასმულ შეკითხვაზე.

მეორე შედეგი, რაც თვალსაჩინოდ შეიძლება დავინახოთ (1-5) ფორმულიდან, არის ის, რომ კომბინირებული ციკლის მქ კოეფიციენტების ტოლი მნიშვნელობები შესაძლებელია მიღებულ იქნეს აირისა და ორთქლის ციკლების მქ კოეფიციენტების სხვადასხვა კომბინაციით. სიცხადისთვის [6]-ში მოცემულია დიაგრამა, რომელიც მოგვყავს მე-8 ნახაზზე.



ნახ. 7. დამოკიდებულება მქ კოეფიციენტებს შორის კომბინირებულ, აირტურბინულ და ორთქლტურბინულ ციკლებში ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორის ფიქსირებული მქ კოეფიციენტისას:

ნახაზზე ნაჩვენებია დიაგრამა მნიშვნელოვანია სწორი გადაწყვეტილების მისაღებად მაშინ, როდესაც პოტენციური მომხმარებელი (დამკვეთი) საკუთარი შეხედულების მიხედვით აკომპლექტებს კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკს, რა დროსაც მასზეა დამოკიდებული აირტურბინისა და ორთქლის ტურბინის შერჩევა იმ ფასების გათვალისწინებით, რომლებიც აქვს სხვადასხვა ეფექტიანობის დანადგარებს. მაგალითად, თუ ფასები მისაღებია, შესაძლებელია დამკვეთმა დააკომპლექტოს 55% მქ კოეფიციენტის მქონე კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკი აირტურბინული დანადგარით, რომლის ეფექტიანობაა 36% და ორთქლტურბინული დანადგარით, რომლიც ეფექტიანობაა 35%; ან, მიუღებელი ფასების შემთხვევაში, სხვა კომბინაციით - აირტურბინული დანადგარით, რომლის ეფექტიანობაა 34% და ორთქლტურბინული დანადგარით, რომლის ეფექტიანობაა 37.5%



ნახ. 8. კომბინირებული ციკლის ტოლი მქ კოეფიციენტები, რომლებიც მიიღება აირტურბინული და ორთქლტურბინული ციკლების მქ კოეფიციენტების სხვადასხვა კომბინაციით (ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორის სითბური მქ კოეფიციენტი მუდმივი სიდიდეა).

ზემოთ მოყვანილი მსჯელობისას აირტურბინული და ორთქლტურბინული დანადგარების მქ კოეფიციენტები, ასევე ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორის მქ კოეფიციენტი განიხილებოდა ერთმანეთისგან დამოუკიდებელ სიდიდეებად, რაც არც თუ მკაცრი მიდგომაა. უფრო მართებულია ის, რომ ეს პარამეტრები ერთმანეთზე დამოკიდებული და ერთმანეთის განმაპირობებელი სიდიდეებია. ამ დროს ერთ-ერთი ყველაზე გავლენიანი პარამეტრი ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორის მქ კოეფიციენტი. ის არსებითად განსაზღვრავს აირტურბინული ციკლიდან ორთქლტურბინულ ციკლში გადასული სითბოს რაოდენობა, შესაბამისად, აირტურბინული ნაწილის სიმძლავრეს და, აქედან გამომდინარე, კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკის ჯამურ ეფექტიანობას.

### **ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორი**

ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორების კონსტრუირებისას განსაკუთრებულ ყურადღებას უთმობენ მისი, როგორც თბოგადამცემი აპარატის, ტექნიკური სრულყოფილების ხარისხს. ხარისხს აფასებენ ეფექტიანობის სხვადასხვა მაჩვენებლების - თბოგადამცემის ეფექტიანობის ხარისხის, სითბოს დაბრუნების მაქსიმალური ეფექტიანობის და რეკუპერაციის ფარდობითი ეფექტიანობის მიხედვით. შინაარსობრივად ყველა ეს მაჩვენებელი შედარებითი კატეგორიის მაჩვენებელია და მიგვითითებს იმაზე თუ რამდენად ახლოა ქვაბ-უტილიზატორის ტექნიკური სრულყოფის ხარისხი მისსავე თეორიულ (იდეალურ) შესაძლებლობასთან მუშაობის პირობებში, რომლებიც საპროექტო პირობებად მიიჩნევა.

ხშირად ზემოაღნიშნული კრიტერიუმები არ არის საკმარისად თვალსაჩინო კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკის თერმული ეფექტიანობის შეფასების ამოცანებში. ამიტომ, ქვემოთ გამოვიყენებთ ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორის სითბური ეფექტიანობის ისეთ მაჩვენებელს, რომელიც მისაღებია სითბური ენერჯის გარდაქმნისა და გადაცემის ტიპური დანადგარებისთვის (აპარატებისთვის). ასეთია



სითბური მქ კოეფიციენტი, რომელიც გვიჩვენებს ქვაბ-უტილიზატორში ორთქლის გამომუშავებაზე დახარჯული სითბური ენერჯის (სიმძლავრის) შეფარდებას აირტურბინიდან გამოსული ნამუშევარი აირების სითბურ ენერჯიასთან.

თბოგადაცემის სრულყოფის ხარისხი ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორებში დამოკიდებულია მათ ორთქლმწარმოებლურობასა და აორთქლების პროცესების წნევებზე. მკვებავი წყლის ნაკადისა და ქვაბ-უტილიზატორის სითბური დატვირთვის გაზრდით მისი ორთქლმწარმოებლურობა იზრდება. ამ დროს წყლისა და ორთქლის ტრაქტში ნაკადის სიჩქარეების გაზრდასთან ერთად ინტენსიურდება თბოგადაცემა ცხელი აირებიდან (აირტურბინაში ნამუშევარი აირებიდან) ნაკადზე, რაც აუმჯობესებს ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორის სითბურ ეფექტიანობას ანუ ზრდის მის მქ კოეფიციენტს.

ორთქლის წნევა (წნევა, რომლის პირობებშიც მიმდინარეობს ორთქლადქცევა ქვაბ-უტილიზატორის აორთქლების კონტურში) ასევე ახდენს გავლენას ქვაბ-უტილიზატორის სითბურ ეფექტიანობაზე. წყლის თერმოდინამიკური თვისებების შესაბამისად, რაც მეტია წნევის მნიშვნელობა, მით მეტია დუდილის ტემპერატურამდე წყლის გაცხელებისთვის საჭირო სითბოს რაოდენობა. ამის გამო მაღალ წნევაზე მუშაობის პირობებში (ან დანადგარის მაღალი წვენი კონტურში) ქვაბ-უტილიზატორში შემოსული ცხელი აირების სითბური ენერჯის უდიდესი ნაწილი იხარჯება მკვებავი წყლის გაცხელებაზე დუდილის ტემპერატურამდე, ხოლო დანარჩენი, შედარებით მცირე ნაწილი, მის აორთქლებასა და ორთქლის გადახურებაზე. აორთქლების წილად მოსული სითბოს რაოდენობის მცირე ნაწილი ვერ უზრუნველყოფს ორთქლის დიდი რაოდენობით გენერაციას - უტილიზატორის ორთქლმწარმოებლურობა შემცირებულია (დაბალი წნევის პირობებთან შედარებით). ამ მიზეზით ორთქლის ნაკადის სიჩქარეები სადენ ტრაქტში შემცირებულია, რის გამოც ასევეა შემცირებული ნამუშევარი აირებიდან სითბოს არინების უნარი. ეს კი

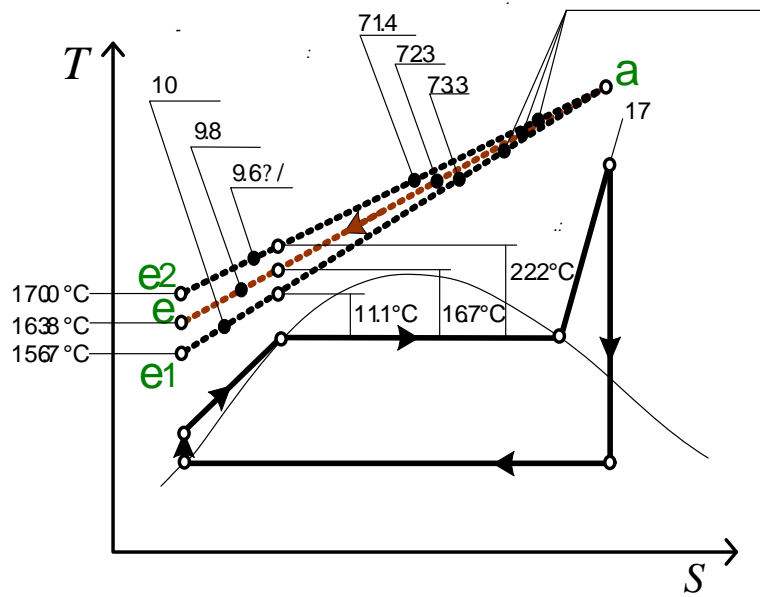
პირდაპირ კავშირშია ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორის მქ კოეფიციენტის შემცირებასთან.

ამრიგად, ქვაბ-უტილიზატორის სითბური ეფექტიანობის ძირითადი მსაზღვრელია ორთქლწარმოებლურობა. ის შესაძლებელია იყოს მცირე იმიტომ, რომ ასეთი იყოს საპროექტო მოთხოვნა, ან იმიტომ, რომ მოთხოვნილი იყოს მაღალი წნევის ორთქლის მიღება. ორივე შემთხვევაში დანადგარის სითბური მქ კოეფიციენტი არის უფრო მცირე, ვიდრე საპირისპირო შემთხვევებში, როდესაც მოთხოვნილია დაბალი წნევები ან მაღალი ორთქლმწარმოებლურობა. ეს გარემოება გაანალიზებულია [6]-ში, რომელშიც მოყვანილი გრაფიკული ინერპრეტაცია ნაჩვენებია მე-9 ნახაზზე.

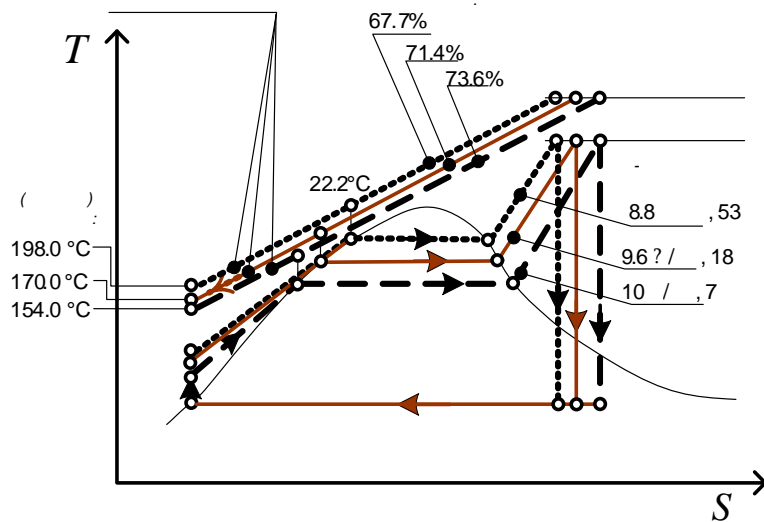
ზემოთ მოვანილ მსჯელობაში წინააღმდეგობრივია ის, რომ ორთქლტურბინულ დანადგარს მაღალეფექტური მუშაობისთვის ესაჭიროება მაღალი წნევი ორთქლი, ქვაბ-უტილიზატორის მაღალი ეფექტიანობა კი მიიღწევა დაბალ წნევებზე მუშაობისას. ასეთი წინააღმდეგობრიობა ბალანსდება იმით, რომ ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორებს ამზადებენ ორი და/ან სამი განსხვავებული წნევის - მაღალი, საშუალო და დაბალი წნევის კონტურებით.

ამ კონტურებში წნევებთან ერთად განსხვავებულია ორთქლმწარმოებლურობებიც და, შესაბამისად, ცხელი აირებიდან (აირტურბინაში ნამუშევარი აირებიდან) სითბოს არინების ეფექტიანობის მაჩვენებლებიც. პროექტირების დროს ცდილობენ და ახერხებენ ქვაბ-უტილიზატორის კონსტრუქციის ოპტიმიზაციას იმგვარად, რომ კონტურებში წნევების განსხვავების მიუხედავად ქვაბ-უტილიზატორის ჯამური ეფექტიანობა იყოს მაქსიმალური დანადგარის მუშაობის საანგარიშო პირობებისთვის.

ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორების სითბური მქ კოეფიციენტის ორთქლის წნევაზე დამოკიდებულების განზოგადებული გრაფიკი, რომელიც მოვანილია [6]-ში, ნაჩვენებია მე-10 ნახაზზე.

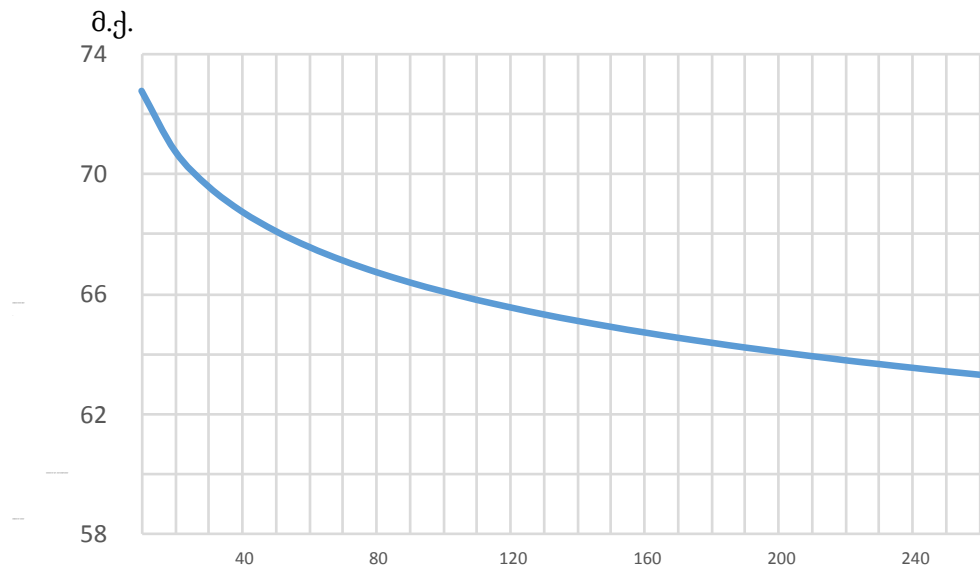


ა)



ბ)

ნახ. 9 ცხელი აირების გაგრილება ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორში სხვადასხვა პირობებში: ა) გაგრილება ორთქლის სხვადასხვა ორთქლმწარმოებლურობისა და ერთნაირი წნევების დროს: გაგრილების წრფეები -  $ae_2$ ,  $ae_1$ ; ოტც - ორთქლტურბინული ციკლი დიაგრამაზე  $T-s$ ; ბ) გაგრილება ორთქლის სხვადასხვა ორთქლმწარმოებლურობისა და სხვადასხვა წნევების დროს.



**ნახ. 10. წნევაზე სითბური მქ კოეფიციენტის დამოკიდებულების განზოგადებული გრაფიკი კომბინირებული ციკლის ქვაბ-უტილიზატორებისთვის**

როგორც ამ თავის დასაწყისში კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკების ზოგადი დახასიათების დროს აღვნიშნეთ, ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორები ასეთი ციკლებისთვის შესაძლებელია აღიჭურვოს დამატებითი სათბობის წვის სისტემით. ეს სისტემა გამოიყენება მხოლოდ ორთქლაირის ციკლებში, სადაც აირტურბინების ჯამური სიმძლავრე ნაკლებია ციკლის ორთქლტურბინული ნაწილის სიმძლავრეზე. ასეთი ენერგობლოკებისთვის სითბური ეფექტიანობის ფორმულირებაში უნდა შემოტანილ იქნეს დამატებითი სათბობის კომპონენტი.

სამუშაოში ჩატარებული ანალიზის საფუძველზე, რომელიც გამოქვეყნდა [3]-ში, მიღებულია ორთქლაირის იდეალური კომბინირებული ციკლის სითბური ეფექტიანობის შემდეგი ფორმულა:

$$\eta_{\text{C}}^{\#} = \frac{1}{1+\alpha} \eta_{\text{C}} + \frac{\alpha}{1+\alpha} \eta_{\text{SC}} \eta_{\text{S}}, \quad (1-7)$$

სადაც  $\alpha = Q^{\#}/Q_{1\text{G}}$  არის დამატებითი სათბობის წვით მიღებული  $Q^{\#}$  სითბოს შეფარდება აირტურბინულ ციკლში მიწოდებულ  $Q_{1\text{G}}$  სითბოსთან.

ქვემოთ მოყვანილია ასევე თერმული მქ კოეფიციენტის ფორმულა სამკონტურიანი (სამწნევიანი) კომბინირებული ციკლი, რომელიშიც დამატებითი სათბობი არ წვის (ნახ.11), რომელიც გვიჩვენებს ფორმულის სტრუქტურის დამოკიდებულებას ორთქლის ციკლში წნევის კონტურების რაოდენობაზე:

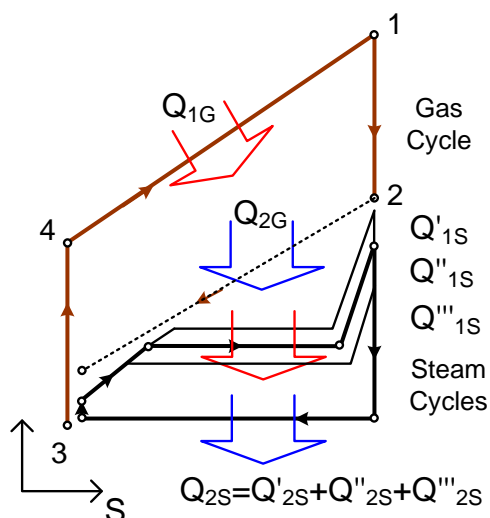
$$\eta_{cs} = \eta_c + \frac{1}{A_1} \eta'_{SG} (\eta'_S - \eta_c \eta'_S) + \frac{1}{A_2} \eta''_{SG} (\eta''_S - \eta_c \eta''_S) + \frac{1}{A_3} \eta'''_{SG} (\eta'''_S - \eta_c \eta'''_S), \quad (1-8)$$

სადაც  $A_1$ ,  $A_2$  და  $A_3$  არის თანაფარდობათა კომბინაციები შესაბამისად წნევის პირველი, მეორე და მესამე კონტურებისთვის, რომლებიც იანგარიშება შემდეგნაირად:

$$A_1 = (\alpha_{12} \alpha_{13} + \alpha_{13} + \alpha_{12}) / \alpha_{12} / \alpha_{13}, \quad A_2 = (\alpha_{12} \alpha_{23} + \alpha_{23} + 1) / \alpha_{23},$$

$$A_3 = \alpha_{13} + \alpha_{23} + 1.$$

აქ  $\alpha_{12} = Q'_{1G} / Q''_{1G}$ ,  $\alpha_{13} = Q'_{1G} / Q'''_{1G}$ ,  $\alpha_{23} = Q''_{1G} / Q'''_{1G}$  არის თანაფარდობათა კოეფიციენტები, რომლებიც გვიჩვენებს აირტურბინულ ციკლში მიწოდებული  $Q_{1G}$  სითბოს განაწილებას ორთქლის კონტურების სიმძლავრეების პირდაპირპროპორციულად -  $Q_{1G} = Q'_{1G} + Q''_{1G} + Q'''_{1G}$ ;  $\eta'_{SG}$ ,  $\eta''_{SG}$ ,  $\eta'''_{SG}$ ,  $\eta'_S$ ,  $\eta''_S$ ,  $\eta'''_S$  - არის შესაბამისად ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორისა და ორთქლტურბინული ციკლის პირველი, მეორე და მესამე (მაღალი, საშუალო და დაბალი წნევის) კონტურის მქ კოეფიციენტები.



ნახ. 11 სამკონტურიანი (სამწნევიანი) კომბინირებული ციკლი დამატებითი სათბობის წვის გარეშე

### 1.3. კომბინირებული ციკლის თერმული მქ კოეფიციენტის დამოკიდებულება საწყის და საბოლოო თერმოდინამიკურ პარამეტრებზე

კომბინირებული ციკლის თერმული მქ კოეფიციენტის დამოკიდებულების განსაზღვრა საწყის და საბოლოო თერმოდინამიკურ პარამეტრებზე ნაშრომის ერთ-ერთი ცენტრალური ამოცანაა. ის რთულია იმდენად, რამდენადაც რთულია კომბინაციაში მყოფი აირტურბინული და ორთქლტურბინული ციკლების კონფიგურაცია. კერძოდ, აირტურბინული ციკლის საწყისი პარამეტრების მნიშვნელობები განსაზღვრავს მისსავე საბოლოო პარამეტრებს, ხოლო ეს უკანასკნელი არის საწყისი პარამეტრები ორთქლის ციკლისთვის. შესაბამისად, ის რაც მიმართულია აირტურბინული ციკლის თერმული ეფექტიანობის გაზრდისკენ, რომლის სტანდარტული გზაა საწყისი თერმოდინამიკური პარამეტრების გაზრდა და საბოლოო პარამეტრების შემცირება, შესაძლებელია კონტრპროდუქტიული იყოს ორთქლტურბინული ციკლისთვის. ჩნდება წინააღმდეგობები, რომელთა გადაჭრა უპირველეს ყოვლისა მოითხოვს კომპლესური ანალიზის ჩატარებას კომპონენტი ციკლების პარამეტრების ურთიერზეგავლენის შესაფასებლად. ამ საკითხს ეძღვნება ქვემოთ მოყვანილი მასალა, რომლის ამოცანებია კომბინირებული ციკლის თერმული მქ კოეფიციენტის დამოკიდებულებების განსაზღვრა აირტურბინული და ორთქლტურბინული ციკლების საწყის წნევებზე, საწყის ტემპერატურებზე და ნამუშევარი აირების პარამეტრებზე (აირტურბინული ციკლის საბოლოო პარამეტრებზე).

ვიწყებთ აირტურბინული მონო ციკლის (ღია ციკლის) მაჩვენებლების და კარგად ცნობილი დამოკიდებულებების კრიტიკული ანალიზით. ეს მიდგომა წარმატებითაა გამოყენებული [6]-ში. ჩვენც მეტი თვალსაჩინოებისთვის მოგვყავს მასში წარმოდგენილი მასალა.

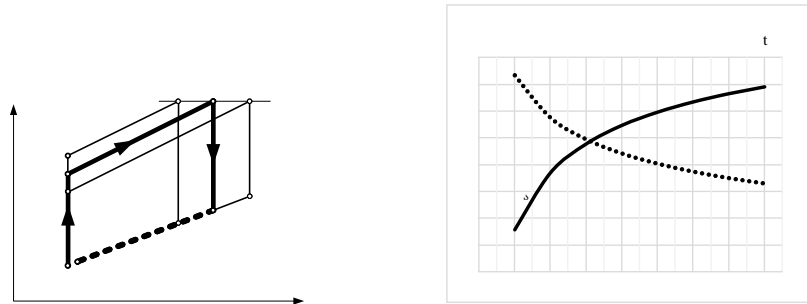
#### 1.4. აირტურბინული მონო ციკლის საწყისი პარამეტრები და თერმული მქ კოეფიციენტი

აირტურბინული მონო ციკლის თერმული ეფექტიანობა (თერმოდინამიკური მქ კოეფიციენტი შეუქცევ ციკლიში), როგორც ეს საყოველთაოდაა ცნობილი, დამოკიდებულია აირების საწყისი პარამეტრების - წნევისა და ტემპერატურის მნიშვნელობებზე. წნევაზე ასეთი დამოკიდებულების სურათიდან, რომელიც ნაჩვენებია მე-12 ა) ნახაზზე, ჩანს, რომ წნევის გაზრდით ნამუშევარი აირების ტემპერატურა მცირდება, ხოლო შემცირებით, პირიქით, იზრდება. ეს ერთ-ერთი განმსაზღვრელი გარემოებაა ორთქლტურბინული ციკლისთვის, რომელიც აირტურბინასთანაა კომბინირებულ ციკლში გაერთიანებული. აქვეა ნაჩვენები მონო ციკლის თერმოდინამიკური მქ კოეფიციენტის ცვლილების ხასიათი აირების საწყის წნევაზე დამოკიდებულებით - ის მცირდება წნევის გაზრდით.

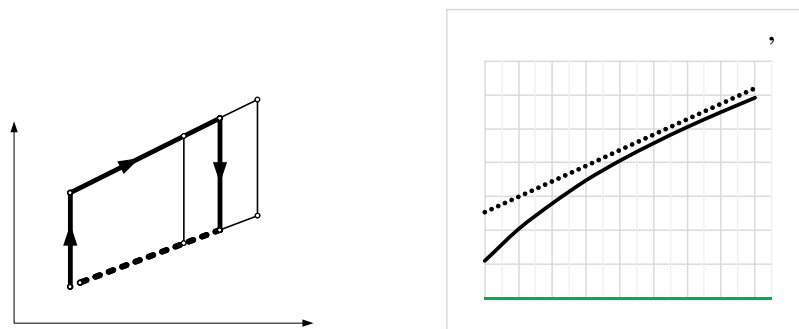
მე-12 ბ) ნახაზზე ნაჩვენებია ანალოგიური დამოკიდებულებები აირტურბინული ციკლის საწყისი ტემპერატურისთვის - მისი გაზრდით იზრდება როგორც მონო ციკლის თერმული ეფექტიანობა, ისე ნამუშევარი აირები ტემპერატურა და პირიქით.

შევჩერდეთ ნამუშევარი აირების წნევის შემცირების ტექნიკურ ამოცანაზე. მისი გადაყვეტისთვის საჭირო ხდება სპეციალური პროფილის მქონე აირგამომყვანის გამოყენება, რომელიც უნდა დადგეს აირტურბინული (ატდ) დანადგარის გამოსასვლელზე. შეამცირებს ნამუშევარი აირების წნევას გარემოს წნევასთან შედარებით, რომელიც  $2t_a$  მოცემული წერტილია. ეს გამოიწვევს წნევასთან შებმული პარამეტრის - ტემპერატურის შემცირებას და გაზრდის აირტურბინის სიმძლავრეს, თუმცა, როგორც ზემოთ აღვნიშნეთ, შეამცირებს აირტურბინული ციკლის საწყის ტემპერატურას და სიმძლავრეს. ატმოსფეროში აირების მაღალი წნევით გამოყვანას და გაგრილებას მე-12 გ) ნახაზზე ტეხილი  $2t_b \square 2t \square c$

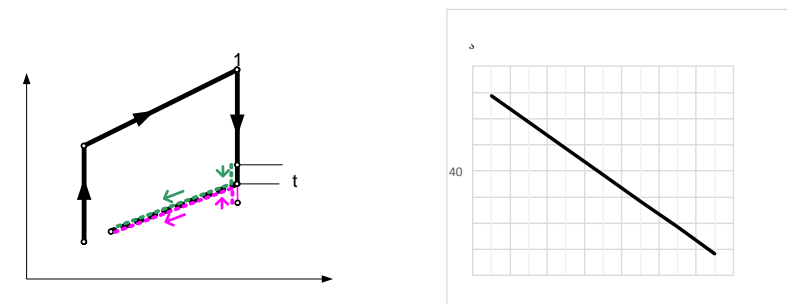
შეესაბამება, ატდ-ის ნამუშევარი აირების შემცირებული წნევით გამოყვანასა და  $2t_a \square 2t \square c$  ტეხილი კი გაგრილებას შეესაბამება; ხოლო  $2t_b \square 2t$  და  $2t_a \square 2t$  მონაკვეთები აირების მყისიერი გაფართოებისა და შეკუმშვის უბნებია ლავალის საქშენს მიღმა.



ა) ატდ საწყისი წნევის გავლენა.



ბ) ატდ საწყისი ტემპერატურის გავლენა.



გ) ატდ ნამუშევარი აირების წნევის და ტემპერატურის გავლენა.

ნახ. 12. ატდ მონო ციკლის თერმული მქ კოეფიციენტის აირის პარამეტრებზე დამოკიდებულება



ზემოთ მოყვანილი მსჯელობიდან ჩანს, რომ აირტურბინული დანადგარის საწყისი და საბოლოო თერმოდინამიკური პარამეტრების ცვლიება არ იძლევა ერთმნიშვნელოვან პახუხებს კომბინირებული ციკლის თერმული მქ კოეფიციენტის ცვლილების შესახებ. ერთი ციკლის საწყისი და საბოლოო პარამეტრების კავშირი მეორე ციკლის საწყის და საბოლოო პარამეტრებთან იმდენად რთული და წინააღმდეგობრივია, რომ საჭირო ხდება კომპლექსური ანალიზის გაგრძელება, რაც ნაშრომში განხორციელდა კომბინირებული ციკლის პარამეტრების ოპტიმიზაციის ამოცანის ფარგლებში.

### 1.5. აირტურბინული კომბინირებული ციკლის ოპტიმიზაციის ამოცანა

ქვემოთ განვიხილავთ იდეალური კომბინირებული ციკლის თერმული მქ კოეფიციენტის დამოკიდებულებას შემადგენელი ციკლებისა და ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორის მქ კოეფიციენტებზე. სიმარტივისთვის ვირჩევთ ერთწნევიან ციკლს დამატებითი სათბობის წვის გარეშე (ნახ. 6). ამ დროს მიღებული შედეგები გავრცელდება ორ-და სამწნევიან ციკლებზე.

დასაწყისში დავუშვათ, რომ (1-5)-ში შემავალი  $\eta_C, \eta_{SG}, \eta_S$  მქ კოეფიციენტები ერთმანეთისგან დამოუკიდებელი ცვლადებია. მაშინ კომბინირებული ციკლის მქ კოეფიციენტი არაცხადი სახით ჩაიწერება შემდეგნაირად:

$$\eta_C = \eta_C(\eta_C, \eta_{SG}, \eta_S), \quad (1-9)$$

საიდანაც:

$$d\eta_C = \frac{\partial \eta_C}{\partial \eta_C} d\eta_C + \frac{\partial \eta_C}{\partial \eta_{SG}} d\eta_{SG} + \frac{\partial \eta_C}{\partial \eta_S} d\eta_S. \quad (1-10)$$

თუ გავითვალისწინებთ, რომ (1-5)-ის საფუძველზე  $\partial \eta_C / \partial \eta_C = 1 - \eta_{SG}\eta_S$ ,  $\partial \eta_C / \partial \eta_{SG} = \eta_S(1 - \eta_C)$  და  $\partial \eta_C / \partial \eta_S = \eta_{SG}(1 - \eta_C)$ , (1-10)-დან მივიღებთ:

$$d\eta_C = (1 - \eta_{SG}\eta_S)d\eta_C + \eta_S(1 - \eta_C)d\eta_{SG} + \eta_{SG}(1 - \eta_C)d\eta_S. \quad (1-11)$$

განვიხილოთ მთავარი პარამეტრები, რომლებიც გავლენას ახდენს  $\eta_G$ ,  $\eta_S$  და  $\eta_{SG}$  მნიშვნელობებზე. აირტურბინებისთვის ასეთია გარემოს წნევა -  $p_a$  და ტემპერატურა -  $T_a$ , აირების საწყისი წნევა -  $p_1$  და ტემპერატურა -  $T_1$  (აირტურბინის პირველ საფეხურში შესვლისას); ორთქლის ტურბინისთვის: საწყისი წნევა -  $p_0$ , ტემპერატურა -  $T_0$ , და წნევა კონდენსატორში -  $p_c$ ; ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორისთვის: საწყისი წნევა -  $p_0$ , ორთქლმწარმოებლურობა -  $D_0$  და ტემპერატურული გრადიენტი ნამუშევარი აირების ( $T_2$ ) და საწყის ( $T_0$ ) ტემპერატურებს შორის. ანალიზის დროს გარემო ფაქტორებზე დამოკიდებულ პარამეტრებს ( $p_a$ ,  $T_a$ ,  $p_c$ ) არ გავითვალისწინებთ და მუდმივ სიდიდედ მივიღებთ ტემპერატურულ გრადიენტსაც. მაშინ ზოგადი სახით შეგვიძლია ჩავწეროთ:

$$\left. \begin{aligned} \eta_G &= \eta_G(p_1, T_1) \\ \eta_S &= \eta_S(p_0, T_0) \\ \eta_{SG} &= \eta_{SG}(p_0, D_0) \end{aligned} \right\}, \quad (1-12)$$

საიდანაც:

$$\left. \begin{aligned} d\eta_G &= \frac{\partial \eta_G}{\partial p_1} dp_1 + \frac{\partial \eta_G}{\partial T_1} dT_1 \\ d\eta_S &= \frac{\partial \eta_S}{\partial p_0} dp_0 + \frac{\partial \eta_S}{\partial T_0} dT_0 \\ d\eta_{GS} &= \frac{\partial \eta_{GS}}{\partial p_0} dp_0 + \frac{\partial \eta_{GS}}{\partial D_0} dD_0 \end{aligned} \right\}. \quad (1-13)$$

(1-13)-ის გათვალისწინებით (1-11)-დან მივიღებთ:

$$d\eta_C = (1 - \eta_{SG}\eta_S) \frac{\partial \eta_G}{\partial p_1} dp_1 + (1 - \eta_{SG}\eta_S) \frac{\partial \eta_G}{\partial T_1} dT_1 + (1 - \eta_G) \left( \eta_S \frac{\partial \eta_{SG}}{\partial p_0} + \eta_{SG} \frac{\partial \eta_S}{\partial p_0} \right) dp_0 + \eta_S (1 - \eta_G) \frac{\partial \eta_{SG}}{\partial D_0} dD_0 + \eta_{SG} (1 - \eta_G) \frac{\partial \eta_S}{\partial T_0} dT_0 \quad (1-14)$$

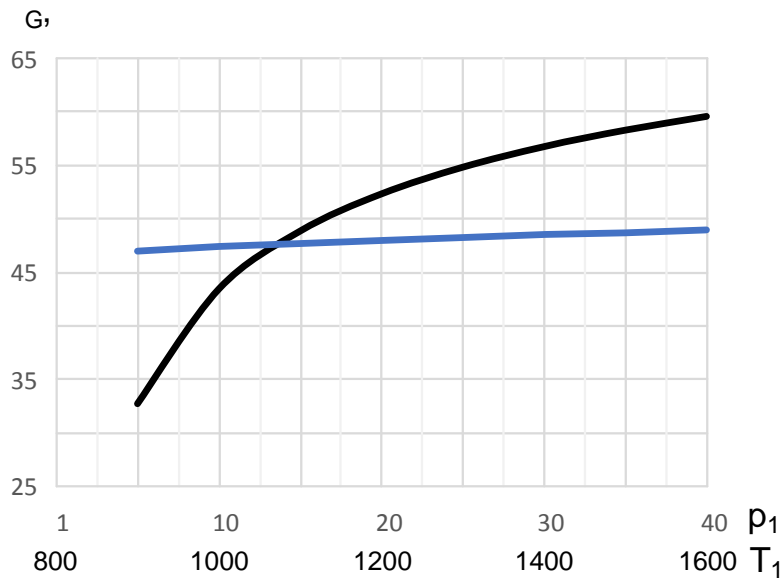
საიდანაც ჩანს, რომ კომბინირებული ციკლის თერმული მქ კოეფიციენტის ექსტრემუმის განსაზღვრისთვის სჭირია აირტურბინული და

ორთქლტურბინული ციკლის, ასევე ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორის მქ კოეფიციენტების  $p_1$ ,  $T_1$ ,  $p_0$ ,  $D_0$ ,  $T_0$  პარამეტრებზე დამოკიდებულებების ცოდნა. მეორე მხრივ, აირტურბინებში ნამუშევარი აირების ტემპერატურა, რომელიც საკუთრივ  $p_1$ -სა და  $T_1$ -ზეა დამოკიდებული, განსაზღვრავს  $p_0$ -ისა და  $T_0$ -ის მნიშვნელობებსა და შეზღუდვებს. შესაბამისად,  $\eta_C, \eta_{SG}$  და  $\eta_S$  ერთმანეთზე დამოკიდებული და ზემოთ დასახელებული პარამეტრებით შებმული (დახისტებული) სიდიდეებია (მიუხედავად იმისა, რომ დასაწყისში ისინი დამოუკიდებელ ცვლადებად მოვიხსენიეთ).

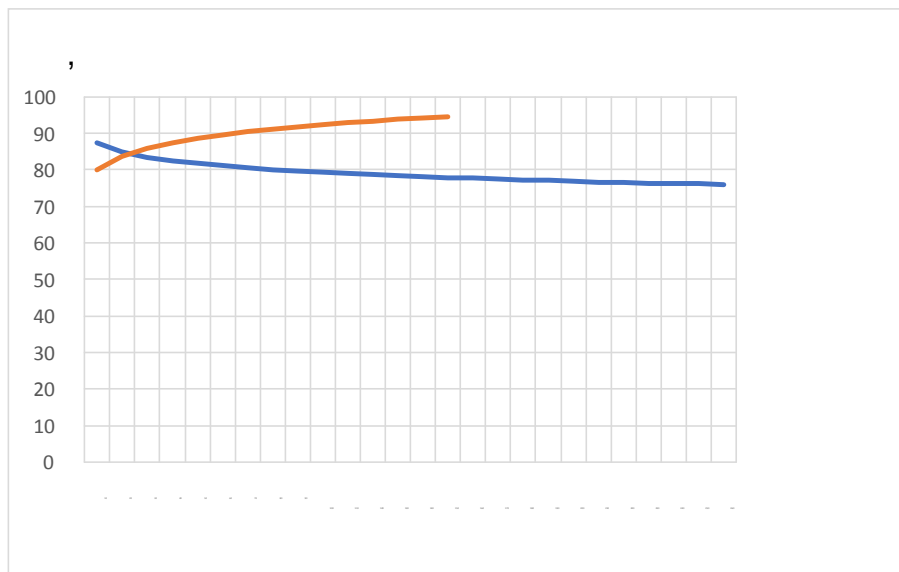
ავტორთა მიერ ჩატარებული გაანგარიშებითი კვლევის შედეგები ნაჩვენებია მე-13, 14 ნახაზებზე, საიდანაც ჩანს, რომ საწყისი პარამეტრების ცვლილების რეალისტურ ინტერვალში აირტურბინული ციკლისა და ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორის მქ კოეფიციენტებს ექსტრემუმის წერტილები არ გააჩნიათ, ხოლო ორთქლტურბინული ციკლის მქ კოეფიციენტის ექსტრემუმი არსებობს და დამოკიდებულია საწყისი წნევის მნიშვნელობებზე. ეს ნიშნავს, რომ ექსტრემუმის კვლევა (1-14) ფორმულისთვის უნდა განხორციელდეს მხოლოდ  $p_0$  საწყისი წნევის მიხედვით, ამისთან ფორმულაში უნდა გამოვყოთ  $p_0$ -ზე დამოკიდებული ის წევრი, რომელსაც აქვს ექსტრემუმი. ჩვენს შემთხვევაში ასეთია  $\partial \eta_S / \partial p_0$  (ორთქლტურბინული ციკლის  $\eta_S$  მქ კოეფიციენტის დამოკიდებულება  $p_0$  საწყისი წნევაზე მუდმივი  $T_0$ -ის პირობებში). მაშინ (1-14) გამარტივდება და მიიღებს სახეს:

$$d\eta_C(p_0) = (1 - \eta_C)\eta_{SG} \frac{\partial \eta_S}{\partial p_0} dp_0. \quad (1-15)$$

დავუბრუნდეთ პარამეტრების ურთიერთგავლენას. როგორც აღვნიშნეთ  $p_0$ -ის და  $T_0$ -ის მნიშვნელობებს და ცვლილებათა ინტერვალს განსაზღვრავს აირტურბინული ციკლის საწყისი პარამეტრები ( $p_1, T_1$ ). ამიტომ (1-15) ფორმულის ექსტრემუმის კვლევა შესაძლებელია ჩატარდეს ვარიანტულ გაანგარიშებათა გზით აირტურბინული ციკლის საწყისი წნევისა ( $p_1$ ) და ტემპერატურის ( $T_1$ ) ფიქსირებული მნიშვნელობებისთვის. ასეთი გაანგარიშების შედეგები ნაჩვენებია მე-15 და მე-16 ნახაზებზე.



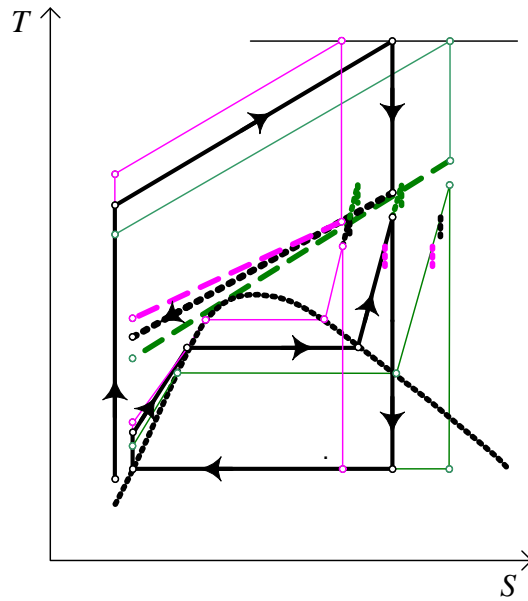
ნახ. 13. იდეალური აირტურბინული ციკლის თერმული მე კოეფიციენტის დამოკიდებულება საწყის წნევისა და ტემპერატურაზე (განგარიშები ჩატარებულია პირობებისთვის: გარემოს წნევა და ტემპერატურა - 1 ატმ, 15°C; საწყისი პარამეტრები -  $p_1 = 14$  ბარი,  $T_1 = 1213$  °C).



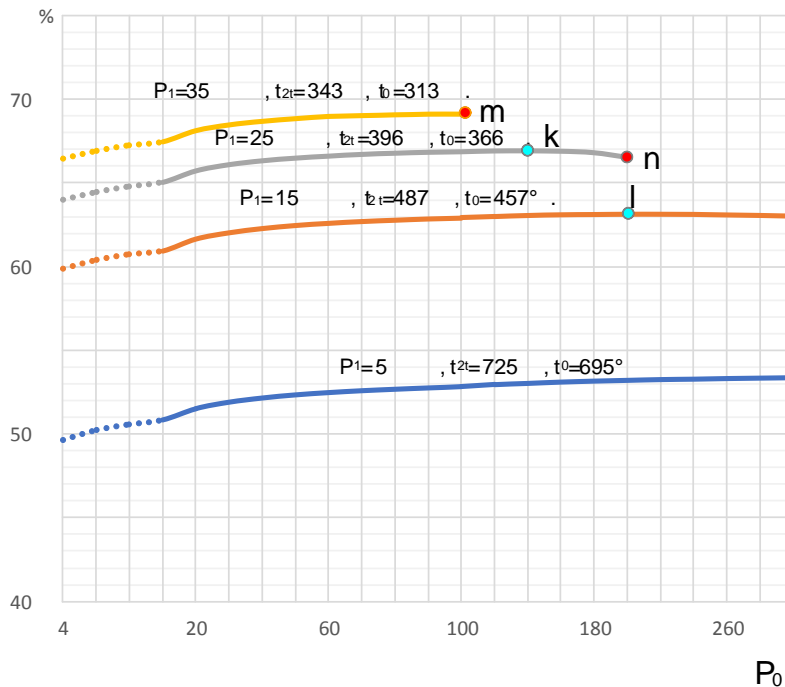
ნახ. 14. ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორის მე კოეფიციენტის დამოკიდებულება გადახურებული ორთქლის წნევისა და მწარმოებლურობაზე.

როგორც მე-15 ნახაზიდან ჩანს აირტურბინული ციკლის და ორთქლტურბინული ციკლის საწყის წნევათა გაზრდით კომბინირებული ციკლის თერმული მე კოეფიციენტი უფრო მეტად იზრდება

აირტურბინული ციკლის მქ კოეფიციენტი საწყისი წნევის გაზრდისას, ვიდრე ორთქლტურბინულის.



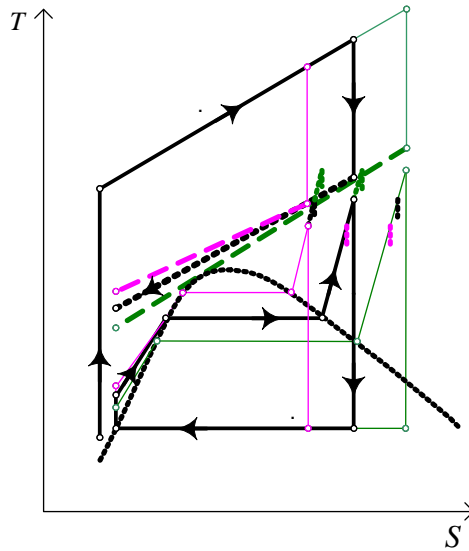
ა) საწყისი წნევების ცვლილება, Ts დიაგრამაზე



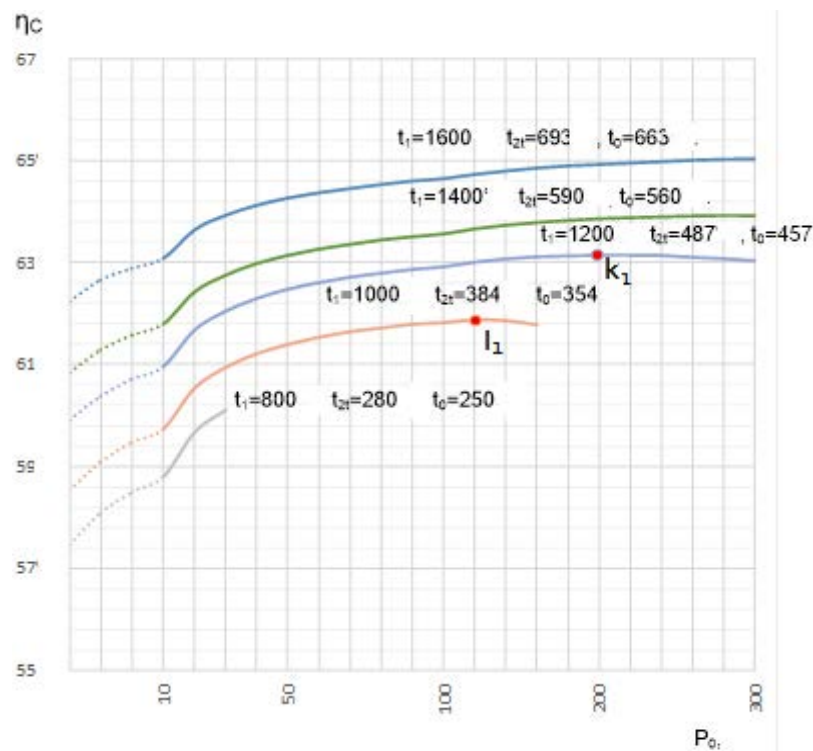
ბ) ატდ თერმული მქ კოეფიციენტი

ნახ. 15. თბოელექტროსადგურის (კომბინირებული) თერმული მქ კოეფიციენტის დამოკიდებულება საწყის წნევებზე: გრაფიკები აგებულია აირტურბინული ციკლის საწყისი ტემპერატურისთვის -  $t_1=1200^{\circ}\text{C}$ .

მაგრამ აირტურბინის საწყისი წნევის გაზრდით ნამწვი აირების ტემპერატურა მცირდება, ამიტომ შეუძლებელი ხდება ქვაბ-უტილიზატორში გადახურებული ორთქლის მიღება გარკვეული წნევაზე მეტი წნევისა.



ა) აირტურბინული ციკლის საწყისი ტემპერატურის ცვლილება  $T_s$  დიაგრამა



ბ) თერმული მქ კოეფიციენტი

ნახ. 16. თბოელექტროსადგურის (კომბინირებული) კოეფიციენტის დამოკიდებულება აირტურბინის საწყისი ტემპერატურასა და ორთქლტურბინის საწყისი წნევაზე.

მაგ, 15 ბ ნახაზზე ნაჩვენებია გრაფიკების მიხედვით, ატდ ციკლის საწყისი წნევა 35 ბარია, ატდ გამოსული ნამუშევარი აირების ტემპერატურაა  $343^{\circ}\text{C}$ , აქედან გამომდინარე შეუძლებელია 102 ბარზე გადახურებული ორთქლის წნევის მიღება (წერტილი m), საწყის წნევას თუ  $p_1=25$  ბარს, მაშინ შესაძლებელია 200 ბარამდე გავზარდოთ გადახურებული ორთქლის წნევა. რაც შეეხება საწყის წნევებს  $p_1=15$  და  $p_1=5$  ბარის შემთხვევებში, გადახურებული ორთქლის წნევა შეუზღუდავია და შესაძლებელია მივიღოთ ზეკრიტიკული წნევის გადახურებული ორთქლი ორთქლტურბინისთვის.

გრაფიკებიდან გამომდინარე გადახურებული ორთქლის წნევის გაზრდა კომბინირებული ციკლის მქ კოეფიციენტის დიდ გაზრდას არ იწვევს. გარკვეული მნიშვნელობიდან დაწყებული კომბინირებული ციკლის მქ კოეფიციენტს წნევის ზრდა ამცირებს. კომბინირებულ ციკლში თერმული ეფექტიანობის თვალსაზრისით აირტურბინის საწყისი წნევა მთავარ როლს იწვევს. დანადგარების დაპროექტებისას ამ გარემოებას ითვალისწინებენ.

მე-16 ნახ. გრაფიკებიდან ჩანს, რომ აირტურბინის საწყისი ტემპერატურის გაზრდით კომბინირებული ციკლის მქ კოეფიციენტი იზრდება. ამ დროს, გადახურებული ორთქლის წნევის მნიშვნელობები დაბალ საწყის ტემპერატურაზე შეზღუდულია. ატდ ციკლის საწყისი ტემპერატურა  $800^{\circ}\text{C}$  ტოლია, გადახურებული ორთქლის ზღვრული წნევა იქნება 30 ბარი, თუ საწყისი წნევა  $t_1=1000^{\circ}\text{C}$ , ამ შემთხვევაში ზღვრული წნევა არის 160 ბარი. აირტურბინული ციკლის საწყისი აირის მაღალ ტემპერატურაზე ეს შეზღუდვები აღარ იქნება. აქედან გამომდინარეობს რომ აირტურბინის საწყისი ტემპერატურის ზრდა ზრდის კომბინირებული ციკლის მქ კოეფიციენტს და ორთქლტურბინის საწყისი წნევის გადიდებით ის იზრდება, შემდეგ კი მცირდება. აირის საწყისი ტემპერატურა მნიშვნელოვანია კომბინირებული ციკლის მქ კოეფიციენტზე ზემოქმედების თვალსაზრისით.

მიუხედავად იმისა, რომ შედარებით ნაკლები აქტუალურობის გამო ოპტიმიზაციის ზემოთ განხილულ ამოცანაში არ დასმულა ნამუშევარი აირების წნევის გავლენის საკითხი, ის შესაძლებელია იმსახურებდეს გარკვეულ ინერესს. ამიტომ, ქვემოთ განცალკევებულად განვიხილავთ ამ საკითხს.

### 1.6. კომბინირებული ციკლის თერმული მქ კოეფიციენტი და ნამუშევარი აირების წნევა

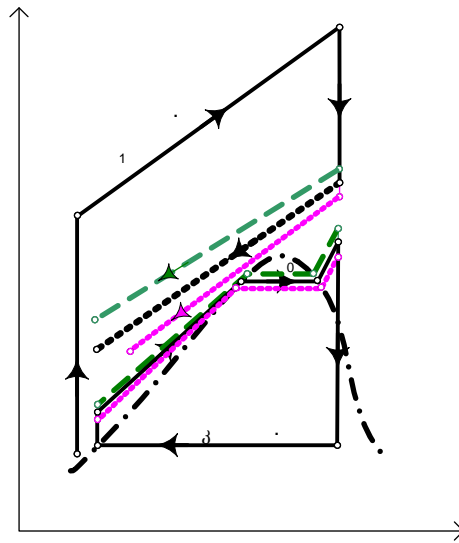
ზემოთ ზოგადად განვიხილეთ ნამუშევარი აირების წნევის გავლენის საკითხი აირტურბინული მონო ციკლის ეფექტიანობაზე და აღვნიშნეთ თუ როგორ შეიძლება მოხერხდეს ამ წნევის გადიდება ან შემცირება ტექნიკურად. აქ განვიხილავთ მისი გავლენის ეფექტს კომბინირებული ციკლის ეფექტიანობაზე.

სამუშაოში ჩატარდა გაანგარიშებითი კვლევა აირტურბინის საბოლოო წნევის ფართო დიაპაზონისთვის, რომელშიც განისაზღვრებოდა კომბინირებული ციკლის თერმული ეფექტიანობის დამოკიდებულება ნამუშევარი აირების წნევაზე. კვლევის შედეგები მოყვანილია [6]-ში, ასევე ნაჩვენებია მე-17 ნახაზზე. მათ განხილვამდე გავარკვიოთ თუ რამდენად რელისტურია ნამუშევარი აირების წნევით მანიპულირება აირტურბინულ დანადგარში.

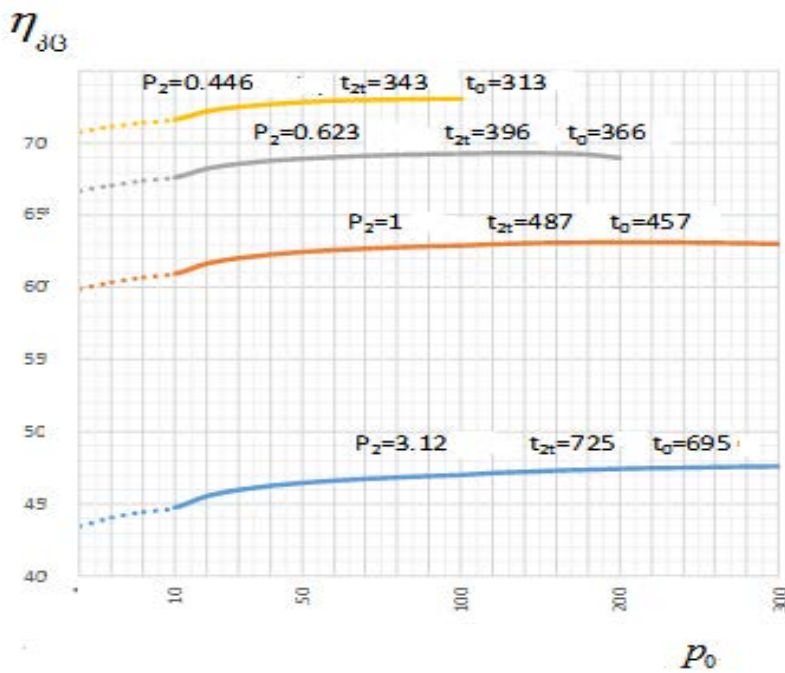
უნდა ითქვას, რომ ეს სრულიად განხორციელებადი ღონისძიებაა. მისი (წნევის) გაზრდა შესაძლებელია აირტურბინის კონსტრუქციის შეცვლით (როდესაც ამის უპირატესობები დასაბუთებულია ტექნიკურ-ეკონომიკური შეფასებებით), ხოლო შემცირება - აირტურბინაზე გამომყვანი საქმენისა (ლავალის საქმენის) და ქვაბ-უტილიზატორში გამწოვი ვენტლატორების დაყენების საშუალებით. რაც შეეხება ეფექტიანობის კვლევის შედეგებს, მე-17 ნახაზიდან ჩანს, რომ ნამუშევარი აირების ( $p_{21}$ ) წნევის გაზრდით იზრდება ორთქლტურბინული ციკლის საწყისი ( $p_0$ ) წნევა



და ( $t_0$ ) ტემპერატურა, რაც ზრდის ორთქლის ციკლის თერმულ მე კოეფიციენტს.



ა) T – s დიაგრამა ნამუშევარი აირების წნევის (ტემპერატურის) ცვლილებისას



ბ) თერმული მე კოეფიციენტი

**ნახ. 17. კომბინირებული ციკლის თერმული მე კოეფიციენტის ცვლილება ნამუშევარი აირების წნევის ( $p_2$ ) მიხედვით:**

თუმცა, ამ დროს აირტურბინული ციკლის თერმული მე კოეფიციენტი მცირდება იმდენად, რომ ის ანეიტრალებს ორთქლტურბინული (ოტდ) ციკლის დადებით გავლენას კომბინირებული ციკლის ეფექტიანობაზე,

რომელიც საბოლოო ჯამში მცირდება. პირიქით, როდესაც ნამუშევარი აირების წნევა მცირდება, კომბინირებული ციკლის თერმული მქ კოეფიციენტი იზრდება.

### 1.7. კომბინირებული ციკლის თერმული მქ კოეფიციენტის გაზრდის აპრობირებული ხერხები

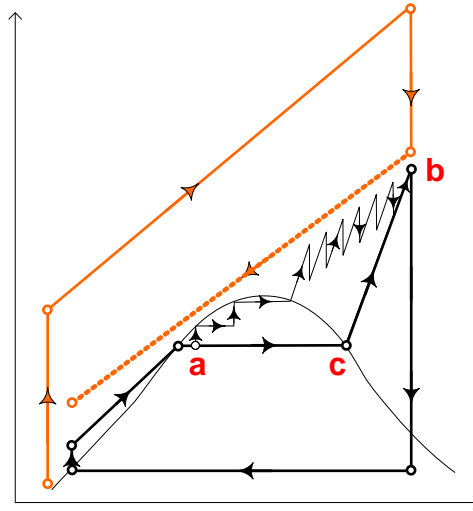
ზემოთ გაკეთებული მონაცემებით შესაძლებელია კომბინირებული ციკლის თერმული მქ კოეფიციენტის გაზრდა:

- აირტურბინული (ატდ) ციკლის საწყისი ტემპერატურის და წნევის გაზრდით;
- ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორის ეფექტიანობის გაზრდით;
- ორთქლის ენერგობლოკის ციკლის საწყისი ტემპერატურის და წნევის გაზრდით.

ტექნოლოგიურად ამის განვითარება შეუძლებელია სხვადასხვა შეზღუდვების გამო. ერთ-ერთი გზა კომბინირებული ციკლის ეფექტიანობის გაზრდისთვის არის ენერგობლოკების ქვაბ-უტილიზატორებში წყლის აორთქლებისა და ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორში გადახურების პროცესების რამოდენიმე საფეხურებრივი განხორციელება [6], რომლის დიაგრამაც ნაჩვენებია მე-18 ნახაზზე.

საფეხურებრივ პროცესებს ამ დიაგრამაზე  $a \square b$  ტიხილი შეესაბამება. ასეთი პროცესის განხორციელების შემთხვევაში თბოგადაცემის დანაკარგები მინიმუმამდე შემცირდებოდა და გაიზრდებოდა ქვაბ-უტილიზატორის სითბური ეფექტიანობა. სხვა სიტყვებით ეს ნიშნავს დიაგრამის შევსებას  $abc$  ნაკვთით და, როგორც შედეგი, კომბინირებული ციკლის თერმულ მქ კოეფიციენტის გაზრდას. მიუხედავად ასეთი პერსპექტივისა, საფეხურებრივი აორთქლებისა და გადახურების

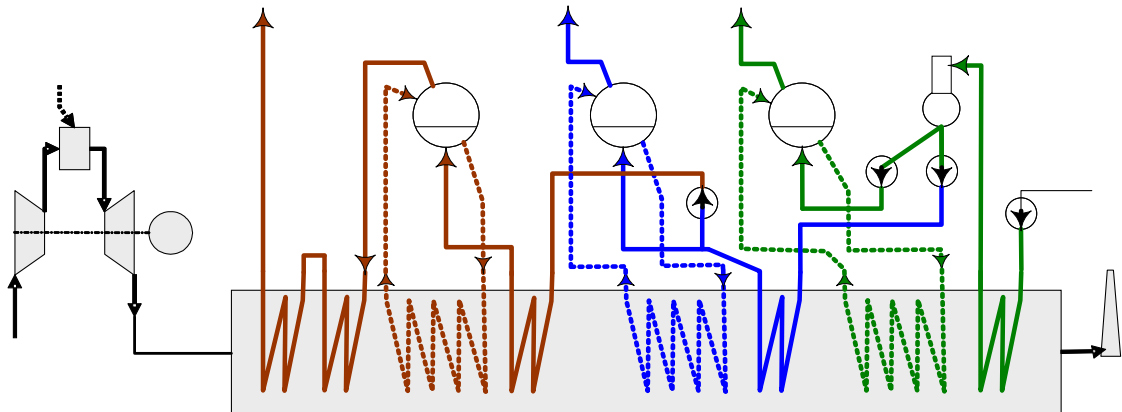
განხორციელება როგორც ტექნიკურად, ისე ეკონომიკურად, გაუმართლებელია (სირთულისა და სიძვირის გამო).



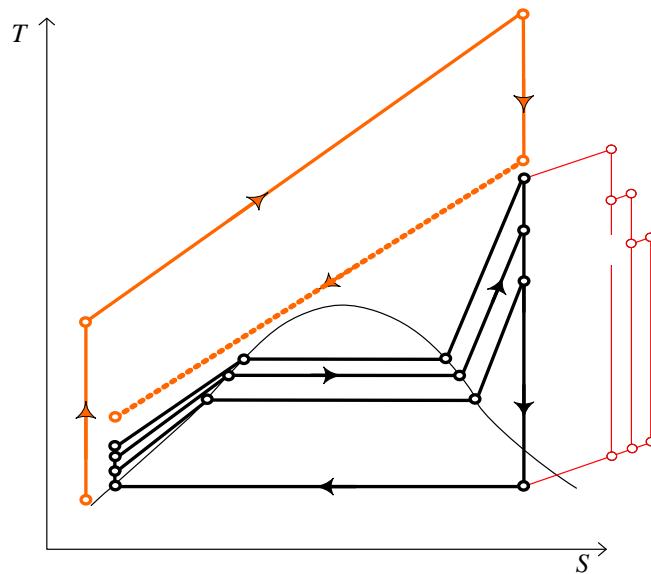
ნახ. 18.  $T-s$  დიაგრამა ზღვრული კომბინირებული ციკლის

ეფექტიანობის გაზრდის რელისტური გზების მოსაძებნად ითვალისწინებენ, ქვაბ-უტილიზატორს დამატებითი სათბობის წვის გარეშე რომელიც თბოგადამცემი დანადგარი, აქ უნდა განხორციელდეს სითბოს რაც შეიძლება მეტი არინება აირტურბინიდან გამოსული ნამუშევარი აირებისაგან, რომელიც შეადგენს დაახლოებით  $600-750^{\circ}\text{C}$ . ამან არ უნდა გამოიწვიოს თბოგადამცემი ზედაპირების დიდი ფართობის გამოყენება, მხოლოდ მაშინ არის შესაძლებელი, როცა სითბოს მიმღები მუშა სხეული განიცდის ფაზურ გარდაქმნას თბოგადამცემის პროცესში. რაც უფრო დაბალია მკვებავი წყლის წნევა, მით უფრო მეტია აორთქლების ფარული სითბო, აქედან გამოდინარე მეტია ნამუშევარი აირებისგან სითბოს არინება. მაგრამ მკვებავი წყლის დაბალ წნევას აქვს უარყოფითი მხარეც. დაბალი წნევის გადახურებული ორთქლი არ არის ოპტიმალური ორთქლტურბინის დანადგარისთვის. ამის გამო ირჩევენ შუალედურ ვარიანტს. ქვაბ-უტილიზატორს აწოდებენ ორი ან სამი მკვებავი ტუმბოს მეშვეობით მკვებაც წყალს ხსვადასხვა წნევებით და განსხვავებული რაოდენობით. ეს

ორთქლდება სხვადასხვა ტემპერატურებზე შემდეგ თავს იყრის შესაბამის წნევის დოლებში.



ა) სამდოლიანი ქვაბ-უტილიზატორი



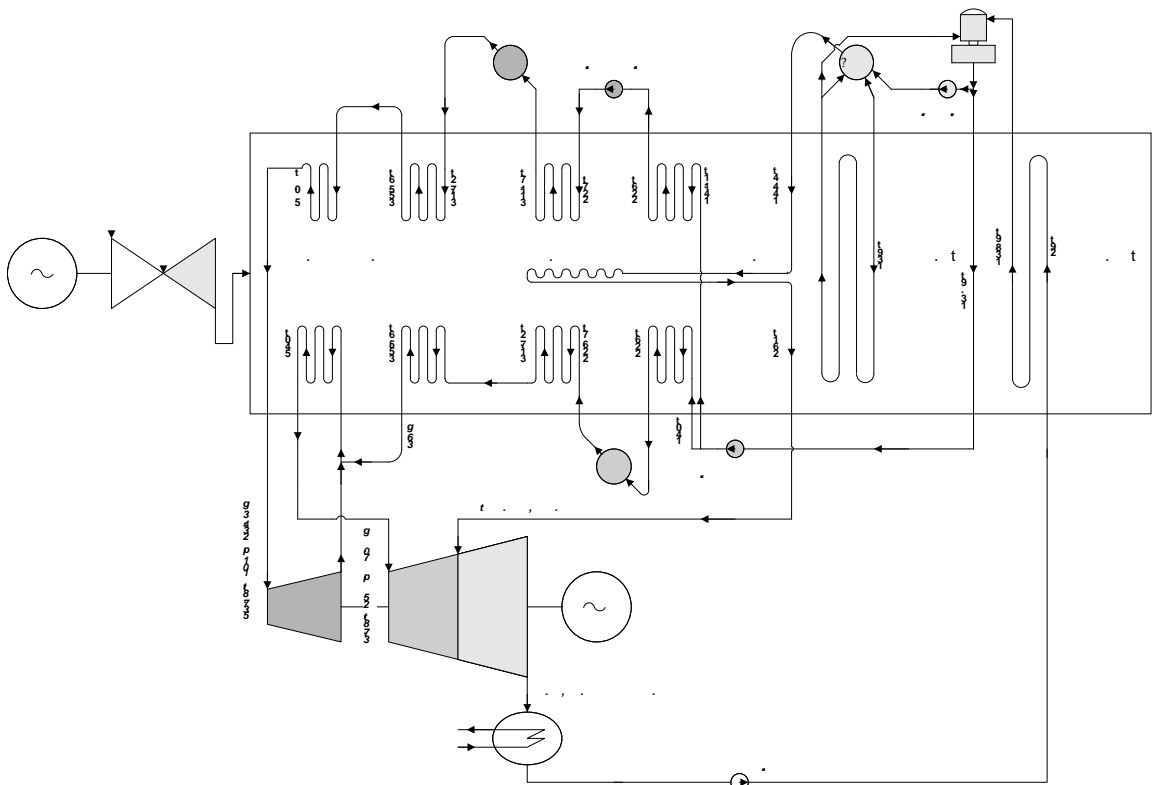
ბ) სამწნევიანი კომბინირებული ციკლი T-s დიაგრამა

ნახ. 19. სამწნევიანი ქვაბ-უტილიზატორის სქემა (ა) სამწნევიანი კომბინირებულ (ბ) ციკლის დიაგრამა

დოლებიდან ორთქლი გადადის გადამხურებლის გავლით ორთქლის ტურბინის ნაკვეთურებში. აქედან გამოდინარე შეიძლება იყოს ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორი შეიძლება იყოს ორდოლიანი ან სამდოლიანი.

მაგალითისთვის მე-19 ნახ. ნაჩვენებია სტანდარტული სქემა და კომბინირებული ციკლის T-s დიაგრამა. ნახ. 20-ზე ნაჩვენებია სამწწვეიანი კომბინირებული ციკლის (STAG 109 FA) ტიპის დანადგარის ენერგობლოკის თბური სქემა დაბალანსებული პარამეტრებით.

საექსპლოატაციო პრობლემების თავიდან ასაცილებლად კომბინირებულ ციკლებში ამ ეტაპზე ზეკრიტიკული პარამეტრების ორთქლს, არ იყენებენ, რომელიც მოითხოვს გადახურებას ორთქლის ტურბინის ბოლო საფეხურებში ორთქლის ტენინაობის შემცირების მიზნით. ეს პროცესი ძნელი მისაღწევია სტანდარტული გაბარიტების ქვაბ-უტილიზატორებში. ზეკრიტიკული პარამეტრები მოითხოვს წყალქიმიურ რეჟიმების გამკაცრებას.



ნახ. 20. სამწწვეიანი კომბინირებული ციკლის (STAG 109 FA) სქემა.

## 1.8. სიმძლავრის უზრუნველყოფის პირობები

ზემოთ განსაზღვრული დამოკიდებულებები კომბინირებულ ციკლში შემავალი აირტურბინული ციკლი და ორთქლტურბინული ციკლის თერმულ მქ კოეფიციენტებს შორის ამარტივებს სიმძლავრის უზრუნველყოფის პირობების განსაზღვრას. ამ პირობებში იგულისხმება კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკის ისეთი კონფიგურაციის შედგენა, რომელშიც აირტურბინების სიმძლავრე საკმარისია, რათა ნამუშევარი აირების სითბომ მოგვცეს ორთქლის ტურბინის მუშაობისთვის საჭირო რაოდენობის და პარამეტრების ორთქლი ქვაბ-უტილიზატორში დამატებითი სათბობის წვის გარეშე.

1.2-ში მოყვანილი დამოკიდებულებების გამოყენებით შესაძლებელია ადვილად განვსაზღვროდ კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკის სიმძლავრის უზრუნველყოფის პირობები. ეს შეგვიძლია გავაკეთოთ შემდეგნაირად:

განვსაზღვროთ სასარგებლო მუშაობა იდეალურ ორთქლტურბინულ ციკლში, როგორც:

$$L_S = \eta_S \times Q_{1S}. \quad (1-16)$$

გავითვალისწინოთ, რომ

$$Q_{1S} = \eta_{SG} \times Q_{2G},$$

$$\text{ანუ} \quad L_S = \eta_S \times \eta_{SG} \times Q_{2G}. \quad (1-17)$$

თავის მხრივ:

$$\eta_G = 1 - Q_{2G}/Q_{1G},$$

$$\text{საიდანაც} \quad Q_{2G} = (1 - \eta_G) \times Q_{1G} = (1 - \eta_G) \times L_G/\eta_G$$

$$\text{და} \quad L_S = \eta_S \times \eta_{SG} \times (1 - \eta_G)/\eta_G \times L_G. \quad (1-18)$$

დავუშვათ ახლა, რომ აირტურბინული და ორთქლტურბინული ციკლის, ასევე ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორის მქ კოეფიციენტები არის შესაბამისად:  $\eta_G = 48\%$ ,  $\eta_S = 40\%$ ,  $\eta_{SG} = 85\%$ . მაშინ მივიღებთ სიმძლავრის უზრუნველყოფის პირობების განმსაზღვრელ

დამოკიდებულებას ორთქლისა და აირის ტურბინის სიმძლავრეებს (მუშაობებს) შორის:  $L_S = 0.368 \times L_G$ .

უკანასკნელის გათვალისწინებით კომბინირებული ციკლის სიმძლავრის ბალანსი შეგვიძლია ჩავწეროთ შემდეგნაირად:

$$L_S + L_G = 0.368 \times L_G + L_G = 1,$$

საიდანაც გამომდინარეობს, რომ იდეალურ კომბინირებულ ციკლში, რომელშიც არ იყენებენ დამატებითი სათბობის წვას ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორში, საერთო სიმძლავრის  $\square$  73% მიიღება (უნდა მიიღებოდეს) აირტურბინული დანადგარ(ებ)ით, ხოლო  $\square$  27% - ორთქლტურბინული დანადგარით. რეალურ ენერგობლოკებში ეს წილი მერყეობს შესაბამისად 61-68% და 32-39% ინტერვალებში.

### პირველი თავის დასკვნა

ნაშრომში აირისა და ორთქლის ციკლების, ასევე ქვაბ-უტილიზატორის მქ კოეფიციენტების ანალიზის საფუძველზე ნაჩვენებია აირტურბინული კომბინირებული ციკლის თერმული ეფექტიანობის გაზრდის მთავარი მიმართულება - აირის ციკლის საწყისი პარამეტრების გაზრდა; ამასთან, აირების საწყისი წნევის ზრდა ამცირებს ნამუშევარი აირების ტემპერატურას და ზღუდავს ორთქლის ციკლის საწყისი წნევის ზრდას, აირების წნევის შემცირება კი პირიქით, ზრდის ნამუშევარი აირების ტემპერატურას და აფართოებს ორთქლის საწყისი წნევის შერჩევის დიაპაზონს;

აირების საწყისი ტემპერატურის გაზრდით კომბინირებული ციკლის თერმული მქ კოეფიციენტი განუხრელად იზრდება. მიუხედავად ამისა, რეალური დანადგარების ოპტიმიზაციისთვის უნდა გავითვალისწინოთ აირტურბინებისა და ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორების ლითონის მხურვალმტკიცობის შეზღუდვები, ასევე ტენიანობის გავლენა ორთქლის ტურბინის ბოლო საფეხურების სიმტკიცეზე.

## თავი 2. თბოელექტროსადგურების ენერგობლოკებისა და დანადგარების ეკონომიურობის მაჩვენებლები

### 2.1. შესავალი

თბოელექტროსადგურების ენერგობლოკების ეკონომიურობის მაჩვენებლები უმნიშვნელოვანესი პარამეტრებია, რომელთა საშუალებითაც ერთმანეთთან ადარებენ სხვადასხვა ტიპის ენერგობლოკების ეფექტიანობას, მათი მუშაობის რეჟიმებს; აკეთებენ დასკვნებს სადგურების გაუმჯობესებისა და გაფართოების შესახებ, ახორციელებენ ექსპლუატაციის პროცესის მათვას, აანალიზებენ მუშაობის წლიურ მაჩვენებლებს, ადგენენ სამოქმედო ენერგეტიკულ და სტრატეგიულ გეგმებს მოკლე და ხანგრძლივი პერიოდებისთვის, გეგმავენ დანადგარების შეკეთებისა და მომსახურების ღონისძიებებს, განსაზღვრავენ ელექტროსადგურის საპროგნოზო მაჩვენებლებს, იღებენ გადაწყვეტილებას ელექტროსადგურის ლიკვიდაციის შესახებ და ა.შ. ეკონომიკური მაჩვენებლების განსაკუთრებული შინაარსობრივი დატვირთვა მოთხოვს მკაცრ ფორმულირებებს მათი განსაზღვრისთვის, რათა მიდგომა და შეფასების მეთოდოლოგია, რომელსაც იყენებენ თბოელექტროსადგურების ექსპლუატაციაში, იყოს უნიფიცირებული და ექვემდებარებოდეს სტანდარტულ რეგლამენტს.

ნაშრომის პირველ თავში მოყვანილი მასალა, რომელიც ეხებოდა თერმოდინამიკური ციკლების სითბური ეფექტიაობის (თერმული მქ კოეფიციენტის) ფორმულირებისა და შეფასების საკითხებს, განკუთვნილია ზოგადი ანალიზისთვის, რომლის მიხედვითაც შესაძლებელია ენერგობლოკების, როგორც თერმოდინამიკური ციკლების, შედარება, ასევე ეფექტური რეჟიმული გარემოებების გამოვლენა, ექსპლუატაციის რაციონალური პრინციპების განსაზღვრა და ტექნიკური შეზღუდვებისა და შესაძლებლობების საზღვრების დადგენა. ეკონომიკური მაჩვენებლები კი



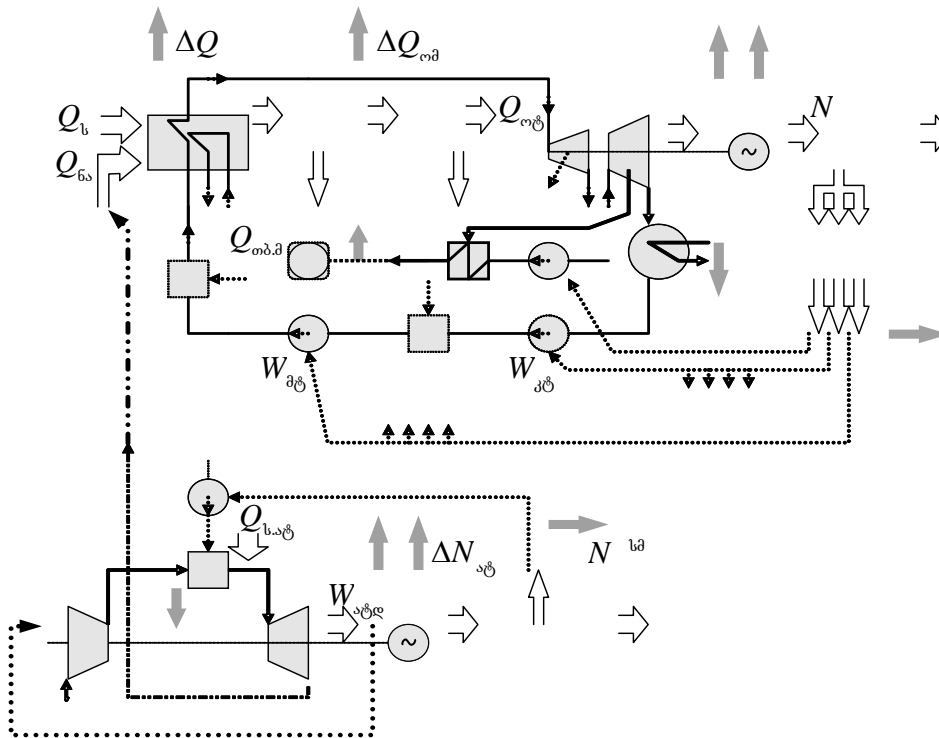
უნდა ითვალისწინებდეს ენერგობლოკის ეფექტიანობის განმსაზღვრელ დეტალურ პარამეტრებს - სითბოსა და ელექტროენერგიის დანახარჯს დამხმარე მოწყობილობებზე (ელექტრული და სითბური ენერგიის საკუთარ მოხმრებას); ინფრასტრუქტურის ექსპლუატაციის თავისებურებებს, კლიმატისა და ეკოლოგიური მოთხოვნების გავლენას სადგურის მუშაობაზე, ენერგობლოკების ძირითადი დანადგარების კვანძებისა და სისტემების ეფექტიანობის განცალკევებულ მაჩვენებლებს და სხვა.

ნაშრომში ენერგობლოკების ეკონომიურობის მაჩვენებლების უნიფიცირებისთვის გამოყენებულია მასალა, რომელიც მოყვანილია [6,3] - ში. აქ მაჩვენებლები დეტალიზებულია ენერგობლოკების (მათ შორის კომბინირებული და კოგენერაციული ციკლის) ცალკეული დანადგარების მიხედვით, რაც აადვილებს ენერგობლოკის საერთო ეკონომიურობაზე მათი გავლენის შეფასებას.

## **2.2. ეკონომიურობის მაჩვენებლები კომბინირებული ციკლის დანადგარებისთვის**

ქვემოთ განხილული და ფორმულირებულია ეკონომიურობის მაჩვენებლები ორთქლაირის კომბინირებული ციკლისთვის, რომელიც ითვალისწინებს ელექტრული და სითბური ენერგიის ერთდროულ გამომუშავებას - კოგენერაციას. აქ მოცემული დამოკიდებულებების შემდგომი გამარტივებით მიიღება ეკონომიურობის მაჩვენებლები კერძო შემთხვევისთვის - კონდენსაციური ენერგობლოკებისთვის (მხოლოდ ელექტროენერგიის გამომუშავების ენერგობლოკისთვის).

ფორმულირების თვალსაჩინოებისთვის 21-ე ნახაზზე ნაჩვენებია ენერგობლოკის ენერგეტიკული ბალანსის სქემა, რმელზეც გამოყენებულია იგივე აღნიშვნები, რაც [6]-ში.



ნახ. 21. ორთქლაირის ციკლი კოგენერაციით

### 2.3 აირი-ორთქლის კომბინირებული ციკლი კოგენერაციის გარეშე (აოკც)

ასეთ ციკლში იყენებენ ე.წ. კონდენსაციური ტიპის ორთქლის ტურბინას, რომლითაც ხორციელდება მხოლოდ ელექტროენერგიის გამომუშავება (და არა სითბოსი და ელექტროენერგიის ერთად). კონდენსაციური ტიპის ტურბინებს არ აქვთ ორთქლის რეგულირებადი ართმევეები, რომლითაც კოგენერაციულ ციკლებში სითბური ენერგია მიიღებოდა. აქ სადენ ნაწილში მიწოდებული ორთქლის მხოლოდ ნაწილი აირთმევა მკვებავი წყლის რეგენერაციულ შეთბობაზე, დანარჩენი კი (ორთქლის დიდი ნაწილი) გადადის კონდენსატორში. აქედან მომდინარეობს ტურბინის ტიპის დასახელებაც - კონდენსაციური ტურბინა.

აირი-ორთქლის ციკლში, როგორც უკვე აღვნიშნეთ, არ ხდება დამატებითი სათბობის წვა, ანუ  $Q_6=0$ . ასეთი ციკლის ენერგობლოკის ელექტრული მქ კოეფიციენტი ბრუტო განისაზღვრება გამოსახულებით:

$$\eta_{\text{ავტ}}^{\text{ბრ}} = \eta_{\text{ავტ}}^{\text{მრ}} \times \left(1 + N_{\text{ტვ}}^{\text{ბრ}}/N_{\text{ავტ}}^{\text{ბრ}}\right) \quad (2-1)$$

ის ასევე მიიღება  $Q_{\text{თბ}}=0$  და  $Q_6=0$  პირობების გათვალისწინებით.

აღსანიშნავია, რომ ეკონომიურობის მაჩვენებლების განსაზღვრისთვის არა ბლოკური შეთანწყობის თბოელექტროსადგურებზე (ასეთ სადგურებს განიკავშირებიანს უწოდებენ) ენერჯის დანახარჯები და დანაკარგები ნაწილდება დანადგარებს შორის მათი სიმძლავრეების ან მოხმარებული სათბობის რაოდენობების პროპორციულად; ენერჯის საკუთარი მოხმარება მკვებავი ტუმბოების მიერ და მასთან დაკავშირებული სათბობის დანახარჯები ნაწილდება ქვაბდანადგარებს შორის ორთქლმწარმოებლურობის პროპორციულად; საცირკულაციო წყლის ტუმბოების საკუთარი მოხმარების დანახარჯები ნაწილდება ტურბოგენერატორებს შორის გამომუშავებული ელექტროენერჯის პროპორციულად და ა.შ.

### მეორე თავის დასკვნა

დადგენილია, რომ ენერგობლოკის ეკონომიურობის მაჩვენებლების საანგარიშო გამოსახულებები, რომლებიც მიღებულია სითბური ნაკადების სქემების ანალიზის საფუძველზე, შესაძლებელია წარმატებით იქნეს გამოყენებული თბოელექტროსადგურების სითბური ეკონომიურობის წლიური მაჩვენებლების ანგარიშების შესადგენად.

## თავი 3. აირტურბინული დანადგარის სითბური გაანგარიშების მეთოდოლოგია

### 3.1. შესავალი

აირტურბინული დანადგარის ენერგეტიკული მაჩვენებლების განსაზღვრის სტანდარტული მეთოდი მისი სითბური გაანგარიშებაა. ამ დროს დგინდება ყველა მაჩვენებელი, რომლითაც შესაძლებელია შეფასდეს აირტურბინული დანადგარი, როგორც ენერგეტიკული ობიექტი, რომელშიც სათბობის ქიმიური გარდაქმნის გზით ჯერ მექანიკური, ხოლო შემდეგ ელექტრული ენერგია მიიღება.

აირტურბინული დანადგარის სითბური გაანგარიშება ითვალისწინებს ჰაერის კომპრესორის, წვის კამერ(ებ)ის, ძალოვანი ტურბინისა და მისი ელექტროგენერატორთან გაერთიანების ენერგეტიკული მაჩვენებლების განსაზღვრას. თერმოდინამიკური პროცესები, რომელთა ფარგლებშიც განისაზღვრება მუშა სხეულის პარამეტრები, შესრულებული მუშაობა და მიღებული ან გაცემული სითბური ენერგიები, არის ადიაბატური კუმშვა, იზობარული წვა, ადიაბატური გაფართოება და იზობარული გაცივება. გაანგარიშების დროს სარგებლობენ ცალკეული დაშვებებით და პარამეტრებით (მაგალითად, კომპრესორის და აირტურბინის პოლიტროპული მქ კოეფიციენტებით, წვენი დანაკარგებით აირსადენ ტრაქტში, ელექტროგენერატორის ელექტრული მქ კოეფიციენტით და სხვა), რომელთა მნიშვნელობებს იღებენ ექსპლუატაციაში დაგროვილი გამოცდილების საფუძველზე, რათა თავიდან აიცილონ გართულებული გაანგარიშებები, რომელთა გაზრდილი სიზუსტე აღემატება მოთხოვნებს, წაყენებულს ასეთი გაანგარიშების მიმართ, და არ ცვლის შედეგების საერთო სურათს.

დასმული ამოცანის შინაარსისა და გადაწყვეტის თანმიმდევრობის (ალგორითმის) მიხედვით გაანგარიშება შეიძლება იყოს სამოწმებელი ან

გეგმარებითი, რომელშიც მოითხოვება ტურბინის სქემების, კონსტრუქციის, კვანძების ზომის, ფორმების (მაგალითად, ნიჩბიე პროფილების), საიმედოობისა, დანადგარის სამანევრო და სხვა მაჩვენებლების განსაზღვრა საჭიროებს იმისათვის, რომ აირტურბინულმა ენერგობლოკმა უზრუნველყოს მოთხოვნილი სიმძლავრე მუშაობის მინიმალური სათბობის დანახარჯით სხვადასხვა რეჟიმზე. ცხადია, სამოწმებელი სითბური გაანგარიშება უფრო მარტივად ტარდება, ვიდრე გეგმარებითი და იძლევა ამომწურავ პასუხებს დანადგარის ენერგეტიკული მაჩვენებლების შესახებ, მაგრამ მისი (გაანგარიშების) ჩატარება შესაძლებელია მხოლოდ უკვე გაგეგმარებული დანადგარებისთვის და მხოლოდ კონკრეტული პირობებისთვის, რომელიც ცნობილი უნდა იყოს, როგორც საწყისი მონაცემები.

სამუშაოს ფარგლებში შევჩერდებით აირტურბინული დანადგარის სამოწმებელი სითბური გაანგარიშებაზე და მოვიყვანთ მისი მსვლელობის თანმიმდევრობას (მეთოდუკას) საანგარიშო ფორმულიების ჩვენებით.

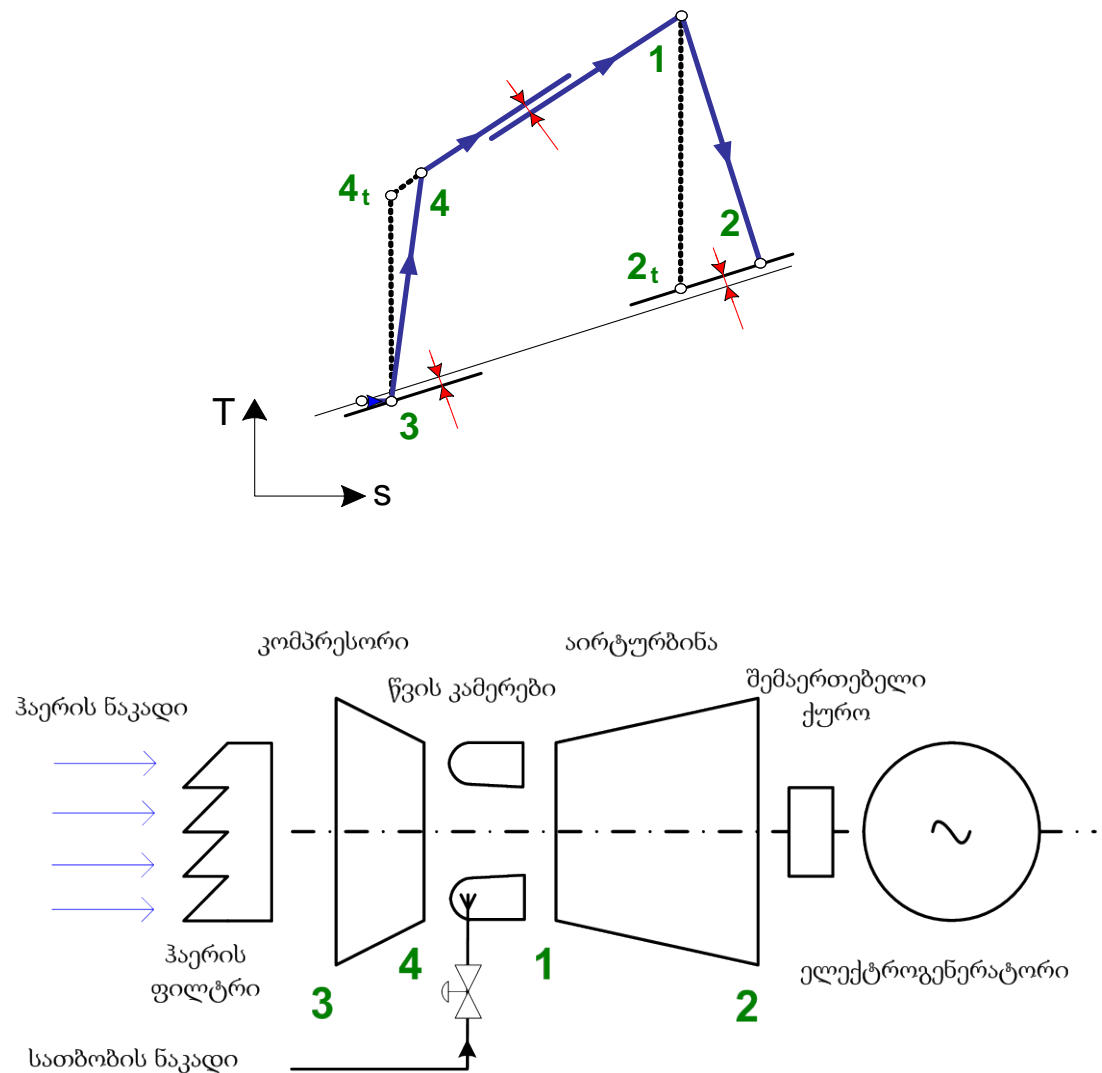
### **3.2. სამოწმებელი სითბური გაანგარიშება**

აირტურბინების სამოწმებელ სითბურ გაანგარიშებას ატარებენ დანადგარების სიმძლავრისა და ეკონომიურობის მაჩვენებლების განსაზღვრისთვის კონკრეტულ პირობებში. ამ დროს საწყისი მონაცემების სახით იყენებენ მონაცემებს, რომელსაც განსაზღვრავს დანადგარების მწარმოებელი ე.წ. სტანდარტული პირობებისთვის. ასეთი (სტანდარტული) პირობების ზუსტი ფორმულირება მოეთხოვება ყველა კონკრეტულ მწარმოებელს - მან დანადგარს უნდა დაურთოს ძირითადი ტექნიკური მაჩვენებლები, რომლებიც მიიღწევა დანადგარზე სტანდარტულ პირობებში. ეს მაჩვენებლები სამოწმებელ სითბურ გაანგარიშებებში გამოიყენება, როგორც საწყისი მონაცემები.

თავის მხრივ, სტანდარტული პირობები უნდა იყოს ერთნაირი ყველა მწარმოებლისთვის, რათა პოტენციურმა მყიდველმა შეძლოს მათ მიერ შემოთავაზებული დანადგარების შედარება და სწორი გადაწყვეტილების მიღება დანადგარების შესაძენად.

ენერგეტიკული დანადგარების ექსპლუატაციაში სტანდარტულ პირობებად მიღებულია: ფარდობითი ტენიანობა არის 60%, აბსოლუტური წნევა - 101.325 კპა (1 ატმ, 14.696 ფ.კვ.დ), ხოლო ტემპერატურა - 15 °C,

დანართი [6] მოცემულია აირტურბინული დანადგარის სამოწმებელი სითბური გაანგარიშების მეთოდის General Electric-ის აირტურბინული დანადგარი მოდელი 6F3 PG6111-ის.



ნახ. 22. აირტურბინული ციკლის დანადგარის საანგარიშო სქემა.

დანართი [6] მოცემული მაგალითით შესაძლებელია, გაანგარიშების შედეგები განსხვავდებოდეს ქარხნული მონაცემებისგან, რაც დასაშვებია საინჟინრო გაანგარიშებებისთვის.

აირტურბინული დანადგარების სამოწმებელი გაანგარიშებისას განსაკუთრებული ყურადღება უნდა მიექცეს მუშაობის პირობებს, რამდენადაც ტურბინის შესაძლებლობები მნიშვნელოვნადაა დამოკიდებული გარემოს ტემპერატურაზე, წნევაზე, ტენიანობაზე, სათბობის თბოუნარიანობასა და სხვა პარამეტრებზე. არ არსებობს ენერგეტიკული დანადგარი, რომელიც ისე მოწყვლადი იყოს გარემოს მხრიდან, როგორც აირტურბინა. ის განსაკუთრებულად მგრძობიარეა ჰაერის ტემპერატურისა და წნევის მიმართ, რაც განსაზღვრავს ენერჯის დანახარჯს კომპრესორში, რომელშიც ჰაერი იკუმშება წვის კამერებში შესვლამდე. ამ დანახარჯზეა დამოკიდებული დანადგარის ენერგეტიკული ეფექტიანობა მარტივ (მონო) ციკლში. ტემპერატურების სეზონური განსხვავების გამო აირტურბინის მქ კოეფიციენტი ზამთარში უფრო მაღალია, ვიდრე ზაფხულში - ენერჯის დანახარჯი ზამთარში ცივი ჰაერის შეკუმშვაზე უფრო ნაკლებია, ვიდრე თბილი ჰაერის კუმშვაზე ზაფხულის პერიოდში; მაღალი ატმოსფერული წნევა ასევე აუმჯობესებს დანადგარის ეფექტიანობას, რადგანაც ჰაერის შეკუმშვისთვის დახარჯულ ენერჯიას განსაზღვრავს სხვაობა კომპრესორიდან გამოსული და მასში შესული ჰაერის წნევებს შორის - რაც მეტია ეს სხვაობა, მით მეტია ჰაერის კუმშვაზე დახარჯული ენერჯია და ნაკლებია აირტურბინის ეფექტიანობა. წნევების სხვაობას კი, როდესაც კომპრესორიდან გამოსული ჰაერის წნევა მუდმივი სიდიდეა (ამას მოთხოვს წვის კამერის მუშაობის პირობები), განსაზღვრავს ატმოსფერული წნევა და ჰაერის ფილტრების მდგომარეობა კომპრესორის შეწოვის ტრაქტში (წნევის დანაკარგი ფილტრებში დინებისას). იგივე მიზეზით აირტურბინის შესაძლებლობებზე გავლენას ახდენს ზღვის დონიდან მისი განთავსების სიმაღლე, რაც განსაზღვრავს ბარომეტრულ (ატმოსფერულ) წნევას და სხვა.

ზემოაღნიშნულიდან გამომდინარე ცხადია, რომ აირტურბინის მუშაობის მაჩვენებლები განსხვავებული იქნება სტანდარტულ და რეალურ პირობებში. განსხვავების გასათვალისწინებლად იყენებენ მასწორებელ კოეფიციენტებს, რომელთა სიდიდეებს განსაზღვრავენ ქვემოთ მოყვანილი მოსაზრებების საფუძველზე.

### 3.3. აირტურბინის მაჩვენებლების შესწორება სტანდარტულისგან გადახრილ პირობებში

აირტურბინის მაჩვენებლების მასწორებელ კოეფიციენტებს განსაზღვრავენ შემდეგნაირად. აირტურბინული დანადგარის ბრუტო სიმძლავრეს განიხილავენ, როგორც რამდენიმე დამოუკიდებელი ცვლადის ფუნქციას:

$$N_{\text{ბრ}}^{\text{ბრ}} = N(t, p, \varphi, Q, t_s) \quad (3-1)$$

სადაც  $t$ ,  $p$ ,  $\varphi$  - შესაბამისად ჰაერის ტემპერატურა, წნევა და ფარდობითი ტენიანობაა, ხოლო  $Q$  და  $t_s$  სათბობის თბოუნარიანობა და ტემპერატურა. ეს ის პარამეტრებია, რომლებიც განსაკუთრებულ გავლენას ახდენენ ტურბინის მაჩვენებლებზე.

ჩაწერენ (3-1) ფუნქციის სრულ დიფერენციალს:

$$dN = \frac{\partial N}{\partial t} \times dt + \frac{\partial N}{\partial p} \times dp + \frac{\partial N}{\partial \varphi} \times d\varphi + \frac{\partial N}{\partial Q} \times dQ + \frac{\partial N}{\partial t_s} \times dt_s \quad (3-2)$$

სადაც  $N \equiv N_{\text{ბრ}}^{\text{ბრ}}$  არის სიმძლავრე ბრუტო;  $t \equiv t_3$  - გარემო ჰაერის ტემპერატურა;  $p \equiv p_3^*$  - ატმოსფერული წნევა;  $\varphi$  - ფარდობითი ტენიანობა;  $Q \equiv Q_{\text{ულ}}^{\text{ბ}}$  - სათბობის თბოუნარიანობა;  $t_s$  - სათბობის ტემპერატურა.

საქარხნო გამოცდებიდან ცნობილია, რომ ამ პარამეტრებზე დანადგარის სიმძლავრე წრფივადაა დამოკიდებული, რაც ნიშნავს იმას, რომ სამართლიანია შემდეგი ტოლობები:

$$\frac{\partial N}{\partial t} = \frac{N}{t}; \frac{\partial N}{\partial p} = \frac{N}{p}; \frac{\partial N}{\partial \varphi} = \frac{N}{\varphi}; \frac{\partial N}{\partial Q} = \frac{N}{Q}; \frac{\partial N}{\partial t_s} = \frac{N}{t_s} \quad (3-3)$$

უკანასკნელის გათვალისწინებით (3-2)-დან გამომდინარე:



$$\frac{dN}{N} = \frac{dt}{t} + \frac{dp}{p} + \frac{d\varphi}{\varphi} + \frac{dQ}{Q} + \frac{dt_b}{t_b} \quad (3-4)$$

ამ გამოსახულების ინტეგრება ინტერვალში და სტანდარტულიდან ნამდვილ მდგომარეობამდე იძლევა გამოსახულება:

$$\int_{t_3}^{t_{58}} \frac{dN}{N} = \int_{t_3}^{t_{58}} \frac{dt}{t} + \int_{p_3}^{p_{58}} \frac{dp}{p} + \int_{\varphi_3}^{\varphi_{58}} \frac{d\varphi}{\varphi} + \int_{Q_3}^{Q_{58}} \frac{dQ}{Q} + \int_{t_b}^{t_{b,58}} \frac{dt_b}{t_b} \quad (3-5)$$

სადაც

$$\ln \frac{N_{58}}{N_{t_3}} = \ln \left( \frac{t_{58}}{t_{t_3}} \times \frac{p_{58}}{p_{t_3}} \times \frac{\varphi_{58}}{\varphi_{t_3}} \times \frac{Q_{58}}{Q_{t_3}} \times \frac{t_{b,58}}{t_{b,t_3}} \right) \quad (3-6)$$

სამოწმებელ გაანგარიშებაში გამოყენებულ აღნიშვნებზე ამ ფორმულიდან (3-6)-დან გადასვლით:

$$N_{t_3}^{58} = N_{t_3,t_3}^{58} \times \frac{t_3}{t_{3,t_3}} \times \frac{p_3^*}{p_{3,t_3}^*} \times \frac{\varphi}{\varphi_{t_3}} \times \frac{Q_{58}^{\sigma}}{Q_{3,t_3}^{\sigma}} \times \frac{t_b}{t_{b,t_3}} \quad (3-7)$$

შემოაქვთ აღნიშვნები

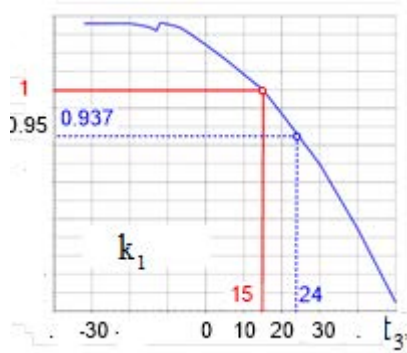
$$k_1 = t_3/t_{3,t_3}, k_2 = p_3^*/p_{3,t_3}^*, k_3 = \varphi/\varphi_{t_3}, k_4 = Q/Q_{t_3}, k_5 = t/t_b$$

რის შედეგადაც საბოლოოდ იღებენ:

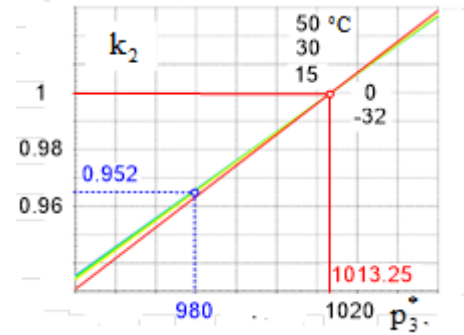
$$N_{t_3}^{58} = N_{t_3,t_3}^{58} \times k_1 \times k_2 \times k_3 \times k_4 \times k_5 \quad (3-8)$$

ამ ფორმულით, რომელიც აირტურბინული დანადგარის სტანდარტული მაჩვენებლები გადაჰყავთ ნამდვილ მაჩვენებლებზე. მასში გამოყენებული კოეფიციენტები დგინდება საქარხნო და სპეციალური საექსპლუატაციო გამოცდების გზით. გამოცდის შედეგებს დანადგარების მწარმოებლები, როგორც წესი, გრაფიკების სახით იძლევიან - ნახ. 23.

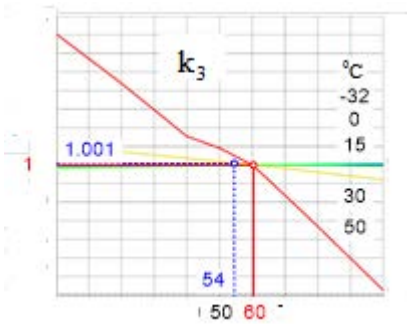
ამ გრაფიკებზე არ არის ნაჩვენები ყველა ის კოეფიციენტი, რომელიც გამოიყენება მაჩვენებლების გადაანგარიშებისთვის, მაგალითად, შესწორება ლილვის ბრუნთა რიცხვზე, წნევების დანაკარგზე ჰაერის და აირების ტრაქტში, დატვირთვაზე და სხვა. თუმცა, კოეფიციენტების გამოყენების მეთოდში გარკვევისთვის მოცემული გრაფიკები სრულიად საკმარისია.



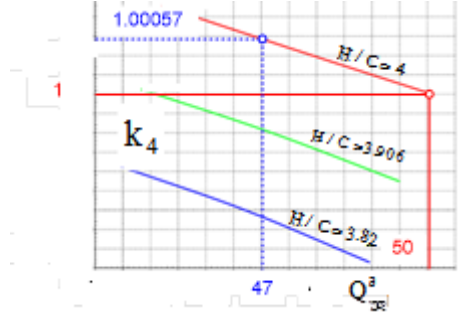
ა) გარემოს ტემპერატურაზე შესწორება



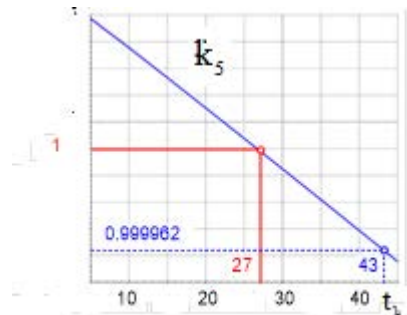
ბ) ატმოსფერულ წნევაზე შესწორება



გ) ფარდობით ტენიანობაზე შესწორება



დ) სათბობის თბოუნარიანობაზე შესწორება



ე) სათბობის ტემპერატურაზე შესწორება

**ნახ. 23. აირტურბინული PG6111 დანადგარის სიმძლავრის მასწორებელი კოეფიციენტები.**

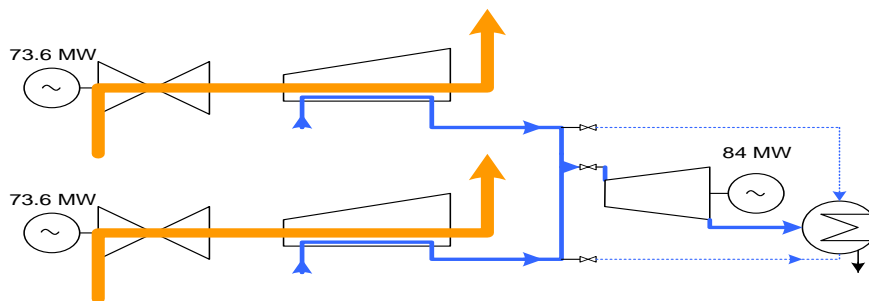
აირტურბინული დანადგარის სამოწმებელი სითბური გაანგარიშებისა და ნატურალურ პირობებზე დაყვანის ზემომოყვანილი მეთოდიკა კვლევებში გამოყენებული იყო განსხვავებული ამოცანების გადასაწყვეტად. გაანგარიშებითი კვლევის ერთიანი მეთოდიკა უზრუნველყოფდა შედეგების მსგავსებას მეთოდოლოგიური ცდომილების თვალსაზრისით და იძლეოდა მათი განზოგადების შესაძლებლობას სხვადასხვა პირობებისთვის.

მეთოდის პირველი აპრობაცია, რომელიც განხორციელდა სამუშაოს ფარგლებში, ითვალისწინებდა გარდაბანი-1 თბოელექტროსადგურის ეკონომიურობის საპროექტო მაჩვენებლების გაანგარიშებებს და მიღებული შედეგების დაყვანას (გადაანგარიშებას) ნამდვილ საექსპლუატაციო მაჩვენებლებზე. ამ გზით უნდა შემოწმებულიყო სადგურში სათბობის წლიური მოხმარების აღრიცხული მონაცემებისა და კუთრი ხარჯის (ბუნებრივი აირის კუთრი ხარჯი ელექტროენერჯის გამომუშავებაზე) მაჩვენებლების სანდოობა.

ქვემოთ მოცემულია მასალა, რომელშიც აღწერილია აღნიშნული აპრობაციის შედეგი გარდაბანი-1 კომბინირებული ციკლის თბოელექტროსადგურისთვის.

### 3.4. კომბინირებული ციკლის თბოელექტროსადგური გარდაბანი-1

კომბინირებული ციკლის თბოელექტროსადგური გარდაბანი-1 არის 231,2 მგვტ სიმძლავრის ერთიანი ენერგეტიკული ბლოკი GE206FA პლატფორმაზე, რომლის სტრუქტურაა  $1 \times (2+2+1)$ . ის აერთიანებს 2 აირტურბინას, 2 ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორს და 1 ორთქლის ტურბინას. სადგურის მუშაობის საანგარიშო (საპროექტო) ხანგრძლივობაა 7000 სთ/წ. მისი სტრუქტურული სქემა ნაჩვენებია 24-ე ნახაზზე.



ნახ. 24 კომბინირებული ციკლის თბოელექტროსადგური გარდაბანი-1 (GE206 FA ენერგობლოკის სტრუქტურული სქემა; დადგმული სიმძლავრე - 231.2 მგვტ)

### თბოელექტროსადგურის ძირითადი დანადგარები:

- აირის ტურბოგენერატორი GT11 დანადგარი 73.6 მგვტ
- აირის ტურბოგენერატორი GT12 დანადგარი 73.6 მგვტ
- ორთქლის ტურბოგენერატორი STG დანადგარი 84.0 მგვტ
- თბოელექტროსადგურის დადგმული სიმძლავრე 231.2 მგვტ
- ტრანსფორმატორების დადგმული სიმძლავრე შეადგენს 250/310 მგვა
- ელექტროენერჯის საკუთარი მოხმარება შეადგენს 7.0 მგვტ
- საანგარიშო წლიური გამოუშვება არის 1.618 მლრდ.კვტ\*სთ
- ელექტრული მ.ქ. კოეფიციენტი ტოლია ნეტო 53.8%
- ელექტრული მ.ქ. კოეფიციენტი ტოლია ბრუტო 55.5%.

### **რეჟიმული თავისებურებები**

თბოელექტროსადგურის ბრუტო სიმძლავრის საანგარიშო დიაპაზონი გარემოს ტემპერატურაზე დამოკიდებულებით იცვლება 252.794 მგვტ–დან  $[(-)20^{\circ}\text{C}-\text{ზე}]$  189.143 მგვტ–მდე  $[(+41^{\circ}\text{C}-\text{ზე})]$ , რასაც შეესაბამება სიმძლავრე ნეტოს ცვლილების ინტერვალი 241.405 მგვტ–დან 179.503 მგვტ–მდე (ასეთი ცვალებადობა ბუნებრივადაა გამოწვეული აირტურბინების მუშაობის თავისებურებებით – მათი სიმძლავრის დამოკიდებულებით გარემოს ტემპერატურაზე, ტენიანობაზე და სხვ.).

გარანტირებულ გასაცემ სიმძლავრეს განსაზღვრავენ თბოელექტროსადგურის არასრული დატვირთვით მუშაობის რეჟიმების 1. ცხრილიდან. ის შეადგენს არანაკლებ 162 მგვტ–ს და შეესაბამება  $25^{\circ}\text{C}$  გარემოს ტემპერატურას (არასრული დატვირთვების ცხრილი მოწოდებულია ქარხანა–დამამზადებლის მიერ და დაწარმოადგენს საორიენტაციო სიმძლავრეების ნაკრებს); თბოელექტროსადგურში ასეთი სიმძლავრე მიიღწევა ორი აირტურბინის და ორი ორთქლის ქვაბ–უტილიზატორის 75%–ით დატვირთვის და ორთქლის ტურბინის 80%–ით დატვირთვის პრობებში. გარანტირებული სიმძლავრის უზრუნველყოფის

პერიოდია 300 დღ-ღ/წ, რომელიც მოიცავს 292 დღ-ღ/წ (7000 სთ/წ) შეუფერხებელ მუშაობას და 8 დღ-ღ/წ რეზერვში დგომას.

სადგურის საექსპლუატაციო ციკლის საანგარიშო სქემაა: 365 დღ-ღ/წ = 292 დღ-ღ/წ შეუფერხებელი მუშაობა + 8 დღ-ღ/წ რეზერვში დგომა + 53 დღ-ღ/წ გეგმიური/კაპ. რემონტები + 12 დღ-ღ/წ შესაძლო იძულებითი გაჩერებები.

### მუშაობის წლიური მაჩვენებლები

კომბინირებული ციკლის ელექტროსადგურის მუშაობის მაჩვენებლები 2015 წლის ოქტომბრიდან 2016 წლის ოქტომბრამდე პერიოდში ნაჩვენებია 3.4 ცხრილში. ცხრილიდან ჩანს, რომ ელექტროსადგურის ყოველთვიური დატვირთვები ნაკლებია დადგმულ სიმძლავრესთან შედარებით. საშუალო წლიური სიმძლავრე შეადგენს 196.95 მგვტ-ს, რაც დადგმული სიმძლავრის 85%-ია. ასევე არასრულია დატვირთვები ხანგრძლივობის მიხედვით.

3. ცხრილში მოცემულია დადგმული სიმძლავრის გამოყენების მაჩვენებლები თვეების მიხედვით. ცხრილიდან ჩანს, რომ დადგმული სიმძლავრის გამოყენების ეფექტიანობა საშუალოდ 47 %-მდეა, რაც ასევე დაბალი მაჩვენებელია მაღალი სითბური ეფექტურობის მქონე საბაზისო ელექტროსადგურისთვის.

**ცხრილი 1. გარდაბანი-1 კომბინირებული ციკლის თბოელექტროსადგურის არასრული დატვირთვით მუშაობის რეჟიმების ცხრილი**

აირტურბინა მუშაობაში	დატვირთვა	აირტურბინის სიმძლავრე ბრუტო	ორთქლის ტურბინის სიმძლავრე ბრუტო	სადგური სიმძლავრე ბრუტო	საკუთარი მოხმარება	სადგური სიმძლავრე ნეტო	მ.კ. ბრუტო
ცალი	%	მგვტ	მგვტ	მგვტ	მგვტ	მგვტ	%
2	75	63.441	71.562	198.444	9.807	188.637	51.8%
2	75	63.393	71.800	198.586	9.791	188.795	52.0%
2	75	59.911	70.811	190.633	9.808	180.825	52.7%
2	75	56.536	69.258	182.330	9.503	172.827	52.5%
2	75	52.737	65.946	171.420	9.162	162.258	51.8%
2	75	45.666	58.644	149.976	8.550	141.426	48.9%

სიმძლავრის არაეფექტურად გამოყენების ძირითადი მიზეზია წყვეტა გამომუშავების მოთხოვნაში ელექტროსისტემის/სადისპეტჩეროს მხრიდან.

რაც შეეხება სადგურის სითბურ ეფექტიანობას, მუშაობის მოცემულ პირობებში, ისიც შემცირებულია და, თუ საწვავი გაზის (ბუნებრივი აირი) კუთრი ხარჯის მიხედვით ვიმსჯელებთ, შეადგენს 0.19788 სტ.მ<sup>3</sup>/(კვტ\*სთ)-ს ნაცვლად საპროექტო სიდიდისა - 0.18031 სტ.მ<sup>3</sup>/(კვტ\*სთ). თუმცა, განსხვავებით სიმძლავრის გამოყენების ეფექტურობისგან, ამის მიზეზები ძირითადად ობიექტურია და უკავშირდება სადგურის დანადგარების სიმძლავრის და ეფექტიანობის დამოკიდებულებას გარემოს ტემპერატურასთან. აირტურბინებისთვის ეს დამოკიდებულება ცალსახაა - მათი სიმძლავრე მატულობს გარემოს

**ცხრილი-2. გარდაბანი-1 კომბინირებული ციკლის თბოელექტროსადგურის მუშაობის მაჩვენებლები  
(2015 წლის ოქტომბრიდან 2016 წლის ოქტომბრამდე)**

	Oct-15	Nov-15	Dec-15	Jan-16	Feb-16	Mar-16	Apr-16	May-06	Jun-16	Jul-16	Aug-16	Sep-16	Sep-15	Total/Average
დადგმული სიმძლავრე, მგვტ	231.2	231.2	231.2	231.2	231.2	231.2	231.2		231.2		231.2	231.2	231.2	231.2
ელექტროსადგურის საშუალო ქონებულ სიმძლავრე, მგვტ	218.58	218.79	223.42	224	225	229.6	221		207.0		200.06	199.13	148.06	210.4
ნამუშევარი საათები	460	641	599	744	527	732	643		19		233	569	22	5,189
ელექტროსადგურის საშუალო აქტიური სიმძლავრე, მგვტ	189.6	212.8	216.4	209.3	208.8	181.4	175.7		152.6		195.7	186.3	117.4	196.95
ელ. ენერჯის გამოთქმვა, კვტ*სთ	87,237,263	136,430,138	129,630,364	155,750,137	110,040,964	132,793,474	113,002,304		2,898,597		45,600,099	106,010,880	2,582,229.38	1,021,976,448
გაზის თბოუნარიანობა (უდაბლესი), კვტ*მ3	17,481,629	26,076,538	25,772,380	30,483,901	20,995,698	26,979,760	22,444,145		627,787		9,354,281	20,927,328	1,087,557	202,231,004
გაზის ხარჯი, სტ. მ3	35,282	35,331	35,232	35,216	35,237	35,349	35,329		35,182		35,182	35,112	35,182	35,239
დადგმული სიმძლავრის გამოყენების ეფექტიანობა	50.72%	81.96%	75.36%	90.55%	68.38%	77.20%	67.88%		1.74%		26.51%	63.68%	1.55%	46.51%
გაზის სიმკვრივე, კგ/სტ.მ3	0.737	0.741	0.734	0.738	0.758	0.754	0.772		0.741		0.741	0.7588	0.741	0.747
გაზის ფაქტ. ხე. ხარჯი გამომუშ. ელ.ენერჯიაზე, სტ.მ3/კვტ.სთ	0.200	0.191	0.199	0.196	0.191	0.203	0.199		0.217		0.205	0.1974	0.421	0.19788
ელექტროსადგურის მ.ქ. კოეფიციენტი ბრუტო, %	50.9%	53.3%	51.4%	52.2%	53.5%	50.1%	51.3%		47.2%		49.9%	51.9%	24.3%	51.6%
პირობითი სათბობის ფაქტ. ხე. ხარჯი გამომუშ. ელ.ენერჯიაზე, გ.ა.ს./კვტ.სთ														238
პირობითი სათბობის ფაქტ. წლიური ხარჯი, ათსი ტ.ა.ს.														243
გაზის წლიური ხარჯი, ათსი ტ.														151

**ცხრილი-3. დადგმული სიმძლავრის გამოყენების მაჩვენებლები**

საშ. და დადგმ. სიმძლ. შეფარდება	82.03%	92.06%	93.60%	90.55%	90.31%	78.47%	76.01%		65.99%		84.65%	80.58%	50.77%	85.19%
ნამუშევარი და ასტრონომიული საათების შეფარდება	61.83%	89.03%	80.51%	100.00%	75.72%	98.39%	89.31%		2.64%		31.32%	79.03%	3.06%	54.60%
დადგმული სიმძლავრის გამოყენების ეფექტიანობა	50.72%	81.96%	75.36%	90.55%	68.38%	77.20%	67.88%		1.74%		26.51%	63.68%	1.55%	46.51%

ტემპერატურის შემცირებასთან ერთად, რაც გამოწვეულია ჰაერის სიმკვრივის გადიდებით დაბალ ტემპერატურებზე. ასეთი დამოკიდებულება დადებითად მოქმედებს აირტურბინების ელექტრულ მ.ქ.კ.-ზე, მაგრამ ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორების და ორთქლის ტურბოგენერატორის თერმულ ეფექტურობას აქვს შემცირების ტენდენცია გარემოს ტემპერატურის შემცირებისას. ამიტომ, საერთო სასადგურე ეფექტიანობის დამოკიდებულება გარემოს ტემპერატურაზე არ არის ერთგვაროვანი.

განსაკუთრებულ უარყოფით გავლენას სადგურის თერმულ ეფექტიანობაზე ახდენს დანადგარების არასრული დატვირთვა. ასეთ რეჟიმებში უარესდება უკლებლივ ყველა დანადგარის ეკონომიურობა.

იმის დასადგენად, რჩება თუ არა ბუნებრივი აირის კუთრი ხარჯი დასაშვებ ინტერვალში სადგურის ფაქტობრივ რეჟიმებში მუშაობისას (საანგარიშო პერიოდში), ჩატარდა გაანგარიშებები, რომელთა შედეგები მოცემულია 4. ცხრილში. გაანგარიშებების მეთოდოლოგია შემდეგში მდგომარეობს:

1. სტანდარტული (ISO) საპროექტო პირობებისთვის განისაზღვრება დანადგარების და მთლიანად სადგურის მაჩვენებლები - სვეტი 3 „საპროექტო პირობები და მაჩვენებლები“ (მონაცემები აღებულია მწარმოებლის მიერ მოწოდებული დოკუმენტებიდან);
2. განისაზღვრება ფაქტობრივი გარემო-პირობები (საშუალო წლიური კლიმატური მაჩვენებლები), ასევე ადგილობრივი ბუნებრივი აირის საშუალო თბოუნარიანობა და სიმკვრივე (გაზის კორპორაციის მონაცემები) - სვეტი 4 „ფაქტობრივი პირობები“;
3. განისაზღვრება მასწორებელი კოეფიციენტები გარემოს ტემპერატურაზე, ფარდობით ტენიანობაზე, ბარომეტრულ წნევაზე, აირტურბინის ლილვის ბრუნვის სიხშირეზე, ბუნებრივი აირის ტემპერატურაზე, წნევის ვარდნაზე ატმოსფეროში ჰაერის შეწოვისას, წნევის ვარდნაზე ატმოსფეროდან ნამუშევარი აირების გამოსვლისას,



**ცხრილი-4. საწვავის კუთრი ხარჯი სადგურის მუშაობის საპროექტო, საანგარიშო და ფაქტობრივ პირობებში**

230 მგვტ კომბინირებული ციკლის ელექტროსადგური - გარდაბანი 1							
2015 წლის ოქტომბერი - 2016 წლის ოქტომბერი							
ელექტროენერჯის გამომუშავებაზე სათბობის კუთრი ხარჯის ფაქტობრივი სიდიდის ანალიზი							
1	2	3	4	5	6	7	8
		საპროექტო პირობები და მაჩვენებლები	ფაქტობრივი პირობები	შესწორება ფაქტობრივ პირობებზე	საანგარიშო მაჩვენებლები შესწორების გათვალისწინებით	ფაქტობრივი მაჩვენებლები	გასხვავება ფაქტობრივ და საანგარიშო მაჩვენებლებ შორის
<b>გარემო-პირობები</b>		ISO-ს მიხედვით	ადგილობრივი, სამუშაო-წლიური		ადგილობრივი; სამუშაო-წლიური	ადგილობრივი; სამუშაო-წლიური	
გარემოს ტემპერატურა	°C	15	12.9	0.9973	12.9	12.9	
ფარდობითი ტენიანობა	%	60	68	1.0003	68	68	
ბარომეტრული წნევა	მბარ	1013.25	979.00	1.008	979.00	979.00	
<b>ტექნიკური პირობები</b>							
აირის ტურბოგენერატორი (ატგ)	GE 6FA.03 (PG6111)						
ატგ-ს ლოლვის ბრ. სიხშირე	ბრ/წთ	5231	5231	1	5231	5231	
სათბობის ტემპერატურა	°C	27	68.6	0.999	68.6	68.6	
წნევის ვარდნა ჰაერის შეწოვისას	მმ.წყ.სვ	64	64	1	64	64	
წნევის ვარდნა ნამუშევარი აირების გამოსვლისას	მმ.წყ.სვ	140	140	1	140	140	
<b>სა თ ბობი</b>							
ბუნებრივი აირი	H/C	4	3.82	1.00013	3.82	3.82	
უდაბლესი თბოუნარიანობა (პირობები: ASMT D3588)	კვ/კგ	50035	47187		47187	47187	
ოივე, პირობები: 20°C, 101325 პა	კვ/სა გ	36005	35239		35239	35239	
ოივე, პირობები: 20°C, 101325 პა	კვ/სა გ	8593	8410		8410	8410	
სიმკვრივე პირობები: 20°C, 101325 პა	კვ/სა გ	0.720	0.747		0.747	0.747	
<b>მ უშა ბობის მ ა ჩ ე ნ ე ბ ლ ე ბ ი</b>							
ატგ დატვირთვა	%	100%		1.060	88.92%		
ატგ სიმძლავრე ბრუტო	მგვტ	73.60			65.4		
ატგ ელექტრული მ.კ.კ. ბრუტო	%	35.30%			33.15%		
ატგ სითბოს კუთრი ხარჯი ბრუტო	კვ/(კვტ*სთ)	10196.9		1.0650	10859.6		
ორთქლის ტურბოგენერატორი (ოტგ)	SKODA, MTD 40CA						
ოტგ დატვირთვა	%	100%			88.51%		
ოტგ სიმძლავრე ბრუტო	მგვტ	84.00			74.35		
გარდაბანი 1 დატვირთვა	%	100%			88.77%	85.19%	
გარდაბანი 1 სიმძლავრე ბრუტო	მგვტ	231.2			205.24	196.95	
გარდაბანი 1 ელექტრული მ.კ.კ. ბრუტო	%	55.45%			51.98%	51.63%	
გარდაბანი 1 სითბოს კუთრი ხარჯი ბრუტო	კვ/(კვტ*სთ)	6492			6926	6973	
გარდაბანი 1 პირობ. სათბ. კუთრ. ხარჯი ბრუტო	კვ/(კვტ*სთ)	0.221			0.236	0.238	
გარდაბანი 1 ბუნ. აირის კუთრ. ხარჯი ბრუტო	სა მ/(კვტ*სთ)	0.18031			0.19653	0.19788	0.68%

ბუნებრივი აირის ტიპსა და თბოუნარიანობაზე, აირის ტურბოგენერატორების (აირტურბინების) დატვირთვაზე - სვეტი 5 „შესწორება ფაქტობრივ პირობებზე“ (მონაცემები აღებულია მწარმოებლის მიერ მოწოდებული დოკუმენტებიდან);

4. მასწორებელი კოეფიციენტების გამოყენებით ტარდება დანადგარების და მთლიანდ სადგურის მაჩვენებლების გაანგარიშება - სვეტი 6 „საანგარიშო მაჩვენებლები შესწორების გათვალისწინებით“ (მონაცემები აღებულია მწარმოებლის მიერ მოწოდებული დოკუმენტებიდან);

5. სადგურის მუშაობის ფაქტობრივი მონაცემები - სვეტი 7 „ფაქტობრივი მაჩვენებლები“ (მონაცემები აღებულია მე-2

ცხრილიდან) - დარღება გაანგარიშებით მიღებულ მონაცემებს (სვეტი-6) და ფასდება განსხვავება - სვეტი-8.

როგორც 4. ცხრილიდან ჩანს, გარდაბანი-1-ის საპროექტო პირობებში მუშაობისას ბუნებრივი აირის კუთრი ხარჯი-ბრუტო შეადგენს 0.18031 სტ.მ<sup>3</sup>/(კვტ\*სთ). ამ სიდიდეს ფაქტობრივ პირობებში შეესაბამება ე.წ. საანგარიშო ანუ კორექტირებული სიდიდე - 0.19653 სტ.მ<sup>3</sup>/(კვტ\*სთ). შესაბამისად, იმის დასადგენად, თუ რამდენადაა გადახრილი ბუნებრივი აირის ფაქტობრივი კუთრი ხარჯი მისი საპროექტო მნიშვნელობისგან, ფაქტობრივი სიდიდე - 0.19788 სტ.მ<sup>3</sup>/(კვტ\*სთ) უნდა შევადაროთ კორექტირებულს - 0.19653 სტ.მ<sup>3</sup>/(კვტ\*სთ). შედარება გვიჩვენებს, რომ ფარდობითი განსხვავებაა 0.68%, რაც აკმაყოფილებს სიზუსტის სტანდარტის მოთხოვნებს (ASME\_PTC-46\_1996).

### მესამე თავის დასკვნა

ნაშრომში შემოთავაზებული აირტურბინული დანადგარების ენერგეტიკული მაჩვენებლების გადაანგარიშების მეთოდის უზრუნველყოფს შედეგების სიზუსტეს ASME\_PTC-46\_1996 სტანდარტით მოთხოვნილ საზღვრებში.

## თავი 4. კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკების მართვა, რეგულირება, მანევრულობა

### 4.1. ტურბინების რეგულირების ამოცანა თბოელექტროსადგურებში

კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკების მართვისა და რეგულირების მთავარ ამოცანას განსაზღვრავს მოთხოვნა, რომლის მიხედვითაც ენერგობლოკმა თავისი სიმძლავრით მონაწილეობა უნდა მიიღოს ელექტროსისტემის პირველად რეგულირებაში. ასეთი მოთხოვნა რიგ შემთხვევებში ითვალისწინებს ენერგობლოკის ნომინალური (დადგმული) სიმძლავრის 12 % -ის რეზერვირებას (არ გამოყენებას), რაც მნიშვნელოვნად ამცირებს მის წლიურ ელექტროგამომუშვებას. მნიშვნელოვანია ასევე ენერგობლოკების მონაწილეობის საკითხი ელექტროსისტემის სიმძლავრის მეორეულ რეგულირებაში. ენერგობლოკის მოქმედებას ამ დროს განსაზღვრავს მისი ტურბოგენერატორების (როდესაც ენერგობლოკში რამდენიმე ტურბოდანადგარია, მაგალითად ისე, როგორც კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკში) სიხშირის რეგულირების სტატიკური მახასიათებლები, რომლებიც განსხვავებულია განსხვავებული ტურბოდანადგარებისთვის.

კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკების მართვის და რეგულირების ამოცანაც ემყარება ფუნდამენტურ პრინციპებს, რაც საერთოა ყველა ტიპის ენერგობლოკებისთვის, რომლებიც საერთო ქსელზე მუშაობენ. ამიტომ, ენერგობლოკების მართვის, რეგულირებისა და მანევრულობის საკითხებს სამუშაოში დაეთმო განსაკუთრებული ყურადღება. მასში შეტანილ იქნა მასალა, რომელიც აღწერს ენერგობლოკების მართვის სტანდარტულ მეთოდებს.

საქართველოს ელექტროსისტემაში დენის სიხშირე 50 ჰერცია, ხოლო 49.5÷50.5 ჰც ნორმალური ცვლილების ინტერვალი, 47.5÷51 ჰც ზღვრული დასაშვები ინტერვალია. სიხშირის შენარჩუნებისთვის სიჩქარის

რეგულატორით აღჭურვილია ენერგობლოკების ტურბოგენერატორები, რომელიც რეაგირებს ქსელში სიხშირის ცვლილებაზე და ავტომატურად ასტაბილურებს ტურბინის სიმძლავრეს სიხშირის შესანარჩუნებლად.

#### 4.1.1. თვითრეგულირება და სიხშირის რეგულირების სტატიკური მახასიათებელი

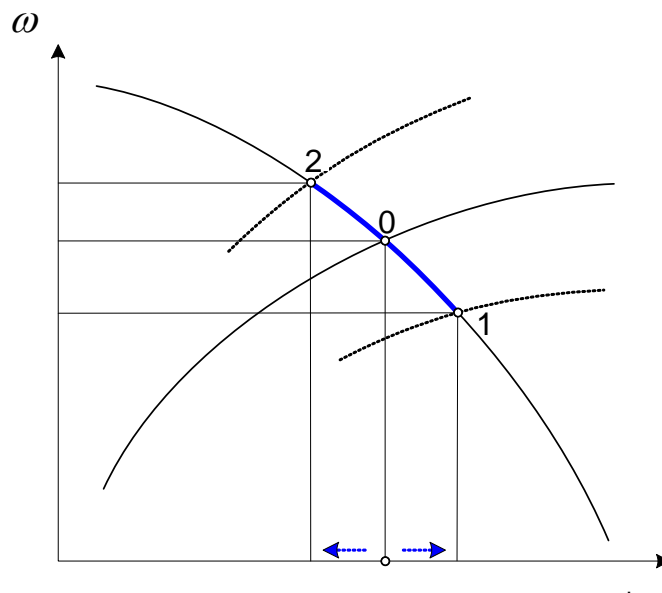
ტურბოგენერატორის ტურბინა და ელექტროგენერატორი დინამიკური წყვილია, რომელთა დაბალანსებული მუშაობის დროს ელექტროგენერატორის მამუხრუჭებელი მომენტი ტურბინის მამუხრუჭებელი მომენტი ტოლია ეს არის დინამიკური წონასწორობა. სისტემის დატვირთვის ცვლილების დროს დინამიკური წონასწორობა ირღვევა - ჩნდება განსხვავება ტურბინის ( $N_{\text{ტ}}$ ) სიმძლავრესა და ელექტროგენერატორის ( $N_{\text{გ}}$ ) დატვირთვას შორის, რაც წარმოქმნის გარდამავალ პროცესს, რომელშიც ტურბოგენერატორის როტორის სიხშირე იცვლება კანონით:

$$J\omega \frac{d\omega}{d\tau} = N_{\text{ტ}} - N_{\text{გ}}, \quad (4-1)$$

სადაც  $J$  არის (კგ\*მ<sup>2</sup>) როტორის ინერციის მომენტი, გარდამავალი პროცესის დაწყებისას  $\omega$  - ბრუნვის სიხშირე და  $\tau$  - დრო. გარდამავალი პროცესი, რომელშიც როტორის ბრუნვის სიხშირე იცვლება, გრძელდება გარკვეული დროის განმავლობაში და სრულდება სიხშირის ახალი -  $\omega_1$  მნიშვნელობით. ამ მომენტში  $N_{\text{ტ}} = N_{\text{გ}}$ ,  $d\omega/d\tau = 0$  და  $\omega_1 = \text{const}$  სიხშირის ცვლილების დამოკიდებულება ტურბინის სიმძლავრესა და ელექტროგენერატორის დატვირთვაზე სქემატურად ნაჩვენებია 25-ე ნახაზზე. აქ 0 წერტილი შეესაბამება წონასწორობის საწყის მომენტს, როდესაც ტურბოგენერატორის როტორი ბრუნავს  $\omega = \text{const}$ . სიხშირით და  $N_{\text{ტ}}$  და  $N_{\text{გ}}$  სიმძლავრეები ტოლია. ელექტროსისტემის დატვირთვის გადიდებისას იწყება გარდამავალი პროცესი: 0 წერტილი გადადის ახალი წონასწორობის

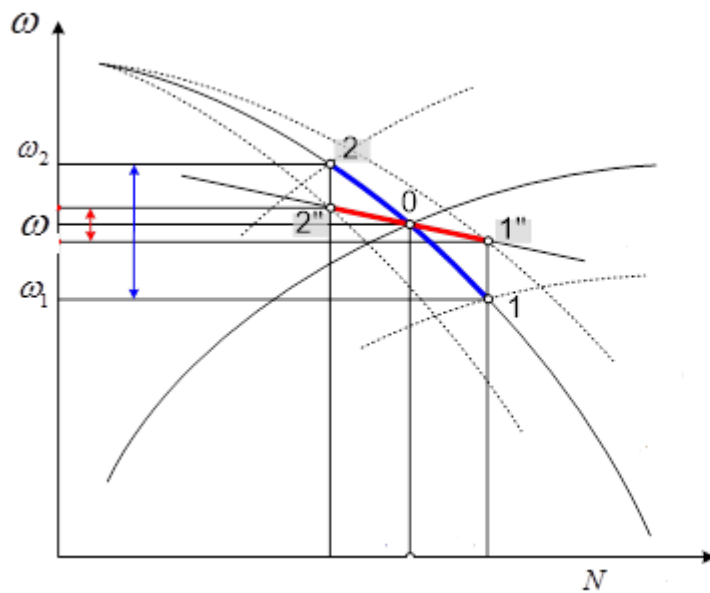
შესაბამის 1 წერტილში, გარდამავალი პროცესი მთავრდება და როტორი ბრუნავს  $\omega_1 = const.$  სიხშირით.

ტურბოგენერატორის როტორის ერთიდან მეორე წონასწორულ მდგომარეობში გადასვლა ავტომატური რეგულირების სისტემის დახმარების გარეშე, თვითრეგულირებაა; 2-0-1 მონაკვეთი 25-ე ნახაზზე - დანადგარის თვითრეგულირების სტატიკური მახასიათებელია; ელექტროგენერატორის დატვირთვის შემცირებას ნახაზზე 0-2 უბანი შეესაბამება.

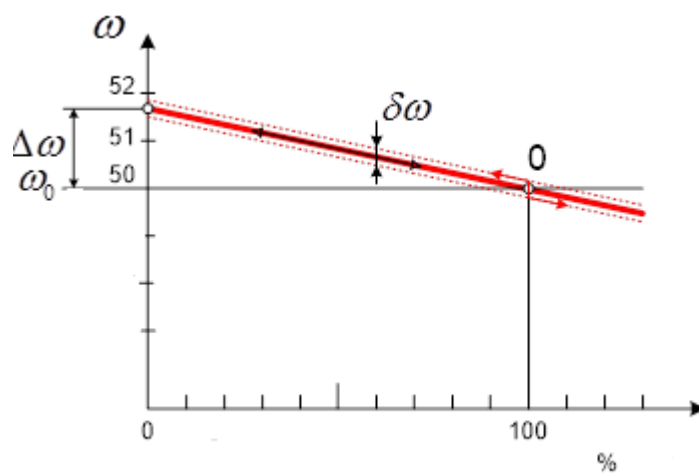


**ნახ. 25. ტურბოგენერატორის სიხშირის თვითრეგულირების სტატიკური მახასიათებელი**

თვითრეგულირების უნარი არ არის საკმარისი ტურბოგენერატორის სიხშირის დასაშვებ ინტერვალში შენარჩუნებისთვის. ამისთვის გამოიყენება ტურბინის ავტომატური რეგულირების სისტემას, რომელიც ცვლის თვითრეგულირების მახასიათებლის დახრილობას. ამ გზით მიღებული „ახალი“ მახასიათებელი ავტომატური რეგულირების სტატიკური მახასიათებელია (1<sup>II</sup>-2<sup>II</sup> წრფე 26-ე ნახაზზე), რომელსაც აღწერენ სტატიკური ცდომილებით, სტატიზმით (არათანაბრობით) და არამგრძნობიარობით (ნახ. 28).



ნახ. 26. სიხშირის ავტომატური რეგულირების  
სტატიკური მახასიათებელი (1<sup>II</sup>-2<sup>II</sup>)



ნახ. 27. სიხშირის რეგულირების სტატიკური  
მახასიათებელის პარამეტრები:

$\Delta\omega$  - სტატიკური ცდომილება;  $\omega_0$  - ნომინალური სიხშირე (50 ჰც);

$\Delta\omega / \omega_0$  - სტატიზმი (2÷8%);  $\delta\omega / \omega_0$  - არამგრძნობიარობა ( $\approx 0.06\%$ ).

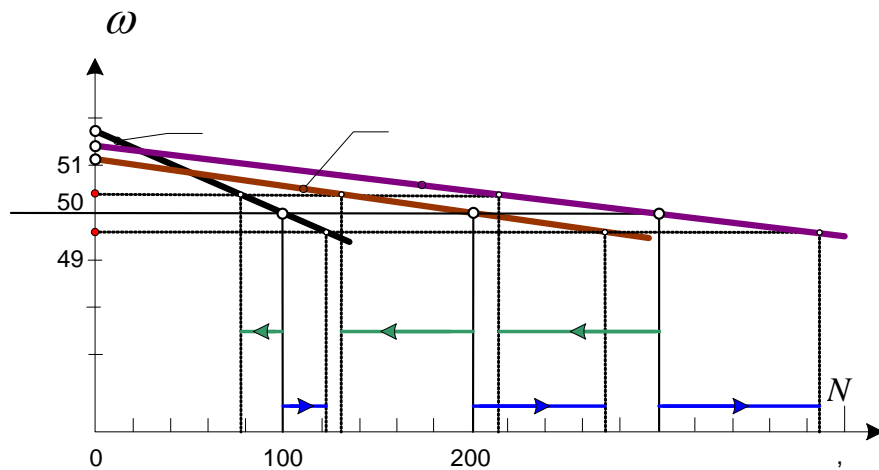
#### **4.1.2. ქსელის სიხშირის პირველადი რეგულირება პარალელურად ჩართული ტურბოდანადგარებით (სინქრონული რეგულირება)**

სიხშირის პირველადი რეგულირების ამოცანა ელექტროსისტემისთვის წყდება დისპეჩერის ჩარევის გარეშე ტურბოდანადგარების ავტომატური რეგულირების სისტემების გამოყენებით. რეგულირების სისტემა, რეაგირებს რა დატვირთვის ცვლილებაზე, სიჩქარის რეგულატორით ცვლის ტურბოგენერატორის სიმძლავრეს. ამ დროს მისი როტორის სიხშირე (შესაბამისად ქსელის სიხშირე) იცვლება რეგულირების სტატიკური მახასიათებლის გასწვრივ. იმის გამო, რომ ქსელის დატვირთვის ცვლილებაზე რეაგირებს მასში ჩართული ყველა ტურბოგენერატორი, მათი სიმძლავრეები იცვლება სხვადასხვა სიდიდით, იმაზე დამოკიდებულებით, თუ როგორია თითოეულის რეგულირების სტატიკური მახასიათებელი, უფრო ზუსტად, მახასიათებლის დახრილობა. რაც მეტია მახასიათებლის დახრილობა, მით ნაკლებად იცვლება ტურბოგენერატორის სიმძლავრე და პირიქით. აღნიშნულის სადემონსტრაციოდ 28-ე ნახაზზე ნაჩვენებია ქსელში პალალურულად ჩართული ტურბოგენერატორების სიმძლავრის ცვლილების გრაფიკები (რეგულირების სტატიკური მახასიათებლები) სიხშირის პირველადი რეგულირების დროს. პირველად რეგულირებას, ხშირად, სინქრონულ რეგულირებას უწოდებენ.

#### **4.1.3. სიხშირის მეორეული რეგულირება**

ქსელის დატვირთვის ცვლილებაზე ტურბოდანადგარების საერთო რეაგირების შემდეგ დგება ახალი ამოცანა - სისტემაში სიხშირის ნომინალური მნიშვნელობის (50 ჰც) აღდგენა. ამას ახორციელებს სისტემის დისპეჩერი. ის ირჩევს ერთ ან რამდენიმე ტურბოგენერატორს, რომელთა მანევრულობის მაჩვენებლები იძლევა მათი განტვირთვის და/ან სიმძლავრის ფორსირების შესაძლებლობას (საინჟინრო სლენგზე მათ მარეგულირებელ ენერგობლოკებს უწოდებენ) და ავალებს მათ სისტემის

გაზრდილი ან შემცირებული დატვირთვის დაფარვას. ეს სიხშირის ე.წ. მეორეული რეგულირებაა, რომელიც გრძელდება მანამ, ვიდრე სიხშირე დაუბრუნდება თავის ნომინალურ მნიშვნელობას. მეორეულ რეგულირებას, ხშირად, იზოქრონულ რეგულირებას უწოდებენ.



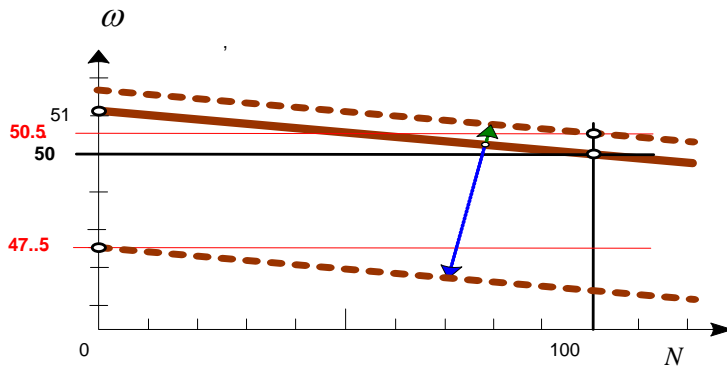
ნახ. 28. პარალელურად ჩართული ტურბოგენერატორების სიმძლავრის ცვლილება ქსელის დატვირთვის ცვლილებისას.

სიხშირის მეორეული რეგულირება ხორციელდება ტურბოგენერატორის სინქრონიზატორზე ზემოქმედებით, რომლის დროსაც იცვლება რეგულირების სტატიკური მახასიათებლის დახრილობა ან ხდება მისი პარალელური გადაადგილება დასაშვებ - 47.5÷50.5 ჰც ინტერვალში - ნახ.

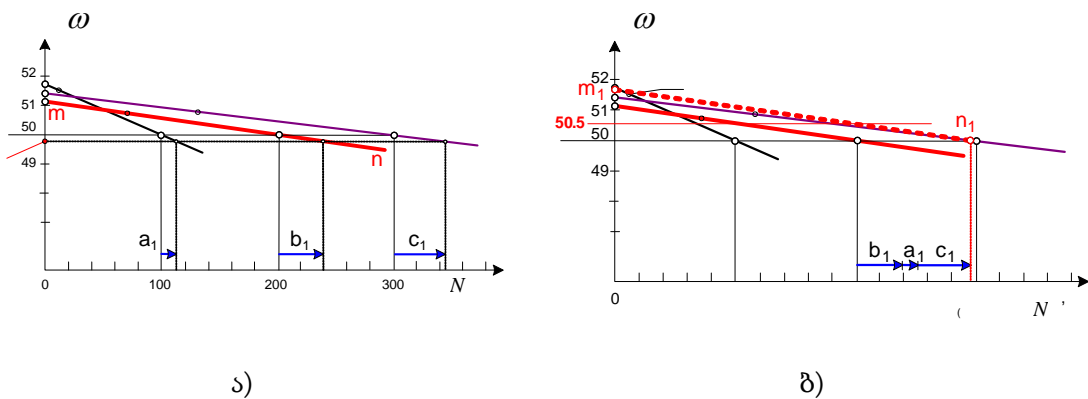
29. მეორეული რეგულირებით შესაძლებელია ქსელის სიხშირის ვიწრო - 49.98÷50.02 ჰც ინტერვალის უზრუნველყოფა, რაც მისაღებია ელექტროენერჯის „მკაცრი“ მომხმარებლებისთვის.

თვალსაჩინოების მიზნით 29-ე. ნახაზზე ნაჩვენებია ქსელის სიხშირის მეორეული რეგულირების სურათი, როდესაც პარალელურად ჩართული სამი ტურბოგენერატორებიდან სიხშირის მეორად რეგულირებაში მონაწილეობს მხოლოდ მე-2. ამისათვის მისი რეგულირების სტატიკური მახასიათებელი საწყისი მდგომარეობიდან გადაჰყავთ პარალელურ -  $\min_1$





ნახ. 29. სტატიკური მახასიათებლის პარალელური გადაადგილების დასაშვები ინტერვალი სიხშირის მეორეული რეგულირების დროს.



ნახ. 30. სიხშირის პირველადი (ა) და მეორეული (ბ) რეგულირება ქსელის დატვირთვის გაზრდისას:

მდგომარეობაში, რა დროსაც მისი დატვირთვა იზრდება, ხოლო დანარჩენი ორი ტურბოგენერატორის დატვირთვა (სიმძლავრე), მცირდება. ეს ხდება იმგვარად, რომ მეორეული რეგულირების დასასრულ ქსელის სიხშირე უბრუნდება ნომინალურ მნიშვნელობას (50 ჰც). აღწერილის ანალოგიურად ახორციელებენ სიხშირის მეორეულ რეგულირებას ქსელის დატვირთვის შემცირების დროს.

ტურბოდანადგარების მართვისა და რეგულირების ზემოგანხილული პრინციპები მხოლოდ მაშინ შეიძლება იქნეს ეფექტურად გამოყენებული, როდესაც არსებობს დანადგარების ღრმა განტვირთვისა და მნიშვნელოვანი გადატვირთვის (სიმძლავრის ფორსირების) ტექნიკური შესაძლებლობა. წინააღმდეგ შემთხვევაში თბოელექტროსადგურების (განსაკუთრებით,

საბაზისო თბოელექტროსადგურების) ენერგობლოკების მონაწილეობა სისტემის სიმძლავრის რეგულირებაში მინიმალური და ეპიზოდურია.

ნაშრომში გაცხადებული ერთ-ერთი მიზნის მისაღწევად საჭიროა კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკების რეგულირების დიაპაზონის (სიმძლავრის ცვლილების დიაპაზონის) გაზრდა. ეს მოითხოვს ციკლის მდგენელი ტურბოგენერატორების მუშაობის და მართვის მეთოდების კრიტიკულ გაანალიზებას, ასევე იმ ახალი შესაძლებლობების გამოვლენას, რომელთა გამოყენებითაც გადაწყდება აღნიშნული ამოცანა.

ნაშრომში მოყვანილია მასალა, რომელიც ეხება ორთქლტურბინული და აირტურბინული დანადგარების განტვირთვისა და გადატვირთვის ტრადიციულ მეთოდებს. ის შეკრებილია სხვადასხვა წყაროებზე, მათ შორის [6] -ზე, დაყრდნობით.

#### **4.2. ორთქლტურბინული დანადგარების განტვირთვა და სიმძლავრის ფორსირება**

ორთქლტურბინული დანადგარის (ენერგობლოკის) მონაწილეობა ელექტროსისტემის (ქსელის) სიმძლავრის სადღეღამისო რეგულირებაში, რაც ბოლო პერიოდში დამკვიდრებული პრაქტიკაა, მოითხოვს ენერგობლოკის ღრმა განტვირთვას ღამის პერიოდში, დაახლოებით 8 საათის განმავლობაში და სიმძლავრის ფორსირებას დღის პერიოდში დღის და საღამოს პიკების გავლისას, რაც ჯამში 4-6 საათი გრძელდება. საბაზისო ენერგობლოკები ამისათვის ნაკლებად არის ადაპტირებული და ქმნიან მრავალ პრობლემას ყოველდღიური რეგულირების ასეთ რეჟიმებში. უფრო დეტალურად განვიხილოთ ორთქლტურბინული ენერგობლოკების განტვირთვისა და გადატვირთვის მეთოდები.

#### 4.2.1. დატვირთვის გაზრდა ორთქლტურბინულ ენერგობლოკებზე

დატვირთვის გაზრდას ორთქლტურბინული ენერგობლოკებისთვის განიხილავენ მუდმივი და სრიალა საწყისი წნევის პირობებში.

მუდმივი საწყისი წნევისას სიმძლავრის ფორსირება (დატვირთვის გაზრდა) ხდება შემდეგნაირად: იღება ტურბინაში ორთქლის შეშვების სარქველები და იმავდროულად იზრდება ქვაბდანადგარის (ორთქლგენერატორის) სითბური სიმძლავრე, რის შედეგადაც იზრდება ცხელი (ნამწვი) აირების ნაკადი აირის ტრაქტში და, როგორც შედეგი, მატულობს უხმარი ორთქლის ტემპერატურა.

მუდმივი საწყისი წნევისთვის არსებობს მეორე მეთოდიც, რომელშიც ორთქლის სარქველებს ალებენ ორთქლგენერატორის სიმძლავრის გაზრდამდე. ამ დროს წყლისა და ორთქლის ტრაქტში წნევა რამდენადმე მცირდება, რაც ლითონში დაგროვილი სითბოს ხარჯზე იწვევს ინტენსიურ აორთქლებას და ამცირებს უხმარი ორთქლის ტემპერატურის ზრდის სიჩქარეს.

სრიალა საწყისი წნევის პირობებში ტურბინაში ორთქლის შემშვებ სარქველებს აფიქსირებენ ღია მდგომარეობაში და ზრდიან ორთქლგენერატორის სიმძლავრეს. ამ დროს წნევა წყლისა და ორთქლის ტრაქტში იზრდება. გაზრდილი წნევის პირობებში გაზრდილია ასევე ნაჯერობის ტემპერატურამდე წყლის გაცხელებისთვის საჭირო სითბოს რაოდენობა. მის უზრუნველყოფაზე იხარჯება ქვაბის სითბოს უდიდესი ნაწილი, რის გამოც საკუთრივ აორთქლებისთვის დარჩენილი სითბოს რაოდენობა მცირდება, მცირდება ორთქლწარმოქმნის ინტენსიურობაც და, როგორც შედეგი, უხმარი ორთქლის ნაკადი (მასური ხარჯი). ეს აუარესებს ორთქლგადამხურებლის ტემპერატურულ რეჟიმს, რის გამოც დატვირთვის გაზრდას სრიალა საწყისი წნევის პირობებში ერიდებიან.

არსებობს დატვირთვის გაზრდის (სიმძლავრის ფორსირების) არასამტატო მეთოდებიც:

- წყლის შეშვება ორთქლგადაამხურებელში და ამ გზით ქვების მწარმოებლურიდის გადიდება;
- ამორთვა მაღალი წნევის რეგენერაციული შემთბობების და გამოთავისუფლებული (ართმევიდან) ორთქლის გადაშვება ტურბინის სადენში. [6]-ის თანახმად ეს მეთოდი სიმძლავრის ხანმოკლე გაზრდის მეთოდია, რომელსაც ქვანახშირზე მომუშავე ენერგობლოკების სიმძლავრეს 5%-ით 2-4 საათის განმავლობაში ზრდის და თხევადი სათბობის ბლოკების სიმძლავრეს ზრდის 12%-ით დაახლოებით 1-2 საათის განმავლობაში. ამის შემდეგ იწყება მკვებავი წყლის ტემპერატურის შემცირება, რის საკომპენსაციოდაც მნიშვნელოვნად ზრდიან ორთქლგენერატორის სიმძლავრეს, თუმცა ეს დაკავშირებულია სირთულეებთან, რომლებიც გამოწვეულია შემბერ-გამწოვი ვენტილატორების შეზღუდული შესაძლებლობებით. საკვები წყლის ტემპერატურის შემცირება, რასაც ადგილი აქვს მაღალი წნევის რეგენერაციული შემთბობების ამორთვას, ამცირებს ენერგობლოკის ეკონომიურობას. ამის გამო მეთოდის გამოყენების გამართლებულ ხანგრძლივობად მიიჩნევენ წლიურად 1000 საათს ან უფრო ნაკლებს;
- ცხელი წყლისა და ორთქლის დაგროვება სითბოს სააკუმულაციო ავზებში მაშინ, როდესაც მცირეა მოთხოვნა ელექტროენერგიაზე. დაგროვილ წყალსა და ორთქლს იყენებენ მაშინ, როდესაც გაზრდილია მოთხოვნა ელექტროენერგიაზე.

#### 4.2.2. დატვირთვის შემცირება ორთქლტურბინულ ენერგობლოკზე

არსებობს ორთქლტურბინული ენერგობლოკების დატვირთვის შემცირების ოთხი მეთოდი:

- სტანდარტული განტვირთვა მუდმივი. მეთოდი იზღუდება მინიმალური დატვირთვით, რომელიც აუცილებელია სტაბილური მუშაობისთვის. ქვანახშირზე მომუშავე თბოელექტროსადგურის

განტვირთვა ამ მეთოდით ხერხდება და ნომინალური სიმძლავრე არის 60-70%-მდე, რაც შეეხება აირად და თხევად სათბობზე მომუშავე თბოელექტროსადგურებს - 30-40%-მდე. უფრო ღრმა განტვირთვის შემთხვევაში სათბობის ხარჯი ენერგობლოკზე იზრდება 20-35%-ით; მნიშვნელოვნად იზრდება ასევე ელექტროენერგიის საკუთარი მოხმარებაც;

- უქმი სვლის რეჟიმზე გადასვლა: ორთქლგენერატორზე ამორთავენ ძრითად სანთურებს და ჩართულ მდგომარეობაში ტოვებენ გაჩაღების სანთურებს; ორთქლი მიიღება მხოლოდ ორთქლგენერატორის ლითონში აკუმულირებული სითბოსა და გაჩაღების სანთურებით მიღებული სითბოს ხარჯზე; ტურბინა გამოიმუშავეს საკუთარი მოხმარებისთვის საჭირო ელექტროენერგიას (ნომინალური სიმძლავრის 8-10%). ასეთ რეჟიმებში თბოელექტროსადგურის მუშაობის ხანგრძლივობა მაქსიმალურად შეზღუდულია;
- ცხელ მბრუნავ რეზერვში გადასვლა: ორი გამჩაღებელი სანთურით მუშაობს ორთქლგენერატორი; უხმარი ორთქლის ხარჯი ტურბინაში შეზღუდულია; მისი როტორი ბრუნავს შემცირებული სიხშირით (800-1000 ბრ/წთ); ელექტროგენერატორი ამორთულია საერთო ქსელიდან;
- მოტორულ (სინქრონული კომპენსატორის) რეჟიმში გადასვლა: ორთქლგენერატორი ამორთულია; ტურბინასს მიეწოდება უმნიშვნელო რაოდენობის ორთქლი (სავენტილაციო ნაკადი), რომელსაც გამოიმუშავენ მცირე სიმძლავრის ე.წ. გამშვები ქვაბებით; ელექტროგენერატორი ჩართულია ელექტროქსელში და მუშაობს როგორც სინქრონული ძრავა - ის აბრუნებს ტურბინის როტორს; ამ დროს ელექტროგენერატორი სისტემიდან მოიხმარს აქტიურ სიმძლავრეს და უკან აბრუნებს რეაქტიულს (ეს კარგია ძაბვის სტაბილიზაციისთვის); თუ ვერ ხერხდება ტურბინის სადენი ნაწილი საკმარისად გაგრილება, ენერგობლოკის მოტორული რეჟიმს ზღუდავენ 4 წთ-მდე ხანგრძლივობით.

#### 4.3. აირტურბინული დანადგარების რეგულირება და მართვა

აირტურბინული დანადგარების რეგულირებისა და მართვის საკითხების განხილვამდე განვმარტოთ მთავარი ტერმინები:

რეგულირება - დანადგარის ავტომატური რეაგირება პარამეტრების ნორმალური ან დანაყენი მნიშვნელობებიდან გადახრაზე (ლილვის ბრუნვის სიხშირის ცვლილებაზე, წნევისა და ტემპერატურის გადაჭარბებაზე და სხვა), რომელიც მიმართულია სტაბილურობის შენარჩუნებისკენ და გადახრის აღმოფხვრისა. რეგულირება ხშირ შემთხვევებში დანადგარის დაცვის ფუნქციას ითავსებს, რაც მდგომარეობს პარამეტრების კრიტიკულად დაუშვებელი გაზრდის ან შემცირების თავიდან აცილებაში;

მართვა - ტურბოდანადგარის გაშვება-გაჩერებისა და სიმძლავრის ცვლილებისთვის საჭირო გამიზნული მოქმედებების ერთობლიობა.

რეგულირებისა და მართვის სისტემების მოქმედება ემყარება ე.წ. საკონტროლო პარამეტრების უწყვეტ მონიტორინგს.

ტურბოდანადგარების რეგულირების სისტემები სამი ტიპისაა: ჰიდრომექანიკური (ჰიდრაულიკური ან პნევმატური), ელექტრული და კომპიუტერული.

ჰიდრომექანიკური რეგულირების სისტემები მოქმედებაში მოჰყავს ჰიდრაულიკურ და მექანიკურ პროცესებს. მასში გაერთიანებულია სერვომძრავები, სიჩქარის ბურთულა-რეგულატორები, მილისა სარქვლები, მუხლა ლილვები, მმართავი და მზომი სარქვლები, ტემპერატურის გადამწოდები (სენსორები) და სხვა.

ელექტრული რეგულირების სისტემები მოქმედებაში მოჰყავს ელექტრულ იმპულსებს. ის აღჭურვილია სოლენოიდური სარქვლებით, ელექტროგამაძლიერებლებით, ამომრთველებით, რელეებით, ტაიმერებით, თერმოწყვილებით, სიჩქარის მზომებითა და სხვა მოწყობილობებით.

კომპიუტერული რეგულირების სისტემა გაერთიანებულია ელექტრულ სისტემასთან. აქ საკონტროლო პარამეტრების ანალოგური სიგნალები ჯერ

ციფრულ სიგნალებად გარდაიქმნება, შემდეგ ცენტრალური პროცესორით იმართება და შემსრულებელ ორგანოებზე ზემოქმედების მოსახდენად კვლავ ანალოგურ სიგნალებად გარდაიქმნება.

ჰიდრომექანიკურ სისტემებში შეყვანებულია რეგულირების პროცესები, რაც გამოწვეულია იმით, რომ აქ ყველა პარამეტრს რეგულირების ინდივიდუალური კონტური აქვს. კონტურების სიმრავლე კი ხელს უშლის სწრაფ კასკადურ მართვას - პარამეტრების რეგულირებისთვის აუცილებელია გარკვეული თანმიმდევრობის დაცვა - ის ვერ ხორციელდება ერთდროულად ან კლასტერულად. ასეთ სისტემებში სწრაფი რეგულირების განხორციელება შესაძლებელია მხოლოდ სიზუსტის მნიშვნელოვანი გაუარესების ხარჯზე, რაც ყოველთვის დასაშვები არ არის. ჰიდრომექანიკური რეგულირების სისტემების კიდევ ერთი უარყოფითი მხარეა მომსახურების სირთულე - ყოველკვირეული დაკალიბრება, შეზეთვა, შეპოხვა და ა.შ.

უკანასკნელ პერიოდში ფართოდ იწერება დანადგარების მრავალფუნქციური მართვა, რომელიც ემყარება კომპიუტერული სისტემების მოქმედებას სპეციალურად შემუშავებული ალგორითმით. მართვის ასეთი სისტემებისთვის იქმნება პროგრამული უზრუნველყოფა, რომლითაც შესაძლებელია დანადგარის ავტომატური გაშვება, გაჩერება, სიმძლავრის ცვლილება, რეგულირება და დაცვა.

აირტურბინული დანადგარების რეგულირების სისტემის ფუნქციებია:

- 1) დანადგარის მართვა, დატვირთვა-განტვირთვის და გაშვება-გაჩერების რეჟიმებში;
- 2) პარამეტრების რეგულირება ენერგობლოკების მუშაობის სტაბილურ რეჟიმებში;
- 3) დანადგარის და მისი ცალკეული კვანძების დაცვა პარამეტრების დაუშვებელი გადახრებისგან.

ამ მიზნების მისაღწევად რეგულირების სისტემა აღიჭურვილია: სექუენსერით (თანამიმდევრობის მავალეblით), სიჩქარის, ტემპერატურისა

და დატვირთვის რეგულატორებით, ასევე პომპაჟისგან დაცვისა და მონიტორინგის კვანძებით.

ზემოთ აღვნიშნეთ, რომ სისტემის სიმძლავრის რეგულირებაში თბოელექტროსადგურების მონაწილეობის ხარისხი დამოკიდებულია მისი ენერგობლოკების სამანევრო მაჩვენებლებზე. ამ თვალსაზრისით განსაკუთრებით მნიშვნელოვანია ენერგობლოკების გაშვების სიჩქარე და რეგულირების დიაპაზონი.

სისტემის რეგულირებაში კომნინირებული ციკლის ენერგობლოკების მონაწილეობის ეფექტს დიდ წილად განსაზღვრავს აირტურბინის გაშვების სიჩქარე. ქვემოთ აღწერილია ეტაპები და პროცესები, რომელიც ახლავს აირტურბინის გაშვებას.

გაშვების პროცესი ითვალისწინებს სამ ეტაპს: ტურბოგენერატორის შეყვანას უქმი სვლის რეჟიმში, სრულ დატვირთვას და ნომინალური დატვირთვის სტაბილურ რეჟიმზე გადაყვანას.

უქმი სვლის რეჟიმში შეყვანამდე ტურბოგენერატორის ლილვს ათბობენ ზომიერი ტემპით (თერმული რყევების თავიდან ასაცილებლად), რისთვისაც წვის კამერაში აწოდებენ სათბობის განსაზღვრულ რაოდენობას. შეთბობასთან ერთად ამ პროცესში ტურბინის ლილვის ბრუნვა ჩქარდება უბნის საწყისი მონაკვეთი შეესაბამება ტურბინაში მიწოდებული სათბობის რაოდენობისა და წვის კამერაში წნევის ზრდას, ასევე კამერაში შეტანილი ჰაერის რაოდენობის (ნაკადის) ზრდას (ჰაერის ნაკადის რეგულირება ხდება კომპრესორში შემყვანი მიმართველი აპარატით); სტაბილური ხდება ყველა პარამეტრი, გარდა ლილვის სიჩქარისა, რომელიც მაქსიმალურ მნიშვნელობას აღწევს. ამ მომენტში მყარდება უქმი სვლის რეჟიმი.

უქმი სვლის რეჟიმის დამყარების შემდეგ სექუნდერი ტურბოგენერატორს რთავს ელექტრულ ქსელში ავტომატური სინქრონიზატორის გამოყენებით - იწყება დატვირთვის პროცესი. ამ დროს მოქმედებას იწყებს სიჩქარის რეგულატორი, რომელიც დატვირთვისას (სათბობისა და ჰაერის ნაკადების ზრდის პროცესში) ლილვის ბრუნვის მუდმივ სიხშირეს ინარჩუნებს.



ტურბოდანადგარის მრავალფუნქციური მართვის ალგორითმი შედგენილია ისე, რომ მისი გაშვებისას ერთდროულად დაკმაყოფილდეს რამდენიმე მოთხოვნა - დატვირთვის სიჩქარე იყოს მაქსიმალური, მაგრამ არ უნდა გამოიწვიოს კომპრესორის ლილვი ისე აჩქარება, რომ ატდ გამოსასვლელზე შექმნილმა წნევამ არ გამოიწვიოს პომპაჟი. ამ მიზნით მონიტორინგის სისტემა აფიქსირებს საწყის ტემპერატურას, ბრუნვის სიხშირეს, საწყის წნევას და ვიბრაციების მაჩვენებლებს. გაშვების, ასევე სტაბილური დატვირთვის რეჟიმებში დაცვის სისტემა ინარჩუნებს გავლენის უპირატესობას სიჩქარის რეგულატორის მიმართ - ის მოქმედებს სიჩქარის რეგულატორისგან დამოუკიდებლად პარამეტრების დაუშვებელი გადახრის შემთხვევებში.

სტაბილურ რეჟიმებში გარემოს ტემპერატურის გაზრდისას ტურბოგენერატორის ლილვის ბრუნვის სიხშირე მცირდება. ამის მიზეზია კომპრესორის მიერ ენერჯის მოხმარების ზრდა მაღალი (გაზრდილი) ტემპერატურის ჰაერის კუმშვაზე, რაც ამცირებს ლილვის ბრუნვისთვის საჭირო ენერჯის წილს ტურბინის ენერგოგამომუშავებაში. სიხშირის შემცირებისას მცირდება წვის კამერაში შეტანილი ჰაერის რაოდენობა და წნევა (კომპრესორის ბრუნთა რიცხვის შემცირების გამო); რეგირებს რა ლილვის შენელებაზე, სიჩქარის რეგულატორი ადიდება სათბობის ნაკადს წვის კამერაში (ტურბინის სიმძლავრეს), რითაც აღადგენს ლილვის ბრუნვის ნორმალურ სიხშირეს (და, როგორც შედეგი, სხვა პარამეტრების საწყის მნიშვნელობებს).

გარემოს ტემპერატურის შემცირებისას ზემოაღწერილი პროცესები მიმდინარეობს საპირისპირო მიმართულებით.

მუშაობის გარდამავალ რეჟიმებში, როგორც წესი, იზრდება პომპაჟის საშიშროება, რომლის თავიდან აცილებას პომპაჟისგან დაცვის კვანძი უზრუნველყოფს.

აირტურბინული დანადგარის მუშაობაზე მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს ჰაერის ტენიანობა. დაბალი დემპერატურებისა ( $-2^{\circ}\text{C}$ -დან  $+6^{\circ}\text{C}$  -მდე)

და მაღალი ტენიანობის დროს კომპრესორის მიმღებ კამერაში ყინული წარმოიქმნება, რასაც თავიდან იცილებენ მოყინვისგან დაცვის სპეციალური სისტემის გამოყენებით. ის კომპრესორში შეკუმშული ცხელი ჰაერის ნაწილს აწოდებს კომპრესორის მიმღებ კამერაში.

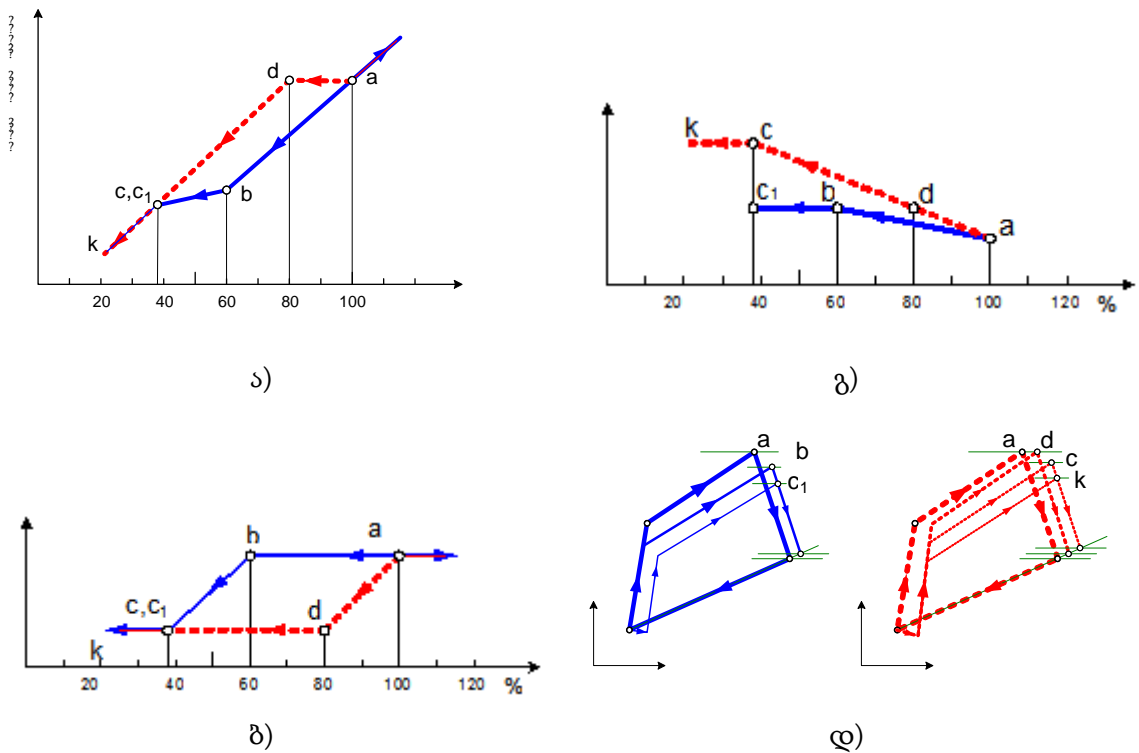
აირტურბინის გაშვების პროცესი, ზოგადად, აირსატარის გაქრევით იწყება და ტურბინის სათავსის, დაახლოებით ეს გაქრევა 7-8 წუთს გრძელდება. ამის შემდეგ ტურბინის სრულ დატვირთვაზე გაყვანას კიდევ 7-8 წუთი ესაჭიროება. ასე, რომ ცივი მდგომარეობიდან სტაციონარული აირტურბინის გაშვება და დატვირთვა დაახლოებით 14-16 წუთშია შესაძლებელი, რაც საუკეთესო მაჩვენებელია ელექტროენერგეტიკულ დანადგარებს შორის.

### აირტურბინის არასრული დატვირთვის რეჟიმები

აირტურბინული მონობლოკების (ღია ციკლის ენერგობლოკების) და/ან კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკების საღელამისო განტვირთვისთვის სიმძლავრის მართვის მექანიზმი მოქმედებს წვის კამერაში მიწოდებული სათბობისა და ჰაერის რაოდენობაზე. ზემოქმედების თანმიმდევრობა და მექანიზმიები განსხვავებულია სხვადასხვა ტიპისა და სქემის დანადგარებისთვის. გავარჩიოთ ეს საკითხი GE-ის აირტურბინებისა და აირტურბინული კომბინირებული ენერგობლოკების მაგალითზე.

31-ე ნახაზზე ნაჩვენებია GE-ის ღია და კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკების განტვირთვის დიაგრამები.

დიაგრამებიდან ჩანს, რომ ღია ციკლში აირტურბინების  $\square$  60%-მდე განტვირთვისას ახორციელებენ ხარისხობრივი მეთოდით, რა დროსაც ამცირებენ აირების საწყის ტემპერატურას (სათბობის მიწოდების შემცირების ხარჯზე) - **ab** უბანი; შემდგომი განტვირთვა მიმდინარეობს ხარისხობრივი და რაოდენობრივი მეთოდების ერთობლივი გამოყენებით (კომბინირებული მეთოდით) - აირტურბინაში სათბობისა და ჰაერის მიწოდება ერთდროულად მცირდება - **bc<sub>1</sub>** უბანი.



**ნახ. 31. აირტურბინული ენერგობლოკების განტვირთვის დიაგრამები:**

საწყისი ტემპერატურის (ა), ჰაერის ნაკადისა (ბ) და ნამუშევარი აირების ტემპერატურის (გ) ცვლილება; დ) განტვირთვის თერმოდინამიკური ციკლები აირტურბინის ღია და კომბინირებული ციკლით მუშაობისას:

— ღია ციკლი; - - - - კომბინირებული ციკლი.

კომბინირებულ ციკლში აირტურბინების 80%-მდე განტვირთვისას ახორციელებენ რაოდენობრივი მეთოდით, რა დროსაც წვის კამერაში ჰაერისა და სათბობის მიწოდებას ამცირებენ ისეთი პროპორციით, რომ ციკლის საწყისი ტემპერატურა არ იცვლება - **ad** უბანი; შემდგომი განტვირთვის იყენებენ რეგულირების (მართვის) ხარისხობრივ მეთოდს, როდესაც ტურბინის სიმძლავრე მცირდება საწყისი ტემპერატურის შემცირების ხარჯზე - **dc** უბანი.

დიაგრამებიდან ჩანს, რომ განტვირთვის აღწერილი (სტანდარტული) მეთოდების გამოყენებისას იზრდება ნამუშევარი აირების ტემპერატურა - ნახ 31, დ. ამთან, ტემპერატურის ზრდა კომბინირებულ ციკლში აღემატება ზრდას ღია ციკლში. ეს მიუთითებს კომბინირებული ციკლის

ენერგობლოკების განტვირთვის მეთოდების ნაკლოვანებაზე, რის შესახებაც უფრო დეტალურად ქვემოთ ვისუბრებთ.

### **აირტურბინის სიმძლავრის ფორსირების რეჟიმები**

აირტურბინების სიმძლავრის ფორსირების ერთ-ერთი ფართოდ გავრცელებული მეთოდია წვის კამერაში ორთქლის ან წყლის შეშვება (შეშხეფება), რის შედეგადაც იზრდება აირების მასური ხარჯი (ნაკადი) ტურბინის სადენ ნაწილში და ტურბოგენერატორის ელექტრული სიმძლავრე. მიუხედავად იმისა, რომ ამ მეთოდის გამოყენების დროს საწყისი ტემპერატურა რამდენადმე მცირდება, აირების თბოგამტარობა იზრდება იმდენად, რომ იწვევს მასთან შეხებაში მყოფი ლითონის გადახურებას. ამის თავიდან ასაცილებლად ატდ ორთქლის შეშვების დროს ამცირებენ (სათბობის მიწოდების შემცირებით) კომბინირებული ციკლის საწყის ტემპერატურას, რა დროსაც მცირდება ასევე ნამუშევარი აირების ტემპერატურა. წყლის ან ორთქლის შეშხეფებით ტურბინის სიმძლავრე იზრდება დაახლოებით 8%-ით, ნამუშევარი აირების ტემპერატურა ამ შემთხვევაში მცირდება 30-50°C-ით (ეს მონაცემები ალებულია 7E.03 აირტურბინის ექსპლუატაციის პრაქტიკიდან, რომელშიც შეპკურებული ორთქლის წილი ცხელ აირებში დაახლოებით 3%-ია).

პიკურ აირტურბინებში, სადაც განსაკუთრებულად მაღალი თბომედეგობის ლითონებს იყენებენ, საწყისი ტემპერატურის ზრდა არ არის კრიტიკული და ტურბინაში წყლის შეშხეფების დროს მას არ ამცირებენ, არამედ ინარჩუნებენ მუმივ მნიშვნელობაზე. ამ დროს პრაქტიკულად უცვლელია ნამუშევარი აირების ტემპერატურაც, ტურბინის სიმძლავრე კი □ 10%-ით იზრდება.

ნამუშევარი აირების ტენშემცველობის ზრდა, რაც დაკავშირებულია აირტურბინაში ორთქლის ან წყლის შეშხეფებასთან, კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკებში იწვევს ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორების ლითონის დაჩქარებულ კოროზიას. გარდა ამისა, აღნიშნული მეთოდის

გამოყენებისას აირტურბინის სიმძლავრის ზრდა უმნიშვნელოა ენერგობლოკის მასშტაბით. ამიტომ კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკის სიმძლავრის ფორსირებისთვის აირტურბინაში ორთქლის (ან წყლის წვეთების) შეშვების მეთოდს არ იყენებენ.

#### **4.4. ელექტროსისტემის სიმძლავრის სადღეღამისო რეგულირება კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკებით**

კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკების პირდაპირი დანიშნულებაა ელექტროენერჯის გამომუშავება საბაზისო დატვირთვის გრაფიკით, რომლის სიდიდე უცვლელია ელექტროგენერაციის სადღეღამისო (ასევე სეზონურ) ციკლში. მიუხედავად ამისა, ისეთ ენერგეტიკულ სისტემებში, სადაც დიდია სეზონური ჰეს-ების წილი, მცირეა სამანევრო გენერატორების წილი და საბაზისო სიმძლავრის გამომუშავება ხორციელდება ძვირადღირებული (ხშირ შემთხვევებში, იმპორტირებული) ორგანული სათბობით, საჭირო ხდება კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკების (კცე) მონაწილეობა გამომუშავების სადღეღამისო რეგულირებაში - მაქსიმალური განტვირთვა ღამის საათებში და დატვირთვა დღის საათებში.

სადღეღამისო რეგულირების პრობლემა განსაკუთრებით მწვავეა აირი-ორთქლის დანადგარებისთვის (ენერგობლოკებისთვის), რომლებშიც ელექტროგამომუშავების 2/3 აირტურბინებზე მოდის. აქ აირტურბინების სიმძლავრის ავტომატური მართვის ალგორითმი მოქმედებს სტანდარტული პროგრამით (საბოლოო ტემპერატურის კონტროლი), რომელიც ცდილობს შეინარჩუნოს ნამუშევარი აირების მაღალი ტემპერატურა ენერგობლოკის განტვირთვის პროცესში. ამ დროს ნამუშევარი აირების ტემპერატურა, როგორც წესი, იზრდება ენერგობლოკის სიმძლავრის შემცირებისას (ნახ. 31) და გარკვეულ სიმძლავრეზე აღწევს ზღვრულ მნიშვნელობას, რომელიც კრიტიკულია ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორების ხურების ზედაპირებისთვის (610-630 °C). ეს ის

მინიმალური სიმძლავრეა, რომლის მიღწევაც ტექნიკურადაა შესაძლებელი კომბინირებული ციკლის საბაზისო ენერგობლოკებზე. ხშირად საჭირო ხდება დანადგარების უფრო ღრმა განტვირთვა, რაც აირტურბინების სიმძლავრის მართვის სტანდარტული პროგრამით შეუძლებელია. ასეთ შემთხვევებში ერთ-ერთი გამოსავალი აირტურბინების მართვის ალგორითმის შეცვლაა, რომელიც გადაყვანილი უნდა იქნეს ღია ციკლის აირტურბინების მართვის რეჟიმზე.

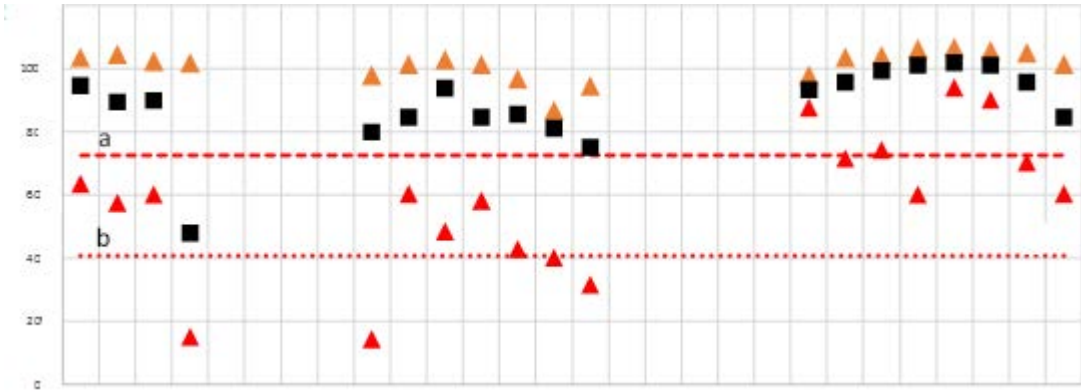
სამუშაოს ერთ-ერთი მიზანია შეფასდეს აირტურბინული კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკების ღრმა განტვირთვის შესაძლებლობები, რაც აქტუალურია ასეთი ბლოკებით ელექტროსისტემის სიმძლავრის სადღეღამისო რეგულირებისთვის.

### **სადღეღამისო რეგულირების პრობლემა**

ნაშრომში რეგულირების ამოცანა განხილულია 230 მგვტ სიმძლავრის კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკის (GE206 FA მონობლოკი).

32-ე ნახაზზე ნაჩვენებია ამ ენერგობლოკით ელექტროსისტემის სიმძლავრის სადღეღამისო რეგულირების სურათი, საიდანაც ჩანს მისი ღრმა განტვირთვის საჭიროება. განტვირთვის სიდიდე 14% აღწევს, საშუალოდ კი მინიმალური დატვირთვები დადგმული სიმძლავრის 40-70% შეადგენს.

ზოგადად 2+2+1 სტრუქტურის კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკის განტვირთვა შესაძლებელია ორი აირტურბინის, ორი ქვაბ-უტილიზატორის და ორთქლის ტურბინის ერთობლივი განტვირთვით, ვიდრე აირტურბინაში ნამუშევარი აირების ტემპერატურა მიაღწევს დასაშვებ მაქსიმალურ მნიშვნელობას, შემდეგ კი შესაძლებელია ერთი აირტურბინისა და ერთი ქვაბ-უტილიზატორის ამორთვა, რაც კიდევ უფრო ამცირებს ენერგობლოკის სიმძლავრეს. თუმცა, ასეთ შემთხვევაშიც, განტვირთვის სიღრმეს ნამუშევარი აირების ტემპერატურის ზრდა ზღუდავს.



ნახ. 32. ელექტროსისტემის სიმძლავრის სადღეღამისო რეგულირება  
GE206 FA კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკით

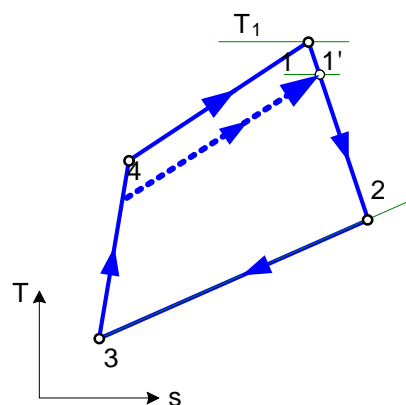
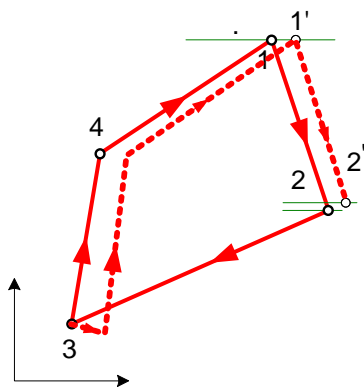
საქარხნო მონაცემებით GE206FA ტიპის კომბინირებული დანადგარის განტვირთვა საბოლოო ტემპერატურის კონტროლის პროგრამით შესაძლებელია დაახლოებით 41%-მდე - b-b - ნახ-33-ე. მაგრამ, იმის გამო, რომ ხშირად თბოელექტროსადგურების განტვირთვა მოითხოვება სადღეღამისო ციკლში, ერთი აირტურბინის ყოველდღიური ამორთვა კი არ არის რეკომენდებული მისი საიმედოობის და ხანგამძლეობის თვალსაზრისით, ენერგობლოკის სიმძლავრეს ამცირებენ ორი მუშა აირტურბინის პირობებში. ეს განტვირთვის სიღრმეს ამცირებს დაახლოებით 73 %-მდე - a-a - ნახ-32. ნახაზიდან ჩანს რომ ელექტროსისტემის განტვირთვის მოთხოვნას თბოელექტროსადგური ორი აირტურბინით ვერ აკმაყოფილებს - რეჟიმების დიდი რაოდენობა განთავსებულია a-a ხაზს ქვემოთ, ან აკმაყოფილებს ნამუშევარი აირების ტემპერატურის დაუშვებელი გადიდების ხარჯზე, რაც კრიტიკულია ქვაბ-უტილიზატორებისთვის.

ზემოაღნიშნულიდან აშკარაა ელექტროსადგურის განტვირთვის სირთულე საბოლოო ტემპერატურის კონტროლის სტანდარტული პროგრამით. ამიტომ, ღია ციკლის მართვის პროგრამაზე გადასვლა აქტუალურია კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკების მონაწილეობისთვის ელექტროგენერაციის სადღეღამისო რეგულირებაში.

შევჩერდეთ ამ საკითხებზე უფრო დეტალურად.

### კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკების სიმძლავრის მართვა

კომბინირებული ციკლის თბოელექტროსადგურის სტანდარტული სტრუქტურა შედგება: 2 აირტურბინით, 2 ქვაბ-უტილიზატორით და 1 ორთქლის ტურბინით. კვ. ენერგობლოკის სიმძლავრის მართვის ალგორითმით შესაძლებელია მისი განტვირთვა 73%-მდე, დანადგარების ამორთვის გარეშე და დანადგარების ამორთვით განტვირთვა 41%-მდე. ნაწილი, რომელიც ხორციელდება (რაოდენობრივი რეგულირება) საბოლოო ტემპერატურის მართვის პროგრამით. ამ დროს განტვირთვისთვის ატდ-ის წვის კამერაში პროპორციულად ამცირებენ სათბობის და ჰაერისა მიწოდებას, აირების საწყისი ტემპერატურა უცვლელი რჩება და ნამუშევარი აირების ტემპერატურა კი იზრდება 2-დან 2' ტემპერატურამდე (ნახ.33), ა). ნამუშევარი აირების ტემპერატურის გადიდება იწვევს (ქუტ) ქვაბ-უტილიზატორის ორთქლგადამხურებელი ზედაპირების გადახურებას.



ა) კომბინირებული ციკლი:  
რაოდენობრივი რეგულირება  
(საბოლოო ტემპერატურის მართვის  
პროგრამით)

ბ) ღია ციკლი: ხარისხობრივი  
რეგულირება

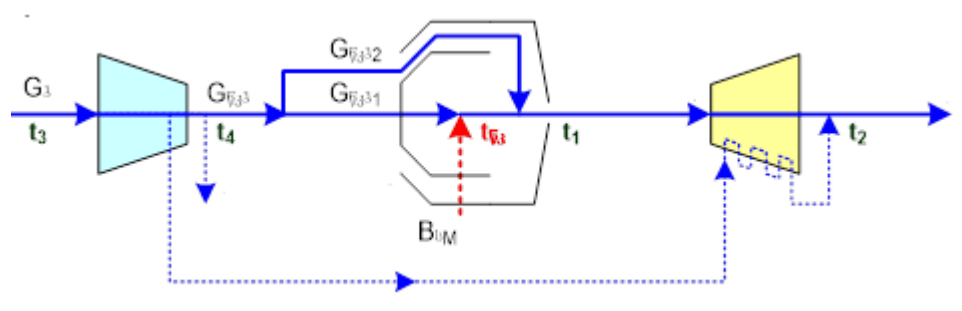
ნახ. 33. ტემპერატურის ცვლილება ატდ განტვირთვისას კომბინირებულ და ღია ციკლში ..... არასრული დატვირთვა; — ნომინალური დატვირთვა.

ამჟამად გამოყენებული ორთქლგადამხურებლის ლითონებისთვის შეზღუდულია ნამუშევარი აირების ტემპერატურა 610-630°C-ით. ეს ზღუდავს კომბინირებული ციკლის (კვ) ენერგობლოკების განტვირთვის სიდიდეს. ღია ციკლის ატდ-ის ენერგობლოკების განტვირთვისას წვის



კამერაში სათბობის მიწოდებას ამცირებენ ჰაერის მიწოდების შეუცვლელად, ამ დროს მცირდება აირების საწყისი ტემპერატურა ნამუშევარი აირების უცვლელი ტემპერატურის პირობებში (ხარისხობრივი რეგულირება), (ჩვენთვის სასურველ მნიშვნელობაზე შესაძლებელია დავაფიქსიროთ წვის კამერაში ჰაერის და სათბობისა მიწოდების რეგულირებით - ნახ. 33, ბ).

კომბინირებული ციკლის (კც) თბოელექტროსადგურების განტვირთვის თეორიული საზღვრების დასადგენად ნაშრომში შედგენილ იქნა აირტურბინების წვის კამერის სითბურ მოდელი, რომელიც აღწერილია ქვემოთ. მოდელის სქემა ნაჩვენებია მე-34 ნახაზზე.



ნახ. 34. აირტურბინის წვის კამერის სითბური მოდელი (სადენი ნაწილის ნაკადების გამარტივებული სქემა)

### წვის კამერის სითბური მოდელი

- წვის კამერაში ბუნებრივი აირის მასური ხარჯი,

$$B_{LM} = Q_{ს.ა.ტ} * \rho_{ს} / Q_{უდ}^d ; \quad (4-2)$$

- წვის კამერაში პირველადი ჰაერის მასური ხარჯი,

$$G_{წ331} = q_{წ331} B_{LM} , \quad (4-3)$$

პირველადი ჰაერის ნამდვილი  $q_{წ331}$  რაოდენობა  $10^3$  სათბობზე, განზომილება- $ს_ტმ^3$ ჰაერი/ $ს_ტმ^3$ ბ.ა.

- წვის კამერაში ბუნებრივი აირის წვის ტემპერატურა -  $t_{წ3}$  °C
- წვის კამერაში მეორეული ჰაერის (სითბ. ბალანსიდან) მასური ხარჯი,

$$G_{წ332} = (G_{წ331} + B_{LM})(c_{p3}T_{წ3} - c_{p4}T_1) / (c_{p4}T_1 - c_{p3}T_4) ; \quad (4-4)$$

- წვის კამერაში ჰაერის სრული მასური ხარჯი,

$$G_{წ33} = G_{წ331} + G_{წ332}$$

$$; \quad (4-5)$$

- აირტურბინების ნიჩბების გაგრილებისთვის ჰაერის ხარჯი,

$$G_{\theta} = 0.18 G_{\text{წკპ}} ; \quad (4-6)$$

- კომპრესორის შემჭიდროვებიდან ჰაერის გაპარვა,

(ჰაერით საგრილებელი აირტურბინებისთვის სტანდარტულია),

$$G_{\theta\alpha} = 0.006 G_{\text{წკპ}} ; \quad (4-7)$$

- კომპრესორში ჰაერის სრული ხარჯი,

$$G_{\beta} = G_{\text{წკპ}} + G_{\theta} + G_{\theta\alpha} \quad (4-8)$$

- აირტურბინაში მუშა აირების ნაკადი,

$$G_{\gamma} = G_{\text{წკპ}} + B_{\text{BM}} ; \quad (4-9)$$

- ნამუშევარი აირები აირტურბინაში,

$$G_{\delta} = G_{\gamma} + G_{\theta}$$

წვის კამერის მოდელისა და აირტურბინის გაანგარიშების ზემოთ მოყვანილი მეთოდის გამოყენებით სამუშაოში ჩატარდა გაანგარიშებითი კვლევა, რომლის შედეგებიც ნაჩვენებია 34-ე ნახაზზე. აქ ა) ნახაზზე მოცემულია ნამუშევარი და საწყისი აირების ტემპერატურის, აგრეთვე აირტურბინის დატვირთვის დამოკიდებულება მასში სათბობის მასურ ხარჯზე და ჰაერისა კომბინირებული ციკლის (კც) ენერგობლოკის რაოდენობრივი რეგულირებისას. ბ) გრაფიკზე ასევე ნაჩვენებია ღია ციკლის ატდ ხარისხობრივი რეგულირებისას საწყისი და ნამუშევარი აირების ტემპერატურის დამოკიდებულება სათბობის მასურ ხარჯზე.

გრაფიკებიდან გამომდინარე, რაოდენობრივი რეგულირებისას, კომბინირებული ციკლში სიმძლავრის მართვის სტანდარტული მეთოდია, ატდ დატვირთვის 55%-ის დროს (ეს შეესაბამება კც. 73% დატვირთვას) ხდება შეზღუდვა ნამუშევარი აირების ტემპერატურის გაზრდის მიხედვით და შეუძლებელი ხდება ენერგობლოკის განტვირთვა რომელიმე დანადგარების ამორთვის გარეშე. ხარისხობრივი რეგულირებისას ასეთი შეზღუდვა არ არის, რაც თეორიულად კომბინირებული ციკლის (კც) ენერგობლოკის სრული განტვირთვა შესაძლებელი ხდება. ამ

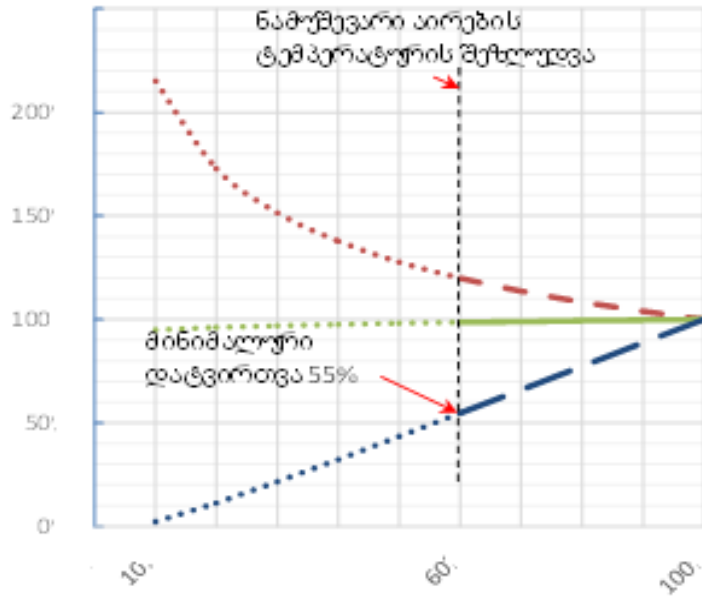
რეგულირებით პრაქტიკული შეზღუდვები აღარ იქნება ქვაბ-უტილიზატორის ორთქლგადამხურებელი ზედაპირების შესაძლო გადახურების დაზიანება გამო და განისაზღვრება სხვა ნაკლებად კრიტიკული საკითხებით, რაც ზრდის კომბინირებული ციკლის (კც) ენერგობლოკების განტვირთვის შესაძლებლობებს.

ატდ სიმძლავრის რეგულირების ხარისხობრივი და რაოდენობრივი მეთოდების შედარებიდან გამომდინარე აჩვენებს ხარისხობრივი მეთოდის უპირატესობას ატდ განტვირთვის რეჟიმებში.

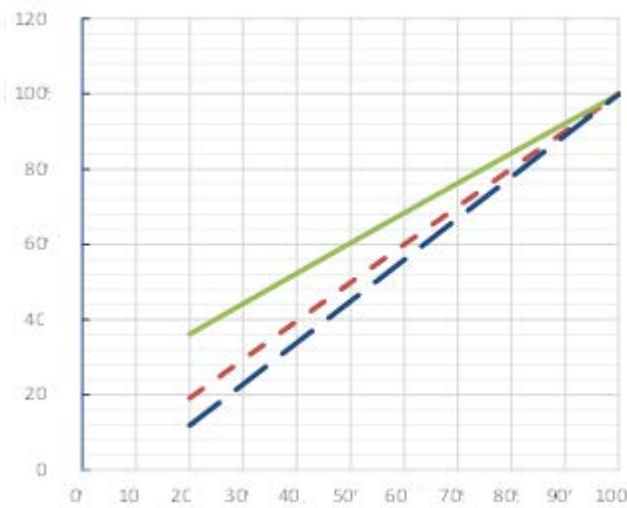
აქედან გამომდინარე შესაძლებელია ისეთი ალგორითმის შემუშავება სიმძლავრის მართვისთვის, რომელიც გააერთიანებს ხარისხობრივი და რაოდენობრივი რეგულირების უპირატესობებს და უზრუნველყოფს კც-ის ღრმა განტვირთვას ორეტაპიანი სცენარით: პირველი - რაოდენობრივი მეთოდით განტვირთვა 73%-მდე; მეორე - ხარისხობრივი მეთოდით შემდგომი განტვირთვა.

შეგვიძლია ამას ვუწოდოთ კომბინირებული ციკლის (კც) ღრმა განტვირთვის კომბინირებული მეთოდი. სიმძლავრის მართვის შემოთავაზებული სცენარის განხორციელებისთვის საჭირო იქნება აირტურბინებში წვის პროცესის მართვის ჰიბრიდული პროგრამის შემუშავება, რომელიც გააერთიანებს ღია და კომბინირებული ციკლის აირტურბინების პროგრამულ უზრუნველყოფას მართვის საერთო ფილოსოფიაში.

ასეთი პროგრამის შემუშავებისთვის ზუსტი რაოდენობრივი დამოკიდებულებები უნდა განისაზღვროს აირტურბინების საქარხნო გამოცდების გზით (ამისათვის ნაშრომში მოყვანილი გაანგარიშების შედეგები, რომლებიც მიღებულია რიგი დაშვებებისა და გამარტივებების საფუძველზე, საკმარისი არ არის).



ა) კომბინირებული ციკლი: რაოდენობრივი რეგულირება (საბოლოო ტემპერატურის მართვის პროგრამით)



ბ) ღია ციკლი: ხარისხობრივი რეგულირება

**ნახ. 35. ნამუშევარი და საწყისი აირების ტემპერატურების დამოკიდებულება სათბობის და ჰაერისა მასურ ხარჯებზე კომბინირებულ და ღია ატდ-ის ციკლებში სიმძლავრის ხარისხობრივი და რაოდენობრივი რეგულირების დროს**

#### 4.5. სამანევრო შეზღუდვები გარდაბანი-1 კომბინირებული ციკლის თბოელექტროსადგურისთვის

თანამედროვე ტექნოლოგიებით დამზადებული დანადგარების გამოყენება გარკვეულად ციკლის და ახლებს ენერგობლოკების მანევრულობისა და საიმედოობის მაჩვენებლების ოჯახს. თანამედროვე ენერგობლოკების საგარანტიო დოკუმენტაციებში ხშირად აღარ იყენებენ ტრადიციულ მაჩვენებლებს, არამედ სარგებლობენ მანევრულობის მოდიფიცირებული მახასიათებლებით. თუმცა, ყოფილ საბჭოთა ქვეყნებსა და აღმოსავლეთ ევროპის ქვეყნებში ახალი მოწყობილობების გამოყენების უპირატესობების დასაბუთებისას საჭირო ხდება ანალიზის ჩატარება მანევრულობის ტრადიციული მაჩვენებლებით.

ამ კონტექსტში ნაშრომში მოგვყავს თბოელექტროსადგურების ენერგობლოკების საიმედოობისა და მანევრულობის სტანდარტული მაჩვენებლების განსაზღვრებები, რომლებიც მოდიფიცირებულ ანალოგებთან ერთად კვლავ გამოიყენება თბოელექტროსადგურების საექსპლოატაციო მახასიათებლების ანალიზში [6].

#### მეთხე თავის დასკვნა

შემოთავაზებულია აირტურბინული კომბინირებული ციკლის (აკც) ენერგობლოკების ღრმა განტვირთვის ახალი მეთოდი, რომელიც ითვალისწინებს რეგულირების ხარისხობრივი და რაოდენობრივი მეთოდების კომბინაციას ენერგობლოკის დატვირთვის სხვადასხვა დიაპაზონისთვის.

დადგენილია, რომ ატდ კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკების განტვირთვის კომბინირებული მეთოდი შესაძლებელია განვიხილოთ, როგორც ეფექტური ინსტრუმენტი ენერგობლოკის (ცალკეული დანადგარების ამორთვის გარეშე) არასრული დატვირთვების რეალიზაციისთვის და შემდგომი სამოწმებელი გამოცდების საფუძველზე

ვთქვით, ახალი შესაძლებლობა ენერგობლოკების რეგულირების დიაპაზონის გაფართოება. ასეთი განტვირთვის მეთოდის დანერგვა გაზრდის კომბინირებული ციკლის (კც) ენერგობლოკების მანევრულობას და ელექტროსისტემების დატვირთვის რეგულირებაში მის როლს, რაც მნიშვნელოვანია კომერციული გამოყენების არეალის გაფართოებისთვის.

დასაბუთებულია კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკების ეფექტური გამოყენების შესაძლებლობა ელექტროსისტემების დატვირთვის სადღეღამისო რეგულირებაში განტვირთვის შემოთავაზებული მეთოდის გამოყენებისას;

ნაჩვენებია, რომ საქართველოს ელექტროსისტემაში აირტურბინული ციკლის ენერგობლოკების დანერგვის პარალელურად უნდა გავზარდოთ სამანევრო და სარეზერვო სიმძლავრეები, რათა აღნიშნულ დანადგარებს მიეცეს საბაზისო დატვირთვებით მუშაობის სრული შესაძლებლობა.

## დასკვნა

1. ნაშრომში აირისა და ორთქლის ციკლების, ასევე ქვაბ-უტილიზატორის მქ კოეფიციენტების ანალიზის საფუძველზე ნაჩვენებია აირტურბინული კომბინირებული ციკლის თერმული ეფექტიანობის გაზრდის მთავარი მიმართულება - აირის ციკლის საწყისი პარამეტრების გაზრდა; ამასთან, აირების საწყისი წნევის ზრდა ამცირებს ნამუშევარი აირების ტემპერატურას და ზღუდავს ორთქლის ციკლის საწყისი წნევის ზრდას, აირების წნევის შემცირება კი პირიქით, ზრდის ნამუშევარი აირების ტემპერატურას და აფართოებს ორთქლის საწყისი წნევის შერჩევის დიაპაზონს;
2. აირების საწყისი ტემპერატურის გაზრდით კომბინირებული ციკლის თერმული მქ კოეფიციენტი განუხრელად იზრდება. მიუხედავად ამისა რეალური დანადგარების ოპტიმიზაციისთვის უნდა გავითვალისწინოთ აირტურბინებისა და ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორების ლითონის მზურვალმტკიცობის შეზღუდვები, ასევე ტენიანობის გავლენა ორთქლის ტურბინის ბოლო საფეხურების სიმტკიცეზე;
3. დადგენილია, რომ ენერგობლოკის ეკონომიურობის მაჩვენებლების საანგარიშო გამოსახულებები, რომლებიც მიღებულია სითბური ნაკადების სქემების ანალიზის საფუძველზე, შესაძლებელია წარმატებით იქნეს გამოყენებული თბოელექტროსადგურების სითბური ეკონომიურობის წლიური მაჩვენებლების ანგარიშების შესადგენად;
4. ნაშრომში შემოთავაზებული აირტურბინული დანადგარების ენერგეტიკული მაჩვენებლების გადაანგარიშების მეთოდიკა უზრუნველყოფს შედეგების სიზუსტეს ASME\_PTC-46\_1996 სტანდარტით მოთხოვნილ საზღვრებში;
5. შემოთავაზებულია ატდ კომბინირებული ციკლის (კც) ენერგობლოკების ღრმა განტვირთვის ახალი მეთოდი, რომელიც ითვალისწინებს რეგულირების რაოდენობრივი და ხარისხობრივი მეთოდების

კომბინაციას ენერგობლოკის დატვირთვის სხვადასხვა დიაპაზონისთვის;

6. დადგენილია, რომ ატდ კომბინირებული ციკლის (კც) ენერგობლოკების განტვირთვის კომბინირებული მეთოდი გამოვიყენოთ, როგორც ეფექტური ინსტრუმენტი აგრეგატების (ცალკეული დანადგარების ამორთვის გარეშე) არასრული დატვირთვების რეალიზაციისთვის და შემდგომ ჩამოვყალიბოთ სამოწმებელი გამოცდების საფუძველზე, თბოელექტროსადგურის რეგულირების დიაპაზონის გაფართოება.
7. დასაბუთებულია კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკების ეფექტური გამოყენების შესაძლებლობა ელექტროსისტემების დატვირთვის სადღეღამისო რეგულირებაში განტვირთვის შემოთავაზებული მეთოდის გამოყენებისას;
8. ნაჩვენებია, რომ საქართველოს ელექტროსისტემაში აირტურბინული ციკლის ენერგობლოკების დანერგვის პარალელურად უნდა გავზარდოთ სამანევრო და სარეზერვო სიმძლავრეები, რათა აღნიშნულ დანადგარებს მიეცეს საბაზისო დატვირთვებით მუშაობის სრული შესაძლებლობა.



## გამოყენებული ლიტერატურა

1. Mikiashvili T., ChagmelaSvili N., Kiguradze O., Chkhaidze B., Jishkariani T., Arabidze G. New Unloading Possibilities of Gas Turbine Combined Cycle Power Generating Units. Proceedings of V International Scientific and Practical Conference, Kypto, February 4-6, 2021, pp.143-149.
2. მიქიაშვილი თ. კოგენერაცია. სითბური ენერჯის კონსერვაცია. აირტურბინული დანადგარები. თბილისი: “ტექნიკური უნივერსიტეტი”, 2013, 186 გვ.
3. მიქიაშვილი თ., ჩაღმელაშვილი ნ. აირტურბინული კომბინირებული ციკლის ოპტიმიზაციის ამოცანები. „ენერჯია“, 2020, N2-3(94-95), გვ. 16-15.
4. Mikiashvili T. K. , Chkhaidze B. Sh., Jishkariani T. S., Kiguradze O. D., Arabidze G. O. Grid Power Daily Regulation by Combined-Cycle Power Plant. International Journal of Energy Management, 2020, Issue 4, 2020.
5. Bennett, S. B., and Bannister R. L. Pulverized Coal Power Plants: The Next Logical Step. Mech. Eng., 1981, No. 12, pp. 18-24.
6. მიქიაშვილი თ., ჩაღმელაშვილი ნ. აირტურბინული კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკების განტვირთვის ახალი შესაძლებლობები. სტუ-ის შრომები, 2021 N2(520) გვ. 164-169  
[http://shromebi.gtu.ge/storage/archit/142/2\(520\).pdf](http://shromebi.gtu.ge/storage/archit/142/2(520).pdf)  
უკანასკნელად გადამოწმებულია 02.06.2022.
7. ჩაღმელაშვილი ნ. აირტურბინული კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკების განტვირთვა და სითბური ეფექტიანობა. „ენერჯია“, 2020, №4(96), გვ. 96-101.
8. მიქიაშვილი თ. თბოელექტროსადგურების ტექნოლოგია. თბილისი, 2020, 437 გვ.
9. Enrgy Management Handbook / By Wayne C. Turner. Prentice Hall; 3rd edition, 1997, 702 p.
10. Combined heating, cooling & power handbook: technologies and applications: an integrated approach to energy conservation/resource optimization / by Neil Petchers. ©2003 by The Fairmont Press. <https://compress-pdf.bcad.info/>  
უკანასკნელად გადამოწმებულია 02.06.2022.

11. Michael F. Hordiski. New Technologies for Energy Efficiency. ISBN: 0-88173-369-5.  
[https://library.uoh.edu.iq/admin/ebooks/8969-dke434\\_fm.pdf](https://library.uoh.edu.iq/admin/ebooks/8969-dke434_fm.pdf)  
უკანასკნელად გადამოწმებულია 02.06.2022.
12. Comparison of Alternate Cooling Technologies for California Power Plants Economic, Environmental and Other Tradeoffs/ Merrimack Station AR-1167/ California Energy Commission, February, 2002, 500-02-079.  
<https://www3.epa.gov/region1/npdes/merrimackstation/pdfs/ar/AR-1167.pdf>  
უკანასკნელად გადამოწმებულია 02.06.2022.
13. Blum R., Vanstone R.W. Material Development for boilers and steam turbines operating at 700°C.  
<https://www.phase-trans.msm.cam.ac.uk/2005/LINK/103.pdf>  
უკანასკნელად გადამოწმებულია 02.06.2022.
14. Eiji Saito, Hiroyuki Endo, Kenji Kawasaki, Shin Nishimoto, Ryuichi Yamamoto, Jun Sato. Development of 700 °C Class Steam Turbine Technology. Mitsubishi Heavy Industries Technical Review, 2017, 54, No.3.  
[https://power.mhi.com/jp/randd/technical-review/pdf/index\\_32e.pdf](https://power.mhi.com/jp/randd/technical-review/pdf/index_32e.pdf)  
უკანასკნელად გადამოწმებულია 02.06.2022.
15. <https://www.ge.com/gas-power/resources/education/combined-cycle-power-plants>; უკანასკნელად გადამოწმებულია 02.06.2022.