

გ. რატიანი, ო. ფურცელაძე

ჰაერის კონდიცირება
და სიცვიით მომარაგება

„ტექნიკური უნივერსიტეტი“

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

გ. რატიანი, ო. ფურცელაძე

ჰაერის კონდიცირება
და სიცივით მომარაგება



დამტკიცებულია სახელმძღვანელოდ
საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის
სარედაქციო-საგამომცემლო საბჭოს
მიერ. 11.10.2013, ოქმი №4

თბილისი
2015

უაკ 628.84:621.565.2

სახელმძღვანელოში ჩამოყალიბებულია ჰაერის კონდიციონირების და სიცივით მომარაგების თეორიის და ტექნიკის საფუძვლები; განხილულია ტენიანი ჰაერის თვისებები და მისი მდგომარეობის ცვლილებების პროცესები; მოცემულია ჰაერის კონდიციონირების სისტემების სტრუქტურული სქემები და კლასიფიკაცია; მოცემულია აგრეთვე ჰაერის კონდიციონირების სისტემების გაანგარიშების, მუშაობის რეჟიმის და რეგულირების მეთოდები; ნაჩვენებია ჰაერის კონდიციონირების სისტემების სითბო-სიცივით მომარაგების მეთოდები, ენერჯის ხარჯვის შემცირების, სითბოს და სიცივის უტილიზაციის გზები.

განკუთვნილია სამშენებლო ფაკულტეტის თბოაირმომარაგებისა და ვენტილაციის სპეციალობის სტუდენტებისათვის. იგი სასარგებლო იქნება და დიდ დახმარებას გაუწევს საპროექტო ორგანიზაციებსა და სამეცნიერო-კვლევით დაწესებულებებში მომუშავე საინჟინრო-ტექნიკურ და სამეცნიერო პერსონალს.

რეცენზენტები: სრული პროფესორი მ. გრძელიშვილი,

საქართველოს ენერგეტიკის აკადემიის

ნამდვილი წევრი ო. გიორგობიანი

© საგამომცემლო სახლი „ტექნიკური უნივერსიტეტი“, 2015

ISBN 978-9941-20-459-3

<http://www.gtu.ge/publishinghouse/>

ყველა უფლება დაცულია. ამ წიგნის ნებისმიერი ნაწილის (ტექსტი, ფოტო, ილუსტრაცია თუ სხვა) გამოყენება არც ერთი ფორმითა და საშუალებით (ელექტრონული თუ მექანიკური) არ შეიძლება გამომცემლის წერილობითი ნებართვის გარეშე.

საავტორო უფლებების დარღვევა ისჯება კანონით.



რედაქტორი ნ. ქაფიანიძე

გადაეცა წარმოებას 05.05.2014. ხელმოწერილია დასაბუჯდად 04.02.2014. ქალაქის ზომა 60X84 1/8. პირობითი ნაბეჭდი თაბახი 19,5. ტირაჟი 50 ეგზ.

საგამომცემლო სახლი „ტექნიკური უნივერსიტეტი“, თბილისი, კოსტავას 77



Verba volant,
scripta manent

სარჩევი

თავი I.	ჰაერის კონდიციონირების სანიტარიულ-ჰიგიენური და ტექნოლოგიური საფუძვლები -----	4

1.1.	ჰაერის კონდიციონირების დანიშნულება -----	4
1.2.	ადამიანის თბური შეგრძნები კომფორტული პირობები -----	5
1.3.	ადამიანის თბური ბალანსი -----	7
1.4.	სათავსის შიგა ჰაერის საანგარიშო პარამეტრები -----	13
1.5.	გარემო კლიმატის მახასიათებელი და საანგარიშო პარამეტრები -----	16
1.6.	ადამიანის კომფორტული მდგომარეობის განმსაზღვრელი სათავსის ჰაერის სხვა პარამეტრები -----	17
1.7.	ჰაერის კონდიციონირება და ტექნოლოგიური პროცესები -----	20
1.8.	მოთხოვნები ჰაერის კონდიციონირების სისტემების მიმართ -----	21
თავი II.	ტენიანი ჰაერის თვისებები და მისი მდგომარეობის ცვლილებების პროცესები -----	24
2.1.	ტენიანი ჰაერის თვისებები -----	24
	-	
2.2.	ტენიანი ჰაერის I-d დიაგრამა -----	26
2.3.	ტენიანი ჰაერის ცვლილებების გამოსახვა I-d დიაგრამაზე -----	29
	-	
2.3.1.	ჰაერის გათბობის და გაცივების პროცესები მუდმივი ტენშემცველობით -----	30
	-	
2.3.2.	ჰაერის იზოენტალპიური გატენიანების პროცესები -----	32

2.3.3.	ჰაერის იზოენტალპიური გატენიანების პროცესები -----	33

2.3.4.	ჰაერის სითბოსა და ტენციის პოლიტროპიული პროცესები --	34
	--	
2.4.	ჰაერის ნარევის (შერევის) გამოსახვა I-d დიაგრამაზე -----	35
2.5.	ჰაერსა და წყალს შორის სითბოსა და ტენციის შესაძლო პროცესები -----	38
2.6.	ჰაერის ტენიანობის განსაზღვრა -----	40
2.7.	სითბოსა და მასათა ცვლა სორბენტსა და ჰაერს შორის -----	45
2.8.	ჰაერის გატენიანება ორთქლით -----	48
თავი III.	სითბოსა და მასათა ცვლის პროცესები ჰაერის კონდიციონირების	

	სისტემებში -----	51
	--	
3.1.	ამოცანის ზოგადი სახე -----	51
	--	
3.2.	სითბოსა და მასათა ცვლის ურთიერთგავლენა -----	53
	-	
3.3.	ჰაერის კონდიციონირების აპარატებში სითბოსა და მასათა ცვლის ერთდროული მოქმედება -----	56
	-	
3.4.	ჰაერის კონდიციონირების თბოგადამცემი აპარატების თბური გაანგარიშება -----	61
	-	
თავი IV.	ჰაერის კონდიციონირების სისტემების დამუშავება -----	70

4.1.	ჰაერის კონდიციონირების სისტემების კლასიფიკაცია -----	70

4.2.	ჰაერის კონდიციონირების სისტემების დამუშავების საწყისი მონაცემები -----	75
	--	
4.3.	სათავსების თბური ბალანსის ანგარიში -----	75

4.3.1.	სითბოს მოდინება და თბოდანაკარგები ტემპერატურათა სხვაობის შედეგად -----	76
	-	
4.3.2.	სითბოს მოდინება და თბოდანაკარგები ტემპერატურათა სხვაობის შედეგად -----	77
	-	
4.3.3.	სითბოს მოდინება ინფილტრაციით -----	79
	--	
4.3.4.	ადამიანიდან სითბოს მოდინება -----	80
	--	
4.3.5.	სითბოს მოდინება გამანათებელი მოწყობილობებიდან -----	81
	-	
4.3.6.	სითბოს მოდინების ანგარიშის ექსპრეს-მეთოდის გამოყენება -----	82
	--	
4.4.	სათავსების ტენის ბალანსის ანგარიში -----	83
	--	
თავი V.	კონდიციონერები -----	86
	--	
5.1.	კონდიციონერების დანიშნულება -----	86

5.2.	ცენტრალური კონდიციონერები -----	88
	--	
5.2.1.	ცენტრალური კონდიციონერების კლასიფიკაცია -----	88

5.2.2.	ცენტრალური კონდიციონერების კონსტრუქცია -----	91

5.2.3.	ცენტრალური კონდიციონერების ძირითადი სექციების და ცალკეული აგრეგატების კონსტრუქცია და მუშაობის პრინციპი -----	97

5.3.	სპლიტ - სისტემის კონდიციონერები -----	110

5.4.	არხული კონდიციონერები და სპლიტ - სისტემების კონდიციონერები მიმწოდებელი ვენტილაციით -----	115

5.5.	სისტემები ჩილერებით და ფანკოილებით (ვენტილატორული კონვექტორებით) -----	120
	-	
5.6.	სახურავის კონდიციონერები -----	143
	--	
5.7.	კარადის ტიპის კონდიციონერები -----	149

5.8.	პრეციზიული კონდიციონერები -----	154

თავი VI.	ჰაერის კონდიცირების ძირითადი პროცესები ცენტრალური ჰაერის კონდიცირების სისტემებში -----	159

6.1.	ჰაერის დამუშავების ძირითადი ხერხები -----	159

6.2.	სათავსში მისაწოდებელი ჰაერის რაოდენობის განსაზღვრა -----	160
	--	
6.3.	გარე ატმოსფერული ჰაერის რაოდენობის განსაზღვრა -----	164
6.4.	ჰაერის დამუშავების სქემის შერჩევა -----	165

6.5.	ჰაერის კონდიცირება იზოენტალპიური გაცივების გზით -----	166

6.6.	წყლის თბილ პერიოდში ჰაერის კონდიცირება სიცივის წყაროს გამოყენებით -----	171
	--	

6.7.	წლის ცივ პერიოდში ჰაერის კონდიციონირების პროცესები -----	175
	--	
6.8.	წლის ცივ პერიოდში ჰაერის კონდიციონირების პროცესები -----	179
	-	
თავი VII.	სხვადასხვა დანიშნულების შენობებისათვის ჰაერის კონდიციონირების სისტემების პრინციპული სქემები და მათი გადაწყვეტა -----	185
	--	
7.1.	გადაწყვეტის ზოგადი პრინციპები -----	185

7.2.	ცენტრალური ერთზონალური ჰაერის კონდიციონირების სისტემები -----	186
	--	
7.3.	ცენტრალური მრავალზონიანი ჰაერის კონდიციონირების სისტემები -----	192
	--	
7.4.	მრავალსათავსიანი შენობებისათვის ჰაერის კონდიციონირების სისტემები -----	202
	--	
7.5.	შენობის ცალკეული სათავსებისათვის ჰაერის კონდიციონირების სისტემები -----	209
	-	
თავი VIII.	ჰაერის კონდიციონირების სისტემების სიცივიტ მომარაგების წყაროები -----	211
	--	
8.1.	სიცივის წყაროების კლასიფიკაცია -----	211

8.2.	ორთქლის კომპრესორული სამაცივრო მანქანები -----	220
	--	
8.3.	აბსორბციული სამაცივრო მანქანები -----	240

თავი IX.	ჰაერის კონდიციონირების თბომცვლელი აპარატების სიცივიტ და სითბოთი მომარაგების სისტემები -----	244

9.1.	ცენტრალური სამაცივრო სადგურიდან სიცივიტ მომარაგების პრინციპები -----	244
	--	
9.2.	ცენტრალური ჰეს სიცივიტ და სითბოთი მომარაგების	

	სქემები-----	251
	-	
9.3.	ადგილობრივი და ადგილობრივ - ცენტრალური ჰკს სიცივით და სითბოთი მომარაგების სქემები -----	258
	--	
თავი X.	ჰაერის კონდიციონირების სისტემებში ენერჯის ეფექტური გამოყენება და მისი ეკონომია -----	259
	--	
10.1.	შენობის მიკროკლიმატის კონდიციონირების სისტემების ეფექტურობის გაზრდა -----	259
	--	
10.2.	სითბოსა და სიცივის უტილიზატორები და მათი კლასიფიკაცია -----	260
	--	
10.3.	ჰაერის რეკუპერატორები -----	263
	--	
10.4.	სითბოს უტილიზაციის დანადგარები შუალედური თბომტარით-----	267
	--	
10.5.	რეგენერაციული ჰაერ-ჰაერის უტილიზატორები -----	270

10.6.	თბური ტუმბოები-----	274

10.7.	მზის ენერჯის გამოყენება ჰკს - ში -----	283
	--	
თავი XI.	ჰკს - ს მუშაობის რეჟიმები და რეგულირება-----	290
	--	
11.1.	წლის განმავლობაში გარე კლიმატის და სათავსის პარამეტრების ცვლილება -----	290
	--	
11.2.	ჰკს - ის წლიური რეჟიმების ანალიზი და რეგულირების კონტურების შერჩევა -----	296
	--	
11.3.	ავტომატური რეგულირების სისტემა-----	300

11.4.	ჰკს - ის ენერჯის წლიური დანახარჯები -----	302

	დანართი -----	304
	--	

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

გ.რატიანი, ო.ფურცელაძე

ჰაერის კონდიცირება და სიცივით მომარაგება

დამტკიცებულია სახელმძღვანელოდ
სტუ - ის სარედაქციო-საგამომცემლო
საბჭოს მიერ

თბილისი

2014 წ.

გ.რატიანი, ო.ფურცელაძე

ჰაერის კონდიციონირება და სიცივით მომარაგება. სახელმძღვანელო.

სახელმძღვანელოში ჩამოყალიბებულია ჰაერის კონდიციონირების და სიცივით მომარაგების თეორიის და ტექნიკის საფუძვლები; განხილულია ტენიანი ჰაერის თვისებები და მისი მდგომარეობის ცვლილებების პროცესები; მოცემულია ჰაერის კონდიციონირების სისტემების სტრუქტურული სქემები და კლასიფიკაცია; მოცემულია აგრეთვე ჰაერის კონდიციონირების სისტემების გაანგარიშების, მუშაობის რეჟიმის და რეგულირების მეთოდები; ნაჩვენებია ჰაერის კონდიციონირების სისტემების სითბო-სიცივით მომარაგების მეთოდები, ენერჯის ხარჯვის შემცირების, სითბოს და სიცივის უტილიზაციის გზები.

სახელმძღვანელო განკუთვნილია სამშენებლო ფაკულტეტის თბოაირმომარაგებისა და ვენტილაციის სპეციალობის სტუდენტებისათვის. იგი სასარგებლო იქნება და დიდ დახმარებას გაუწევს საპროექტო ორგანიზაციებსა და სამეცნიერო-კვლევით დაწესებულებებში მომუშავე საინჟინრო-ტექნიკურ და სამეცნიერო პერსონალს.

რეცენზენტები: სრული პროფესორი მ.გრძელიშვილი,
ასოცირებული პროფესორი ო.გიორგობიანი.

დახმარებისათვის მადლობას ვუცხადებთ „ენერგოეფექტურობის ცენტრ საქართველოს“.

წინასიტყვაობა

ჰაერის კონდიციონირება ნიშნავს სათავსების ან ნაგებობების შიგა ჰაერის გარემოს საჭირო კონდიციების შექმნას და ავტომატურად შენარჩუნებას. კონდიციონირებაში იგულისხმება ჰაერის შემდეგი პარამეტრები: ტემპერატურა, ტენიანობა, მოძრაობის სიჩქარე, სისუფთავე, ოდორიზაცია ან დეზოდორიზაცია, აირთა და იონთა შემადგენლობა.

ჰაერის კონდიციონირებას უზრუნველყოფს სპეციალური სისტემები, რომელთაც ჰაერის კონდიციონირების სისტემები (ჰკს) ეწოდება. ჰკს წარმოადგენს მოწყობილობათა კომპლექსს, განკუთვნილს სათავსის შიგა ჰაერის მოცემული პარამეტრების შესაქმნელად და ავტომატურად სარეგულიროდ. ჰაერის კონდიციონირების სისტემას შეუძლია იმუშაოს შენობაში ვენტილაციის და გათბობის სისტემებთან ერთად, მაგრამ ჩვეულებრივად იგი ითავსებს მათ ფუნქციებს და ქმნის შენობაში ან სათავსში აუცილებელ კლიმატურ პირობებს წლის როგორც ცივ, ასევე თბილ პერიოდში. ჰაერის კონდიციონირების სისტემები ქმნიან კომფორტულ პირობებს სათავსებში ადამიანებისთვის, ასევე უზრუნველყოფენ ჰაერის საჭირო პარამეტრებს საწარმოებში მაღალხარისხოვანი პროდუქციის შესაქმნელად და შრომის ნაყოფიერების ასამაღლებლად. მნიშვნელოვანია ჰკს-ის როლი სამედიცინო დაწესებულებებში მოცემული პარამეტრების მქონე, სუფთა, სტერილური საჰაერო გარემოს შესაქმნელად, რაც მნიშვნელოვან პირობას წარმოადგენს ადამიანთა სამკურნალოდ. ასევე მნიშვნელოვანია გარკვეული კლიმატური პირობების შექმნა კულტურული და ისტორიული ფასეულობების შესანარჩუნებლად მუზეუმებსა და სხვა დაწესებულებებში, რისი მიღწევა შესაძლებელია ჰაერის კონდიციონირების სისტემების საშუალებით.

თავი 1. ჰაერის კონდიციონირების სანიტარიულ - ჰიგიენური და ტექნოლოგიური საფუძვლები

1.1. ჰაერის კონდიციონირების დანიშნულება

ადამიანის ჯანმრთელობა, შრომისუნარიანობა და თვითშეგრძნება დიდადაა დამოკიდებული საცხოვრებელი და საზოგადოებრივი შენობების მიკროკლიმატზე, სადაც იგი დროის მნიშვნელოვან ნაწილს ატარებს.

სათავსის ჰაერის სისუფთავე და სხვა სასიცოცხლოდ მნიშვნელოვანი თვისებები, სათავსის შიდა ტემპერატურა ბევრადაა დამოკიდებული იმ საინჟინრო სისტემებზე, რომლებმაც უნდა უზრუნველყონ სათავსის შიგა ჰაერის კომფორტული პირობების შექმნა.

ამგვარი სისტემებიდან შეძლება გამოვყოთ ვენტილაციის, გათბობის (ან კომბინირებული გათბობა-ვენტილაციის სისტემა) და ჰაერის კონდიციონირების სისტემები (ჰკს). ვენტილაციასთან შეთავსებული ჰაერით გათბობის სისტემის საშუალებით სათავსებში შეიქმნება საკმაოდ მისაღები მიკროკლიმატი. ჰაერის კონდიციონირება წარმოადგენს უფრო მაღალი კლასის სისტემას გაცილებით დიდი შესაძლებლობებით. პრინციპული უპირატესობა იმაში მდგომარეობს, რომ გათბობა-ვენტილაციის ამოცანების შესრულების გარდა, მას სამაცივრო მანქანის გამოყენებით შეუძლია შექმნას კომფორტული მიკროკლიმატი წლის ცხელ პერიოდში, ზაფხულში.

ამ მიზნების მისაღწევად ჰაერის კონდიციონირება ითვალისწინებს ჰაერის დამუშავებას: გათბობას ან გაცივებას, დატენიანებას ან გაშრობას, მტვრისაგან გაწმენდას, იონიზაციას, ოდორიზაციას ან დეზოდორიზაციას. ამასთან ჰაერის კონდიციონირების სისტემის საშუალებით სათავსში ვიღებთ ჰაერის მოცემულ პარამეტრებს და ვინარჩუნებთ ატმოსფერული ჰაერის ცვლილებებისაგან დამოუკიდებლად.

ჰაერის კონდიციონირების სისტემები დანიშნულების მიხედვით იყოფა კომფორტულ და ტექნოლოგიურ სისტემებად. კომფორტული ჰაერის კონდიციონირების სისტემების დანიშნულებაა ოპტიმალური სანიტარიულ-ჰიგიენური მოთხოვნების შესაბამისი ჰაერის ტემპერატურის, ტენიანობის, სისუფთავის, მოძრაობის სიჩქარის დამყარება სათავსში და ავტომატურად შენარჩუნება.

ტექნოლოგიური ჰაერის კონდიციონირების სისტემის დანიშნულებაა ჰაერის ისეთი პარამეტრების უზრუნველყოფა, რომლებიც მაქსიმალურად პასუხობს სამრეწველო და ტექნოლოგიური პროცესების მოთხოვნებს.

იმისთვის, რომ დავრწმუნდეთ, სასიცოცხლოდ რამდენად აუცილებელია სათავსებში გარკვეული მეტეოროლოგიური პარამეტრების დამყარება, უფრო

დაწვრილებით განვიხილოთ კომფორტულ კონდიცირებასთან დაკავშირებული ძირითადი ცნებები.

1.2. ადამიანის თბური შეგრძნების კომფორტული ბალანსი

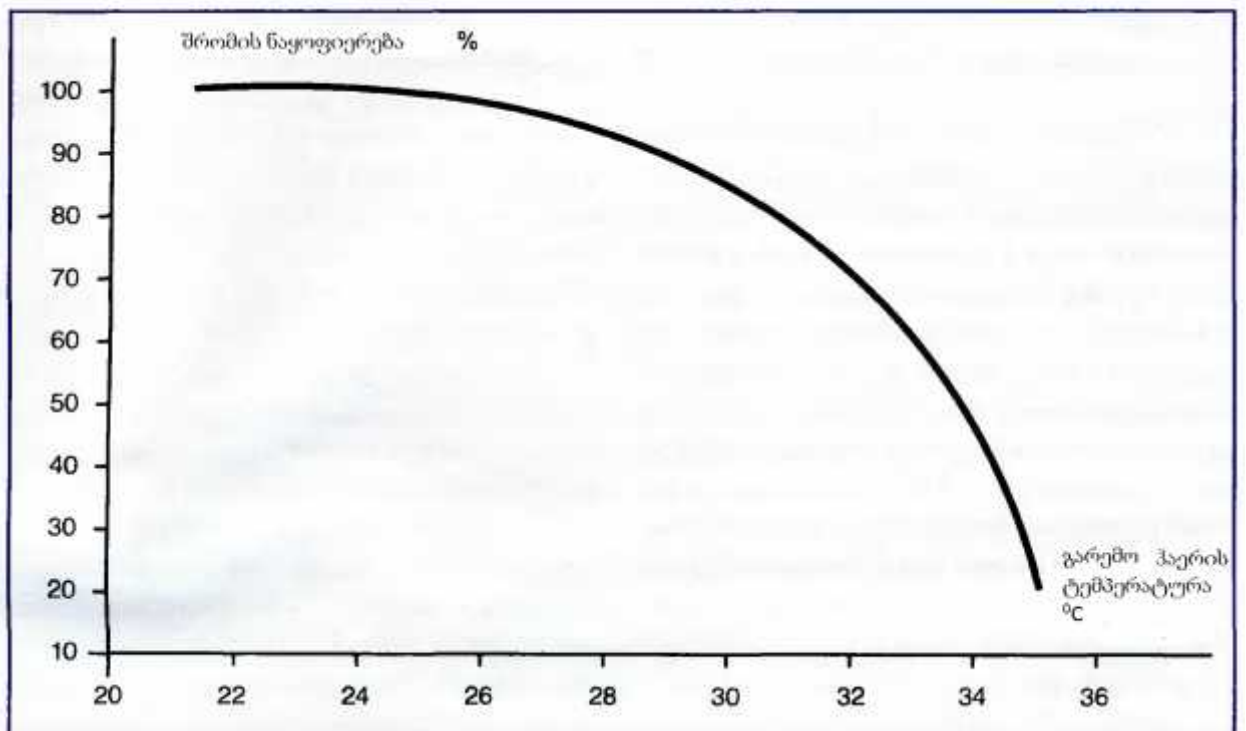
ადამიანის თბურ შეგრძნებაზე ძირითადად მოქმედებს შემდეგი ოთხი ფაქტორი: ჰაერის ტემპერატურა და ტენიანობა, მოძრაობის სიჩქარე, სათავსში შემომზღვდი კონსტრუქციების ტემპერატურა. ამ პარამეტრების სხვადასხვა კომბინაციის შემთხვევაში შეიძლება მიღწეულ იქნას ადამიანისთვის ერთი და იგივე თბური შეგრძნება. ამასთან, უნდა აღინიშნოს, რომ თითოეული ამ პარამეტრიდან შეიძლება შეიცვალოს მხოლოდ გარკვეულ ფარგლებში, რაც დააკმაყოფილებს კომფორტული თბური შეგრძნების პირობებს.

ჰაერის ტემპერატურის, ტენიანობის და მოძრაობის სიჩქარის ცვლილებების დასაშვები ზღვრის ცოდნით შესაძლებელია ჰაერის კონდიცირების ამა თუ იმ სისტემის გამოყენების რეგლამენტირება.

თუ ადამიანი არ გძნობს სიცივეს, გადახურებას, ჰაერის მოძრაობას ტანთან, გარმო გარემო ჰაერის მეტეოროლოგიური კონდიციები (შემომზღვდი კონსტრუქციების ტემპერატურის გათვალისწინებით) ითვლება კომფორტულად. სხვა სიტყვებით ადამიანი თავს გძნობს კომფორტულად იმ შემთხვევაში, როცა იგი ნორმალურად (თბოგაცემის ფორსირების გარეშე) გასცემს იმავე რაოდენობის სითბოს, რასაც გამოიმუშავებს მისი ორგანიზმი, ე.ი. ადამიანის კომფორტული თბური შეგრძნება დამოკიდებულია თბოგენერაციასა და თბოგადაცემას შორის ბალანსზე. თბოგენერაციისა და თბოგადაცემის შედეგად ადამიანის ტანის შიგა ტემპერატურა მყარდება 36,6-36,8 °C დონეზე და იმართება ორგანიზმის ავტომატური თერმორეგულაციის უნარის საკმაოდ რთული მექანიზმით: სხეულის კანისკენ სისხლის ნაკადის გაზრდით ან შემცირებით, ნივთიერებათა ცვლის გაძლერებით ან შესუსტებით. ადამიანის სხეულის კანის ზედაპირის ტემპერატურა დამოკიდებულია გარემო ჰაერის ტემპერატურაზე და საშუალოდ შეიძლება მივიღოთ 33 °C ტოლად.

ავტომატური თერმორეგულაციის მეშვეობით ადამიანის ორგანიზმი ეგუება გარემო ჰაერის პარამეტრების ცვლილებას, მაგრამ თერმორეგულაცია ეფექტურია მხოლოდ პარამეტრების ნორმალურისაგან მცირე და ნელი გადახრის შემთხვევაში. პარამეტრების მნიშვნელოვანი და ჩქარი გადახრის დროს ირღვევა ორგანიზმის ფიზიოლოგიური ფუნქციები: თერმორეგულაცია, ნივთიერებათა ცვლა, გულ-სისხლძარღვთა და ნერვიული სისტემის მუშაობა და სხვა. ამასთან ადამიანის ორგანიზმში შეიმჩნევა სერიოზული დარღვევები. მაგალითად, „გადახურებულ“ პირობებში მოხვედრილი ადამიანის სხეულის ტემპერატურა იზრდება, მკვეთრად უმცირდება შრომისუნარიანობა, ადვილად ღიზიანდება.

დიაგრამაზე (ნახ 1.1) მოყვანილია შრომისუნარიანობის დამოკიდებულება გარემო ჰაერის ტემპერატურაზე. როგორც გრაფიკიდან ჩანს, შრომისუნარიანობა მკვეთრად მცირდება მაშინ, როდესაც ტემპერატურა 26 °C-ზე მეტია.



ნახ. 1.1 შრომისუნარიანობის დამოკიდებულება გარემო ჰაერის ტემპერატურაზე.

ჰაერის კონდიციონების ამოცანა მდგომარეობს გარემო ჰაერის პარამეტრების შექმნაში, როცა თითოეული ადამიანი თავისი ინდივიდუალური ორგანიზმის ავტომატური თერმორეგულაციის სისტემის მეშვეობით თავს კომფორტულად გრძნობს, ე.ი. ვერ ამჩნევს ამ გარემოს გავლენას.

ჰიგიენური თვალსაზრისით საცხოვრებელ სათავსში ჰაერის ყველაზე მისაღები ტემპერატურა წლის ცივ პერიოდში შეადგენს 22 °C ± 1°C გრადუსს. უფრო დაბალი ტემპერატურა, მაგალითად 18 °C, რომელიც რეკომენდებულია ნორმატიული მასალებით გათბობის სისტემების პროექტირებისას, შეფასდება როგორც „გრილი“ ან „ცივი“. თბილ პერიოდში სათავსის შიგა ჰაერის ტემპერატურა სხვა პარამეტრებთან ერთად დამოკიდებულია გარე ჰაერის ტემპერატურაზე.

ამასთან უნდა აღინიშნოს, რომ ნორმალურ მიკროკლიმატურ პირობებში ჩვეულებრივ, ადამიანების 10% თავს დისკომფორტულად გრძნობს. ეს გარემოება აიხსნება ცხოვრების სხვადასხვა სოციალური პირობებით: შეჩვეული კლიმატით, ტანსაცმლით, კვებით, საცხოვრებელი პირობებით, ასაკით და სხვა.

1.3. ადამიანის თბური ბალანსი

ადამიანის ორგანიზმი გამოიმუშავებს გარკვეული რაოდენობის სითბოს, რომელიც ისე უნდა გადაეცეს გარემოს, რომ არ მოხდეს ორგანიზმის გადახურება ან გადაცივება.

ადამიანის ორგანიზმიდან გარემოში სითბოს გადაცემა დამოკიდებულია რამდენიმე ცვლად პარამეტრზე:

ტემპერატურის სხვაობა (დადებითი ან უარყოფითი) ადამიანის ტანსა და გარემო ჰაერს შორის;

ტემპერატურის სხვაობა (დადებითი ან უარყოფითი) ადამიანის ტანსა და სათავსის შემომზღულ კონსტრუქციებს შორის;

სითხის აორთქლება ადამიანის ტანიდან (აორთქლებითი გაცივება);

სითბოს აშკარა და ფარული გაცემა სუნთქვის შედეგად, შესაბამისად თბოგამტარობით და აორთქლებით;

ადამიანის ორგანიზმიდან გამოყოფილი სითბო კანის მეშვეობით (აშკარა სითბო) და აორთქლებით (ფარული სითბო), აგრეთვე თბილი ჰაერის ამოსუნთქვით.

რადიაციული თბოცვლა მიმდინარეობს ადამიანსა და შემომზღულდავ ზედაპირებს შორის. მისი სიდიდე და მიმართულება დამოკიდებულია ამ ზედაპირების ტემპერატურაზე, ჰაერის ტენიანობაზე, მოძრაობის სიჩქარეზე და ტანისამოსის თბოგამტარობაზე.

სითხის აორთქლება ადამიანის ტანის ზედაპირიდან (ფარული თბოცვლა) ხორციელდება ტანის ზედაპირთან არსებულ გაჯერებულ შრესა და სათავსის ჰაერში წყლის ორთქლის პარციალურ წნევათა სხვაობით. ამ დროს ორგანიზმი კარგავს სითხის ასაორთქლებლად საჭირო სითბოს. სითბოს გაცემა აორთქლებით მით მეტი იქნება, რაც ნაკლებია სათავსის ჰაერის ფარდობითი ტენიანობის მნიშვნელობა მოცემულ ტემპერატურაზე. ჰაერის ფარდობითი ტენიანობის შემცირება იწვევს სათავსის ჰაერში და ორგანიზმის ზედაპირთან პარციალურ წნევათა სხვაობის ზრდას და შესაბამისად, აორთქლების ინტენსივობას.

სათავსის ჰაერის კომფორტულობის მახასიათებლები დამოკიდებულია ადამიანის მუშაობის ინტენსივობასა და ტანსაცმელზე. ჰაერისა და შემომზღული ზედაპირების ტემპერატურის მუდმივობის შემთხვევაში ორგანიზმის ფიზიკური დატვირთვის გაზრდის დროს იზრდება საერთო სითბოს და მასის გამოყოფა და ტენის აორთქლების შედეგად გაცემული სითბოს რაოდენობა. მუდმივი ფიზიკური დატვირთვის და გარმოს ტემპერატურის ზრდის შემთხვევაში მცირდება აშკარა თბოგაცემის წილი და იზრდება სითბოს გაცემა აორთქლებით პრაქტიკულად მუდმივი საერთო სითბოს გაცემის პირობებში.

ადამიანის ორგანიზმის მდგომარეობის (ძილი, დასვენება, გონებრივი მუშაობა, სხვადასხვა ინტენსიური ფიზიკური მუშაობა) მიხედვით გამოყოფილი

საერთო სითბოს რაოდენობა მოცემულია ცხრილში 1.1. მოზადთათვის მონაცემები მრავლდება კოეფიციენტზე 0,8.

ადამიანის საერთო სითბოს ბალანსი განისაზღვრება განტოლებით:

$$Q_s \pm Q_a \pm Q_r + Q_{\text{აო}} \pm \Delta Q = 0, \quad (1.1)$$

სადაც Q_s არის საერთო სითბოს რაოდენობა, რომელსაც გამოყოფს ადამიანი;

Q_a - კონვექციით გაცემული ან შეთვისებული სითბოს რაოდენობა;

Q_r - რადიაციით გაცემული ან შეთვისებული სითბოს რაოდენობა;

$Q_{\text{აო}}$ -აორთქლებით გაცემული სითბოს რაოდენობა;

ΔQ - ორგანიზმში სითბოს სიჭარბე ან დანაკლისი (დეფიციტი).

იმ შემთხვევაში თუ ორგანიზმის მიერ გამოყოფილი სითბო და სითბოს დანაკარგები ბალანსირებული არ არის, მაშინ ორგანიზმის ტემპერატურა აიწევს ან პირიქით, სხეული გადაცივდება. თერმორეგულაციის სისტემა გარკვეულ საზღვრებში იცავს ორგანიზმის თბურ ბალანსს.

ცხრილი 1.1

რიგი	მუშაობის სახე	სითბოს რაოდენობა, ვტ
1	ადამიანი მშვიდ მდგომარეობაში:	
	წოლის დროს	80
	ჯდომის დროს	85-90
	დგომის დროს	90
2	ფიზიკური დატვირთვისას:	
	კერვა	115-140
	საჩამომსხმელო მეტალურგია	175-290
	მიწაზე მუშაობა, მჭედლობა	290-490
	სპორტული ცურვა	1000-მდე
	მთაზე ასვლა	775-895
	მუსკულატურის მაქსიმალური მუშაობა	1940
3	გონებრივი დატვირთვისას:	
	კითხვა	115
	ლაბორატორიული მუშაობა	140-160
	საანგარიშო მანქანასთან მუშაობა	135
	ლექციების კითხვა	200-315

რეალურ პირობებში თერმორეგულაციის შესაძლებლობა შეზღუდულია. ადამიანის მიერ სითბოს გაცემის ინტენსივობა დამოკიდებულია სათავსის თბურ მდგომარეობაზე, რომლის მნიშვნელობას განვსაზღვრავთ: $T_{\text{ჰაერის}}$ სიჩქარით, ρ ფარდობითი ტენიანობით, $t_{\text{ჰაერისა}}$ და $T_{\text{სხეული}}$ ზედაპირების ტემპერატურებით და ზედაპირების ზომებით. ასეთი მაჩვენებლების კომფორტულ ერთიანობას

შეესაბამება ისეთი ოპტიმალური მეტეოროლოგიური პირობები, რომლის დროსაც თბური წონასწორობა არ ირღვევა და თერმორეგულაციის პროცეში დაძაბულობა არ იგრძნობა. ცხადია, რეალურ პირობებში საქმე გვაქვს თერმორეგულაციის პროცესის მცირე დაძაბულობასთან, რომელიც ქმნის თბური მდგომარეობის დასაშვებ დისოკმფორტს.

სტაციონარული რეჟიმის პირობებისათვის, როდესაც ადამიანის ტემპერატურა მცირედ იცვლება დროის მიხედვით, თბური ბალანსი შეიძლება გამოისახოს (1.2) განტოლებით:

$$Q_5 = Q_6 + Q_3 + Q_{\text{კო}} + \Delta Q \quad (1.2)$$

Q_6 და Q_3 სიდიდეები წარმოადგენს ადამიანისა და გარემოს შორის აშკარა თბოცვლის, შემდგენელებს, ვტ-ობით. როგორც ცნობილია სამშენებლო თბოფიზიკის კურსიდან, მათი ჯამური მნიშვნელობა:

$$Q_{6+3} = (2,16 + 8,87\sqrt{s_3})(35 - t_{\text{სთ}}) \quad (1.3)$$

სადაც s_3 არის ჰაერის სიჩქარე, მ/წმ;

$t_{\text{სთ}}$ - სათავსის ტემპერატურა °C-ობით.

$$t_{\text{სთ}} = (t_3 + t_6) / 2 \quad (1.4)$$

აქ t_3 და t_6 სათავსის ჰაერისა და კედლის ზედაპირის რადიაციული ტემპერატურაა °C-ობით.

(1.3) ფორმულა მართებულია ადამიანის მიერ მსუბუქი მუშაობის დროს.

წარმოებაში ყოველგვარი სამუშაო სიმძიმის მიხედვით შეიძლება დაიყოს სამ კატეგორიად:

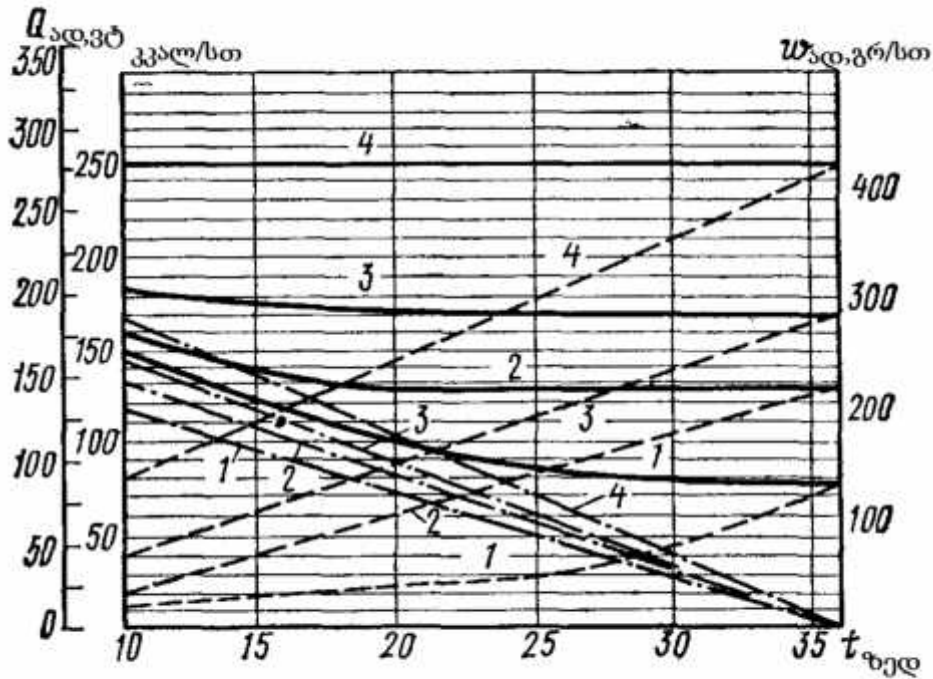
- ა) მსუბუქი დატვირთვა, როდესაც ადამიანის მიერ დახარჯული ენერგია არ აღემატება 175 ვტ. ამ კატეგორიას შეიძლება მივაკუთვნოთ აგრეთვე ადამიანის მშვიდ მდგომარეობაში ყოფნა;
- ბ) საშუალო ფიზიკური დატვირთვა, როდესაც ადამიანი გამოყოფს 300 ვტ. ენერგიას;
- გ) მძიმე ფიზიკური მუშაობა, როდესაც ადამიანი გამოყოფს 300 ვტ-ზე მეტ ენერგიას.

ადამიანის სხეულის მიერ სრული, აშკარა და ფარული სითბოს დანაკარგები სხვადასხვა ფიზიკური დატვირთვის დროს სათავსის ტემპერატურის მიხედვით მოცემულია (1.1) ნახაზზე.

როგორც ნახაზიდან ჩანს, ფიზიკური მუშაობის ზრდით დიდდება ადამიანის მიერ დაკარგული აშკარა სითბო. ეს დანაკარგები (1.3) ფორმულაში შეიძლება გავითვალისწინოთ β_1 შესწორების კოეფიციენტით. საშუალო დატვირთვისათვის $\beta_1=1,07$. ხოლო მძიმე მუშაობის პირობებში $\beta_1=1,15$.

β_2 შესწორების კოეფიციენტი ითვალისწინებს ტანისამოსის გავლენას თბოგაცემაზე. ჩვეულებრივი (საშუალო) ჩაცმულობისათვის $\beta_2=0,488$, ე.ი. ზოგადი შემთხვევისათვის ფორმულა (1.3) შემდეგი სახისაა:

$$Q_{r+კ} = \beta_1 \beta_2 (2,16 + 8,87\sqrt{u_3})(35 - t_{სათ}). \quad (1.5)$$



- სრული სითბოს რაოდენობა;
- - ტენის აორთქლებაზე დახარჯული სითბოს რაოდენობა;
- · - · - აშკარა სითბოს რაოდენობა.

ნახ. 1.2. ადამიანის სხეულის მიერ აშკარა, ფარული (ტენის აორთქლება) და სხეულის სითბოს გაცემა შესრულებული სამუშაოს ხასიათის მიხედვით სხვადასხვა ტემპერატურაზე: 1- ადამიანი მშვიდ მდგომარეობაში; 2-დაწესებულებაში მსუბუქი შრომა; 3-საშუალო ფიზიკური მუშაობა; 4- მძიმე ფიზიკური დატვირთვა.

ადამიანის კანის ზედაპირიდან ტენის აორთქლებაზე იხარჯება $Q_{აო}$ სითბო, ვტ-ობით, რომელიც დამოკიდებულია მრავალ ფაქტორზე და მისი გამოანგარიშება საკმაოდ რთულია; ამასთან დაკავშირებით ლიტერატურაში რეკომენდებულია აორთქლებაზე დახარჯული სითბოს (ფარული სითბო) გამოვიანგარიშოთ გრაფიკით, რომელიც მოცემულია (1.2) ნახაზზე.

მას შემდეგ, რაც გავეცანით თბოგაცემის პროცესებს ადამიანსა და გარემოს შორის, საჭიროა დავადგინოთ სათავსის ის ძირითადი საანგარიშო თბური პირობები, რომლის დროსაც მასში იქმნება კომფორტული ზონა. ცხადია, ასეთი

ზონები რამდენიმეა. ეს ზონები დამოკიდებულია სხვადასხვა ფაქტორზე: წლის სხვადასხვა დროზე, სამუშაოს შესრულების სახეზე, შენობის დანიშნულებაზე, ადამიანის ასაკზე, გარემოს კლიმატზე და სხვა. კომფორტული ზონები შეიძლება იყოს როგორც ოპტიმალური, ისე დასაშვები.

სათავსში თბური პირობები ძირითადად დამოკიდებულია ჰაერისა და მასში განთავსებული ზედაპირების ტემპერატურებზე, ე.ი. სათავსის ტემპერატურაზე $t_{სთ}$ (იხ.ფორ. 1.4). ამრიგად, კომფორტული შეიძლება ვუწოდოთ ისეთ პირობებს, როდესაც ადამიანი სამუშაო ზონაში არ განიცდის გადამეტებულებისა და გადაცივების შეგრძნებას. აქვე უნდა აღინიშნოს, რომ სამუშაო ზონად მიღებულია სათავსის მოცულობა იატაკის ნიშნულიდან 2 მეტრის სიმაღლეზე ან ბაქანში, სადაც მოთავსებულია სამუშაო ადგილები.

(1.4) ფორმულაში რადიაციული ტემპერატურა განისაზღვრება შემდეგი გამოსახულებით:

$$t_R = \sum f_{\alpha\beta} T_i \quad (1.6)$$

სადაც T_i არის ზედაპირების ტემპერატურა;

$f_{\alpha\beta}$ - ადამიანიდან ცალკეული T_i ტემპერატურის მქონე ზედაპირებზე დასხივების კოეფიციენტი.

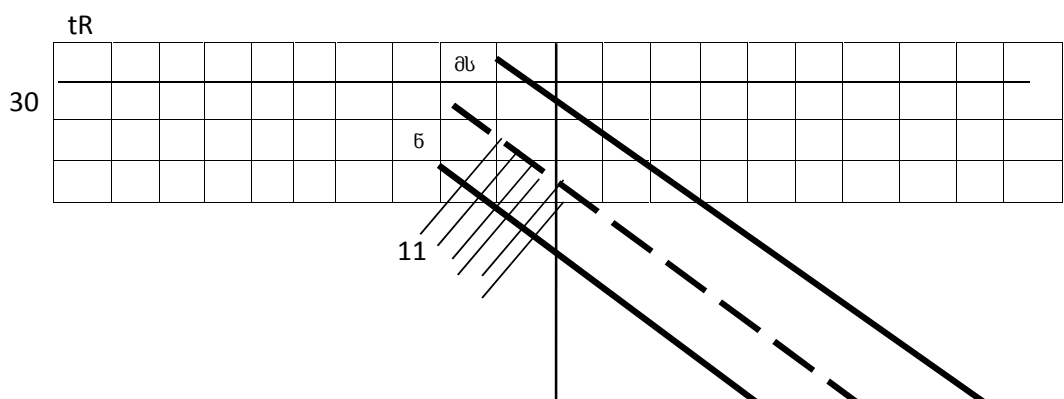
დასხივების კოეფიციენტის მნიშვნელობა მიიღება სპეციალური გრაფიკიდან, რომელიც მოცემულია სამშენებლო თბოფიზიკის სახელმძღვანელოებში. რადიაციული ტემპერატურის დამოკიდებულება სათავსის ჰაერის მიმართ კომფორტული პირობებისათვის შესაძლებელია გაანგარიშდეს ადამიანის კონვენციურ-რადიაციული თბოცვლის განტოლებიდან (იხ. 1.5 განტოლება). სათანადო გარდაქმნების შემდეგ ზამთრის პირობებისათვის რადიაციულ ტემპერატურას ექნება შემდეგი სახე:

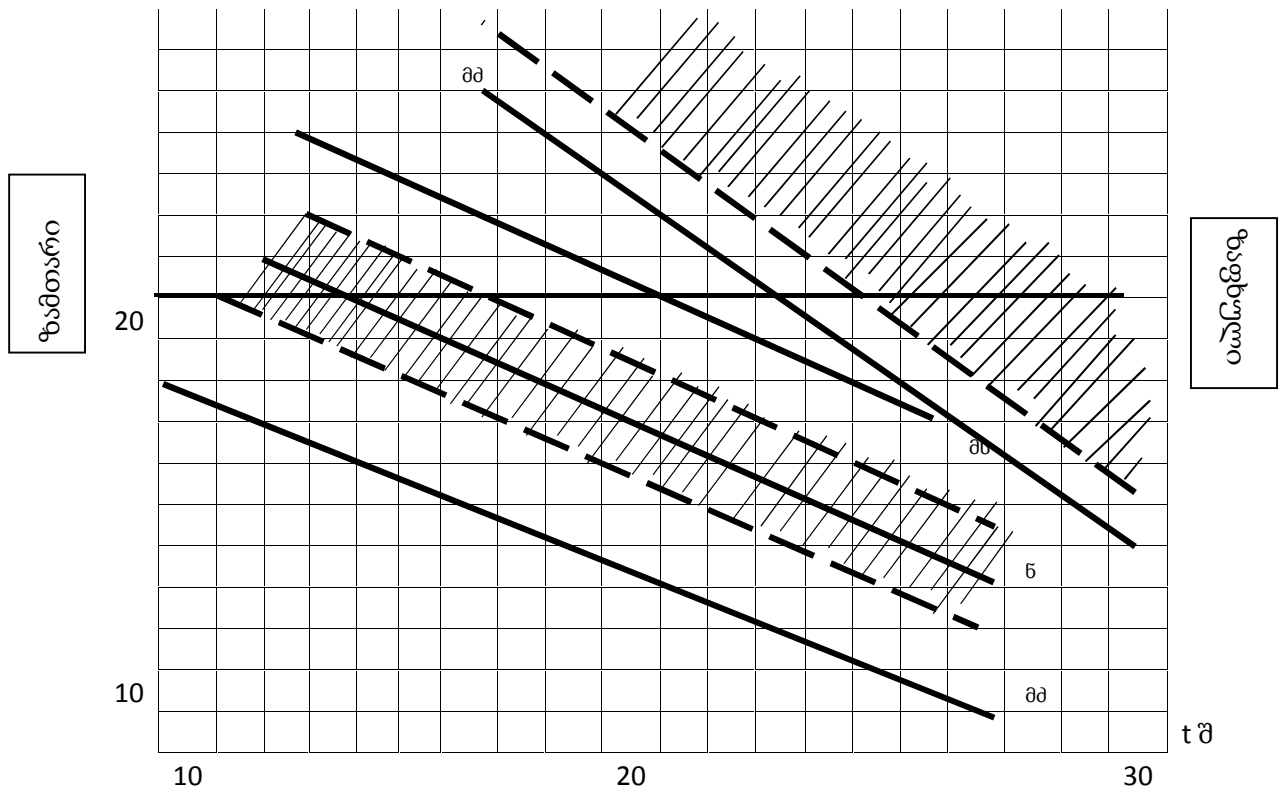
$$t_R = 29 - 0,57 t_3 \quad (1.7)$$

ხოლო ზაფხულის რეჟიმისათვის:

$$t_R = 36 - 0,5 t_3 \quad (1.8)$$

ამ განტოლების საფუძველზე სხვადასხვა სიმძიმის მუშაობისათვის (1.3) ნახაზზე აგებულია კომფორტულობის გრაფიკი ზამთრის და ზაფხულის რეჟიმებისათვის





ნახ. 1.3. კომფორტულობის პირველი პირობა:
 მმ - მძიმე, ნ - ნორმალური, მს-მსუბუქი მუშაობა.

როგორც (1.7) და (1.8) განტოლებებიდან, აგრეთვე (1.3) ნახაზიდან ჩანს, რომ ტემპერატურული კომფორტულობის ზონის პირობები დაცული იქნება მხოლოდ იმ შემთხვევაში, თუ სათავსის ჰაერის ტემპერატურას ეთანადება რადიაციული ტემპერატურის გარკვეული მნიშვნელობა. მაგალითად, თუ ზაფხულის რეჟიმში სათავსის ჰაერის ტემპერატურა ტოლია 25°C , მაშინ ნორმალური მუშაობისათვის რადიაციული ტემპერატურა უნდა იყოს $t_R=22^{\circ}\text{C}$. სათანადოდ, (1.4) განტოლების თანახმად სათავსის ჰაერის კომფორტული ტემპერატურა იქნება:

$$t_{\text{სთ}}=(25+22)/2=23,5^{\circ}\text{C}.$$

ანალოგიურად მძიმე მუშაობის პირობებში ჰაერის ტემპერატურის იმავე მნიშვნელობისათვის ($t_3=25^{\circ}\text{C}$) რადიაციული ტემპერატურა ტოლია $t_R=18^{\circ}\text{C}$,

სათანადოდ, სათავსის ჰაერის ტემპერატურა იქნება $t_{\text{სთ}}=21,5^{\circ}\text{C}$; მსუბუქი მუშაობისათვის $t_{\text{სთ}}=25,5^{\circ}\text{C}$. ამრიგად, დასაშვები რადიაციული ტემპერატურა მიზანშეწონილია უზრუნველყოთ სამშენებლო და ტექნოლოგიური ღონისძიებებით, როგორცაა გადამღობავი კონსტრუქციების თბოსაიზოლაციო ფენების გაზრდა ან შემცირება, ამავე კონსტრუქციის ან ნაკეთობების ეკრანირება და სხვ.

1.4. სათავსის შიგა ჰაერის საანგარიშო პარამეტრები

კომფორტულობის ზონების დასადგენად ერთ-ერთ ძირითად პარამეტრს წარმოადგენს სათავსის ტემპერატურა (იხ. განტოლება 1.4), რომელიც ფარდობით ტენიანობასა და ჰაერის მოძრაობის სიჩქარესთან ერთად გავლენას ახდენს ადამიანის ორგანიზმის ნორმალურ თბოცვლაზე. მეორე მხრივ, სანიტარიული ნორმები სათავსის პირობებს ყოფს ორ ნაწილად: ოპტიმალურ, რომელიც უზრუნველყოფილი უნდა იყოს ავტომატური რეგულირების სისტემებით, და დასაშვებ პირობებად, რომელიც დამაკმაყოფილებელია სავენტილაციო სისტემების ავტომატური რეგულირების გარეშე (იხ.ცხ.1.2). როგორც ამ ცხრილიდან ჩანს, სანიტარიულ-ჰიგიენური მოთხოვნების თანახმად, საწარმოო სათავსებისათვის ჰაერის ტემპერატურა ნორმირებულია წლის სხვადასხვა პერიოდის მიხედვით აშკარა ჭარბი სითბოთი და მუშაობის კატეგორიით; სხვა განსხვავებულ სათავსებისათვის კი სამშენებლო ნორმებით და წესებით სათავსში ადამიანის თბოცვლის გათვალისწინებით ნორმირებული უნდა იყოს არა ჰაერის ოპტიმალური ტემპერატურა, არამედ სათავსის ტემპერატურა $t_{\text{სთ}}$, რომელიც დამოკიდებულია ადამიანის მოქმედებაზე, მის ჩაცმულობასა და სათავსში თბოცვლის პირობებზე. უკანასკნელი ჰიგიენური გამიკვლევების მიხედვით სათავსის მიკროკლიმატის პარამეტრები საგრძნობლად განსხვავდება მონაცემებისაგან, რომელიც რეკომენდებულია სანიტარიულ-ჰიგიენური ნორმებით.

მიუხედავად ამისა, ჰაერის კონდიციონირების დაპროექტების დროს ჰაერის საანგარიშო პარამეტრები მიიღება ოპტიმალური მნიშვნელობების მიხედვით რომლებიც მოცემულია (1.2) ცხრილში.

აღსანიშნავია, რომ საცხოვრებელი და საზოგადო შენობებისათვის ოპტიმალური სათავსის ჰაერის პარამეტრების მნიშვნელობები, რომელიც რეკომენდებულია სანიტარიული ნორმებით (იხ. ცხ. 1.2), მიახლოებით ტოლია სათავსის საშუალო კომფორტული ტემპერატურისა.

ცხრილში (1.2) საანგარიშო პარამეტრები შერჩეულია მუშაობის სიმძიმის კატეგორიების (მსუბუქი, საშუალო, მძიმე) და აშკარა სითბოს სიჭარბის (დანადგარებიდან, ცხელი ზედაპირებიდან, მზის რადიაციით და ადამიანებიდან)

მიხედვით. აშკარა სითბოს სიჭარბის მიხედვით სათავსები დაყოფილია ორ კატეგორიად: დაბალი თბური ინტენსივობის სათავსებად, როდესაც ხვედრითი ჭარბი სითბოს რაოდენობა არ აღემატება 23 ვტ/მ³-ს (20 კკალ/მ³ სთ), და მაღალი, როდესაც მოცულობაში გამოყოფილი სითბო მეტია 23 ვტ/მ³-ზე. როგორც წესი, საცხოვრებელი და საზოგადოებრივი შენობები მიეკუთვნება დაბალი ინტენსივობის სათავსებს.

ჰაერით გარემოცვის ოპტიმალური პირობები (ცხრ. 1.2) დადგენილია ადამიანების ნორმალური ჩაცმულობის შემთხვევაში სათავსში მისი ხანგრძლივი ყოფნის დროს (3 საათზე მეტი). იმ შემთხვევაში, თუ თბილ პერიოდში ადამიანი სათავსში იმყოფება მცირე დროის განმავლობაში, მაშინ ოპტიმალური ტემპერატურული პირობები დამოკიდებულია ატმოსფერულ გარემოს ტემპერატურაზე, ვინაიდან დიდი ტემპერატურული სხვაობა გამოიწვევს არასასიამოვნო შეგრძნებას და ორგანიზმის გაცივებას. ატმოსფერული ჰაერის ტემპერატურა თუ მეტია 30°C, მაშინ სათავსის ჰაერის ტემპერატურა (კინოთეატრები, მაღაზიები, და სხვა) უნდა გაანგარიშდეს შემდეგი ემპირიული ფორმულით:

$$t_{3\text{ სთ}} = t_3 + 0,5(t_3 - 30), \quad (1.9)$$

$$t_{1\text{ სთ}} = 1,04 t_{3\text{ სთ}}$$

სადაც t_3 არის სათავსის ოპტიმალური ტემპერატურა ადამიანის ხანგრძლივი ყოფნის დროს. მისი მნიშვნელობა აიღება (1.2) ცხრილიდან;

t_3 - ატმოსფერული ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურა;

$t_{3\text{ სთ}}$ და $t_{1\text{ სთ}}$ - ჰაერის ტემპერატურა იმ სათავსისთვის, სადაც ადამიანის ყოფნის დრო განისაზღვრება 1 – 3 საათით.

საზოგადოებრივი (ადმინისტრაციული, მაცურებელთა დარბაზები, საავადმყოფოები, რესტორნები) და საცხოვრებელი შენობებისათვის ჰაერის კონდიციონირების დაპროექტებისას წლის ცივ და გარდამავალ პერიოდებში, როცა ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურა ნაკლებია 10°C-ზე, სამშენებლო ნორმებისა და წესების თანახმად, სათავსის ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურა მიიღება 18°C-ის ტოლი. წლის თბილი პერიოდისათვის, როდესაც გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურა მეტია 10°C -ზე, სათავსის საანგარიშო ჰაერის ტემპერატურა შეიძლება ცხრილი 1.2-ის საშუალებით შეფასდეს შემდეგი თანამიმდევრობით (ცხრილი 1.3):

ცხრილი 1.2.

სათავსის ჰაერის ოპტიმალური და დასაშვები ტემპერატურების მნიშვნელობები

სათავსები და შენობები	მუშაობის კატეგორია	ჰაერის პარამეტრები	
		წლის ცივი და გარდამავალი პერიოდები (ატმოსფერული ჰაერის ტემპერატურა 10°C -ზე ნაკლები)	წლის თბილი პერიოდი (ატმოსფერული ჰაერის ტემპერატურა მეტია 10°C - ზე)

		ოპტიმალური			დასაშვები		
		t°C	φ %	υ მ/წ	t°C	φ%	υ მ/წ
საწარმოო	მსუბუქი,	20-22	60-30	0,2	22-25	60-30	0,2-0,5
	საშუალო სიმძიმის,	17-19		0,3	20-23		0,2-0,5
	მძიმე	16-18		0,3	18-21		0,3-0,7
საცხოვრებელი და საზოგადოებრივი	-	18-21	60-40	0,3	22-27	60-40	0,3

ცხრილი 1.3

სათავსის ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურებისა და ფარდობითი ტენიანობის მნიშვნელობები

გარე ტემპერატურა	ჰაერის	სათავსის საანგარიშო ტემპერატურა, °C	ჰაერის	ფარდობითი ტენიანობა, %
11-25		22		60-55
25-27		23		55-50
28-29		24		50-45
30 და მეტი		25		45-35

იმ შემთხვევაში, თუ სათავსში ადამიანი მცირე დროით იმყოფება (3 საათზე ნაკლები) და გარემო ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურა მეტია 30 °C – ზე, მაშინ საჭიროა სათავსის ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურის კორექტირება (1.9) ფორმულის საშუალებით. სათავსის ჰაერის ფარდობითი ტენიანობის ოპტიმალური მნიშვნელობები იცვლება საკმაოდ ფართო ზღვრებში 60% დან 30%-მდე და არ იწვევს შესამჩნევ უსიამოვნო შეგრძნებას. ცხადია, მაღალ ფარდობით ტენიანობას ეთანადება ტემპერატურის ნაკლები მნიშვნელობები, როგორც ეს (1.3) ცხრილშია ნაჩვენები.

მუშა ზონაში ჰაერის საანგარიშო სიჩქარეების მნიშვნელობები ცივი პერიოდისათვის მიიღება 0,2–0,3 მ/წმ, ხოლო თბილი პერიოდისთვის - 0,2– 0,7 მ/წმ. საცხოვრებელ და საზოგადო სათავსებისათვის ჰაერის სიჩქარე ყველა პერიოდში მიიღება 0,3 მ/წმ. საავადმყოფოების პალატებისათვის ჰიგიენური გამოკვლევების მონაცემებით ჰაერის სიჩქარე არ უნდა აღემატებოდეს 0,15–0,2 მ/წმ – ს.

საწარმოო შენობების შიგა ჰაერის პარამეტრების მნიშვნელობები განისაზღვრება შემდეგი პირობებით; თუ პროდუქციის რაოდენობა და ხარისხი დამოკიდებულია ზუსტი ტექნოლოგიური რეჟიმის დაცვაზე, მაშინ ტექნოლოგიური პროცესის მოთხოვნა იქნება განმსაზღვრელი; ხოლო იმ შემთხვევაში, თუ პროდუქციის გამოშვებაზე მოქმედებს ადამიანების მუშაობის ინტენსივობა, მაშინ კომფორტული პირობებით იქნება რეგლამენტირებული.

ტექნოლოგიური ჰაერის კონდიცირება უზრუნველყოფს მასალის ტენშემცველობის მუდმივობას, ქიმიური და ბიოლოგიური რეაქციების სიჩქარეს, კრისტალიზაციის პროცესის სიჩქარეს, ზუსტი მანქანათმშენებლობისათვის ტემპერატურის მუდმივობას, ტემპერატურისა და ტენიანობის შენარჩუნებას სხვადასხვა მასალების დამზადებისა და გამოცდის დროს და სხვ.

1.5. გარემო კლიმატის მახასიათებელი და საანგარიშო პარამეტრები

ჰაერის კონდიცირების სისტემების სიმძლავრის განსასაზღვრად, პირველ ყოვლისა, საჭიროა, ვიცოდეთ გარემოს კლიმატური პირობები, სადაც იმუშავებს დასაპროექტებელი სისტემები. ამასთან დაკავშირებით, გვიხდება მრავალმხრივ მოქმედი კლიმატური პირობების გასაშუალოება და გარკვეულ საზღვრებში მოქცევა, რომელსაც საანგარიშო გარე კლიმატს უწოდებენ. ამ საანგარიშო პარამეტრების ზღვრებში საჭიროა, უზრუნველყოფილი იყოს სათავსის ხელოვნური კლიმატი.

ჰაერის ყველაზე უფრო სრულ თბოტექნიკურ დახასიათებას იძლევა მისი თბოშემცველობა (ენტალპია), რომელიც სხვა პარამეტრებთან შედარებით ნაკლებ ცვლილებებს განიცდის. ამასთან დაკავშირებით, მიზანშეწონილია საანგარიშო პარამეტრების ზედა და ქვედა საზღვრები წარმოდგენილი იყოს მუდმივი ენთალპიის წრფეებით. ამჟამად ჰაერის კონდიცირების სისტემებისათვის არსებობს ნორმები, რომლებიც სრულად განსაზღვრავენ საანგარიშო ატმოსფერული ჰაერის საზღვრებს. მიუხედავად ამისა, ცხადია, რომ მისი შერჩევის დროს მხედველობაში უნდა იქნეს მიღებული ორი ძირითადი ფაქტორი: დანადგარების ეკონომიურობა და მოცემული შიგთავსის შიდა კლიმატის დარღვევის ხანგრძლივობა.

გარემო ჰაერის საანგარიშო პარამეტრების შერჩევა განისაზღვრება ადგილმდებარეობის კლიმატური პირობებით, სადაც უნდა იმუშაოს ჰაერის კონდიცირების სისტემებმა.

გარე ჰაერის სამშენებლო ნორმებსა და წესებში კლიმატის პარამეტრები დაყოფილია ორ კატეგორიად - A და B, რომლებიც განსაზღვრულნი არიან შემდეგნაირად:

წლის ცივი პერიოდისთვის:

პარამეტრი A – საშუალო ტემპერატურა და და ჰაერის ენთალპია, რომელსაც შეესაბამება საშუალო ფარდობითი ტენიანობა ყველაზე ცივი თვის 13 საათზე.

პარამეტრი B – ყველაზე ცივი ხუთდღიურის საშუალო ტემპერატურა და ჰაერის ენთალპია, რომელსაც შეესაბამება ეს ტემპერატურა და საშუალო ფარდობითი ტენიანობა ყველაზე ცივი თვის 13 საათზე.

წლის თბილი პერიოდისთვის:

პარამეტრი A – მოცემული გეოგრაფიული პუნქტებისათვის ჰაერის ტემპერატურისა და ენთალპიების მნიშვნელობებია, რომლის მაღალი მნიშვნელობების ჯამური ხანგრძლივობა 400 საათს არ აღემატება. A პარამეტრებისათვის საანგარიშო ტემპერატურას ეთანადება 13 საათზე ყველაზე ცხელი თვის საშუალო ტემპერატურა.

პარამეტრი B – ჰაერის ტემპერატურა, რომლის უფრო მაღალი მნიშვნელობის ჯამური ხანგრძლივობა 220 საათს არ აღემატება, და ჰაერის ენთალპია, რომელის უფრო მაღალი მნიშვნელობის ჯამური ხანგრძლივობა 200 საათს არ აღემატება.

1.6. ადამიანის კომფორტული მდგომარეობის განმსაზღვრელი სათავსის შიგა ჰაერის სხვა პარამეტრები

სათავსის შიგა ჰაერის ტემპერატურასთან ერთად ადამიანის კომფორტულ მდგომარეობას განაპირობებს ჰაერის სხვა პარამეტრებიც: ჰაერის ტენიანობა, მოძრაობის სიჩქარე და გაზური შემადგენლობა (აირშემადგენლობა).

ფიზიკური მუშაობის შესრულებისას ადამიანი დღე-ღამეში გამოყოფს დაახლოებით 900 გრ ტენს, რომლის მესამედი ამოსუნთქვით გამოიყოფა ფილტვებიდან, დანარჩენი კი კანის ზედაპირიდან აორთქლებით. აღნიშნულის კომპენსაცია ხდება როგორც საჭმლის ან სითხის მიღებით, ასევე გარემო ჰაერის შესუნთქვით.

ძალზე მნიშვნელოვანია, რომ სათავსის ჰაერს ჰქონდეს ადამიანების მიერ გამოყოფილი წყლის ორთქლის შეთვისების უნარი. მხოლოდ ამ პირობებში იგრძნობენ ისინი თავს კარგად. სათავსის ჰაერი წყლის ორთქლს შეითვისებს ისეთ გაჯერებულ მდგომარეობამდე, რის შემდგომ წყლის ორთქლის ნებისმიერი დამატებითი რაოდენობა დაიწყებს გამოყოფას კონდენსატის სახით. ამრიგად, ჰაერი წყლის ორთქლის მაღალი შემცველობით ვერ შეითვისებს ადამიანის მიერ გამოყოფილ წყლის ორთქლს, რაც იწვევს ძლიერ ოფლიანობას და ორგანიზმის გადატვირთვას.

ჰაერის ტენიანობის გავლენა ადამიანის თბოგაცემაზე დამოკიდებულია მიკროკლიმატის ძირითად პარამეტრებზე: ჰაერის ტემპერატურასა და თბურ გამოსხივებაზე. ჰაერის მაღალი ტენიანობა მაღალ ტემპერატურასთან ერთად აუარესებს ადამიანის თბოცვლას გარემოსთან, რაც იწვევს ორგანიზმის გადახურებას. ასევე უარყოფითად მოქმედებს ორგანიზმზე ძალზე დაბალი ტენშემცველობის ჰაერი, რაც დამახასიათებელია წლის ცივი პერიოდისთვის. ამ დროს იზრდება ადამიანის თბოგაცემა ტენის ინტენსიური აორთქლების ხარჯზე, შრება სასუნთქი გზების ლორწოვანი გარსის ზედაპირები, რაც ხელს უწყობს ავადმყოფობის გამომწვევი მიკროორგანიზმების შეღწევას სასუნთქ ორგანოებში, ორგანიზმის განწყობას გაციების და სხვა დაავადებების მიმართ.

ჰაერის ოპტიმალურ ფარდობით ტენიანობად ითვლება დიაპაზონი 30 - დან 60 % - მდე. ტენიანობის ზედა ზღვარია, დაახლოებით 70 %, ხოლო ქვედა ზღვარი - 20 %.

იმისათვის, რომ თავიდან ავიცილოთ ჰაერის ზედმეტი ტენიანობის, ან პირიქით, ზედმეტი სიმშრალის უარყოფითი გავლენა ორგანიზმზე, საჭიროა ჰაერის გამრობა ზაფხულის პერიოდში და გატენიანება ზამთარში. სწორედ ამგვარი პროცესები წარმოადგენს ჰაერის კონდიცირების სისტემების ერთ - ერთ ძირითად ფუნქციას.

ჰაერის ტემპერატურა და ფარდობითი ტენიანობა არ განსაზღვრავს მთლიანად სათავსის შიგა გარემოს თბოფიზიკურ მდგომარეობას. არანაკლებ მნიშვნელოვანია მოძრაობის სიჩქარე. სათავსში ჰაერის უმოძრაობა ან უმნიშვნელო მოძრაობა ასოცირდება ცუდ ვენტილაციასთან. ადამიანის ცუდი თვითშეგრძნება აისხსნება იმით, რომ ჰაერის უძრაობის დროს ტანის ირგვლივ წარმოიქმნება თბილი უმოძრაო ჰაერის შრე, რომელიც სწრაფად გაჯერდება წყლის ორთქლით, მიიღებს მაღალ ტემპერატურას და ამცირებს თბოგაცემას. ჰაერის მსუბუქი მოძრაობაც კი აცილებს ადამიანის ირგვლივ არსებულ წყლის ორთქლით გაჯერებულ და გადახურებულ ჰაერის შრეს. როცა გარემოს ტემპერატურა ნაკლებია ადამიანის ტანის ტემპერატურაზე, ჰაერის მოძრაობის სიჩქარის გაზრდით იზრდება ადამიანის მიერ სითბოს კარგვა. კომფორტული პირობების შესანარჩუნებლად საჭიროა ჰაერის ფარდობითი ტენიანობის გაზრდა, რაც ამცირებს აორთქლებას.

ამასთან, ჰაერის მოძრაობის ზედმეტი სიჩქარე, განსაკუთრებით გაგრილების პირობებში, იწვევს კონვექციით და აორთქლებით სითბოდანაკარგების გაზრდას და ხელს უწყობს ორგანიზმის გადაცივებას.

ადამიანის მოქმედების ხასიათის (მდგომარეობის) მიხედვით შეირჩევა ჰაერის მოძრაობის სიჩქარე, რომელიც მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს სათავსის შიგა გარემოს მდგომარეობაზე, ტემპერატურის და ტენიანობის განაწილება სათავსის მოცულობაში, გამოთიშული ზონების არსებობა და სხვა. ჰაერის მოძრაობა დამოკიდებულია ჰაერცვლის ორგანიზმების მეთოდზე, ჰაერგამანაწილებელი მოწყობილობების ტიპზე, ჰაერის გამოშვების სიჩქარეზე და მის ხარჯზე. ჰაერის მოძრაობის სიჩქარის გავლენა ადამიანის კომფორტულ მდგომარეობაზე საჭიროა განხილულ იქნას სათავსის ჰაერის ტემპერატურასა და ტენიანობასთან ერთად. მიღებულია, რომ სათავსებში ჰაერის ტემპერატურის დიაპაზონში 20 - დან 26 °C - მდე მისი მოძრაობის სიჩქარე უნდა იყოს 0,1 – 0, 4 მ/წმ ფარგლებში.

დახურულ სათავსში ადამიანის კომფორტული მდგომარეობა დიდად არის დამოკიდებული სათავსში მიწოდებული ატმოსფერული ჰაერის რაოდენობაზე. ჰაერის ეს რაოდენობა განისაზღვრება ნახშირორჟანგის რაოდენობით, რომელსაც

გამოყოფს ადამიანი სუნთქვისას დროის ერთეულში. ეს სიდიდე დამოკიდებულია სათავსში ჰაერის ტემპერატურაზე, ადამიანის ასაკზე და მისი მოქმედების ხასიათზე.

კომფორტული კონდიციონების პირობებში, როცა ჰაერის აირშემადგენლობა იცვლება ძირითადად ადამიანთა მოქმედების ცხოველმოქმედების შედეგად, ჰაერის სანიტარიული მდგომარეობის კრიტერიუმს წარმოადგენს მასში ნახშირორჟანგის (CO₂) შემცველობა. CO₂ – ის კონცენტრაციის პირობები მოცემულია ცხრილში (1.4.).

ცხრილი 1.4.

სათავსის ჰაერში ნახშირორჟანგის (CO₂) კონცენტრაციის დასაშვები მნიშვნელობები

სათავსები	CO ₂ -დასაშვები კონცენტრაცია	
	წონითი, გრ/მ ³	მოცულობითი, %
ბავშვების და ავადმყოფების ყოფნისათვის	1,3	0,07
ადამიანის ხანგრძლივი დროით ყოფნისათვის	186	0,1
ადამიანის პერიოდულად ყოფნისათვის	2,32	0,125
ადამიანის მოკლე დროით ყოფნისათვის	3,72	0,2

ჩვეულებრივ პირობებში ადამიანი მშვიდ მდგომარეობაში საათში შეითვისებს 19 ლ ჟანგბადს და გამოყოფს 16 ლ ნახშირორჟანგს. ნახშირორჟანგი მონაწილეობს სუნთქვის, სისხლის მიმოქცევის, აირცვლის რეგულაციაში. ორგანიზმის შრომისუნარიანობა და ძირითადი ფიზიოლოგიური ფუნქციები მნიშვნელოვნად არ იცვლება, თუ შესუნთქულ ჰაერში ნახშირორჟანგის კონცენტრაცია $K_{CO_2}=0,5 - 1,5 \%$, კომფორტულად კი ითვლება $K_{CO_2}=0,04 - 0,5\%$.

სათავსის შიგა ჰაერის გაუმჯობესება მიზანშეწონილია ატმოსფერული ჰაერის რეგულარული მიწოდებით. მოქმედი სანიტარიული ნორმებით რეგლამენტირებულია სათავსში 20 – 60 (მ³სთ) ატმოსფერული ჰაერის მიწოდება ერთ ადამიანზე. ასევე მნიშვნელოვანია ჰაერცვლის მაღალი ჯერადობა (საათში მიწოდებულ - გაწოვილი ჰაერის მოცულობის ფარდობა სათავსის მოცულობასთან). მაგალითად, მიღებულია, რომ ადმინისტრაციული შენობების კონდიციონერულ სათავსებში კომფორტული პირობები დამყარდება 24 °C ჰაერის ტემპერატურის და 12-ჯერადი ჰაერცვლის დროს. შესაბამისად, სათავსში მიწოდებული ატმოსფერული ჰაერის და ჰაერცვლის ჯერადობის გაზრდით მიიღწევა შიგა ჰაერის და ჰაერცვლის ხარისხის მნიშვნელოვანი გაუმჯობესება.

1.7. ჰაერის კონდიცირება და ტექნოლოგიური პროცესები

ტექნოლოგიური ჰაერის კონდიცირების მოთხოვნები განისაზღვრება საწარმოო აუცილებლობით, შეიქმნას საჰაერო გარემოს გარკვეული პარამეტრები (ჰაერის ტემპერატურა, ტენიანობა, მოძრაობის სიჩქარე) ტექნოლოგიური პროცესების საწარმოებლად მრეწველობის სხვადასხვა დარგში და აგრეთვე რადიოელექტრონული მოწყობილობების, მაღალი სიზუსტის დაზგებისა და დანადგარების გამართული მუშაობის უზრუნველსაყოფად.

ჰაერის გარკვეული მდგომარეობა აუცილებელია და ზოგჯერ გადამწყვეტი მრავალი, განსაკუთრებით ახალი ტექნოლოგიების, პროცესის განსახორციელებლად. ტრადიციული მრეწველობის სხვადასხვა დარგებთან ერთად აუცილებელია გამოიყოს ელექტრონული ხელსაწყოების, ნახევარგამტარების, ტელერადიოსისტემების, ზუსტი მანქანათმშენებლობის, ხელოვნური ბოჭკოებისა და სხვათა წარმოება. ზოგიერთი მათგანის ფუნქციონირება, უბრალოდ, შეუძლებელია წარმოებისათვის საჭირო მიკროკლიმატის შეუქმნელად. სამედიცინო დაწესებულებებში სუფთა, სტერილური ჰაერი, მოცემული ტემპერატურული და ტენიანობის რეჟიმით წარმოადგენს მნიშვნელოვან პირობას ადამიანთა წარმატებით მკურნალობისთვის. ჰაერის კონდიცირება და ტემპერატურისა და ტენიანობის რეჟიმის მკაცრად დაცვა მნიშვნელოვანია სასოფლო – სამეურნეო პროდუქციის გადამუშავებისთვის შესანახ ობიექტებზე, მეცხოველეობის და კულტივაციურ ნაგებობებში. ჰაერის კონდიცირების სისტემას დიდი მნიშვნელობა აქვს მძლავრი ეგმ - ისა და სატელეფონო სადგურების შეუფერხებელი მუშაობისათვის; ფიზიკის, ქიმიის, ბიოლოგიის სფეროებში საკვლევი სამუშაოების ჩასატარებლად, რადიოაქტურ ნივთიერებებთან მუშაობისას, გამზომი ხელსაწყოების შენახვისას და მათთან მუშაობის პირობებში. კულტურული და ისტორიული ფასეულობების შესანახად შენობებსა და სათავსებში საჭიროა ჰაერის კონდიცირების სისტემების საშუალებით შექმნას გარკვეული კლიმატური პირობები.

ტექნოლოგიური ჰაერის კონდიცირების გამოყენების სფეროების არასრული ჩამონათვალი დაბეჯითებით გვიჩვენებს, რომ ჰაერის კონდიცირების მნიშვნელობა წლითიწლობით იზრდება მაღალტექნოლოგიური პროცესების განსახორციელებლად.

1.8. მოთხოვნები ჰაერის კონდიცირების სისტემების მიმართ

სამოქალაქო და საწარმოო დანიშნულების შენობების ჰაერის კონდიცირება წარმოადგენს სავენტილაციო ტექნიკის განვითარების უმაღლეს საფეხურს. ცნობილია, რომ ტექნოლოგიური და საყოფაცხოვრებო პროცესების ზეგავლენით

სათავსის ჰაერის თერმოდინამიკური მდგომარეობა იცვლება. იმისთვის, რომ სათავსში შენარჩუნებულ იქნეს მოცემული სიდიდის ტემპერატურა და ტენიანობა, საჭიროა მას უწყვეტად მივაწოდოთ გარკვეული პარამეტრების მქონე ჰაერი, ე.ი. მისაწოდებელ ჰაერს მივანიჭოთ გარკვეული კონდიცია. ამრიგად, ჰაერის კონდიცირება საშუალებას იძლევა, დავამყაროთ და ავტომატურად ვარეგულიროთ სათავსში ჰაერის ტემპერატურა, ტენიანობა, სისუფთავე და მოძრაობის სიჩქარე გარემო ჰაერის პარამეტრებისა და სათავსის შიგა პირობების ცვლილებისაგან დამოუკიდებლად. ერთობლიობაში ჰაერის კონდიცირება ითვალისწინებს ჰაერის გათბობას ან გაცივებას, დატენიანებას ან გამრობას, გაწმენდას, დეზოდორიზაციასა და ოდორიზაციას. სათავსებში, სადაც გათვალისწინებულია ჰაერის კონდიცირება, საჭიროა განხორციელდეს შესაბამისი ჰაერცვლა. ამ სათავსებს უნდა მიეწოდოს ჰაერი ისეთი პარამეტრებით, რომელიც უზრუნველყოფს სასურველ შიგა მიკროკლიმატის დამყარებას.

ზაფხულის პერიოდში, როდესაც ატმოსფერული ჰაერი ხასიათდება მაღალი სითბომემცველობით და ტენიანობით, საჭიროა სათავსებს მივაწოდოთ დაბალ-პარამეტრებიანი ჰაერი. ამის მისაღწევად ვაცივებთ და ვამრობთ ჰაერს. ზამთრის პერიოდში, ჩვეულებრივ, ატმოსფერული ჰაერი შეიცავს მცირე რაოდენობის სითბოსა და ტენს. ამიტომ სათავსში მისაწოდებელი ჰაერის საჭირო კონდიციების მისაღწევად მას უნდა მივანიჭოთ სითბოსა და ტენის გარკვეული რაოდენობა, ე.ი. გავათბოთ და დავატენიანოთ.

ჰაერის ასეთი თერმოდინამიკური დამუშავება – გაცივება და გამრობა ზაფხულში, ხოლო დატენიანება და გათბობა ზამთარში – ხორციელდება სპეციალური აპარატების საშუალებით, რომელთაც კონდიციონერები ეწოდება.

კონდიციონერის ძირითად ნაწილს წარმოადგენს სხვადასხვა ტიპის თბოგადამცემი აპარატები, რომლებშიც ხდება სითბოსა და მასის ცვლა ჰაერსა და მუშა გარემოს შორის. ძირითადად მუშა სხეულებად გამოიყენება წყალი, მაცივარ-აგენტები და სხვადასხვა სახის ხსნარები.

ჰაერისა და მუშა გარემოს კონტაქტის სახის მიხედვით კონდიციონერის თბოგადამცემი აპარატები იყოფა ორ ძირითად ჯგუფად: სველი ტიპის თბოგადამცემი აპარატები, სადაც ჰაერი უშალოდ ეხება მუშა გარემოს, და მშრალი ტიპის თბოგადამცემი აპარატები, სადაც ჰაერსა და მუშა გარემოს შორის თბოცვლა მიმდინარეობს გამყოფი ზედაპირის საშუალებით.

სველი ტიპის თბოგადამცემ აპარატებს მიეკუთვნება სარწყავი კამერა, ჰაერსაცივრები და სხვადასხვა გეომეტრიული ფორმისა და მასალის მოსარწყავი ნაცმები, ქაფიანი და სხვა ბარბოტაჟული აპარატები.

მშრალი ტიპის თბოგადამცემ აპარატებს წარმოადგენს გლუვზედაპირიანი და წიბოიანმილებიანი ზედაპირული ჰარსაცივრები.

ჰაერის გაცივება და გაშრობა შესაძლებელია როგორც მშრალი, ასევე სველი ტიპის აპარატების საშუალებით. ზედაპირულ ჰაერგამაცივებლებში ჰაერი ეხება გლუვი ან წიბოიანი მილების ზედაპირს, რომელთა შიგნით მიედინება ცივი წყალი ან მაცივარაგენტი. სარწყავ კამერაში ჰაერი უშუალოდ ეხება წყლის წვეთებს, რომლებიც მიიღება მოძრავი ჰაერის მასაში წყლის გაფრქვევის შედეგად.

როდესაც ზედაპირული ჰაერგამაცივებლის ზედაპირის ტემპერატურა ნაკლებია ჰაერის ნამის წერტილის ტემპერატურაზე, მაშინ ჰაერი ცივდება და შრება. სველი ტიპის თბოგადამცემ აპარატებში წყლის წვეთებისა და ჰაერის უშუალო კონტაქტის შემთხვევაში ჰაერის მდგომარეობის ცვლილება დამოკიდებულია წყლის ტემპერატურაზე. ამ ტიპის აპარატებში შესაძლებელია როგორც ჰაერის გაცივება და გაშრობა, ასევე მისი გაცივება და დატენიანება. ჰაერის გაშრობა შესაძლებელია აგრეთვე მყარი ან თხევადი ტენზომნთქავი ნივთიერებებით. ამ პროცესებს შესაბამისად ეწოდება ადსორბცია და აბსორბცია.

ჰაერის გასათბობად გამოყენებულია სხვადასხვა კონსტრუქციის გლუვზედაპირიანი და წიბოვანი კალორიფერები. კალორიფერებში ჰაერის შეთბობის დროს უცვლელია ტენშემცველობა, თუმცა მცირდება მისი ფარდობითი ტენიანობა.

თავი 2. ტენიანი ჰაერის თვისებები და მისი მდგომარეობის ცვლილებების პროცესი

2.1 ტენიანი ჰაერის თვისებები

ჰაერის თვისებები განისაზღვრება მისი სითბოს და ტენის შემცველობით, აირების შემადგენლობით და ორთქლის, მტვრისა და მავნე აირების შემადგენლობით.

ატმოსფერული ჰაერი წარმოადგენს აირების ნარევს. იგი პრაქტიკულად ყოველთვის შეიცავს გარკვეული რაოდენობით წყლის ორთქლს, რომელიც განსაზღვრავს მის ტენიანობას. ტენიან ჰაერს ეწოდება გაჯერებული, თუ იგი შეიცავს მოცემულ ტემპერატურაზე წყლის ორთქლის მაქსიმალურ რაოდენობას. თუ წყლის ორთქლის რაოდენობა მაქსიმალურზე ნაკლებია, ჰაერს გაუჯერებელი ეწოდება. გაუჯერებელი ჰაერი წარმოადგენს მშრალი ჰაერისა და გადახურებული წყლის ორთქლის ნარევს. ვინაიდან უმეტესად საქმე გვაქვს გაუჯერებელ ჰაერთან, შეგვიძლია მას ტექნიკური გაანგარიშებისათვის საკმარისი სიზუსტით მივუყენოთ იდეალური აირების კანონები (იხ. ვენტილაციის კურსი). ჩვეულებრივი ტენიანი ჰაერის მოცულობითი მშრალი ნაწილი შეიცავს 78% აზოტს, 21% ჟანგბადს, 0,03% ნახშირორჟანგს, მცირე რაოდენობის ინერტულ აირებს (არგონი, ნეონი, ჰელიუმი, ქსენონი, კრიპტონი), წყალბადს ოზონს და სხვა.

სავენტილაციო და კონდიციონირების პროცესებში ჰაერის თვისებების ცვლილების დროს მისი მშრალი ნაწილის რაოდენობა არ იცვლება, ამიტომ ანგარიშებში მიღებულია, რომ ჰაერის მდგომარეობის სითბოსა და ტენცვლის ყველა მახასიათებელი ტენიანი ჰაერის 1კგ. მშრალ ნაწილს მივაკუთვნოთ. კილოგრამებით გამოსახულ ტენიანი ჰაერის წყლის ორთქლის მასას, რომლის მშრალი ნაწილის წონა 1კგ - ის ტოლია, ჰაერის ტენშემცველობა ეწოდება, d' კგ/კგ:

$$d' = \frac{\rho}{\rho} = \frac{\mu \rho}{\mu \rho} = \frac{18 \rho}{29 \beta - \rho} = 0,63 \frac{P}{\beta - p} ,$$

(2.1)

სადაც ρ_0 და $\rho_{შ.3}$ შესაბამისად ჰაერში გადახურებული წყლის ორთქლის და მშრალი ჰაერის სიმკვრივეებია, კგ/მ³ ;

μ და $\mu_{შ.3}$ – ჰაერში გადახურებული წყლის ორთქლის და მშრალი ჰაერის მოლარული მასები, კგ/მოლ;

p_0 და $p_{შ.3}$ – ჰაერში გადახურებული წყლის ორთქლის და მშრალი ჰაერის პარციალური წნევები, პა;

β – ტენიანი ჰაერის ბარომეტრული წნევა, პა;

d' მნიშვნელობა წარმოადგენს მცირე სიდიდეს, ამიტომ საინჟინრო ანგარიშებში მოსახერხებელია ჰაერის ტენშემცველობა გამოსახული იყოს გრამებში, მაშინ (2.1) განტოლება გადაიწერება შემდეგი სახით:

$$d_3 = 100 d' = 623 \frac{P}{\beta - p} \quad (2.2)$$

ჰაერის ტენშემცველობა, d_3 გრ/კგ, შეიძლება იცვლებოდეს, მაგრამ მოცემული ტემპერატურის დროს მისი მაქსიმალური მნიშვნელობა მკაცრად განსაზღვრულია ჰაერში წყლის ორთქლის სრული გაჯერებით. ამასთან დაკავშირებით ჰაერის ტენიანობის დასახასიათებლად შემოღებულია ჰაერის ფარდობითი ტენიანობის მახასიათებელი φ .

φ -ს მნიშვნელობა ტოლია ტენიან ჰაერში წყლის ორთქლის პარციალური წნევის ფარდობის ამავე ტემპერატურის მქონე, ოღონდ ტენით მთლიანად გაჯერებული ჰაერის წყლის ორთქლის პარციალურ წნევასთან, $p_{გაჯ}$:

$$\varphi = p_0 / p_{გაჯ} \quad (2.3)$$

ფარდობითი ტენიანობა საშუალებას გვაძლევს, განსახილველი ჰაერი შევადაროთ მთლიანად გაჯერებულს. იმ შემთხვევაში, როდესაც $\varphi=0$, ჰაერში სრულიად არ ექნება წყლის ორთქლი, ხოლო როცა $\varphi=100\%$, მაშინ ჰაერი მთლიანად გაჯერებულია წყლის ორთქლით. როდესაც $0 < \varphi < 100\%$, მაშინ წყლის ორთქლი გადახურებულ მდგომარეობაშია და მას უწოდებენ გაუჯერებლ ტენიან ჰაერს.

ჰაერის სრული გაჯერების შემთხვევაში წყლის ორთქლის წნევა დამოკიდებული იქნება მხოლოდ ნარევის ტემპერატურაზე. მისი მნიშვნელობა განისაზღვრება ექსპერიმენტებით და მოცემულია ცხრილებში.

ჰაერის კონდიციონების პროცესების ტემპერატურულ დიაპაზონში მშრალი ჰაერის სითბოტევადობა $C_{შ.3}$ და წყლის ორთქლის სითბოტევადობა C_0 შეიძლება მიღებულ იქნეს მუდმივ სიდიდედ და ტოლია:

$$C_{შ.3} = 1,005^{3 \cdot X} / (\text{კგ k}); \quad C_{წ.0} = 1,8^{3 \cdot X} / (\text{კგ k}).$$

მშრალი ჰაერის ენტალპიის $I_{შ.3}$ (თბოშემცველობა) მნიშვნელობა, როდესაც $t=0^{\circ}\text{C}$ მიღებულია ნულის ტოლად, ნებისმიერი ტემპერატურის შემთხვევაში ტოლი იქნება:

$$I_{შ.3} = C_{შ.3} t. \quad (2.4)$$

წყლის ორთქლის ენტალპიის მნიშვნელობა ნებისმიერი ტემპერატურის შემთხვევაში – იქნება:

$$I_{შ.3} = 2500 + 1,8 t. \quad (2.5)$$

ტენიანი ჰაერის ენტალპია I განისაზღვრება 1 კგ ჰაერის მშრალი მასის ენტალპიის და 1 კგ წყლის ორთქლის ენტალპიების ჯამის. მაშინ ნებისმიერ ტემპერატურის t და ტენშემცველობის d შემთხვევაში ტენიანი ჰაერის ენტალპიებს ექნება შემდეგი სახე:

$$I = 1,005t + (2500 + 1,8t) d / 1000. \quad (2.6)$$

თუ (2.6) განტოლებაში შევიტანთ სითბოტევადობის მნიშვნელობას:

$$C_3 = 1,005 + 1,8 d / 100, \quad (2.7)$$

მაშინ მივიღებთ:

$$I = C_3 \cdot t + r d / 1000. \quad (2.8)$$

იმ შემთხვევაში, თუ ჰაერს კონვექციური თბოცვლის შედეგად გადაეცემა აშკარა სითბო, მაშინ ის თბება და მისი ტემპერატურა იზრდება. იზრდება ჰაერის ენტალპია ტემპერატურის ზრდასთან ერთად (იხ. 2.6 ფორმულა). ამავე ფორმულის თანახმად, მოცემულ ტემპერატურაზე წყლის ორთქლის მოდინებასთან ერთად ჰაერს გადაეცემა აორთქლების ფარული სითბო r , რის გამოც მისი ენტალპია იზრდება. ცხადია, ამ შემთხვევაში ტენიანი ჰაერის ტემპერატურა უცვლელი რჩება.

2.2. ტენიანი ჰაერის $I-d$ დიაგრამა

სავენტილაციო და ჰაერის კონდიციონირების ტექნიკაში ხშირად გვხვდება ჰაერის გათბობის, გაცივების, გაშრობის და დატენიანების პროცესების გაანგარიშება. ამ პროცესების ანალიზური შეფასება, როგორც 2.2 – 2.6 განტოლებიდან ჩანს, მეტად შრომატევადია და ზოგიერთ შემთხვევაში – შეუძლებელი.

ჰაერის დამუშავების მთელი რიგი ამოცანების ამოხსნა ფრიად მოხერხებულია და გაცილებით გაადვილებულია გრაფო-ანალიზური მეთოდით, პროფესორ ლ. რამზინის მიერ შედგენილი $I-d$ დიაგრამის გამოყენებით.

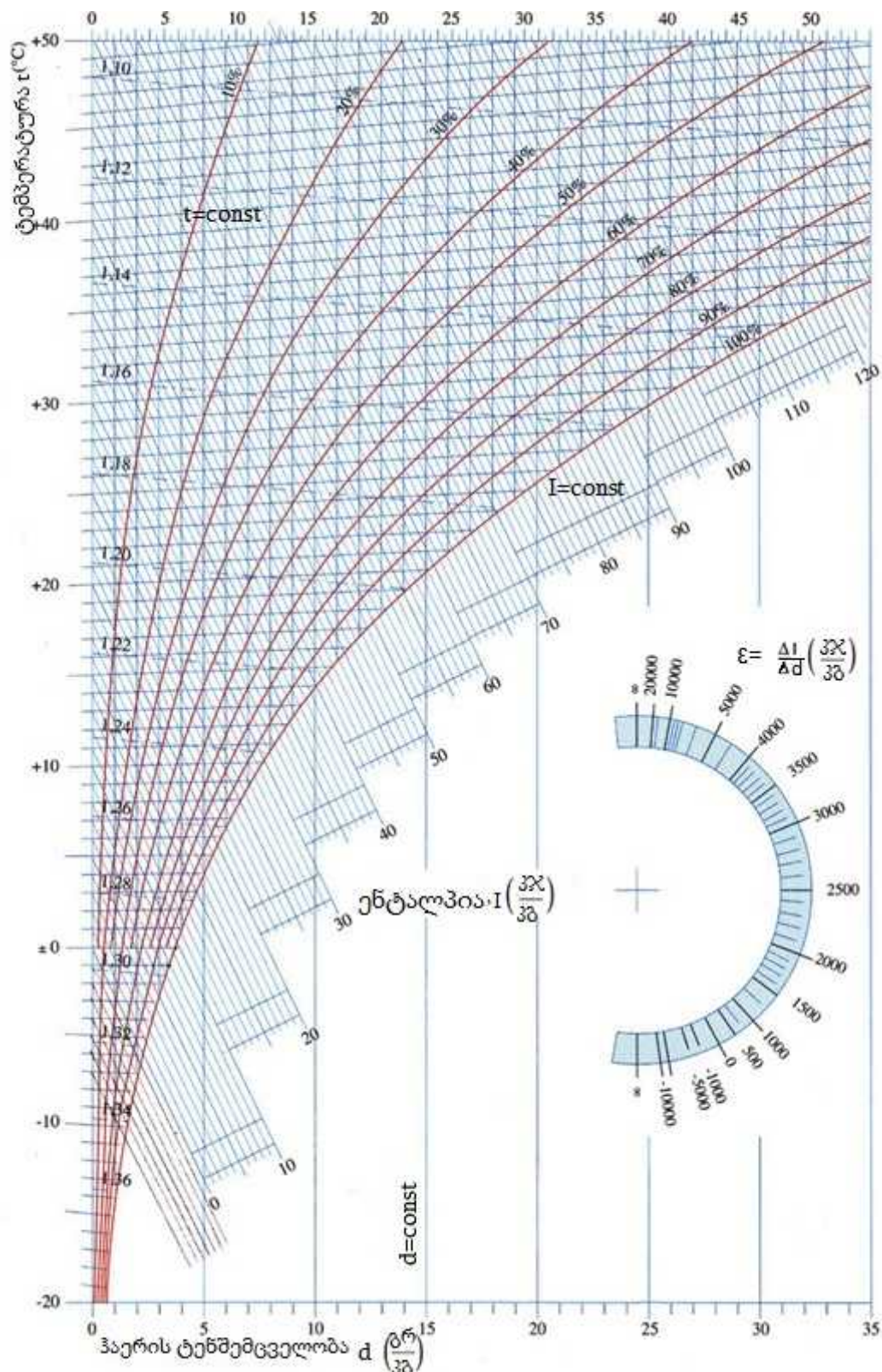
$I-d$ დიაგრამა იძლევა გრაფიკულ დამოკიდებულებას ტენიანი ჰაერის ისეთ ძირითად მახასიათებელ სიდიდეებს შორის, როგორცაა თბოშემცველობა I , ტენშემცველობა d , ტემპერატურა t , ფარდობითი ტენიანობა φ და ჰაერში არსებული წყლის ორთქლის პარციალური წნევა.

დიაგრამა (ნახ 2.1) აგებულია ბლაგვკუთხა კოორდინატთა სისტემაში, ღერძებს შორის $\alpha=135^\circ$ კუთხით. დამხმარე Od ღერძზე ნებისმიერი მასშტაბით გადაზომილია ტენშემცველობის მნიშვნელობები და მიღებულ წერტილებზე გავლებულია მუდმივი ტენშემცველობის ვერტიკალური ხაზები ($d=const$).

ჰაერის დამუშავების მთელი რიგი ამოცანების ამოხსნა ფრიად მოხერხებული და გაცილებით გაადვილებულია გრაფო-ანალიზური მეთოდით, პროფესორ ლ. რამზინის მიერ შედგენილი $I-d$ დიაგრამის გამოყენებით.

$I-d$ დიაგრამა იძლევა გრაფიკულ დამოკიდებულებას ტენიანი ჰაერის ისეთ ძირითად მახასიათებელ სიდიდეებს შორის, როგორცაა თბოშემცველობა I , ტენშემცველობა d , ტემპერატურა t , ფარდობითი ტენიანობა ϕ და ჰაერში არსებული წყლის ორთქლის პარციალური წნევა.

დიაგრამა (ნახ. 2.1.) აგებულია ბლაგვკუთხა კოორდინატთა სისტემაში, ღერძებს შორის $\alpha=135^\circ$ კუთხით. დამხმარე Od ღერძზე ნებისმიერი მასშტაბით გადაზომილია ტენშემცველობის მნიშვნელობები და მიღებულია მუდმივი ტენშემცველობის ვერტიკალური ხაზები ($d=const$).



ნახ. 2.1.
ტენიანი ჰაერის $I-d$ დიაგრამა.

ორდინატთა ღერძზე 0 წერტილის ზემოთ ასევე ნებისმიერი მასშტაბით გადაზომილია თბოშემცველობის I დადებითი მნიშვნელობები, ხოლო ქვემოთ – უარყოფითი მნიშვნელობები. 0 წერტილი შეესაბამება ტენიანი ჰაერის ისეთ მდგომარეობას, როდესაც მისი ტემპერატურა $t=0^{\circ}\text{C}$ და ტენშემცველობა $d=0$ (ცხადია $I=0$).

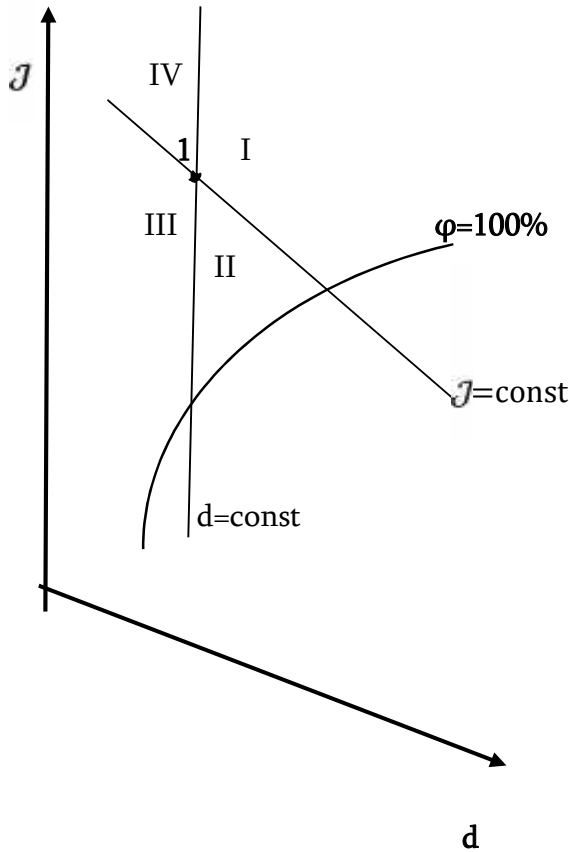
$I-d$ დიაგრამაზე იზოთერმის $t = \text{const}$ აგების მიზნით ვიყენებთ ადრე განხილულ (2.6.) თბოშემცველობის განტოლებას. $I-d$ დიაგრამის აგება განხილულია ვენტილაციის სახელმძღვანელოში.

თუ ცნობილია ტენიანი ჰაერის რომელიმე ორი პარამეტრი, დიაგრამის საშუალებით შეიძლება დანარჩენი პარამეტრების პოვნა.

როგორც აღვნიშნეთ, ჰაერის კონდიციონირების ტექნიკაში ხშირად გვაქვს საქმე ჰაერის თერმოდინამიკურ დამუშავებასთან (გათბობა, დატენიანება, გაცივება, გამრობა), ანუ ხდება ტენიანი ჰაერის ერთი მდგომარეობიდან მეორე მდგომარეობაში გადასვლა. ჩვეულებრივ, ეს პროცესები $I-d$ დიაგრამაზე გამოისახება ჰაერის საწყისი და საბოლოო პარამეტრების შესაბამის წერტილებზე გამავალი სწორი ხაზით, რომელსაც პროცესის სხივს უწოდებენ. თუ ტენიანი ჰაერის საწყისი პარამეტრებია I_1, d_1 , ხოლო საბოლოო – I_2, d_2 , მაშინ $\epsilon = \frac{I_1 - I_2}{d_1 - d_2}$ სიდიდე წარმოადგენს პროცესის სხივის კუთხურ კოეფიციენტს. მისი განზომილებაა კჯ/კგ. ჰაერის მდგომარეობის ცვლილება, რომელიც მიმდინარეობს ერთნაირი კუთხური კოეფიციენტით, ხასიათდება თბოშემცველობის ერთნაირი ნაზარდით ყოველ კილოგრამ შეთვისებულ (ან გაცემულ) წყლის ორთქლზე. ამრიგად, თუ ჰაერის საწყისი პარამეტრები სხვადასხვაა, ხოლო კუთხური კოეფიციენტები ერთნაირი, მაშინ ამ პროცესების დამახასიათებელი სხივები ურთიერთპარალელური იქნება.

2.3. ტენიანი ჰაერის მდგომარეობის ცვლილებების გამოსახვა $I-d$ დიაგრამაზე

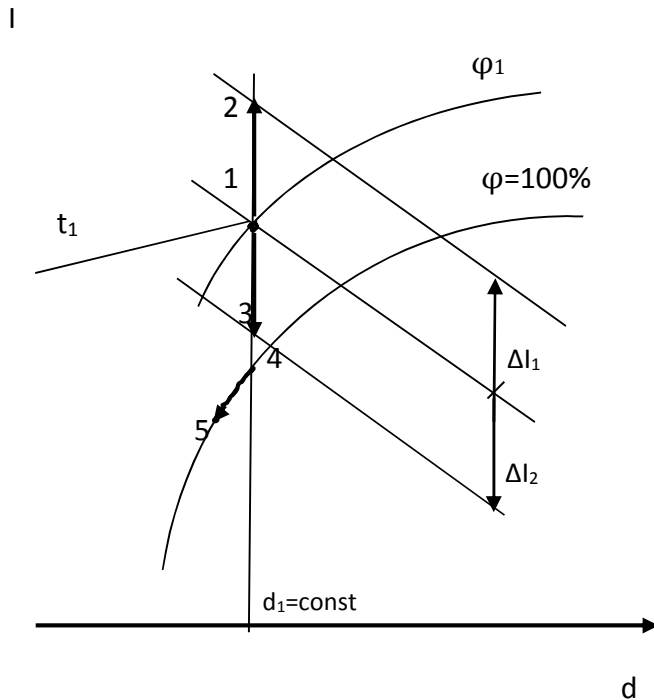
კუთხური კოეფიციენტი ϵ ნიშნისა და სიდიდის მიხედვით 1 წერტილიდან (ნახ 2-2) გამავალ სხივებს 360° - ის ფარგლებში შეიძლება ჰქონდეთ სხვადასხვა მიმართულება. $I-d$ დიაგრამის ველი 1 წერტილის ფარგლებში (ნახ 2.2) შეგვიძლია დავყოთ ოთხ სექტორად კუთხური კოეფიციენტის მრიცხველისა და მნიშვნელის ნიშნების მიხედვით. სხივები დადებით კუთხური კოეფიციენტით განლაგდება I და III სექტორში, ხოლო უარყოფითი კუთხური კოეფიციენტებით - II და IV სექტორში. განვიხილოთ $I-d$ დიაგრამის სხვადასხვა სექტორებში ჰაერის მდგომარეობის ცვლილებები.



ნახ 2.2. $I-d$ დიაგრამაზე კუთხური კოეფიციენტების სექტორის განლაგება.

2.3.1. ჰაერის გათბობის და გაცივების პროცესები მუდმივი ტენზომცველობით

ჰაერის გათბობის უმარტივეს პროცესს წარმოადგენს მისი უშუალო კონტაქტი მშრალ და ცხელ ზედაპირთან. ამ დროს ჰაერს გადაეცემა აშკარა სითბო, ხოლო ტენზომცველობა რჩება მუდმივი $I-d$ დიაგრამაზე. ჰაერის გათბობის პროცესი მუდმივი ტენზომცველობით მიმდინარეობს ქვედა ზონიდან $d=const$ სხივის მიმართულებით. მაგალითად, თუ ჰაერის პარამეტრებით t_1, φ_1 წერტილი 1 (ნახ. 2.3) კალორიფერში ვათბობთ, მაშინ პროცესი წარმოგვიდგება ვერტიკალური სწორი ხაზით, რომელიც 1 წერტილიდან მიმართულია $d=const$ სხივით. თუ ტენიანი ჰაერის მშრალი ნაწილის თითოეულ კილოგრამს გადავცემთ ΔI კჯ სითბოს, მაშინ მის საბოლოო პარამეტრებს მიეთანადება წერტილი 2 (ნახ 2.3)



ნახ. 2.3. $I-d$ დიაგრამაზე ჰაერის მუდმივი ტენშემცველობით გათბობის და გაცივების პროცესების გამოსახვა.

გაცივების პროცესში, როდესაც ჰაერი უშუალო კონტაქტში იმყოფება მშრალ ცივ ზედაპირთან, ის გადასცემს მას მხოლოდ აშკარა კონვექციურ სითბოს. $I-d$ დიაგრამაზე ეს პროცესი მიმდინარეობს ზედა ზონიდან ქვემოთ $d=const$ სხივის მიმართულებით. მაგალითად, ჰაერის გაცივების დროს 1 საწყისი მდგომარეობიდან 3 მდგომარეობამდე (ნახ. 2.3) ტენიანი ჰაერის მშრალი ნაწილის თითოეულ კილოგრამს აერთმევა Δl_2 კჯ სითბო. ჰაერის გაცივების პროცესი, როდესაც თბოცვლის დროს ის გასცემს მხოლოდ აშკარა სითბოს, შეიძლება მიმდინარეობდეს მხოლოდ იმ მდგომარეობამდე, რომელსაც ეთანადება წერტილი 4 (იხ. ნახ. 2.3). ცხადია, ეს წერტილი მიიღება $d=const$ სხივის გადაკვეთით $\varphi=100\%$ -იან მრუდთან და იგი წარმოადგენს ნამის წერტილის ტემპერატურას. როგორც $I-d$ დიაგრამიდან ჩანს, შემდგომი ჰაერის გაცივებით წყლის ორთქლი კონდენსირდება ცივ ზედაპირზე.

$\varphi=100\%$ მრუდის გასწვრივ მარცხნიდან ქვევით, მაგალითად, 5 წერტილამდე გაცივების პროცესი, რომელიც მიმდინარეობს $\varphi=100\%$ მრუდით, დაკავშირებულია არა მარტო აშკარა, არამედ კონდენსაციის ფარული თბოგადაცემით. ეს პროცესი მიეკუთვნება უფრო რთულ სითბოსა და მასათა ცვლის პროცესს, რომელიც ცალკე იქნება განხილული.

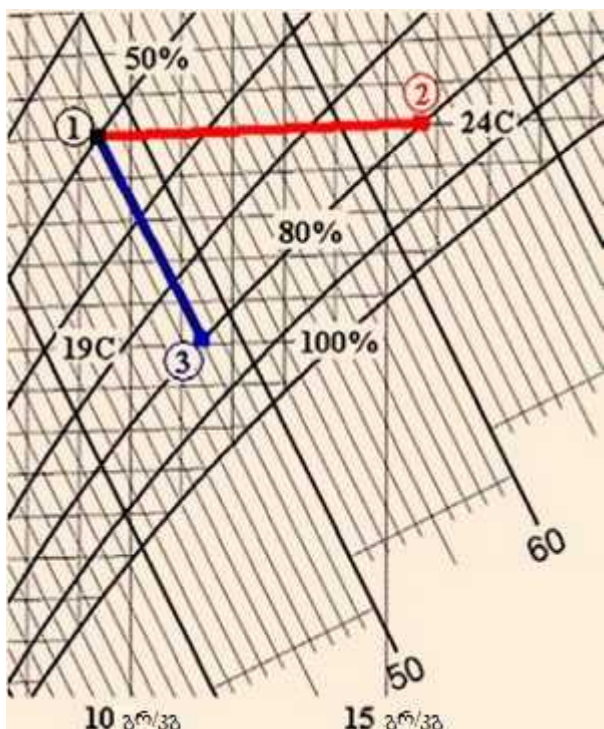
მუდმივი ტენშემცველობის დროს ჰაერის გათბობის და გაცივების პროცესების მიახლოებითი ანგარიში შეიძლება ჩატარებული იყოს შემდეგი მარტივი თანაფარდობით:

$$\Delta t / \Delta I = 0,98, \quad (2.9)$$

სადაც Δt ჰაერის ტემპერატურის ცვლილებაა მისი ენტალპიის ცვლილების შემთხვევაში.

2.3.2. ჰაერის იზოენტალპიური გატენიანების პროცესები

წყლის თხელი ფენა ან მისი წვრილი წვეთები ჰაერთან კონტაქტის დროს იძენენ ტემპერატურას, რომლებიც ტოლია სველი თერმომეტრის ტემპერატურისა. ამ პროცესში მიმდინარეობს ჰაერის ადიაბატური გატენიანება ანუ იზოენტალპიური პროცესი. ცხადია, ამ პირობების დროს ჰაერის თბოშემცველობა პრაქტიკულად არ იცვლება და $I-d$ დიაგრამაზე იგი გამოისახება $I=const$ ხაზით (მარჯვნივ ქვევით). ჰაერის მდგომარეობის ცვლილება, რომელსაც ეთანადება წერტილი 1 (ნახ. 2.4), მისი კონტაქტით წყალთან, რომელსაც აქვს სველი თერმომეტრის ჩვენება $t_{სვ}$, მიმდინარეობს $I=const$ სხივით, მაგალითად, 2 წერტილამდე. ამ პროცესში ჰაერის ზღვრულ მდგომარეობას, მისი წყლის ორთქლით სრულ გაჯერებას, ეთანადება წერტილი 3, რომელიც მიიღება პროცესის სხივის გადაკვეთით $\phi=100\%$ მრუდთან.



ნახ 2.4.

$I-d$ დიაგრამაზე ჰაერის იზოენტალპიური და იზოთერმული გატენიანების პროცესების ასახვა.

ჰაერის კონდიცირებაში ხშირად გამოიყენება ჰაერის იზოენტალპიური დატენიანება რეცირკულირებული წყლის საშუალებით. ამ შემთხვევაში წყალი, რომელიც უწყვეტ კონტაქტშია ჰაერთან, მიიღებს სველი თერმომეტრის ტემპერატურის მნიშვნელობას. მისი უმნიშვნელო ნაწილი (1-3%) ორთქლდება და ატენიანებს ჰაერს.

იზოენტალპიური გატენიანების პროცესი, რომელიც მიმდინარეობს $I=const$ ხაზით, შეიძლება გათვლილი იყოს შემდეგი მიახლოებული ფორმულით:

$$\Delta t / \Delta d = 2,45, \quad (2,10)$$

სადაც Δt - ჰაერის ტემპერატურის ცვლილებაა მისი ტენშემცველობის ცვლილებისას მუდმივი თბოშემცველობით.

2.3.3. ჰაერის იზოთერმული გატენიანების პროცესი

თუ ჰაერს მივაწვდით ორთქლს, რომლის ტემპერატურა მშრალი თერმომეტრის ტოლია, მაშინ ის გატენიანდება მუდმივი ტემპერატურით.

$I-d$ დიაგრამაზე ჰაერის ორთქლით იზოთერმული გატენიანების პროცესი მიმდინარეობს $t=const$ სხივის მიმართულებით. როგორც 2.4. ნახაზიდან ჩანს, ჰაერის მდგომარეობა 1 საწყისი წერტილიდან იცვლება მარცხნიდან მარჯვნივ.

ჰაერის კონდიცირების და ვენტილაციის პრაქტიკაში დანერგვისას ჰაერის იზოთერმული გატენიანების პროცესში გამოყენებულია საქვების ორთქლი, რომელსაც აქვს 100°C მეტი ტემპერატურა. მაგრამ, ვინაიდან ორთქლის აშკარა სითბო, რომლის ასიმილირება ხდება ჰაერით, მცირეა, ამიტომ პროცესის სხივის გადახრა იზოთერმის მიმართ უმნიშვნელოა (იხ. ნახ. 2-4). ჰაერის ენტალპიის ცვლილება ძირითადად დამოკიდებულია აორთქლების ფარულ სითბოზე, ამ შემთხვევაში ჰაერის ტემპერატურა უმნიშვნელოდ იზრდება.

იზოთერმული გატენიანების პროცესი, რომელიც მიმდინარეობს $t=const$ ხაზებით, შეიძლება გათვლილი იყოს შემდეგი მიახლოებული ფორმულით:

$$\Delta I / \Delta d = 2,53, \quad (2,11)$$

სადაც ΔI ჰაერის ენტალპიის ცვლილებაა მისი ტენშემცველობის ცვლილების Δd -თი.

2.3.4. ჰაერის სითბოსა და ტენცვლის პოლიტროპიული პროცესები

კონდიცირების პროცესში ჰაერის მდგომარეობის ცვლილება, როგორც წესი, დაკავშირებულია ერთდროულად სითბოსა და ტენის მიწოდებით და ართმევით.

- მაგალითად, ჰაერის მდგომარეობის ცვლილება მიმდინარეობს სათავსებში, სადაც ერთდროულად გამოიყოფა როგორც აშკარა სითბო, ასევე წყლის ორთქლი, ან პარციალურ თბომცველ აპარატებში, სადაც ჰაერი ერთდროულად ცივდება ან

შრება. სითბოს რაოდენობა ტენის ნებისმიერი ფარდობის შემთხვევაში და ჰაერის მდგომარეობის ცვლილება შეიძლება გამოსახული იყოს $I-d$ დიაგრამაზე სწორი ხაზებით. თუ ჰაერის ნაკადს, რომლის მშრალი ნაწილი შეიცავს G , კგ/სთ რაოდენობას, მივაწვდით Q' კჯ/სთ სითბოს და W კგ/სთ. ტენს, მაშინ მისი ენტალპია შეიცვლება ΔI , კჯ/კგ - ით ისე, რომ

$$Q' = G\Delta I, \quad (2.12)$$

ხოლო ტენშემცველობა $\Delta d'$ - კგ/კგ -ით ისე, რომ

$$W = G\Delta d'. \quad (2.13)$$

(2.12) და (2.13) განტოლებების მარჯვენა და მარცხენა ნაწილების ფარდობა არის ჰაერის მდგომარეობის ცვლილების პროცესის სხივის მიმართულების მაჩვენებელი ε . $I-d$ დიაგრამაზე კუთხურ კოეფიციენტს ექნება სახე:

$$\varepsilon = \frac{Q'}{W} = \frac{\Delta I}{\Delta d'}. \quad (2.14)$$

(2.14) განტოლებაში Q'/W' ფარდობა დაკავშირებულია გარკვეულ ფარდობასთან, სადაც $I-d$ დიაგრამაზე ΔI და $\Delta d'$ -ს ეთანადებიან ორდინატებისა და აბსცისების ნამატები. ამდენად, (2.14) განტოლება განსაზღვრავს ჰაერის მდგომარეობის ცვლილების პროცესის სხივის დახრის კუთხეს.

ამრიგად, თუ ცნობილია ჰაერის საწყისი მდგომარეობა და მისი G რაოდენობა, აგრეთვე ჰაერში სრული სითბოს Q და ტენის W მოდინება, შესაძლებელია კუთხური კოეფიციენტის ε გამოყენებით დიაგრამაზე განისაზღვროს ჰაერის საბოლოო პარამეტრები. ე.ი. პოლიტროპული პროცესი ნებისმიერი კუთხური კოეფიციენტით ε ითვალისწინებს ყველა შესაძლო ჰაერის მდგომარეობის სითბოს და ტენცვლის ცვლილების პროცესებს.

პოლიტროპული პროცესის ε ნებისმიერი მნიშვნელობა შეიძლება გაანგარიშებულ იყოს შემდეგი მიახლოებული ფორმულით:

$$\Delta t/\Delta I = 0,98 - 2,45/\varepsilon. \quad (2.15)$$

2.4. ჰაერის ნარევის გამოსახვა $I-d$ დიაგრამაზე

მთელ რიგ შემთხვევაში, ატმოსფერული ჰაერი, რომელიც მიეწოდება სათავსს, წინასწარ ერევა სათავსის ჰაერს (ხდება შიგა ჰაერის რეცირკულაცია). ჰაერის შერევის პროცესი $I-d$ დიაგრამაზე გამოსახება სწორი ხაზით, რომელზეც განლაგებულია ორი სხვადასხვა პარამეტრებიანი ჰაერის მასების საწყისი მდგომარეობის წერტილები.

$I-d$ დიაგრამაზე განვსაზღვროთ ნარევის პარამეტრები. დავუშვათ 1 პარამეტრებიანი L_1 კგ. ტენიანი ჰაერი (ნახ. 2-5) 2 პარამეტრებიანი L_2 კგ. ტენიან ჰაერს ერევა შემდეგი თანაფარდობით: $L_1/L_2 = n$. თუ ნარევის თბოშემცველობას ავღნიშნავთ I_3 -ით:

$$I_3 = I_3 (1+n) = I_1 + n I_2, \quad (2.16)$$

აქედან

$$I_3 = \frac{I_1 + n I_2}{1+n}. \quad (2.17)$$

ანალოგიურად ტენშემცველობისათვის გვექნება :

$$\frac{d_3}{1000} (1+n) = \frac{d_1}{1000} + n \frac{d_2}{1000}, \quad (2.18)$$

აქედან

$$\frac{d_3}{1000} = \frac{d_1 + n d_2}{1000(1+n)}. \quad (2.19)$$

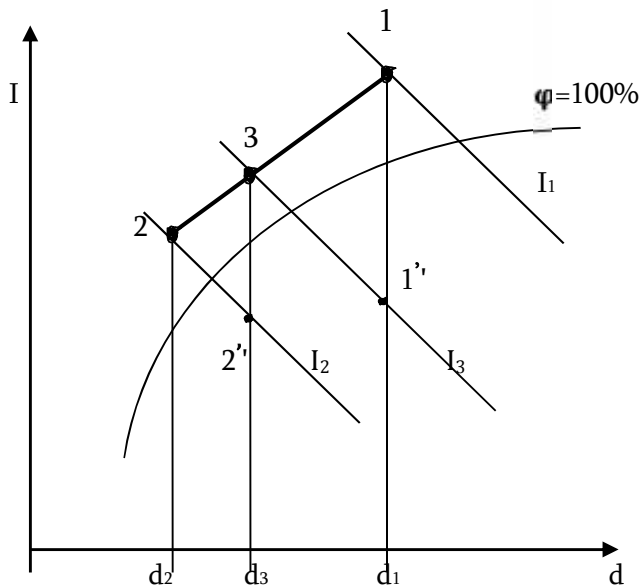
(2.16) და (2.18) ფორმულები გადავწეროთ შემდეგი სახით:

$$I_1 + I_2 = n (I_3 + I_2), \quad (2.20)$$

$$\frac{d_1 - d_3}{1000} = n \frac{(d_3 - d_2)}{1000}, \quad (2.21)$$

(2.20) განტოლება გავყოთ (2.21) განტოლებაზე:

$$\frac{I_1 - I_2}{d_1 - d_3} \cdot 1000 = \frac{I_3 - I_2}{d_3 - d_2} \cdot 1000. \quad (2.22)$$



ნახ.2.5.

I-d დიაგრამაზე ჰაერის ნარევის პარამეტრების დადგენა.

მიღებული ტოლობა წარმოადგენს 1 და 2 წერტილებზე გამავალი წრფის განტოლებას, ე.ი. ნარევის 3 წერტილი მდებარეობს ნარევიში შემავალი

კომპონენტების პარამეტრების დამახასიათებელი წერტილების შემაერთებელ სწორ ხაზზე. ზუსტი მდებარეობის განსაზღვრის მიზნით განვიხილოთ ორი სამკუთხედი 1 3 1'' და 3 2 2'' (ნახ. 2-5). მათი მსგავსობის საფუძველზე (2-20) განტოლების გათვალისწინებით დავწეროთ:

$$3 1 / 2 3 = 1 1'' / 3 2'' = \frac{l_1 - l_3}{l_3 - l_2} = n = L_2 / L_1. \quad (2.23)$$

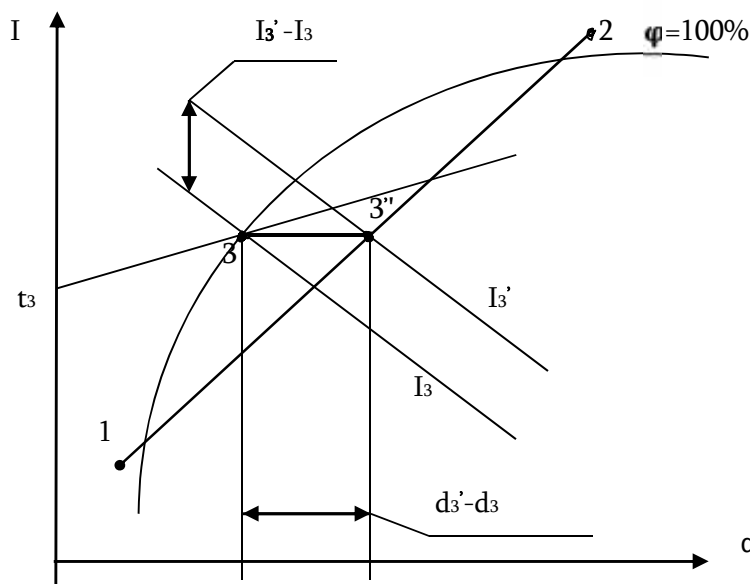
(2.23) განტოლება გვიჩვენებს, რომ 3 წერტილი ნარევში შემავალი კომპონენტების შესაბამისი წერტილების შემაერთებელ მონაკვეთს ყოფს მათი რაოდენობების უკუპროპორციულ ნაწილებად.

თუ ნარევის ხაზი, რომელიც აერთებს 1 და 2 წერტილებს (ნახ. 2.6) კვეთს ჰაერის გაჯერების ხაზს ($\varphi=100\%$), შესაძლოა გვქონდეს შემთხვევა, როდესაც 3 აღმოჩნდეს გაჯერების მრუდის ქვემოთ. ეს გვიჩვენებს, რომ შერევის შედეგად ჰაერიდან გამოიყოფა ტენი. ვინაიდან გამოყოფილი ტენის ტემპერატურა უახლოვდება ნარევის ტემპერატურას, ნარევის პარამეტრები 3 წერტილი შეგვიძლია დავადგინოთ შემდეგი განტოლებიდან:

$$l'_3 = l_3 + (d'_3 - d_3)t_3/1000 \quad (2.24)$$

ან

$$l'_3 - l_3 = (d'_3 - d_3)t_3/1000. \quad (2.25)$$



ნახ 2.6.

I-d დიაგრამაზე ჰაერის ნარევის პარამეტრების დადგენა გაჯერების არეში.

ამ განტოლების ამოხსნა შეიძლება *I-d* დიაგრამის საშუალებით. ამისთვის გაჯერების მრუდზე ($\varphi=100\%$) უნდა ვაძებოთ წერტილი *I3* და *d3* პარამეტრებით, რომლებიც დააკმაყოფილებს (2.25) განტოლებას. ამრიგად, პრაქტიკულად

შეუძლებელი 3' მდგომარეობის ნაცვლად ნარევი მიიღებს 3 წერტილის შესაბამის პარამეტრებს. ჩვეულებრივ, I_3 უმნიშვნელოდაა ნაკლები I_3' -ზე, რაც გამოყოფილი ტენის რაოდენობის სიმცირით აიხსნება.

2.5. ჰაერსა და წყალს შორის სითბოსა და ტენციის შესაძლო პროცესები

კონდიციონირების ტექნიკაში ჰაერის გასათბობად და დასატენიანებლად ან გასაცივებლად და გასაშრობად ფართოდაა გამოყენებული წყალი. მაგალითად, ცნობილია, რომ ჰაერის დატენიანება ხდება უშუალოდ წყლის აორთქლებით, გაშრობა კი – ჰაერიდან წყლის ორთქლის კონდენსაციით. ცხადია, რომ აღნიშნული პროცესები დამოკიდებული იქნება წყლის ტემპერატურაზე. როდესაც წყლის ტემპერატურა ნაკლებია ნამის წერტილის ტემპერატურაზე, მაშინ მიმდინარეობს ჰაერის გაშრობის პროცესი, ხოლო თუ წყლის ტემპერატურა მეტია ნამის წერტილის ტემპერატურაზე, მაშინ ხდება ჰაერის დატენიანება.

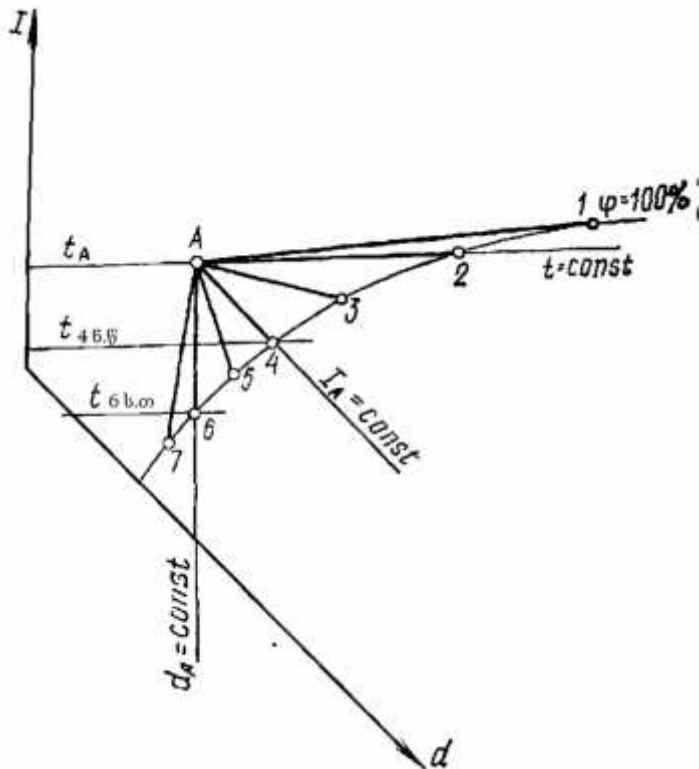
როგორც ზემო აღნიშნულიდან ჩანს, ჰაერის მდგომარეობის ცვლა წყალთან კონტაქტის დროს წარმოადგენს საკმაოდ რთულ პროცესს, რომლის დროსაც ჰაერისა და წყლის ურთიერთშემხები სასაზღვრო შრე შედგება როგორც ჰაერის, ისე წყლის მოლეკულებისაგან, რის გამოც შერევის სასაზღვრო შრეში წარმოიქმნება წყლის ორთქლით გაჯერებული ჰაერი (ჰაერის ეს მდგომარეობა $I-d$ დიაგრამაზე დახასიათებულია სრული გაჯერების მრუდით $\phi=100\%$). მიღებული მოდელი საშუალებას გვაძლევს ჰაერსა და წყალს შორის სითბოსა და ტენციის პროცესი წარმოვადგინოთ, როგორც განსაზღვრულპარამეტრებიანი ჰაერის შერევა წყლის ტემპერატურის მქონე გაჯერებულ ჰაერთან.

ანგარიშებში გამოყენებულია მორწყვის კოეფიციენტი, რომელიც გვიჩვენებს 1 კგ ჰაერში წყლის გაფრქვეულ რაოდენობას კგ-ობით. ცნობილი უნდა იყოს აგრეთვე პროცესის სხივის მიმართულება და აპარატების კონსტრუქციული თავისებურებანი. როგორც წესი, მიღებულია რომ ნარევის წერტილი მდგრადად უნდა იმყოფებოდეს $\phi=90 \dots 95\%$ მრუდზე; ამ პირობიდან ანგარიშობენ გაფრქვევის რეჟიმს.

როგორც აღვნიშნეთ, ამ პროცესს, როდესაც ჰაერსა და წყალს შორის ურთიერთქმედების დროს ხდება სითბოს ართმევა ან მიწოდება, ე.ი. ხელოვნურად გათბობა ან გაცივება, პოლიტროპულს უწოდებენ. სითბოსა და ტენციის საერთო ბალანსში შესაძლებელია ამ პროცესების მრავალგვარი კომბინაცია. $I-d$ დიაგრამაში განვიხილოთ ამ კომბინაციების შესაძლო შემთხვევები.

ვთქვათ, $I-d$ დიაგრამაზე მოცემულ საწყის პარამეტრებს, რომლებიც მოცემულია (2.7) ნახაზზე, ეთანადება A წერტილი, მაშინ შესაძლო შემთხვევები მოთავსებული უნდა იყოს 1-A-7 მრუდხაზოვანი სამკუთხედის საზღვრებში (ნახ. 2-7). ამ სამკუთხედის 1-7 გვერდი წარმოადგენს ტენიანი ჰაერის სრული გაჯერების

მრუდს $\varphi=100\%$; დანარჩენი ორი გვერდი კი წარმოადგენს ამ მრუდის მხებს, გავრცელებულს ჰაერის საწყისი მდგომარეობის A წერტილიდან.



ნახ 2.7.

I-d დიაგრამაზე წყალსა და ჰაერს შორის მიმდინარე შესაძლო პროცესების გამოსახვა.

განვიხილოთ შვიდი დამახასიათებელი პროცესი:

წყლის ტემპერატურა ნაკლებია ნამის წერტილის ტემპერატურაზე. ამ შემთხვევაში ინტენსიურად მიმდინარეობს ჰაერის გაცივებისა და გაშრობის პოლიტროპული პროცესი. ჰაერის აშკარა და ფარული სითბო მთლიანად გადაეცემა წყალს (პროცესი A-7, ნახ 2.7).

წყლის ტემპერატურა ნამის წერტილის ტემპერატურის ტოლია. ამ შემთხვევაში მიმდინარეობს ჰაერის გაცივების პოლიტროპული პროცესი მუდმივი ტენზემცველობით $d=const$. პროცესში მხოლოდ აშკარა სითბო გადაეცემა წყალს, ფარული სითბოს მნიშვნელობა კი ნულის ტოლია (პროცესი A-6)

როდესაც წყლის ტემპერატურა მეტია ნამის წერტილის ტემპერატურაზე და ნაკლებია სველი თერმომეტრის ტემპერატურაზე $t_6 < t_{წყ} < t_{ს.თ}$, მაშინ აშკარა სითბოს ნაწილი იხარჯება წყლის აორთქლებაზე, რის გამოც ჰაერი პოლიტროპულად

ცივდება და ტენიანდება, ხოლო ჰაერის სითბოშემცველობა მცირდება (პროცესი A-5).

როდესაც წყლის ტემპერატურა სველი თერმომეტრის ჩვენების ტემპერატურის ტოლია, $t_{\text{წყ}} = t_{\text{ს.თ}}$ მაშინ პროცესი ჰაერსა და წყალს შორის მიმდინარეობს მუდმივი სითბოშემცველობით, იზოენტალპიურად. ამ პროცესში აორთქლებაზე დახარჯული აშკარა სითბო კვლავ უბრუნდება ჰაერს ფარული სითბოს (ორთქლის) სახით. ჰაერის ტემპერატურა მცირდება სველი თერმომეტრის ჩვენებამდე, ხოლო მისი ტენშემცველობა - იზრდება (პროცესი A-4).

პოლიტროპულ პროცესში, როდესაც წყლის ტემპერატურა მეტია სველი თერმომეტრის ჩვენების ტემპერატურაზე და ნაკლებია ჰაერის ტემპერატურაზე $t_{\text{ს.თ}} < t_{\text{წყ}} < t_{\text{ჰ}}$, ჰაერის თბოშემცველობა და ტენშემცველობა იზრდება, ხოლო მისი ტემპერატურა მცირდება. ამ პროცესში ფარული სითბოს მნიშვნელობა მეტია იმ აშკარა სითბოზე, რომელსაც ჰაერი გადასცემს წყალს (პროცესი A-3).

წყლის ტემპერატურა ტოლია ჰაერის ტემპერატურისა $t_{\text{წყ}} = t_{\text{ჰ}}$. პროცესი იზოთერმულია, რომლის დროსაც აშკარა თბოცვლა ჰაერსა და წყალს შორის არ მიმდინარეობს. იზოთერმული დატენიანების დროს ჰაერის სითბოშემცველობისა და ტენშემცველობის ზრდა დამოკიდებულია გარემოდან მოდინებული სითბოს ხარჯზე (პროცესი A-2).

როდესაც წყლის ტემპერატურა მეტია ჰაერის ტემპერატურაზე $t_{\text{წყ}} > t_{\text{ჰ}}$, მაშინ სრული სითბო მთლიანად გადაეცემა ჰაერს, რის გამოც ჰაერის ტემპერატურა, ტენიანობა და ტენშემცველობა მკვეთრად იზრდება (პროცესი A-1).

ზემოთ განხილული სითბოს და ტენცვლის პროცესების საფუძველზე შეიძლება ზოგადად დავასკვნათ: ჰაერის გაშრობის პროცესები მიმდინარეობს, როდესაც წყლის ტემპერატურა წამის წერტილის ტემპერატურაზე ნაკლებია და პირიქით, თუ $t_{\text{წყ}} > t_{\text{ს.თ}}$, მაშინ ყველა პროცესი ხასიათდება ჰაერის დატენიანებით.

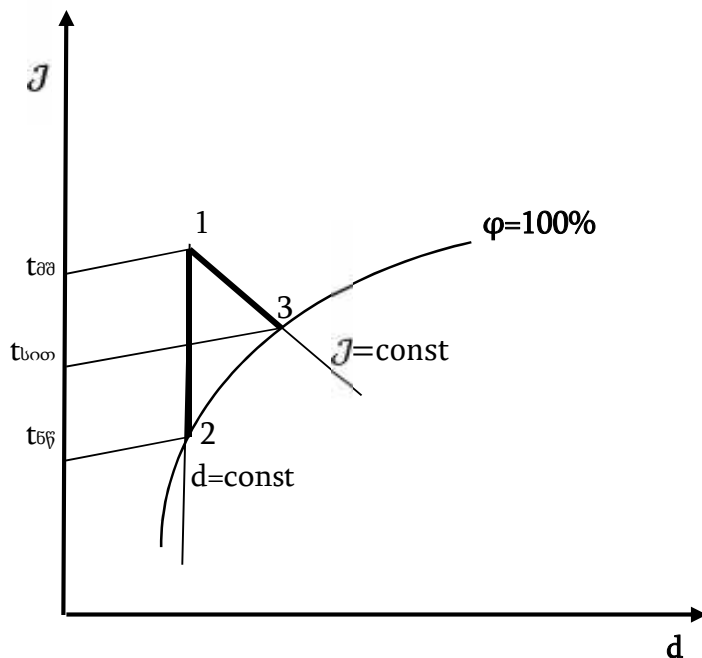
ჰაერთან კონტაქტში მყოფი წყლის საშუალო პირობითი ტემპერატურის განსაზღვრა შესაძლებელია $I-d$ დიაგრამაზე პროცესის სხივის გაგრძელებით $\varphi=100\%$ მრუდის გადაკვეთამდე.

რეალურად, ჰაერის მორწყვის კამერაში გადაადგილების დროს მისი მდგომარეობის ცვლილების პროცესი $I-d$ დიაგრამაზე მიმდინარეობს არა სწორი ხაზით, არამედ საკმაოდ რთული მრუდწირული ხაზით.

2.6. ჰაერის ტენიანობის განსაზღვრა

ჰაერის ფარდობითი ტენიანობა წარმოადგენს ერთ-ერთ ძირითად პარამეტრს რომლითაც განისაზღვრება ჰაერის კონდიციონირების მუშაობის რეჟიმი.

ამჟამად ცნობილია ჰაერის ფარდობითი ტენიანობის განსაზღვრის სამი ხერხი: 1. ქიმიური, 2. ნამის წერტილის ტემპერატურაზე დაკვირვებით და 3. ფსიქომეტრული ხერხებით.



ნახ. 2.8.

ჰაერის ნამის წერტილის ტემპერატურის განსაზღვრა.

ქიმიური ხერხით ფარდობითი ტენიანობის განსაზღვრა მდგომარეობს შემდეგში: ასპირატორის საშუალებით ჰაერის გარკვეული მოცულობა შეიწოვება. ასპირატორში შესვლამდე ჰაერი გაივლის თანამიმდევრულად რამდენიმე U - სებრ მილსადენში, რომლებიც მოთავსებულია რეაქტივებში და აქტიურად შთანთქავენ წყლის ორთქლს. როგორც წესი, ასეთ რეაქტივებად გამოყენებულია ქლორის კალციუმი, ფოსფორის ანჰიდრიდი და სხვა. ცდებში მიღების წონის მომატების მიხედვით შეიძლება გამოითვალოს რეაქტივის მიერ წყლის ორთქლის რაოდენობა, რის შემდეგ განისაზღვრება ჰაერის ფარდობითი ტენიანობა.

ნამის წერტილის ტემპერატურის დაკვირვების ხერხი. როგორც აღვნიშნეთ, ნამის წერტილის ტემპერატურა ეწოდება ისეთ ტემპერატურას, რომლის მნიშვნელობამდეც უნდა გაცივდეს გაუჯერებელი ჰაერი, რომ გახდეს გაჯერებული მუდმივი ტენშემცველობის დაცვით. ამრიგად, თუ გავაცივებთ გაუჯერებელ ჰაერს, რომლის ტემპერატურაა $t_{აბ}$, მაშინ გარკვეულ ტემპერატურაზე $t_5 < t_{აბ}$ ის გახდება გაჯერებული. სწორედ ეს ტემპერატურა წარმოადგენს ნამის წერტილს.

ამ ამოცანის გადაწყვეტა ადვილად განისაზღვრება $I-d$ დიაგრამის საშუალებით (ნახ 2.8). ვთქვათ $I-d$ დიაგრამაზე საწყისპარამეტრებიანი მდგომარეობა დახასიათებულია 1 წერტილით. თუ გავატარებთ ქვევით მუდმივ ტენშემცველობის $d=const$ სხივს, მაშინ მისი გადაკვეთა $\phi=100\%$ მრუდთან 2

წერტილით მოგვცემს საძიებელ იზოთერმას, რომლითაც განისაზღვრება წამის წერტილის ტემპერატურა.

თუ ცნობილია ნამის წერტილის ტემპერატურა t_E და ჰაერის ტემპერატურა $t_{a,a}$, მაშინ ფარდობითი ტენიანობა შეგვიძლია განვსაზღვროთ შემდეგი ფორმულით:

$$\varphi' = p_{0.5} / p_{\%0.5}, \quad (2.26)$$

სადაც $p_{0.5}$ წყლის ორთქლის პარციალური წნევაა ნამის წერტილის ტემპერატურაზე, პა.

$p_{\%0.5}$ – წყლის ორთქლის პარციალური წნევა, პა.

ნამის წერტილის განსასაზღვრავად გამოყენებულია სპეციალური ხელსაწყოები, რომლებსაც ჰიდრომეტრები ეწოდება. ყველაზე დიდი გავრცელება პოვა ალლუარდა და გროვეს და აგრეთვე თმის ჰიდრომეტრებმა, რომელთა კონსტრუქციები განხილულია ვენტილაციის კურსში და სპეციალურ ლიტერატურაში.

ფსიქრომეტრული ხერხი. სანამ განვიხილავთ ფსიქრომეტრის მუშაობის პრინციპს, საჭიროა უფრო ღრმად გავეცნოთ სველი თერმომეტრის ტემპერატურის ცნებას, რომელსაც დიდი მნიშვნელობა აქვს ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონირების ტექნიკაში.

როგორც აღვნიშნეთ, წყლის თხელი ფენის ან მისი წვრილი წვეთების ჰაერთან კონტაქტის დროს მიმდინარეობს სითბოსა და ტენციის პროცესები. იმ შემთხვევაში, თუ გაუჯერებელი ჰაერის ტემპერატურა მეტია წყლის ტემპერატურაზე, ხოლო წყლის ტემპერატურა კი მეტია ნამის წერტილის ტემპერატურაზე, მაშინ სითბოს გაცემა მოხდება ჰაერიდან წყლის ზედაპირზე, ხოლო ტენის გადატანა კი – წყლიდან ჰაერის ნაკადში (ვინაიდან პარციალური წნევები წყლის ზედაპირზე მეტია ვიდრე ჰაერში).

განხილულ პირობებში ჰაერიდან გადაცემული აშკარა სითბო იხარჯება წყლის ზედაპირიდან აორთქლებაზე. ცხადია, ამ შემთხვევაში ჰაერის ტემპერატურა მცირდება, ხოლო მისი ტენშემცველობა იზრდება. იზრდება აგრეთვე ჰარში წყლის ორთქლის პარციალური წნევა. პროცესში უცვლელია ჰაერის ენტალპია, ვინაიდან აორთქლებაზე დახარჯული აშკარა სითბო, უბრუნდება ისევ ჰაერს ფარული სითბოს (ტენის) საშუალებით. ასეთ პრიცესს იზოენტალპიური პროცესი ეწოდება.

განვიხილოთ თბოცვლა ჰაერსა და წყალს შორის. ჰაერის საწყისი პარამეტრებისათვის გამოვიყენოთ ენტალპიის გამოსახულება, რომელსაც აქვს შემდეგი სახე:

$$I_1 = 1,005 t_1 + 2500 d_1/1000 + 1,8 t_1 d_1/1000. \quad (2.27)$$

თბოცვლის პროცესის ბოლოს გვექნება:

$$I_2 = 1,005 t_2 + 2500 d_2/1000 + 1,8 t_2 d_2/1000. \quad (2.28)$$

ვინაიდან პროცესის ბოლოს ჰაერი მთლიანად გაჯერდება, ამიტომ მისი ტემპერატურა გაუტოლდება სველი თერმომეტრის ჩვენებას და ტოლი იქნება $t_{s.თ}$, ხოლო ტენზომეტრული - $d_{ნაჯ}$; ამრიგად (2.28) განტოლება გადაიწერება:

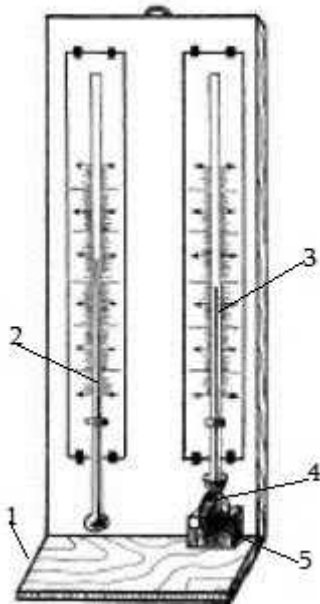
$$L=1,005 t_{s.თ} + 2500 d_{ნაჯ}/1000 + 1,8 t_{s.თ} d_{ნაჯ}/1000. \quad (2.29)$$

ამ შემთხვევაში წყალს აქვს სველი თერმომეტრის ჩვენების ტემპერატურა, თბოცვლის პროცესში ჰაერი იღებს მის მნიშვნელობას.

ამრიგად, შეიძლება დავასკვნათ, რომ სველი თერმომეტრის ტემპერატურა წარმოადგენს ისეთ ტემპერატურას, რომელსაც აორთქლების დროს იღებს ჰაერი მუდმივი ენტალპიის შემთხვევაში. იგი დამოკიდებულია ჰაერის საწყის ტემპერატურაზე და მის ტენზომეტრულიაზე.

მშრალი და სველი თერმომეტრების ტემპერატურების გასაზომად გამოყენებულია სპეციალური ხელსაწყოები, რომლებსაც ფსიქრომეტრები ჰქვია. ფსიქრომეტრი შედგება ორი ერთნაირი თერმომეტრისაგან. ერთი თერმომეტრით იზომება ჰაერის ტემპერატურა $t_{აა}$, მას მშრალი თერმომეტრი ეწოდება; ხოლო მეორე თერმომეტრის საშუალებით იზომება სველი თერმომეტრის ტემპერატურა $t_{s.თ}$.

ამ თერმომეტრის ვერცხლისწყლის რეზერვუარზე გარედან შემოხვეულია ბატისტის მატერია, რომელიც თავისუფალი ბოლოთი მოთავსებულია წყლის მცირე ზომის ჭურჭელში. ამ მატერიის საშუალებით კაპილარული ძალებით ხდება წყლის მიწოდება ვერცხლისწყლის რეზერვუარზე (ნახ. 2.9).



ნახ. 2.9. ავგუსტის ტიპის ფსიქრომეტრი:

1-ფიგარი, 2-მშრალი თერმომეტრი, 3-სველი თერმომეტრი, 4-ბატისტის მატერია, 5-წყლის ჭურჭელი.

უნდა აღინიშნოს, რომ ტემპერატურა, რომელსაც აჩვენებს სველი თერმომეტრი, მეტია რეალური სველი თერმომეტრის ტემპერატურაზე. ეს

ცდომილება გამოწვეულია შემდეგი მიზეზებით: 1. სასაზღვრო შრეში გარემომცველი ჰაერიდან ხდება დამატებითი კონვექციური სითბოს მიწოდება, 2. გარემო ზედაპირიდან წარმოებს რადიაციული სითბოს მიწოდება, 3. სითბოს მიწოდება წარმოებს თერმომეტრის გამოშვებული სვეტის საშუალებით. ამ ცდომილების შემცირება შესაძლებელია ჰაერის სიჩქარის გაზრდით.

თუკი ფსიქრომეტრი ასპირაციას კარგად ახორციელებს, ჰაერის სიჩქარეზე ცდომილება შეგვიძლია არ გავითვალისწინოთ.

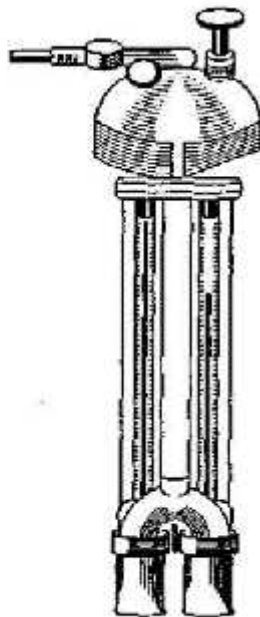
ამასთან დაკავშირებით, ამჟამად შექმნილია სხვადასხვა ფსიქრომეტრების კონსტრუქციები, სადაც ჰაერი ვენტილატორის საშუალებით მაღალი სიჩქარით მიეწოდება თერმომეტრის ვერცხლისწყლის რეზერვუარს.

ერთ-ერთ ასეთ ხელსაწყოს წარმოადგენს ასმანის ასპირაციული ფსიქრომეტრი (ნახ. 2.10), რომლის მშრალი და სველი თერმომეტრები მოთავსებულია სპეციალურ ლითონის მილებში.

კარგი ასპირაციის შემთხვევაში ფსიქრომეტრული სხვაობა შეიძლება განისაზღვროს ფორმულით:

$$t_{\text{შ.}} - t_{\text{ს.თ.}} = K(t_{\text{შ.}} - t'_{\text{ს.თ.}}), \quad (2.30)$$

სადაც K ხელსაწყოს ფსიქრომეტრული კოეფიციენტია, რომელიც დამოკიდებულია $t_{\text{შ.}}$ (იხ. ცხ. 2.1).



ნახ 2.10.
ასმანის ასპირაციული ფსიქრომეტრი.

ცხრილი 2.1

შემასწორებელი კოეფიციენტების მნიშვნელობები

$t_{\text{თბ.}}$	20°	40°	60°	90°
K	0,995	0,985	0,955	0,95

თუ ცნობილია მშრალი და სველი თერმომეტრების ჩვენება, მაშინ დიაგრამის საშუალებით შეიძლება განისაზღვროს ჰაერის ფარდობითი ტენიანობა და აგრეთვე მისი დანარჩენი პარამეტრები. კერძოდ, 3 წერტილიდან (იხ. ნახ. 2.8), რომელიც განსაზღვრულია სველი თერმომეტრის ტემპერატურის იზოთერმის გადაკვეთით $\varphi=100\%$ მრუდთან, ვატარებთ იზოენტალპიურ სხივს $I=const$ და მისი გადაკვეთა მშრალი თერმომეტრის იზოთერმასთან მოგვცემს 1 წერტილს და ჰაერის დანარჩენი პარამეტრების მნიშვნელობებს.

2.7. სითბოს და მასათა ცვლა სორბენტებსა და ჰაერს შორის

როგორც აღვნიშნეთ, წყალსა და ჰაერს შორის ურთიერთქმედების დროს არსებობს სამი კომბინირებული პროცესი, რომლის განხორციელება ჩვეულებრივ თბომცვლელ აპარატებში შეუძლებელია: ასეთი პროცესებია: ერთდროულად ჰაერის გაშრობა და გათბობა - ჰაერის გათბობა მუდმივი ტენშემცველობით და ჰაერის გაშრობა მუდმივი ტემპერატურით. ყველა ეს პროცესი, რომელიც $I-d$ დიაგრამაზე სწორი ხაზით გამოისახება, მდებარეობს ზღვრული 1-A-7 სამკუთხედის გარეთ (იხ. დანართი 2.8.) და მისი განხორციელება შესაძლებელია მხოლოდ იმ შემთხვევაში, თუ წყლის ნაცვლად გამოვიყენებთ სხვა საშუალებებს. მაგალითად, ჰაერის გათბობა მუდმივი ტენშემცველობით მარტივად წყდება კალორიფერების გამოყენებით. ჰაერის გაშრობა და გათბობა შეიძლება ჰაერის უშუალო კონტაქტით მყარ სორბენტებიან ადსორბენტებთან, ჰაერის გაშრობა მუდმივი ტემპერატურით კი - მარილების ხსნარების გამოყენებით (აბსორბენტი). განვიხილოთ ბოლო შემთხვევა.

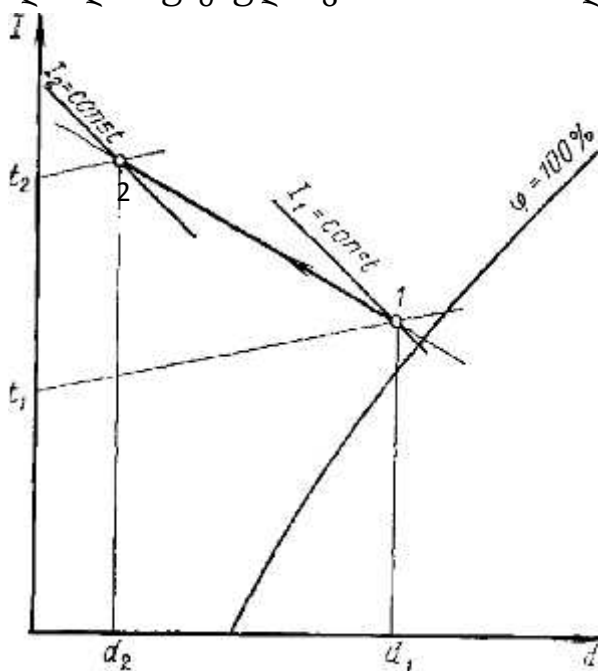
ჰაერის გაშრობის პროცესი აბსორბციით მიმდინარეობს ჰაერის ნაკადთან თხევადი სორბენტის უშუალო შეხებით. ამ შემთხვევაში ჰაერში წყლის ორთქლის პარციალური წნევის სიდიდეები მეტია სორბენტის ხსნარის ზედაპირზე პარციალური წნევების სიდიდეებზე.

ამჟამად, ჰაერის გასაშრობად გამოიყენება კალციუმის, მაგნიუმის, ლითიუმის ბრომიდის, ბრომის ქლორიდის ხსნარები.

თუ სორბენტს აქვს საწყისი ტემპერატურა, რომელიც ტოლია ჰაერის საწყისი ტემპერატურისა, მაშინ ტენის შთანთქმის პროცესი მიმდინარეობს იზოენტალპიური პროცესით. ამ შემთხვევისათვის სითბოსა და ტენის ფარდობა ტოლია:

$$\varepsilon = \frac{t_1 - t_2}{d_1 - d_2} \cdot 10^3 \cdot \frac{\left(\frac{d_1 - d_2}{1000}\right)t_2}{-\left(\frac{d_1 - d_2}{1000}\right)} = -t_2. \quad (2.31)$$

ვინაიდან სხივი $\varepsilon=t_2$ მცირედ განსხვავდება იზოენტალპიური სხივის მიმართულებისაგან $\varepsilon=0$, ამიტომ პირველი მიახლოებით შეიძლება ჩავთვალოთ, რომ სორბენტებით შრობის პროცესი მიმდინარეობს მუდმივი სითბოშემცველობით $I=const$. ცხადია, ეს პროცესი წარმოადგენს დატენიანების იზოენტალპიური პროცესის შებრუნებულ პროცესს. ამრიგად, $I-d$ დიაგრამაში შესაძლებელია აგებული იქნეს ჰაერის შრობის იდეალური პროცესი (ნახ.2.11). პირველი მიახლოებითი თბოცვლა ჰაერსა და სორბენტს შორის შეგვიძლია წარმოვადგინოთ შემდეგნაირად: სორბენტში ტენის გადასვლის დროს კონდესაციის გამო გამოიყოფა ფარული სითბო, რომელიც ჰაერსა და სორბენტს შორის აშკარა თბოგადაცემით უბრუნდება ისევ ჰაერს. ამგვარად, სორბენტის ტემპერატურა გარკვეულ დროის შემდეგ სტაბილიზდება ისეთ დონეზე, რომელსაც შეესაბამება სითბოს ბალანსი, ე.ი. როდესაც სორბენტზე ჰაერიდან გადაცემული ფარული სითბოს რაოდენობა გაუტოლდება სორბენტიდან დაბრუნებულ აშკარა სითბოს რაოდენობას.



ნახ 2.11.

$I-d$ დიაგრამაზე ადსორბციის პროცესის აგება.

როგორც (2.11) ნახაზიდან ჩანს, ჰაერის ტემპერატურა სორბენტში გავლის შემდეგ მკვეთრად იზრდება. იმისდა მიხედვით, თუ როგორია ჰაერის საწყისი ტემპერატურა, შესაძლებელია მისმა სიდიდემ მიაღწიოს $40-50^{\circ}\text{C}$. იდეალური შემთხვევისათვის მშრალი სორბენტის ეფექტურობის პროცესი ახლოა ერთთან. ამ დროს ჰაერი დამუშავების შემდეგ მთლიანად შრება და მისი ფარდობითი ტენიანობა $\varphi=0\%$ უტოლდება (პროცესი 1-2). ცხადია, რომ რეალური პროცესი მიმდინარეობს არა მე-2 წერტილამდე, რომელსაც შეესაბამება $d=0$ და $\varphi=0\%$, არამედ

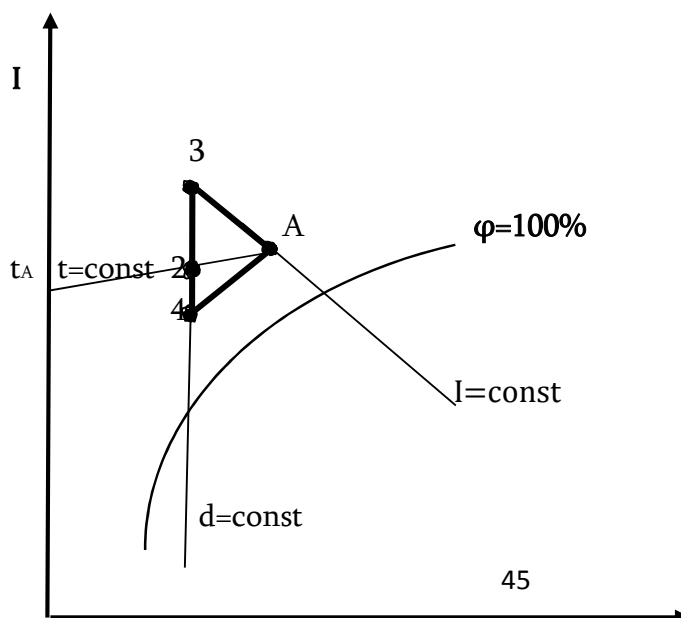
იგი მთავრდება უფრო ადრე, მე-3 წერტილით (ნახ. 2.11). გარკვეული დროის შემდეგ სორბენტი ტენიანდება და მისი ეფექტურობა მკვეთრად ეცემა. ამასთან დაკავშირებით, პერიოდულად ხდება სორბენტის რეგენერაციის (შრობის) პროცესი 130-300°C ტემპერატურამდე.

თხევადი სორბენტებით შეუძლებელია ფარდობითი ტენიანობის მკვეთრი შემცირება, მაგალითად, მინიმალური ფარდობითი ტენიანობის მიღება შეიძლება ლითიუმის ქლორიდის საშუალებით $\varphi=14-23\%$, მაგნიუმის ქლორიდით 37-110% და კალციუმის ქლორიდით მხოლოდ $\varphi=45-48\%$.

თხევადი სორბენტების უპირატესობა ის არის, რომ შესაძლებელია მისი უწყვეტი რეგენერაცია. მაგალითად, გაჯერებული სორბენტი ჰაერის გავლის შემდეგ შეიძლება ჯერ შეთბეს, ე.ი. მოხდეს წყლის აორთქლება, და შემდეგ გაცივდეს. დაბალი კონცენტრაციის ხსნარი ისევ მიეწოდება სარწყავ კამერას, სადაც ხდება ჰაერის ნაკადში მისი გაფრქვევა.

თხევადი სორბენტის გაცივება შეიძლება პროცესში სითბოს ნებისმიერი რაოდენობის ართმევით. ეს ჰაერის პარამეტრების ცვლის პროცესის რეგულირების საშუალებას იძლევა იზოენტალპიურიდან იზოთერმულ პროცესამდე (ნახ. 2.12). როგორც ნახაზიდან ჩანს, იზოენტალპიური ($I = const$) და იზოთერმული ($t = const$) შრობის პოცესები A წერტილიდან მიმართულია მარჯვნიდან მარცხნივ, დატენიანების პროცესების საწინააღმდეგოდ.

ჰაერის გაშრობა თხევადი სორბენტით შეიძლება განხორციელდეს იზოთერმამდე (სხივი A-2), ტემპერატურის მიმატებით (სხივი 1-3) და ტემპერატურის დაკლებით (სხივი 1-4).



d

ნახ 2.12. ჰაერის გაშრობის პროცესები თხევადი სორბენტის საშუალებით.

2.8. ჰაერის დატენიანება ორთქლით

ჰაერის დატენიანება ორთქლით ყველაზე მარტივ საშუალებად შეიძლება ჩაითვალოს. მიუხედავად ამისა, სავენტილაციო ტექნიკაში ორთქლით დატენიანება ფართოდ ვერ გავრცელდება, ვინაიდან დატენიანებული ჰაერი ხასიათდება ორთქლის ქვაბის უსიამოვნო სპეციფიკური სუნით.

უშუალოდ ორთქლის შეყვანა ჰაერში შესაძლებელია როგორც სპეციალურ ტექნოლოგიურ კამერებში, ისე სათავსებში, სადაც საჭიროა გარკვეული ტენიანობის შენარჩუნება.

სითბოს და ტენის თანაფარდობის მასშტაბი ორთქლით დატენიანების დროს შეიძლება აგებული იქნეს სითბოს და ტენის ბალანსის განტოლებიდან:

$$L \cdot h = L \cdot I - L i_{\text{ორთ}}, \quad (2.32)$$

$$L \cdot d_2 = L \cdot \frac{d_1}{1000} + L \cdot \frac{\quad}{1000} \quad (2.33)$$

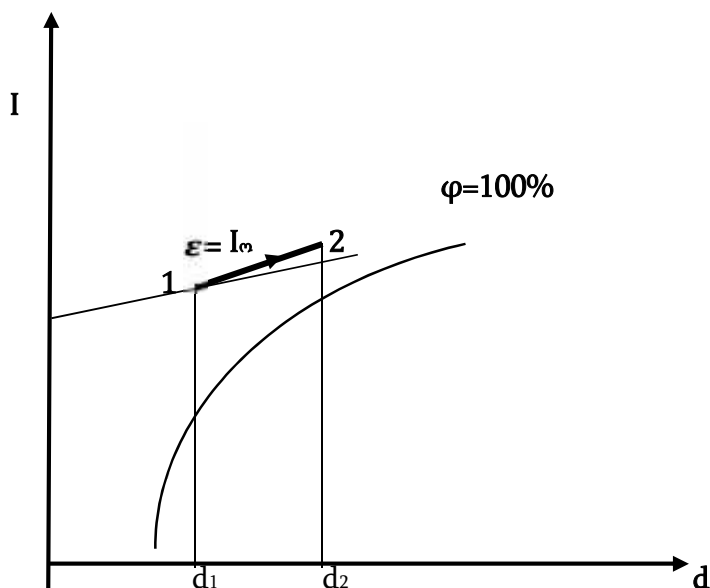
(2.32) განტოლება გავყოთ (2.33) განტოლებაზე, მივიღებთ:

$$\varepsilon = (h - I) / (d_2 - d_1) = i. \quad (2.34)$$

ე.ი. ჰაერის მდგომარეობის ცვლილება ორთქლით დატენიანების დროს მიმართული იქნება ნაჯერი ორთქლის სითბოშემცველობის სხივით $i_{\text{ორთ}} \cdot 1 \cdot 10^5$ ამ სხივის მიმართულების მნიშვნელობა აიღება დაახლოებით $i_{\text{ორთ}} = \varepsilon = 2680$ ტოლად.

ვინაიდან კონდიციონების ტექნიკაში ჰაერის დატენიანება მოითხოვს წყლის ორთქლის მცირე რაოდენობას, ამიტომ პირველი მიახლოებით შეიძლება ჰაერის ორთქლით დატენიანება ჩაითვალოს იზოთერმულ პროცესად.

ჰაერის ტენიანობის მნიშვნელოვანი მომატება შესაძლებელია გადახურებული ორთქლის გამოყენებით. ამ შემთხვევაში ჰაერის გასათბობად გამოიყენება დამატებითი დანადგარი. ჰაერის საბოლოო პარამეტრები ორთქლით დატენიანების დროს ადვილად განისაზღვრება $I-d$ დიაგრამით. თუ ცნობილია ორთქლის რაოდენობა Δd , რომელიც უნდა შეერიოს 1 კილოგრამ ტენიან ჰაერს, რომლის ტენშემცველობა d_1 -ის ტოლია, მაშინ ჰაერის საბოლოო ტენშემცველობის მნიშვნელობა განისაზღვრება ფორმულით: $d_2 = d_1 + \Delta d_{ორთ}$, (ნახ. 2.13). ჰაერის საბოლოო პარამეტრების მდგომარეობა წერტილი $\varepsilon = i_{ორთ}=2680$ სხივის გადაკვეთით $d_2 = const$ ხაზთან წერტილი 2.



ნახ. 2.13.

I-d დიაგრამაზე ჰაერის ორთქლით გატენიანების პროცესის გამოსახვა.

იმ შემთხვევაში, თუ მოცემულია ჰაერის ტენშემცველობა d_2 ან ფარდობითი ტენიანობის φ_2 საბოლოო მნიშვნელობები 1 წერტილიდან (ნახ. 2.13), რომელსაც შეესაბამება ჰაერის საწყისი პარამეტრები, გავლებული სხივისათვის $\varepsilon = i_{\text{ორთ}} = 2680$ გადაკვეთა ცნობილ სიდიდეებთან d_2 -თან ან φ_2 -თან მოგვცემს ჰაერის საბოლოო პარამეტრების მნიშვნელობას (2 წერტილი).

ორთქლის რაოდენობა, რომელიც საჭიროა ჰაერის დასატენიანებლად იანგარიშება ფორმულით:

$$G=L(d_2 + d_1) 10^{-3} . \quad (2.35)$$

თავი 3. სითბოსა და მასათა ცვლის პროცესები ჰაერის კონდიციონირების სისტემებში

3.1. ამოცანის ზოგადი სახე

ჰაერის კონდიციონირების მიკროკლიმატის სისტემებში სითბოსა და მასათა ცვლის პროცესები მიმდინარეობს სპეციალურ თბოგადამცემ აპარატებში. თბოგადამცემი აპარატები ეწოდება ყოველგვარ მოწყობილობას, რომელიც განკუთვნილია იმისათვის, რომ ერთმა სხეულმა გადასცეს სითბო მეორე სხეულს. ჰაერის კონდიციონირების სისტემებში ასეთი აპარატები მრავალრიცხოვანია და თავისი მნიშვნელობისა და კონსტრუქციული გაფორმების მიხედვით სხვადასხვა სახისაა. მოქმედების პრინციპის მიხედვით თბოგადამცემი აპარატები, რომლებიც გამოიყენება ჰკს - ში, იყოფა კონტაქტურ და ზედაპირულ აპარატებად.

კონტაქტური ტიპის აპარატებში სითბოს გადაცემა ხდება ცხელი და ცივი სითხეების (ან აირების) უშუალო შეხებით ან შერევით. ამ შემთხვევაში სითბოს

გავრცელება დაკავშირებულია სითხეების (ან აირებს) შორის მასათა ცვლის პროცესებზე, ანუ ე.წ. მატერიალურ გაცვლასთან. კონტაქტური აპარატები ფართოდ არის გამოყენებული ჰაერის კონდიციონერებში, როგორც ერთ-ერთი ძირითადი თბოგადამცემი მოწყობილობა (სარწყავი კამერა).

ზედაპირული ტიპის თბოგადამცემებს აქვს მყარი გახურების ზედაპირი, რომელიც მონაწილეობას იღებს სითბოს გადაცემაში. ზედაპირული აპარატები იყოფა რეკუპერაციულ და რეგენერაციულ აპარატებად.

რეკუპერაციული ეწოდება ისეთ აპარატებს, რომელთა ცხელ და ცივ თბოგადამტანებს შორის სითბოს გადაცემა მიმდინარეობს გამყოფი კედლის საშუალებით, ჰკს - ში ასეთ აპარატებად გამოიყენება კალორიფერები, ზედაპირული ჰაერსაცივრები და სხვა.

რეგენერაციული ეწოდება ისეთ აპარატებს, რომლებშიც ერთსა და იმავე მყარი გახურების ზედაპირს თანმიმდევრულად ეხება ხან ცხელი და ხან ცივი სითხე; ცხელი სითხის გავლის დროს სითბო გადაეცემა აპარატის კედლებს და იწვევს მათ გაცხელებას. ამის შემდეგ აპარატში გაივლის ცივი სითხე, რომელიც გაცხელდება კედლებში დაგროვილი სითბოს ხარჯზე. კედლების გაცივების შემდეგ აპარატში კვლავ იწყება ცხელი სითხის მიწოდება და ა.შ. ჰკს - ში ასეთ აპარატებად გამოყენებულია მბრუნავი რეგენერაციული ჰაერშემთბობი.

მიუხედავად იმისა, რომ სხვადასხვა თბოგადამცემი აპარატის გარეგნული ხედი, მოწყობილობა, მოქმედების პრინციპი და აპარატებში გამოყენებული ნივთიერებანი სხვადასხვაა, საბოლოოდ ყველა თბოგადამცემ აპარატს ერთი და იგივე დანიშნულება აქვს; ეს არის სითბოს გადაცემა ერთი ცხელი სითხიდან მეორე ცივ სითხეზე. ამიტომაც თბური გაანგარიშების ძირითადი დებულებანი საერთოა.

ჰაერის კონდიცირების თბომცველ აპარატებში სითბოს და მასათა ცვლის პროცესები შეფასებულია სამი მეთოდით: 1. რეინოლდსის განტოლების საშუალებით; 2. სასაზღვრო შრის განტოლების გამოყენებით; 3. სითბოსა და მასათა გადატანის ერთგანზომილებიანი განტოლების საფუძველზე.

პირველი მეთოდი დამოუკიდებლად განიხილავს სითბოსა და მასათა ცვლის პროცესებს ლამინარული და ტურბულენტური რეჟიმების დროს. ლამინარულ რეჟიმში მოვლენები ცალსახად აღწერილია დიფერენციალური განტოლების ჩაკეტილი სისტემით და სასაზღვრო პირობების საშუალებით. ეს სისტემა განიხილავს ნავიე-სტოქსის, უწყვეტობის, თბური ენერჯის მუდმივობისა (ტემპერატურული ველის) და ნივთიერების მასის მუდმივობის განტოლებებს. ცალსახა პირობები განიხილავს საწყის (დროის) და სასაზღვრო პირობებს. გამოთვლითი პროგრამებით ზემოთ აღნიშნული განტოლებების რიცხვითი გადაწყვეტა საშუალებას გვაძლევს მივიღოთ ტემპერატურული ველი და გარემოს პოტენციალი.

სითხის ტურბულენტური მოძრაობის რეჟიმის შემთხვევაში ამოცანა საგრძნობლად რთულდება. ეს გამოწვეულია იმით, რომ ქაოსურია ნაკადის მოძრაობა, რომელიც დროსა და სივრცეში იწვევს სიჩქარის, ტემპერატურის, წნევისა და სხვა პარამეტრების ცვლილებას. ძირითადი მიმართულებები, რომლებიც ამუხრუჭებს ზემოთ აღწერილი მეთოდის დანერგვას თბოგადამცემი აპარატების გაანგარიშებაში, დაკავშირებულია განტოლებათა სისტემაში დამატებითი მრავალი უცნობი წევრის არსებობით. ამჟამად ცნობილია რეინოლდსის განტოლების ამოხსნა უმარტივესი ორგანოზომილებიანი შემთხვევისათვის.

მეორე მეთოდი ითვალისწინებს შემთხვევას, როდესაც ზედაპირის მახლობლად ნაკადში ყალიბდება სითხის თხელი ფენა, რომლის სიჩქარეს, ტემპერატურასა და ტენიანობას აქვს მაღალი გრადიენტების მნიშვნელობები. სითბოს დანარჩენი ნაკადისათვის გრადიენტი უმნიშვნელოა. როგორც თბოგადამცემის კურსიდანაა ცნობილი, სითბოს ამ ფენას ეწოდება ჰიდროდინამიკური სასაზღვრო შრე. ცხადია, სითხის დაყოფა ძირითად ნაკადად და სასაზღვრო შრედ პირობით ხასიათს ატარებს. სასაზღვრო შრეები შეიძლება დაიყოს როგორც სიჩქარეების, ასევე ტემპერატურების (თერმიული) შრეების მიხედვით. სისტემის გადაწყვეტისათვის სასაზღვრო პირობად მიღებულია ზედაპირზე სიჩქარის ტემპერატურის მნიშვნელობა. როგორც ცნობილია, სასაზღვრო შრის განტოლების საშუალებით შეუძლებელია მივიღოთ ანალიზური დამოკიდებულება თბოცვლაში მონაწილე მუშა სხეულის პარამეტრებისა.

ზემოთ განხილული ორივე მეთოდი საკმაოდ რთულია. მათი რეალიზაცია მოითხოვს ნაკადების ტურბულენტური მახასიათებლების ცოდნას. მრავალ საინჟინრო ამოცანაში ინტერესს წარმოადგენს არა პარამეტრების განაწილება გარემოში, არამედ თბური ნაკადისა და საშუალო ტემპერატურის მნიშვნელობების ცოდნა. ამასთან დაკავშირებით, ვ. ბოგოსლოვსკის და პოზის მონოგრაფიაში განხილულია ე.წ. გადატანის ერთგანზომილებიანი მოდელი (α მოდელი). ამ შემთხვევაში, არხში მოძრაობა განიხილება მუდმივი სიჩქარის მნიშვნელობით, ხოლო ტემპერატურა და კონცენტრაცია - საშუალო მასიურობის ტოლად. გადატანის ერთგანზომილებიანი მოდელის ძირითადი განტოლებები მიღებულია რეინოლდსის განტოლებიდან.

3.2. სითბოსა და მასათა ცვლის ურთიერთგავლენა

ჰაერის კონდიცირების თბოგადამცემ აპარატებში მუშა სხეულებად ძირითადად გამოიყენება ტენიანი ჰაერი, რომელიც წარმოადგენს ჰეტეროგენულ ურბანულ (ჰაერი, ორთქლი) სისტემას. ასეთ დანადგარებში თბოცვლის პროცესები ხშირად მიმდინარეობს ფაზათა ცვლით, წყლის ორთქლის კონდენსაციით ან მისი აორთქლებით. ცხადია, სასაზღვრო შრეში დამატებითი განივი ნაკადების

წარმოქმნა გავლენას ახდენს სითხის მოძრაობის ხასიათზე. ამ დროს იცვლება ჰიდროდინამიკური პირობები და სათანადოდ, სითბოსა და მასათა ცვლის პროცესები.

ცნობილია, რომ სასაზღვრო შრეში სითბოსა და მასათა ცვლის პროცესს აქვს რთული სახე. განვითარებული ტურბულენტური მოძრაობის დროსაც კედლის სიახლოვეს მაინც წარმოიქმნება ბლანტი ქვე შრე, სადაც სითბოსა და მასათა ცვლის პროცესები განხორციელებულია არა მარტო ტურბულენტური მოძრაობით (მოლეებით), არმედ დიფუზიითაც. ცხადია, მისი გავლენა დამოკიდებული იქნება განივი ნაკადის სიდიდესა და მოძრაობის ტურბულენტურ ხასიათზე. ინტერესს მოკლებული არ იქნება, თუ განვიხილავთ მასათა ცვლის გავლენას თბოცვლის პროცესზე. ამასთან დაკავშირებით, ორი ზღვრული პირობისათვის განვითარებული ტურბულენტური და სითხის ლამინარული მოძრაობისათვის ვიპოვოთ თანაფარდობა თბოგადაცემის α კოეფიციენტისა და მასათა ცვლის α კოეფიციენტს შორის.

პირველი შემთხვევისათვის მივიღოთ, რომ ტურბულენტური სასაზღვრო შრიდან სითბოსა და მასათა ცვლა განხორციელებულია მხოლოდ ტურბულენტური შემდგენლებით, ე.ი. ნივთიერების გადატანა ნაკადის ბირთვიდან ზედაპირზე და პირიქით, მიმდინარეობს მოლეების საშუალებით. წყლის ზედაპირზე წარმოიქმნება ტენით გაჯერებული ჰაერის სასაზღვრო ქვეშრე. ნიუტონის კანონის თანახმად, სითბოსა და ტენცვლის ინტენსივობა განისაზღვრება შემდეგი განტოლებებით:

$$q_{\text{თ}} = \alpha(t_1 - t_2), \quad (3.1)$$

$$j = (d_1 - d_2), \quad (3.2)$$

სადაც t_1 და t_2 ტენიანი ჰაერის საწყისი და საბოლოო ტემპერატურებია;

d_1 და d_2 - ტენიანი ჰაერის, სათანადოდ, საწყისი და საბოლოო ტენშემცველობები;

j - ტენიანი ორთქლის მასა.

მეორე მხრივ, რეინოლდსის ანალოგიიდან ცნობილია, რომ მიმოცვლა გახორციელებულია ტენიანი ჰაერის მასების მობილური გადატანით. გარემოს უწყვეტობის კანონის თანახმად, ტენიანი ჰაერის მასა M_3 , რომელიც სასაზღვრო შრიდან გადაეცემა ნაკადის ბირთვს, იმავე რაოდენობით უბრუნდება შრეს. მაშინ სითბოსა და ტენის ბალანსის განტოლებიდან შეგვიძლია დავწეროთ:

$$q_{\text{თ}} = M_3 C_3 \alpha(t_1 - t_2), \quad (3.3)$$

$$j = M_3 (d_1 - d_2). \quad (3.4)$$

თუ ერთმანეთს გავუტოლებთ (3.1), (3.2) და (3.3), (3.4) მარჯვენა მხარეებს, მივიღებთ:

$$\alpha_t = M_3 C_3, \quad (3.5)$$

$$\alpha_d = M_3. \quad (3.6)$$

(3.5) და (3.6) ფორმულებიდან გვექნება:

$$\alpha_t / \alpha_d = C_3. \quad (3.7)$$

ამ ფარდობას ლუისის რიცხვი ეწოდება. აქედან შეიძლება დავასკვნათ რომ, თუ მიმოცვლის პროცესები მთლიანად ხასიათდება ტენიანი ჰაერის მასების მოლური გადატანით, მაშინ თანაფარდობა მართებული იქნება ყველა შემთხვევისათვის.

სრული სითბოს რაოდენობა, რომელიც გადაეცემა ან აერთმევა პროცესში:

$$q_{სრ} = \alpha_t(t_1 - t_2) + r \alpha_d(d_1 - d_2), \quad (3.8)$$

სადაც r ორთქლადქცევის ფარული სითბოა.

მეორე მხრივ, სრული სითბოს რაოდენობა შეიძლება გადაიწეროს შემდეგი სახით:

$$q_{სრ} = M_0 (t_1 - t_2). \quad (3.9)$$

ამ განტოლებიდან $\alpha_d = M$, მაშინ

$$q_{სრ} = \alpha_d (t_1 - t_2), \quad (3.10)$$

სადაც I_1 და I_2 ტენიანი ჰაერის საწყისი და საბოლოო სითბოშემცველობებია.

(3.10) წარმოადგენს მარკელის განტოლებას, რომლისთვისაც მთლიანად ვრცელდება ლუისის თანაფარდობა. ე.ი. სრული სითბოს განსაზღვრისათვის საკმარისია ვიცოდეთ მასათა ცვლის α_d კოეფიციენტი.

ამრიგად, შეიძლება დავასკვნათ, რომ სითბოსა და მასათა ცვლის ყველა ფორმა შეიძლება განისაზღვროს ერთი კოეფიციენტით α_t -თი და α_d -თი. მაგალითად,

$$q_{აშ} = \alpha_t \Delta t = \alpha_d \Delta (C_3 t), \quad (3.11)$$

$$q_{ფარ} = \alpha_d (r d) = \alpha_t / C_3 \Delta (r d), \quad (3.12)$$

$$j = \alpha_d \Delta d = \alpha_t / C_3 \Delta d, \quad (3.13)$$

$$q_{სრ} = \alpha_d \Delta = \alpha_t / C_3 \Delta. \quad (3.14)$$

იმ შემთხვევაში, როდესაც აორთქლებული ნივთიერების განივი ნაკადი საგრძნობია (თბოენერგეტიკის თბოგადამცემი აპარატები), ირღვევა ლუისის თანაფარდობა.

განვიხილოთ მეორე შემთხვევა, როდესაც სითხე მოძრაობს ლამინარული რეჟიმით, მაშინ მიმოცვლის პროცესები მთლიანად განისაზღვრება მოლეკულური გამტარობით. მათი განტოლებები შეიძლება ჩაიწეროს ორი სახით:

$$q_{აშ} = \alpha_t (t_3 + t_{სით}) = \lambda / \delta (t_3 + t_{სით}), \quad (3.15)$$

$$j = \alpha_d (d_1 + d_2) = \lambda / \delta (d_3 + d_6), \quad (3.16)$$

სადაც λ არის თერმული სასაზღვრო შრე;

δ - ჰიდროდინამიკური სასაზღვრო შრე.

(3.15) და (3.16) განტოლებების გათვალისწინებით მეორე უკიდურესი შემთხვევისათვის სითბოსა და ტენციის ინტენსივობის თანაფარდობა ტოლი იქნება:

$$\alpha_t/\alpha_d = (t_d)/(t_d). \quad (3.17)$$

ლამინარული დინებისა და მცირე თბური ტენციის ნაკადებისათვის შეგვიძლია მივიღოთ, რომ, თუ ჰიდროდინამიკური და თბური სასაზღვრო შრეები ერთმანეთის ტოლია, მაშინ (3.17) განტოლება გადაიწერება შემდეგი სახით:

$$\alpha_t/\alpha_d = t/d. \quad (3.18)$$

ამრიგად, ზოგადი მოლურ-მოლეკულური შემთხვევისათვის ლუისის თანაფარდობა იმყოფება შემდეგ ზღვრებში:

$$C_3 \leq \alpha_t/\alpha_d \leq t/d. \quad (3.19)$$

შესაბამისად, ჰაერის კონდიციონირების აპარატებში საკმარისია ექსპერიმენტულად ან ანალიზურად მშრალი რეჟიმებისათვის განისაზღვროს თბოგადაცემის α_t კოეფიციენტი.

3.3. ჰაერის კონდიციონირების აპარატებში სითბოსა და მასათა ცვლის ერთდროული მოქმედება

ჰაერის კონდიციონირების თბოგადამცემ აპარატებში გადატანის პროცესები ძირითადად განხორციელებულია ჰაერსა და სველ ზედაპირებს შორის ან ჰაერსა და უშუალოდ წყალს შორის. როგორც აღვნიშნეთ, ასეთი აპარატები მუშაობს ლუისის ფარდობის მიახლოებითი შესრულების პირობებისათვის. თუ ცნობილია თბოგადაცემის α_t და ტენგადაცემის α_d კოეფიციენტები, შეიძლება გაანგარიშდეს თბური q ნაკადები ან საჭირო გახურების ზედაპირის F ფართობი.

მაგალითად, დამყარებული რეჟიმებისათვის განვიხილოთ თბოცვლის ელემენტი, როდესაც მის ზედაპირზე მიმდინარეობს სითბოსა და მასათა ცვლის პროცესები. კერძოდ, თბოგადამტანი მოძრაობს მილსადენში, ხოლო მის ზედაპირზე წარმოიქმნება სითხის თხელი ფენა. ამ ზედაპირის გასწვრივ გადაადგილდება ჰაერის ნაკადი. თბური ნაკადების მსაზღვრელ განტოლებას ექნება შემდეგი სახე:

ნაკადი სითხიდან კედლის შიგა ზედაპირის მიმართ:

$$Q = \alpha_{სით} F (t_{სით} - t_ზ), \quad (3.20)$$

კედლის შიგა ზედაპირიდან მის გარე ზედაპირზე:

$$Q = \alpha_3 / C_3 (t_{ზ1} - t_{ზ2}) F, \quad (3.21)$$

სითხის აფსკის შიგა ზედაპირიდან მის გარე ზედაპირზე:

$$Q_{აფ} = \alpha_{აფ} / C_{აფ} (t_{აფ1} - t_{აფ2}) F, \quad (3.22)$$

სითბოს აფსკის გარე ზედაპირიდან ჰაერზე (მერკელის განტოლება $\alpha_t = \alpha_3$):

$$Q = \alpha_3 / C_3 (i_{ა3} - i_3) F. \quad (3.23)$$

თუ გამოვიყენებთ ნაჯერი ჰაერის ენტალპიების სწორხაზობრივ დამოკიდებულებას მისი ტემპერატურის მიმართ, მაშინ (3.23) განტოლების სათანადო გარდაქმნით მივიღებთ:

$$Q = \frac{\alpha C}{c} \left(t_3 + \frac{e}{c} - \frac{i}{c} \right) F, \quad (3.24)$$

თუ შევაჯამებთ (3.20) (3.22) და (3.24) განტოლებებს, გვექნება:

$$Q = F + \left(t_{სით} - \frac{i_3 - e}{C_{გაჯ}} \right) \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{სით}} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_{აგ}}{\lambda_{აგ}} + \frac{C_3}{\alpha_3 C_{გაჯ}}} \quad (3.25)$$

(3.25) განტოლებაში მეორე ნამრავლი წარმოადგენს თბოგადაცემის კოეფიციენტს, რომელიც ითვალისწინებს სითბოსა და მასათა ცვლის ერთდოულ პროცესს. შევიტანოთ (3.25) განტოლებაში შემდეგი აღნიშვნები:

$$K_I = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{სით}} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_{აგ}}{\lambda_{აგ}} + \frac{C_3}{\alpha_3 C_{გაჯ}}}, \quad (3.26)$$

მაშინ (3.25) განტოლება მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$Q = \frac{t_{სით} - i_3}{C_{გაჯ}} K_I F. \quad (3.27)$$

მშრალი თბოცვლის პროცესისათვის $C_{გაჯ} = C_3$, მაშინ თბოგადაცემის კოეფიციენტი მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{სით}} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_3}}. \quad (3.28)$$

ჩვენ მიერ განხილული იყო გლუვზედაპირიანი თბოგადაცემა. ჰაერის კონდიციონების სისტემებში ხშირად გამოიყენება წიბოიანი თბოგადაცემა აპარატები. წიბოიანობა განხორციელებულია ჰაერის მხრიდან, რომლის თბოგადაცემის კოეფიციენტი მცირეა. წიბოში თბური ნაკადის გავრცელება ხდება თბოგამტარობით. თუ თბური ნაკადი მიმართულია წიბოდან სითხისაკენ, მაშინ მისი $t_{ფ}$ ტემპერატურა მცირდება წიბოს გასწვრივ. იმ შემთხვევაში თუ თბური ნაკადი მიმართულია სითხიდან წიბოსაკენ, მაშინ $t_{ფ}$ ტემპერატურა იზრდება წიბოს გასწვრივ.

განვიხილოთ სითბოს გადაცემა ჰაერიდან სითხეზე წიბოიანი გამყოფი ზედაპირის საშუალებით. ჰაერიდან სითბოს რაოდენობას, შეითვისებს გარე წიბოიანი ზედაპირი:

$$Q_{ფ} = \alpha_f (t_3 - t_{ფ}') F, \quad (3.29)$$

სადაც $t_{ფ}$ არის წიბოს საშუალო ტემპერატურა.

როგორც აღვნიშნეთ, წიბოს ტემპერატურა არ არის მუდმივი და დამოკიდებულია თბური ნაკადის მიმართულებაზე. ცხადია, ტემპერატურის ეს ცვლილება გამოწვეულია წიბოს თერმული წინაღობით, რაც შეიძლება შევავსოთ შემდეგი გამოსახულებით:

$$\eta_{\text{წ}} = \frac{Q_{\text{წ}}}{Q_{\text{წmax}}} = \frac{t_3 - t_{\text{წ}}'}{t_3 - t_{\text{წ.გ}}} \quad (3.30)$$

$\eta_{\text{წ}}$ -ს ეწოდება წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტი; იგი ყოველთვის ნაკლებია ერთზე და დამოკიდებულია წიბოს ფორმაზე, ზომებზე და თბოგაცემისა და თბოგამტარობის კოეფიციენტებზე.

(3.30) განტოლებიდან

$$t_3 - t_{\text{წ}}' = \eta_{\text{წ}} (t_3 - t_{\text{წ.გ}}) \quad (3.31)$$

თუ შევიტანთ (3.29) ფორმულაში, მივიღებთ

$$Q = \alpha_t \eta_{\text{წ}} (t_3 - t_{\text{წ.გ}}), \quad (3.32)$$

სადაც $t_{\text{წ.გ}}$ წიბოს ფუძის ტემპერატურაა.

ამჟამად წიბოს თბოგამტარობის თეორია კარგად არის დამუშავებული. მისი ძირითადი განტოლება, რომელიც განსაზღვრავს ტემპერატურის განაწილებას ზედაპირზე, შეიძლება დაიწეროს შემდეგი სახით:

$$\frac{\partial}{\partial x_1} = \left(\lambda f \frac{\partial i_{\text{წ}}}{\partial x_1} \right) + \frac{\partial}{\partial x_2} \left(\lambda \bar{f} \frac{\partial i_{\text{წ}}}{\partial x_2} \right) = \frac{2\alpha_{\text{წ}}}{c_{\text{წ}}} (i_{\text{წ}} - i), \quad (3.33)$$

სადაც λ არის წიბოს გამტარობის კოეფიციენტი;

f - წიბოს განივკვეთის ფართობი;

$i_{\text{წ}}$ - სასაზღვრო შრეში გაჯერებული ჰაერის ენტალპია.

თუ (3.33) განტოლებაში ტემპერატურების ნაცვლად შევიტანთ ენტალპიების მნიშვნელობას (იხ. ფორ. 3.23) და სიგრძის მასშტაბად მივიღებთ წიბოს ფუძის $m_{\text{წ}}$ სისქეს, მივიღებთ:

$$\frac{\partial}{\partial x_1} = \left(\frac{\partial i_{\text{წ}}}{\partial x_1} \bar{f} \right) + \frac{\partial}{\partial x_2} \left(\lambda \bar{f} \frac{\partial i_{\text{წ}}}{\partial x_2} \right) = m_{\text{წ}}^2 (i_{\text{წ}} - i), \quad (3.34)$$

სადაც $\bar{x}_1 = \frac{x_1}{\delta_p}$; $\bar{f} = \frac{f}{\delta_p^2}$; $\bar{x}_2 = \frac{x_2}{\delta_p}$,

ხოლო
$$m_{\text{წ}} = \left(\frac{2\alpha_{\text{წ}} c_{\text{წ}}}{\lambda \delta_p c_{\text{წ}}} \right)^{1/2} \quad (3.35)$$

როგორც (3.34) განტოლებიდან ჩანს, იგი მშრალი რეჟიმისათვის წიბოს თბოგამტარობის განტოლების ანალოგიურია. მათ შორის განსხვავება მხოლოდ ის არის, რომ წიბოს ტემპერატურულ ფუნქციას ასრულებს ენტალპია $i_{\text{წ}}$. გარდა ამისა, პარამეტრულ $m_{\text{წ}}$ კოეფიციენტში შედის გაჯერებული ჰაერის $C_{\text{გაჯ}}$ სითბოტევადობის ფარდობა ჰაერის $C_{\text{ჰ}}$ სითბოტევადობასთან, რომელიც მშრალი რეჟიმისთვის 1-ის ტოლია. ეფექტურობის კოეფიციენტების მნიშვნელობები მოცემულია სპეციალურ ლიტერატურაში.

დამყარებული რეჟიმისათვის განვიხილოთ თბოგადაცემის წიბოიანი ელემენტი, როდესაც მის ზედაპირზე ერთდროულად მიმდინარეობს სითბოსა და მასათა ცვლის პროცესები. ამ ელემენტისათვის ცალკეული თბური ნაკადები,

მაგალითად, სითხიდან კედლის შიგა ზედაპირზე, შიგა ზედაპირიდან გარე ზედაპირზე და ა.შ. შეიძლება განისაზღვროს (3.20), (3.21) და (3.22) ფორმულებით. გამონაკლისს წარმოადგენს თბური ნაკადი, რომელიც სითხის აფსკის ზედაპირიდან ზემოთ არის მიმართული. ამ შემთხვევაში გლუვი ზედაპირებისაგან განსხვავებით, იგი იკრიბება ორი შემდგენით:

1) სითხის აფსკის გარე ზედაპირისაგან, რომელიც შექმნილია გლუვ ზედაპირზე და 2) სითხის აფსკის ზედაპირისაგან, რომელიც შექმნილია წიბოს ზედაპირზე;

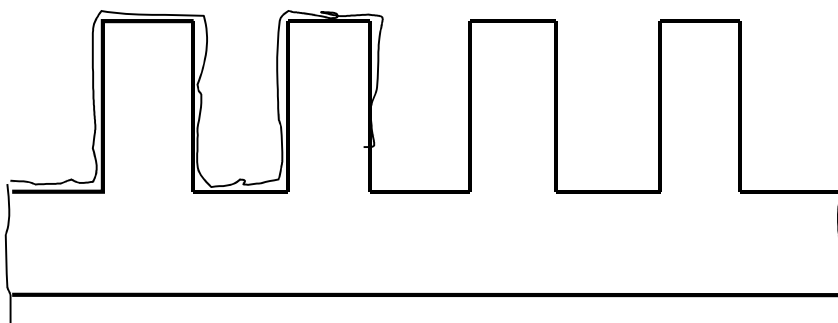
თუ გამოვიყენებთ (3.23) ფორმულას და მივიღებთ, რომ გლუვი ზედაპირის α_1 კოეფიციენტი ტოლია წიბოს ზედაპირის კოეფიციენტისა, გარდაქმნების შედეგად მივიღებთ:

$$Q = \frac{l}{c} K_l F, \quad (3.36)$$

სადაც

$$K_l = \frac{1}{\left[\psi \left(\frac{1}{\alpha} + \frac{\delta}{\lambda} \right) + c \left(\frac{1}{\alpha} + \frac{\delta}{\lambda} \right) \right] + c}, \quad (3.37)$$

სადაც $\psi = \frac{F}{F + F_1}$ და ეწოდება გაწიბოვნების კოეფიციენტი.



ნახ 3.1.

აღნიშნული გამოსახულებები შეესაბამება რეალობას, როცა გაწიბოვნებული ზედაპირი მშრალია ან დასველებული ჰაერიდან წყლის ორთქლის კონდენსაციის შედეგად. ასევე ისინი მიღებულია დაშვების საფუძველზე, რომ შემომვლელი ჰაერის ტემპერატურა და თბოცვლის კოეფიციენტი ჰაერსა და წიბოს ზედაპირს შორის მუდმივია.

განსხვავებული სურათია გაწიბოვნებულ ზედაპირზე სითხის (წყლის) ორგანიზებული ნაკადის შემთხვევაში, რაც ხდება მოსარწყავ ზედაპირიან თბომცვლელ აპარატებში. რიგი ავტორების მიერ მიჩნეულია, რომ სითხის ნაკადის

ტემპერატურა არ განსხვავდება წიბოს ზედაპირის ტემპერატურისაგან და სითხის ნაკადი გავლენას არ ახდენს წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტზე.

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტის თბოაირმომარაგებისა და ვენტილაციის კათედრაზე ჩატარებული კვლევების შედეგად დადგენილ იქნა, რომ გაწიბოვებულ ზედაპირზე სითხის (წყლის) ორგანიზებული ნაკადის შემთხვევაში სითხის ნაკადის ტემპერატურა განსხვავდება წიბოს ზედაპირის ტემპერატურისაგან. ამასთან, სითხის ნაკადის დროს წიბოს ზედაპირის საშუალო ტემპერატურა გაცილებით მაღალია, ვიდრე სითხის ნაკადის გარეშე. შედეგად იზრდება წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტი, რაც იძლევა საშუალებას წიბოს ეფექტურობის ოპტიმალური მნიშვნელობა $\eta \geq 0,8$ შენარჩუნებულ იქნეს საკმაოდ მაღალი წიბოების შემთხვევაში. ეს გარემოება საშუალებას იძლევა, თბომცვლელი აპარატების გაწიბოვებულ ზედაპირებზე სითხის ნაკადის ორგანიზებით შევამციროთ აპარატებში მიღების რაოდენობა და მივიღოთ მეტალის მნიშვნელოვანი ეკონომია.

მიღებულ იქნა წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტის გამოსათვლელი ფორმულები სითხის ორგანიზებული ნაკადის სხვადასხვა მიმართულების, ხარჯისა და საწყისი ტემპერატურების, წიბოს სხვადასხვა მიმართულების შემთხვევაში.

მაგალითად, სწორი წიბოს შემთხვევაში, როცა სითხის ნაკადი მოძრაობს სწორი წიბოს ფუძის პერპენდიკულარულად, წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტი გამოითვლება ფორმულებით:

ვერტიკალურად განლაგებული სწორი წიბოს ფუძიდან ზემო ნაწილში, როცა სითხის ნაკადის მიმართულება საწინააღმდეგოა წიბოს სისქეში სითხის კონდუქციური ნაკადის მიმართულებისა:

$$\eta_{\text{წ}} = \frac{Q_{\text{ბ}} - Q_{\text{ბ0}} \frac{1 - \exp(-a_3 l)}{a_3 l} + \frac{Q_{\text{წ}} - Q_{\text{ბ0}} \exp(-a_3 l)}{Q_{\text{წ}}} \cdot \frac{a_2}{a_1 + K_1 - a_2 \exp[-(a_3 K_1) l]} \left\{ \frac{1 - \exp(-K_1 l)}{K_1 l} - \frac{\exp(-K_1 l) [1 - \exp(-a_3 l)]}{a_3 l} \right\}}{a_3 l} \quad (3.38)$$

წიბოს ფუძიდან ქვემო ნაწილში, როცა სითხის ნაკადის მიმართულება ემთხვევა სითხის კონდუქციური ნაკადის მიმართულებას:

$$\eta_{\text{წ}} = \frac{Q_{\text{ბ}} - Q_{\text{ბ0}} \frac{1 - \exp(-a_3 l)}{a_3 l} + \frac{Q_{\text{წ}} - Q_{\text{ბ0}} \exp(-a_3 l)}{Q_{\text{წ}}} \cdot \frac{a_2}{a_1 + K_1 - a_2 \exp[-(a_3 K_1) l]} \left\{ \frac{1 - \exp(-a_3 l)}{a_3 l} - \frac{1 - \exp(-K_1 l) [1 - \exp(-K_2 l)]}{K_2 l} \right\}}{a_3 l}, \quad (3.39)$$

$$\text{სადაც } a_2 = \frac{\alpha_{\text{წ}} u}{c_{\text{წ}} \rho_{\text{წ}}}; \quad a_3 = \frac{\alpha_3 u}{c_{\text{წ}} \rho_{\text{წ}}}; \quad K_1 = -\frac{a_2}{2} + \sqrt{\left(\frac{a_2}{2}\right)^2 + m^2}; \quad K_2 = \frac{a_2}{2} + \sqrt{\left(\frac{a_2}{2}\right)^2 + m^2};$$

$$m = \sqrt{\frac{\alpha_{\text{წ}} u}{\lambda f}}; \quad \theta_{\text{ბ0}} = T_{\text{ბ0}} - T_3; \quad \theta_{\text{წ0}} = T_{\text{წ0}} - T_3; \quad \theta_{\text{ბ(0)}} = T_{\text{ბ(0)}} - T_3;$$

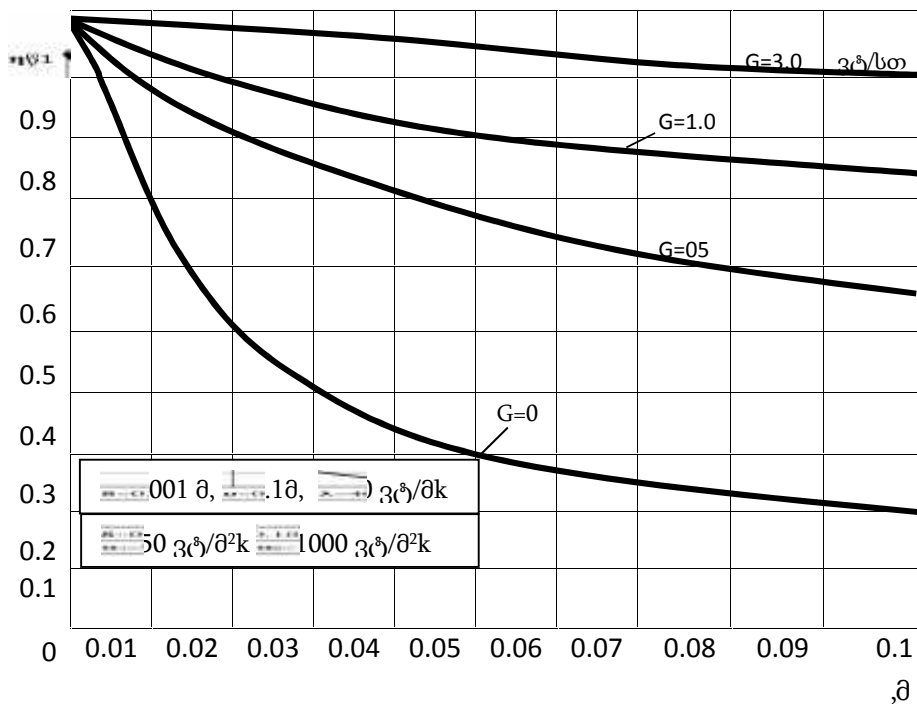
$T_{\text{ბ0}}$ სითხის ნაკადის საწყისი ტემპერატურა; $T_{\text{ბ(0)}}$ - სითხის ნაკადის ტემპერატურა წიბოს ფუძეზე; $T_{\text{წ0}}$ - წიბოს ფუძის ტემპერატურა; T_3 - ჰაერის ტემპერატურა; $\alpha_{\text{წ}}$ - თბოცვლის კოეფიციენტი წიბოს ზედაპირსა და სითხეს შორის;

u – წიბოს კვეთის პერიმეტრი; G - სითხის ხარჯი; C_{ps} – სითხის სითბოტევადობა; l – წიბოს სიმაღლე; λ – წიბოს თბოგამტარობის კოეფიციენტი.

წიბოს საერთო ეფექტურობის კოეფიციენტი ტოლია ზემო და ქვემო ნაწილების ეფექტურობის კოეფიციენტების საშუალო არითმეტიკულისა:

$$\eta = \frac{\eta_{\text{ზე}} + \eta_{\text{ქ}}}{2} < \eta_{\text{შ}}. \quad (3.40)$$

ნახ. 3.2. მოყვანილია ჰაერზე სითხის ნაკადიანი წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტის დამოკიდებულება წიბოს სიმაღლეზე სითხის სხვადასხვა ხარჯის დროს, როცა წიბოს ზემო ნაწილზე შემოსული სითხის საწყისი ტემპერატურა ტოლია წიბოს ფუძის ტემპერატურისა. შედარებისათვის იქვე დატანილია „მშრალი“ წიბოს ეფექტურობის კოეფიციენტის წიბოს სიმაღლეზე დამოკიდებულების მრუდი. როგორც გრაფიკიდან ჩანს, სითხის ნაკადის გავლენა წიბოს ეფექტურობაზე საგრძნობია და ეს გავლენა იზრდება სითხის ხარჯის გაზრდით.



ნახ 3.2.

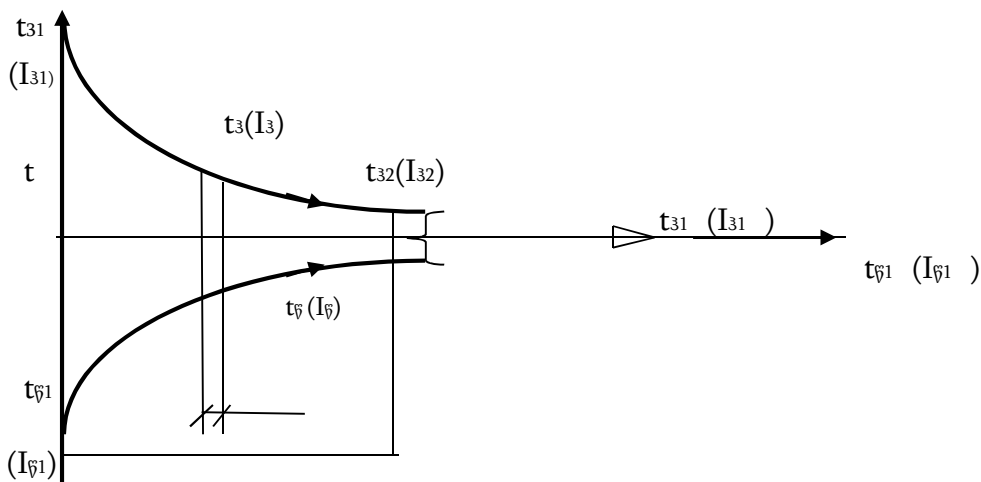
3.4. ჰაერის კონდიციონერების თბოგადამცემი აპარატების თბური გაანგარიშება

თბოგადამცემი აპარატების თბური გადაანგარიშებები შეიძლება იყოს როგორც საპროექტო, ისევე შესამოწმებელი.

საპროექტო (საკონტრუქციო) თბური გაანგარიშება სრულდება ახალი აპარატების დაპროექტების დროს, რომლის მიზანს გახურების ზედაპირის განსაზღვრა წარმოადგენს.

შესამოწმებელი თბური გაანგარიშება სრულდება იმ შემთხვევაში, როდესაც ცნობილია თბოგადამცემი აპარატების გახურების ზედაპირი და საჭიროა განისაზღვროს გადაცემული სითბოს რაოდენობა და სამუშაო სითხეების საბოლოო ტემპერატურის მნიშვნელობები.

თბოგადამცემი აპარატების თბური გაანგარიშება ხდება თბური ბალანსისა და თბოგადაცემის განტოლებების ერთდროული გადაწყვეტით.



ნახ 3.3. ტემპერატურების ცვლილებების ხასიათი ერთმხრივი დინების შემთხვევაში.

იმ შემთხვევაში, თუ თბოგადამცემ აპარატში ცხელი და ცივი სითხეები (ან აირები) ერთმანეთის პარალელურად და ერთი და იმავე მიმართულებით მოძრაობს (ნახ. 3.3), ასეთ სქემას ერთმხრივი დინება ეწოდება. თუ სითხეები მოძრაობს პარალელურად, მაგრამ აქვს ერთმანეთის საწინააღმდეგო მიმართულება, სქემას შემხვედრი დინება ეწოდება. თუ სითხეები მიედინება ერთმანეთის ჯვარედინად, სქემას ჯვარედინი დინება ეწოდება.

თბური გაანგარიშებისათვის განვიხილოთ რეკუპერატორული თბოგადამცემი აპარატი (ზედაპირული ჰაერსაცხივარი), რომლის საშუალებითაც მის გარე ზედაპირზე ჰაერი ცივდება, ხოლო მილებში მოძრაობს ცივი წყალი. მივიღოთ, რომ მოძრაობა ერთმხრივი დინებისაა (ნახ 3.3) და თბოგადამცემის მუშაობის პრინციპი სტაციონარულია.

როგორც თბოგადაცემის კურსიდან არის ცნობილი, თბოგადამცემი აპარატების თბური გაანგარიშებები განიხილება თბური ბალანსისა და თბოგადაცემის განტოლებების ერთდროული გადაწყვეტით. ჩვენი მაგალითისათვის თბური ბალანსის განტოლებას ექნება შემდეგი სახე:

$$Q = G_3 C_3 (t_{31} - t_{32}) = G_{\text{წ}} C_{\text{წ}} (t_{\text{წ}2} - t_{\text{წ}1}), \quad (3.40)$$

სადაც G_3 არის ჰაერის საათობრივი რაოდენობის წონა;

C_3 და $C_{\text{წ}}$ - სათანადოდ ჰაერისა და სითხის წონითი სითბოტევადობა;

$G_{\text{წ}}$ - სითხის საათობრივი რაოდენობის წონა.

ბალანსური განტოლებიდან მივიღებთ:

$$\theta = \frac{t_{31} - t_{32}}{t_{\text{წ}2} - t_{\text{წ}1}} = \frac{G_{\text{წ}} C_{\text{წ}}}{G_3 C_3}, \quad (3.41)$$

ე.ი. მუშა სხეულების შესაძლო ტემპერატურული θ ვარდნები უკუპროპორციულია მათი სათანადო C თბოტევადობებისა. ხშირად სითბოტევადობის ნამრავლს სითხის რაოდენობაზე წყლის ექვივალენტს უწოდებენ. ამრიგად, $\theta = f(W)$, სადაც $W = \frac{G_{\text{წ}} C_{\text{წ}}}{G_3 C_3}$ უგანზომილებო პარამეტრია და წარმოადგენს მუშა სხეულების სითბოტევადობის (წყლის ექვივალენტების) ფარდობას. ეს დამოკიდებულება მართებულია როგორც გახურების მთელ F ზედაპირისათვის, ისე მისი თითოეული ელემენტისათვის. უკანასკნელ შემთხვევაში (3.41) განტოლება იღებს შემდეგ სახეს:

$$\frac{dt_3}{dt_{\text{წ}}} = \frac{G_{\text{წ}} C_{\text{წ}}}{G_3 C_3}. \quad (3.42)$$

ამავე პროცესში თბოგადაცემის განტოლებას ექნება შემდეგი სახე:

$$Q = KF(t_1 - t_2), \quad (3.43)$$

სადაც K არის თბოგადაცემის კოეფიციენტი;

F - ზედაპირის გახურების ფართობი.

ვინაიდან თბოცვლის პროცესში ტემპერატურათა სხვაობა იცვლება, ამიტომ (3.43) განტოლება შეიძლება გამოვიყენოთ დიფერენციალურ ფორმაში ზედაპირის dF ელემენტისათვის, სახელდობრ:

$$dQ = K \Delta t dF. \quad (3.44)$$

მთელი F ზედაპირისათვის გვექნება:

$$Q = \int_0^F K \Delta t dF = K \Delta t F, \quad (3.45)$$

სადაც Δt არის ტემპერატურული დაწნევის საშუალო მნიშვნელობა გახურების მთელი ზედაპირისათვის.

ამრიგად, თბოგადაცემი აპარატის თბური გაანგარიშებისათვის გვაქვს ორი ძირითადი (3.40) და (3.45) განტოლება.

როგორც (3.3) ნახაზიდან ჩანს, თბოცვლის პროცესში ჰაერის ტემპერატურა შემცირდება $d t_3$ -თი, ხოლო წყლის ტემპერატურა აიწევს $d t_{\text{წ}}$ -თი. მაშინ (3.40) განტოლებიდან გვექნება:

$$dQ = -G_3 C_3 d t_3 = G_{\text{წ}} C_{\text{წ}} d t_{\text{წ}}, \quad (3.46)$$

საიდანაც

$$d t_3 = \frac{-dQ}{G_3 C_3}; \quad d t_{\text{წ}} = \frac{dQ}{G_{\text{წ}} C_{\text{წ}}}.$$

ტემპერატურული დაწნევის ცვლილება:

$$d(t_3 - t_7) = -dQ \left(\frac{1}{G_3 C_3} + \frac{1}{G_7 C_7} \right). \quad (3.47)$$

თუ (3.47) განტოლებაში dQ -ს ნაცვლად (3.44) განტოლებიდან შევიტანთ მის მნიშვნელობას, გვექნება:

$$-\frac{\Delta t}{t} = -K dF \left(\frac{1}{G_3 C_3} + \frac{1}{G_7 C_7} \right), \quad (3.48)$$

სადაც $t = (t_3 - t_7)$.

თუ მივიღებთ K , $G_3 C_3$ და $G_7 C_7$ მუდმივ სიდიდეებად, მაშინ (3.48) განტოლების ინტეგრირებით გვექნება:

$$\frac{\Delta t}{\Delta t'} \frac{d\Delta t}{\Delta t} = -K \left(\frac{1}{G_3 C_3} + \frac{1}{G_7 C_7} \right) \int_0^F dF. \quad (3.49)$$

ინტეგრირების შემდეგ განტოლებას ექნება შემდეგი სახე:

$$\ln \frac{t}{t'} = - \left(\frac{KF}{G_3 C_3} + \frac{KF}{G_7 C_7} \right), \quad (3.50)$$

საიდანაც

$$\theta_3 = - \left(\frac{KF}{G_3 C_3} + \frac{KF}{G_7 C_7} \right), \quad (3.51)$$

$$\theta_3 = \frac{t}{t'} = \frac{t_{j2} - t_{p2}}{t_{j1} - t_{p1}} = e^{- \frac{KF}{G_3 C_3} \left(1 + \frac{KF}{G_7 C_7} \right)}.$$

განტოლება (3.51) შეიძლება გადაიწეროს შემდეგი სახით:

$$\theta_3 = \frac{t_{j2} - t_{p2}}{t_{j1} - t_{p1}} = e^{- \frac{KF}{G_3 C_3} \left(1 + \frac{KF}{G_7 C_7} \right)}. \quad (3.52)$$

როგორც აღვნიშნეთ (3.52) განტოლებაში უგანზომილებო სიდიდეს $W = \frac{G_3 C_3}{G_7 C_7}$ ეწოდება მუშა სხეულების, ჰაერისა და წყლის, სრული სითბოტევადობების ფარდობა, ხოლო მეორე უგანზომილებო სიდიდეს კეისმა და ლინდონმა უწოდა სითბოს გადატანის ერთეულთა რიცხვი:

$$N = NTU = \frac{FK}{CG}. \quad (3.53)$$

შემდგომში, მსგავსების თეორიის საფუძველზე, პროფესორების ვ.ბოგოსლოვსკის და ო.კოკორინის მიერ მიღებული იყო ზემოთ აღნიშნული უგანზომილებო სიდიდე, რომელსაც მათ ფურიეს მოდიფიცირებული კრიტერიუმი უწოდეს:

$$F_0 = \frac{FK}{CG}. \quad (3.54)$$

უნდა აღინიშნოს, რომ შემდგომში სახელმძღვანელოში გამოყენებული იქნება W და F_0 აღნიშნული სიდიდეები.

თუ (3.52) განტოლებაში შევიტანთ უგანზომილებო სიდიდეების აღმნიშვნელ კრიტერიუმებს, მივიღებთ:

$$\theta_3 = \theta_7 = \exp[-F_0(1+W_3)]. \quad (3.55)$$

როგორც (3.51) და (3.52) განტოლებიდან ჩანს, თბოგადამცემში ტემპერატურული დაწნევა იცვლება ექსპონენციალური კანონის მიხედვით.

ცხადია, ამ განტოლების საფუძველზე შეიძლება განისაზღვროს ტემპერატურული დაწნევის საშუალო მნიშვნელობა (იხ. თბოგადაცემის სახელმძღვანელო) როგორც ერთმხრივი, ასევე შემხვედრი დინების თბოგადაცემი აპარატებისათვის (I ვარიანტი).

ჰაერის კონდიციონების სისტემების თბოგადაცემი აპარატების საინჟინრო გაანგარიშების დროს ხშირად გვიხდება არა პირდაპირი, არამედ შებრუნებული ამოცანის გადაწყვეტა. მაგალითად, სრული სითბოტევადობების ფარდობის განსაზღვრა, როცა მოცემულია მათი საბოლოო პარამეტრები ან იმავე პირობებში გახურების ზედაპირის F ფართობის დადგენა და სხვ. ამ შემთხვევაში უგანზომილებო ტემპერატურული ვარდნების θ მნიშვნელობები დამოკიდებული იქნება ჰაერისა და წყლის მოძრაობის მიმართულებებზე, სათანადოდ, სხვადასხვა იქნება მათი საანგარიშო ფორმულებიც. ცხადია, ამ პირობებში θ გადაწყვეტა უნდა მოინახოს მიმდინარე t მნიშვნელობის და საწყისი t_1 ტემპერატურის სხვაობის ფარდობითი ჰაერისა და წყლის საწყისი ტემპერატურების სხვაობასთან (II ვარიანტი).

მაგალითად, კალორიფერებში ჰაერის შეთბობის შემთხვევაში ტემპერატურული ვარდნის θ მნიშვნელობას ექნება შემდეგი სახე:

ა) ჰაერის მიმართ -

$$\theta_3 = \frac{t_{j2} - t_{j1}}{t_{p1} - t_{p2}}$$

ბ) ცხელი წყლის მიმართ -

$$\theta_3 = \frac{t_{p1} - t_{p2}}{t_{p1} - t_{j1}}$$

ზედაპირულ ჰაერსაცხვარში, პროცესის მუდმივი ტენშემცველობით მიმდინარეობას θ -ს ექნება შემდეგი სახე:

ა) ჰაერის მიმართ -

$$\theta_3 = \frac{t_{j1} - t_{j2}}{t_{j1} - t_{p1}}$$

ბ) ცივი წყლის მიმართ -

$$\theta = \frac{t_{p2} - t_{p1}}{t_{j1} - t_{p1}}$$

რომ დავადგინოთ ზემოთ აღნიშნული უგანზომილებო ტემპერატურული ვარდნების θ მნიშვნელობები, ამისათვის გამოვიყენოთ (3.51) ფორმულა, რომლის თანახმადაც ტემპერატურული დაწნევის ცვლილება ემორჩილება ექსპოტენციალურ კანონს:

$$\Delta t^{\infty} = t - F_0'(1+W_3) \quad (3.56)$$

წინდენითი სქემისათვის (3.56) განტოლება ჰაერის მიმართ შეიძლება დაიწეროს შემდეგი სახით:

$$\theta_3 = \frac{t_{j2} - t_{p2}}{t_{j1} - t_{p1}} = e^{-F_0'(1+W_3)} \quad (3.57)$$

სითხეების საბოლოო ტემპერატურების დასადგენად განტოლების ორივე მხარეს გამოვავლოთ ერთი:

$$\frac{t_{32}-t_{p2}}{t_{31}-t_{p1}} - 1 = e^{-F_0'(1+W_3)} \quad (3.58)$$

სათანადო გარდაქმნის შემდეგ მივიღებთ:

$$(t_{31} - t_{32}) + W_3(t_{31} - t_{32}) = (t_{31} - t_{p1})[1 - e^{-F_0'(1+W_3)}] \quad (3.59)$$

(3.41) განტოლების თანახმად:

$$(t_{p1} - t_{p2}) = W_3(t_{31} - t_{32}) \quad (3.60)$$

ამ მნიშვნელობის (3.59) განტოლების მარცხენა მხარეში ჩასმის შემდეგ მივიღებთ:

$$(t_{31} - t_{32}) + W_3(t_{31} - t_{32}) = (t_{31} - t_{p1})[1 - e^{-F_0'(1+W_3)}] \quad (3.61)$$

აქედან გვექნება:

$$\theta_3 = \frac{t_{31}-t_{32}}{t_{31}-t_{p1}} = \frac{e^{-F_0'(1+W_3)}}{1+W_3} \quad (3.62)$$

(3.61) განტოლება ჰაერის მიმართ წინდენითი სქემისათვის შეიძლება გადაიწეროს შემდეგი სახით:

$$\theta_3 = \frac{1 - \exp[-F_0'(1+W_3)]}{1+W_3} \quad (3.63)$$

როგორც (3.62) და (3.63) განტოლებებიდან ჩანს, ცხელი სითხის ტემპერატურული ცვლილება დამოკიდებულია საწყის ტემპერატურულ დაწნევაზე და ორ უგანზომილებო პარამეტრზე θ_3 და W_3 . მათი მნიშვნელობები წინასწარ შეიძლება გამოითვალოს და წარმოდგენილ იქნეს ცხრილის ან გრაფიკების სახით.

ანალოგიური გზით (3.61) განტოლებიდან მივიღებთ ფორმულას წყლის ტემპერატურის ცვლილებისათვის, სახელდობრ:

$$\theta_6 = \frac{t_{p2}-t_{p1}}{t_{31}-t_{p1}} \frac{[1 - \exp[-F_0'(1+W_3)]]}{1+W_3} \quad (3.64)$$

შემხვედრი დინებისათვის საანგარიშო ფორმულები გამოიყენება ისევე, როგორც ერთმხრივი დინებისათვის. ამ ფორმულების საბოლოო სახეა:

ა) ჰაერის ტემპერატურული ცვლილება -

$$\theta_3 = \frac{1 - \exp[-F_0'(1+W)]}{1 - W \exp[-F_0'(1+W)]} \quad (3.65)$$

ბ) წყლის ტემპერატურული ცვლილება -

$$\theta_6 = \frac{[1 - \exp[-F_0'(1+W)]]W}{1 - W \exp[-F_0'(1+W)]} \quad (3.66)$$

გარდა ერთმხრივი და შემხვედრი დინების შემთხვევებისა, კეისისა და ლონდონის მიერ მოცემულია აგრეთვე საანგარიშო ფორმულები ჯვარედინი სქემებისათვის. ამ სქემაში ხდება სითხის არევა, ხოლო ჰაერის ნაკადი მოძრაობს აურევლად (სწორხაზოვნად). საანგარიშო ფორმულებს აქვს შემდეგი სახე:

ა) ჰაერის ტემპერატურული ცვლილება -

$$\theta_{\text{წ}} = 1 - \exp\{-[1 - \exp(-F'_0)]W\}; \quad (3.67)$$

ბ) წყლის ტემპერატურული ცვლილება -

$$\theta_3 = W[1 - \exp\{-[1 - \exp(-F'_0)]W\}]. \quad (3.68)$$

საანგარიშო ფორმულები ჩვენ მიერ მიღებული იყო მშრალი ტიპის თბოგადამცემ აპარატებისათვის, სადაც ძირითად განმსაზღვრელ ფაქტორებს წარმოადგენს ტემპერატურული ცვლილებები. იგივე ფორმულები შეიძლება გამოვიყენოთ ისეთი სითბოსა და მასათა ცვლის აპარატებში (ზედაპირულ ჰაერსაცვივრებში), სადაც მის გარე ზედაპირზე, აშკარა სითბოს გადატანის გარდა, მიმდინარეობს ფაზათა ცვლის პროცესები (როგორცაა ორთქლის კონდენსაცია ან სითხის აორთქლება). ამასთან, ახალ საანგარიშო ფორმულებში უგანზომილებო ტემპერატურული θ_t დაწნევის ნაცვლად (იხ. ფორმულა 3.55) გვექნება უგანზომილებო ენთალპიების დაწნევის მნიშვნელობები (I ვარიანტი):

$$\theta_{3T} = \frac{J_{32} - J_{31}}{J_{31} - J_{30}} = \exp[-F'_0(1 + W)]. \quad (3.69)$$

(3.69) ფორმულაში (3.55) ფორმულისაგან განსხვავებით უცნობ სიდიდეებს წარმოადგენს ენთალპიების ვარდნები, ხოლო განმსაზღვრელი მახასიათებელი F'_0 ითვალისწინებს K_T მასათა ცვლას:

$$F'_0 = \frac{K_T F}{G_A C_{pA}}. \quad (3.70)$$

II ვარიანტისათვის, როდესაც შებრუნებული ამოცანაა განხილული, უგანზომილებო ენთალპიების ვარდნები განიხილება შემდეგი სახით:

$$\theta_{3T} = \frac{J_{31} - J_{32}}{J_{31} - J_{30}}; \quad \theta_{\text{წ}} = \frac{J_{32} - J_{31}}{J_{31} - J_{30}}. \quad (3.71)$$

ამოცანის გადაწყვეტა θ_{3T} და $\theta_{\text{წ}}$ მიმართ ემთხვევა θ_{3t} და $\theta_{\text{წ}}$ ანალოგიურ (3.63), (3.64), (3.65), (3.66), (3.67) და (3.68) გადაწყვეტებს.

ამრიგად, ზემოთ განხილული საანგარიშო ფორმულები მართებულია ყველა სითბოსა და მასათა ცვლის აპარატებისათვის. მათი თბური ანგარიშების განსხვავება აშკარა თბოგადამცემი აპარატების გაანგარიშებისაგან მხოლოდ ის არის, რომ ენთალპიების ამოხსნასთან ერთად საჭიროა დამატებით განისაზღვროს მეორე პარამეტრი, რომელითაც დახასიათდება ჰაერის მდგომარეობა თბოგადამცემი აპარატიდან გამოსვლის დროს, მაგალითად, ტემპერატურა.

ასეთი ტემპერატურული ცვლილებების დიფერენციალური განტოლებების ამოხსნა მოცემულია ვ. ბოგოსლოვსკის, ო.კოკორინის და ლ.პეტროვის მონოგრაფიაში.

მას შემდეგი სახე აქვს:

პირველი ვარიანტი -

$$\theta_t = \frac{t_T - t_{\infty}}{t_{31} - t_{\infty}} = \frac{1 - (1 - \theta_{\text{წ}})(\theta_{t1} - \theta_{3T} \theta_{t2}) - \theta_{3T} \theta_{t3}(1 - \theta_{t2})}{1 + W_T}, \quad (3.72)$$

სადაც

$$\theta_{t_{13}} = \frac{t_{31} - t_{p1}}{t_{31} - t_{\infty}}, \quad (3.73)$$

$$\theta_{J_{13}} = \frac{J_{31} - J_{p1}}{J_{31} - J_{\infty}}. \quad (3.74)$$

$$\theta_{\infty} = \exp(-F'_0). \quad (3.75)$$

აქ θ_{∞} ფარდობითი ტემპერატურული ვარდნაა ზედაპირული კონტაქტის მუდმივი ტემპერატურის დროს. მისი გამოყენება მიზანშეწონილია ადიაბატურ რეჟიმში.

ანალოგიურად (3.72) განტოლებისა, მეორე ვარიანტისათვის შეძლება ამოიხსნას ტემპერატურული ცვლილების განტოლება:

$$\theta_t = \frac{t_{31} - t_{p2}}{t_{31} - t_{p1}} = \theta'_{\infty} - \theta_{J_{13}}(\theta'_{\infty} - \theta'_{J_{13}}), \quad (3.76)$$

სადაც $\theta'_{J_{13}}$ განისაზღვრება (3.72) ფორმულით:

$$\theta'_{\infty} = \exp(-F'_{03}). \quad (3.77)$$

(3.73) და (3.74) განტოლებებში t_{∞} და J_{∞} წარმოადგენს ჰაერისა და წყლის ზღვრული მდგომარეობის ტემპერატურასა და ენთალპიას. თბოცვლის პროცესში ზღვრული წონასწორული მდგომარეობისათვის ჰაერის პარამეტრები უტოლდება წყლის პარამეტრებს $t_{3\infty} = t_{p\infty} = t_{\infty}$, რის გამოც მაქსიმალური შესაძლო სითბოს რაოდენობა ერთმხრივი დინებისათვის ტოლი იქნება:

$$Q_{\max} = G_3 C_3 (t_{31} - t_{\infty}) = G_p C_p (t_{\infty} - t_{p1}).$$

აქედან ტემპერატურის ზღვრული მნიშვნელობა:

$$t_{\infty} = \frac{G_p C_p t_{p1} + G_3 C_3 t_{31}}{G_p C_p + G_3 C_3}. \quad (3.78)$$

სითბოსა და მასათა ცვლის პროცესში ბალანსის განტოლებას ექნება შემდეგი სახე:

$$G_3 (J_{31} - J_{\infty}) = G_p C_p (t_{\infty} - t_{p1}). \quad (3.79)$$

მიახლოებითი ანალიზური დამოკიდებულებით (II) სრული გაჯერების მრუდზე $\varphi=100\%$ ჰაერის პარამეტრებს შორის კავშირის გამოყენებით მივიღებთ:

$$J_{\infty} = 9,2 + 1,48t + 0,0485t^2, \quad (3.80)$$

$$t_{\infty} = 3,8 + 0,25t + 0,017t^2. \quad (3.81)$$

თუ ბალანსის (3.79) განტოლებაში შევიტანთ ენთალპიების სხვაობას (3.81) განტოლების გათვალისწინებით, სათანადო გარდაქმნების შემდეგ გვექნება:

$$t_{\infty} = \frac{J_{31} + 4,18G_p t_{p1} / G_3 - 9,65}{1,79 + 4,18G_p / G_3 + 0,0418t_p}. \quad (3.82)$$

წონასწორული ტემპერატურის განსაზღვრის შემდეგ (3.80) და (3.81) განტოლებებით შეიძლება დადგენილ იქნეს J_{∞} და t_{∞} მნიშვნელობები.

შემხვედრი დინების შემთხვევაში ჰაერის ზღვრული ტემპერატურა მისწრაფვის, გაუტოლდეს წყლის საწყის ტემპერატურას:

$$t_{კა} = t_{ქ1} . \quad (3.83)$$

მაშინ სისტემის სითბოს ბალანსის განტოლებას ექნება შემდეგი სახე:

$$G_3 C_3 (t_{ქ1} - t_{კა}) = G_{წ} C_{წ} (t_{ქა} - t_{ქ1}) . \quad (3.84)$$

თუ გავითვალისწინებთ (3.83) გამოსახულებას, (3.84) განტოლებიდან განვსაზღვრავთ წყლის ზღვრული წონასწორული ტემპერატურის მნიშვნელობას:

$$t_{წ} = t_{ქ1} + \frac{G_3 C_3 (t_{ქ1} - t_{კა})}{G_{წ} C_{წ}} . \quad (3.85)$$

შემხვედრი დინების დროს სითბოსა და მასათა ცვლის პროცესებში, ანალოგიურად წინა შემთხვევისა, ჰაერის ზღვრული $J_{კა}$ ენტალპია მიისწრაფვის გაუტოლდეს წყლის საწყის ენტალპიას J_1 , ე.ი. გვაქვს:

$$J_{კა} = J_{ქ1} = t_{ქ1} C_{წ} . \quad (3.86)$$

წყლის ზღვრული წონასწორული მდგომარეობა შეიძლება განისაზღვროს შემდეგი ბალანსური განტოლებიდან:

$$G_3 (J_{ქ1} - J_{კა}) - G_{წ} C_{წ} (t_{ქა} - t_{ქ1}) , \quad (3.87)$$

აქედან

$$t_{ქა} = t_{ქ1} + \frac{G_3 (J_{ქ1} - J_{კა})}{G_{წ} C_{წ}} . \quad (3.88)$$

ჰაერის ენტალპიის ზღვრული მნიშვნელობა შეიძლება განისაზღვროს (3.80) განტოლებიდან.

ამრიგად, მივიღეთ რიგი განტოლებათა სისტემები, რომელთა საშუალებითაც შესაძლებელია ანალიზური გზით ამოვხსნათ როგორც ჰაერისა და წყლის საბოლოო პარამეტრები (პირდაპირი ამოცანა), ასევე რეჟიმული ან კონსტრუქციული პარამეტრები (უკუამოცანა).

მაგალითად, პირდაპირი ამოცანა უმდეგი თანამიმდევრობით შეიძლება ამოიხსნას: საწყის ეტაპზე განისაზღვრება სითბოსა და მასათა ცვლის უგანზომილებო მახასიათებლები F'_0 და W . ამის შემდეგ იანგარიშება ფარდობითი ტემპერატურული θ_t და ენტალპიების θ_j მნიშვნელობები. ცხადია, ეს საშუალებას მოგვცემს დავადგინოთ ჰაერისა და წყლის საბოლოო პარამეტრები.

თავი 4. ჰაერის კონდიციონირების სისტემების დამუშავება

4.1. ჰაერის კონდიციონირების სისტემების კლასიფიკაცია

ჰაერის კონდიციონირება ითვალისწინებს დახურულ სათავსებში შიგა ჰაერის პარამეტრების (ტენიანობის, სისუფთავის მოძრაობის სიჩქარის) გარკვეულ

დონეზე, სრულად ან ნაწილობრივ შექმნას და ავტომატურად რეგულირებას ადამიანებისათვის ან ტექნოლოგიური პროცესისათვის ოპტიმალური მეტეოროლოგიური პირობების უზრუნველყოფის მიზნით.

აღნიშნული პირობების უზრუნველყოფა ხორციელდება ტექნიკურ საშუალებათა კომპლექსის მეშვეობით, რომელსაც ჰაერის კონდიციონირების სისტემა ეწოდება (ჰკს). ჰაერის კონდიციონირების სისტემა მოიცავს ისეთ ტექნიკურ მოწყობილობებს, როგორცაა ჰაერმიმღებები, ჰაერის მომზადებისა და თერმოდინამიკური დამუშავების საშუალებები (ფილტრები, თბომცვლელი აპარატები ჰაერის გასათბობად ან გასაცივებლად, ჰაერის გამატენიანებლები ან გამაშრობლები), ჰაერის გადაადგილების და განაწილების საშუალებები (ვენტილატორები, ჰაერსატარები) სითბო-სიცივით მომარაგების საშუალებები, ავტომატიკის, დიაგნოსტიკური მართვის და მაკონტროლებელი მოწყობილობები. დიდი საზოგადოებრივი, ადმინისტრაციული და სამრეწველო შენობების ჰაერის კონდიციონირების სისტემებს, როგორც წესი, ემსახურება მართვის კომპლექსური ავტომატიზებული სისტემები.

ჰაერის კონდიციონირების ავტომატიზებული სისტემების მეშვეობით დამყარდება სათავსებში ჰაერის მოცემული მდგომარეობა გარემო ჰაერის პარამეტრების ცვლილების მიუხედავად.

ჰაერის კონდიციონირების ძირითადი მოწყობილობები ჰაერის მოსამზადებლად და გადასაადგილებლად მოთავსებულია აპარატში, რომელსაც კონდიციონერი ეწოდება. ხშირ შემთხვევაში ჰაერის კონდიციონირების ყველა ტექნიკური საშუალება კომპონირდება ერთ ან ორ ბლოკში, მაშინ ტერმინი „ჰკს“ და „კონდიციონერი“ ერთმნიშვნელოვანი ხდება.

ჰაერის კონდიციონირების თანამედროვე სისტემები შემდეგნაირად კლასიფიცირდება:

- ძირითადი დანიშნულების (გამოყენების ობიექტის) მიხედვით: კომფორტული და ტექნოლოგიური;
- მომსახურების ობიექტის (სათავსის) მიმართ კონდიციონერის განლაგების მიხედვით: ცენტრალური და ადგილობრივი;
- სითბოსა და სიცივის წყაროების განლაგების მიხედვით: ავტონომიური (კონდიციონერის კორპუსის შიგნით) და არაავტონომიური (კორპუსის გარეთ);
- მოქმედების პრინციპით: წინდენითი, სარეცირკულაციო და კომბინირებული;
- კონდიციონირებული ჰაერის პარამეტრების რეგულირების მეთოდის მიხედვით: ხარისხობრივი (ერთმილოვანი) და რაოდენობრივი (ორმილოვანი) რეგულირებით;
- მომსახურების სათავსებში მეტეოროლოგიური პირობებების უზრუნველყოფის ხარისხის მიხედვით: პირველი, მეორე და მესამე კლასის;

- მომსახურების სათავსების რაოდენობის მიხედვით (ლოკალური ზონები): ერთზონალური და მრავალზონალური;
- კონდიციონერის ვენტილატორის მიერ განვითარებული წნევის მიხედვით: დაბალი, საშუალო და მაღალი წნევის.

კომფორტული ჰაერის კონდიციონერების სისტემები განკუთვნილია საცხოვრებელ, საზოგადოებრივ და ადმინისტრაციულ შენობებში და სათავსებში ოპტიმალური სანიტარიულ – ჰიგიენური მოთხოვნების შესატყვისი, ჰაერის ტემპერატურის, ფარდობითი ტენიანობის, სისუფთავის და ჰაერის მოძრაობის სიჩქარის შესაქმნელად და ავტომატურად დასამყარებლად.

ტექნოლოგიური ჰაერის კონდიციონერების სისტემების საშუალებით ხდება ჰაერის ისეთი პარამეტრების შექმნა, რომლებიც მაქსიმალურად პასუხობენ წარმოების მოთხოვნებს. იმ სათავსებში, სადაც ადამიანები იმყოფებიან, ტექნოლოგიური კონდიციონერება ხორციელდება სანიტარიულ – ჰიგიენური მოთხოვნების გათვალისწინებით.

ცენტრალური ჰაერის კონდიციონერების სისტემები გარედან მარაგდება სიცივით, რომელიც მიეწოდება ცივი წყლით ან მაცივარ აგენტით, სითბო – მიეწოდება ცხელი წყლით, ორთქლით ან ელექტროობით, ელექტროენერგიით ვენტილატორებისა და ტუმბოების ელექტროძრავებისათვის.

ცენტრალური ჰაერის კონდიციონერების სისტემები განთავსებულია მომსახურების სათავსების გარეთ და ემსახურება ერთ დიდ სათავსს, ასეთი სათავსის რამდენიმე ზონას ან მრავალ ცალკეულ სათავსს. ზოგიერთ შემთხვევაში რამდენიმე ცენტრალური კონდიციონერი ემსახურება დიდი ზომების ერთ სათავსს, როგორცაა საწარმოო საამქრო, თეატრის დარბაზი, დახურული სტადიონი ან საციგურაო დარბაზი.

ცენტრალური ჰაერის კონდიციონერების სისტემები აღჭურვილია არაავტონომიური კონდიციონერებით, რომლებიც აწყობილია ტიპური სექციებისაგან.

ცენტრალური ჰაერის კონდიციონერების სისტემები ხასიათდება შემდეგი უპირატესობებით:

1. სათავსებში ჰაერის მოცემული ტემპერატურისა და ფარდობითი ტენიანობის დამყარების და შენარჩუნების ეფექტური შესაძლებლობით;
2. მოწყობილობებით, რომლებიც საჭიროებენ სისტემურ მოვლას და რემონტს ერთ ადგილზე თავმოყრით;
3. ხმაურის და ვიბრაციის ეფექტურად დახშობის შესაძლებლობით. ჰაერსატარების საჭირო აკუსტიკური დამუშავებით, ჰაერისა და ვიბრაციის ჩამხშობი მოწყობილობების საშუალებით შესაძლებელია სათავსებში მიღწეულ იქნას ხმაურის მაქსიმალურად დაბალი დონე

და მოემსახუროს ისეთ ობიექტებს, როგორცაა რადიო და სატელევიზიო სტუდიები და ა.შ.

რიგი უპირატესობების მიუხედავად, უნდა აღინიშნოს, რომ დიდი გაბარიტებისა და რთული სამონტაჟო სამუშაოების ჩატარების საჭიროება კონდიციონერების დასამონტაჟებლად, ჰაერსატარების და მილსადენების გასაყვანად, ხშირად არ იძლევა ასეთი სისტემების გამოყენების საშუალებას არსებულ სარეკონსტრუქციო შენობებში.

ადგილობრივი ჰაერის კონდიცირების სისტემებში გამოიყენება ავტონომიური და არაავტონომიური კონდიციონერები, რომლებიც იდგმება მომსახურების სათავსებში.

ადგილობრივი ჰაერის კონდიცირების სისტემების უპირატესობაა მათი მონტაჟის სიმარტივე.

ასეთი სისტემები გამოიყენება შემდეგ შემთხვევებში:

- საცხოვრებელი და ადმინისტრაციული შენობების ცალკეულ საოფისე სათავსებში საჭირო მიკროკლიმატის შესაქმნელად;
- მშენებარე შენობების ცალკეულ ოთახებში, სადაც სიცივის მომხმარების რეჟიმი მკვეთრად განსხვავდება სხვა სათავსების ასეთივე რეჟიმისაგან, მაგალითად, ადმინისტრაციული შენობების სითბოგამომყოფი ტექნიკით გაჯერებულ ოთახებში. ამასთან ატმოსფერული ჰაერის მიწოდება და ჰაერის გაწოვა ხორციელდება მიმწოდებელ-გამწოვი სავენტილაციო სისტემების საშუალებით;
- მშენებარე შენობებში, სადაც ოპტიმალური თბური პირობების დამყარება საჭიროა მცირე რაოდენობის სათავსებში, მაგალითად, პატარა სასტუმროების ლუქს ნომრებში.
- არსებული და მშენებარე შენობების დიდ სათავსებში, კაფეებში, რესტორნებში, მაღაზიებში, საპროექტო დარბაზებში, აუდიტორიებში და ა.შ.

ავტონომიური ჰაერის კონდიცირების სისტემები გარედან მარაგდება მხოლოდ ელექტროენერგიით. ასეთია სპლიტ-სისტემების კონდიციონერები, კარადული კონდიციონერები და სხვა. ასეთ კონდიციონერებში ჩამონტაჟებულია კომპრესორული სამაცივრო მანქანები.

ავტონომიური სისტემები ჰაერს აცივებს და აშრობს, რისთვისაც ვენტილატორი რეცირკულირებულ ჰაერს გაატარებს ზედაპირულ ჰაერმაცივებელში, იმავე სამაცივრო მანქანის ამორთქლებელში. გარდამავალ და ზამთრის პერიოდში ისინი ჰაერს ათბობენ ელექტროგამათბობლის საშუალებით ან სამაცივრო მანქანის „თბურ ტუმბოდ“ ციკლად რევერსირების გზით.

სათავსებში ტემპერატურული პირობების დეცენტრალიზებულად უზრუნველყოფის ყველაზე მარტივ ვარიანტს წარმოადგენს სპლიტ სისტემის კონდიციონერების გამოყენება.

არაავტონომიური ჰაერის კონდიცირების სისტემები იყოფა ორ ჯგუფად:

- საჭაერო, როდესაც მომსახურე სათავსებში მიეწოდება მხოლოდ დამუშავებული ჰაერი ცენტრალური კონდიციონერების საშუალებით;
- წყალსაჭაერო, როდესაც საკონდიციერო სათავსებში მიეწოდება დამუშავებული ჰაერი და ცივი ან ცხელი წყალი ან ორივე ერთად (სისტემა ჩილერებით და ფენკოილებით, ცენტრალური კონდიციონერები ადგილობრივი დამყვანებით).

ერთზონალური ჰაერის კონდიციონერების სისტემები გამოიყენება დიდი ზომის სათავსებისათვის, რომლებიც ხასიათდება შედარებით თანაბრად განაწილებული სითბოს და ტენის გამოყოფით, მაგალითად კინოთეატრების დიდი დარბაზები, აუდიტორიები და სხვა. ასეთი სისტემები, როგორც წესი, კომპლექტდება სითბოს უტილიზაციის მოწყობილობებით ან შემრევი საკნებით, რეცირკულირებული ჰაერის გამოყენების მიზნით.

მრავალზონალური ჰაერის კონდიციონერების სისტემები გამოიყენება დიდი სათავსების მომსახურებისათვის, რომლებშიც სითბოს გამომყოფი დანადგარები განლაგებულია არათანაბრად, ასევე რიგი შედარებით პატარა სათავსების მომსახურებისათვის. ასეთი სისტემები უფრო ეფექტურია, ვიდრე ცალკეული სისტემები თითოეული სათავსისათვის. ამასთან მათი მეშვეობით ვერ ხერხდება ჰაერის ერთი ან ორი მოცემული პარამეტრის (ტემპერატურის, ტენიანობის) ზუსტი ხარისხით დამყარება, როგორც ავტონომიური ჰაერის კონდიციონერების სისტემით.

წინდენითი ჰაერის კონდიციონერების სისტემები მუშაობენ მთლიანად ატმოსფერულ ჰაერზე, რომელიც დამუშავდება კონდიციონერებში და მიეწოდება სათავსს.

რეცირკულაციური ჰაერის კონდიციონერების სისტემები მუშაობენ პირიქით, გარე ჰაერის მიწოდების გარეშე ან გარე ჰაერის ნაწილობრივი მიწოდებით (40%-მდე), ან რეცირკულირებულ ჰაერზე (60% – 100% – მდე), რომელიც მიიღება სათავსიდან და კონდიციონერში სათანადო დამუშავების შემდეგ ისევ მიეწოდება ამავე სათავსს.

ჰაერის კონდიციონერების სისტემების კლასიფიკაცია წინდენითი და რეცირკულაციის პრინციპის მიხედვით განპირობებულია კომფორტულობის, ტექნოლოგიური პროცესის პირობების ან ტექნიკურ – ეკონომიკური მოთხოვნებით.

ჰაერის კონდიციონერების სისტემები მეტეოროლოგიური პარამეტრების **ხარისხობრივი რეგულირებით** წარმოადგენს ძალზე გავრცელებულ ეგრეთწოდებულ ერთარხიან სისტემებს, სადაც მთელი დამუშავებული ჰაერი მოცემული კონდიციონერით გამოდის კონდიციონერიდან ერთი არხით და მიეწოდება ერთ ან რამდენიმე სათავსს. ამასთან, მომსახურების სათავსში განთავსებული თერმორეგულატორიდან გამომავალი მარეგულირებელი სიგნალი მიეწოდება უშუალოდ ცენტრალურ კონდიციონერს.

ჰაერის კონდიციონერების სისტემები **რაოდენობრივი რეგულირებით** აწვდიან ერთ ან რამდენიმე სათავსს ცივ ან გამთბარ ჰაერს ორი პარალელური არხით. ტემპერატურა თითოეულ სათავსში რეგულირდება ოთახის თერმორეგულატორით,

რომელიც მოქმედებს ადგილობრივ შემრევებზე (საჰაერო სარქველები), რომლებიც ცვლიან ცივი და შემთბარი ჰაერის ხარჯის შეფარდებას მისაწოდებელ ნარევში.

ორარხიანი სისტემები რეგულირების სირთულის გამო გამოიყენება ძალზე იშვიათად, თუმცა გააჩნია გარკვეული უპირატესობა, კერძოდ არ საჭიროებს მოსახურე სათავსებში თბომცვლელ აპარატებს და სითბო-სიცივის გამტარ მილსადენებს. შესაძლებელია ისინი გათბობის სისტემასთან ერთდროულად მუშაობდნენ, რაც განსაკუთრებით მნიშვნელოვანია შენობებში გათბობის სისტემის შენარჩუნების მიზნით.

ამ სისტემათა უარყოფით თვისებად შეიძლება ჩაითვალოს თითოეულ სათავსთან მისაყვანი პარალელური ჰაერსატარების თბური იზოლაციის სიძვირე. ორარხიანი სისტემები, ისევე როგორც ერთარხიანი, შეიძლება იყოს წინდენითი ან სარეცირკულაციო.

სათავსებში მეტეოროლოგიური პირობების უზრუნველყოფის თვალსაზრისით ჰაერის კონდიცირება იყოფა სამ კლასად:

პირველი კლასი – უზრუნველყოფს ტექნოლოგიურ პროცესისათვის საჭირო პარამეტრებს ნორმატიული დოკუმენტების შესაბამისად.

მეორე კლასი – უზრუნველყოფს ოპტიმალურ სანიტარიულ – ჰიგიენურ ნორმებს ან საჭირო ტექნოლოგიურ ნორმებს.

მესამე კლასი – უზრუნველყოფს დასაშვებ ნორმებს, თუ მათი უზრუნველყოფა წლის თბილ პერიოდში შეუძლებელია ვენტილაციით ჰაერის ხელოვნური გაცივების გარეშე.

ცენტრალური კონდიცირების ვენტილატორების მიერ შექმნილი წნევის მიხედვით ჰაერის კონდიცირების სისტემები იყოფა დაბალი წნევის (100 კგ/მ² – მდე), საშუალო წნევის (100 დან 300 კგ/მ² – მდე) და მაღალი წნევის (300კგ/მ² – ს ზევით) სისტემებად.

4.2. ჰაერის კონდიცირების სისტემების დამუშავების საწყისი მონაცემები.

ჰაერის კონდიცირების სისტემის, ცენტრალური კონდიციონერი სპლიტ-სისტემებით მომწოდებელ ვენტილატორთან ერთად, ჩილერ - ფენკოილებით და სხვა დანადგარებით დამუშავება დაკავშირებულია სერიოზული წინასწარი მონაცემების შეგროვება შესწავლასთან და პროექტირებასთან. მაგალითად, ცენტრალური ჰაერის კონდიცირების სისტემის დამუშავებისათვის აუცილებელია შემდეგი მონაცემები: დასაპროექტებელი ობიექტის რაიონი (ქალაქი), მისი დანიშნულება, შენობისა და სათავსების სამშენებლო ნახაზები, ტექნოლოგიური პროექტის ნახაზები დანადგარების განლაგების ჩვენებით, ცვლაში მუშათა რაოდენობა ან მომსვლელთა რაოდენობა მაღაზიებში, მაყურებელთა რაოდენობა დარბაზებში და სხვა; სათავსების განათება, ენერგომატარებელთა (სითბოს,

სიცივის) მახასიათებლები, მავნე გამონაყოფთა რაოდენობა, დასველებული ზედაპირების ფართი, არსებული ჰაერის კონდიციონების და ვენტილაციის სისტემების განლაგება და მახასიათებლები შენობათა რეკონსტრუქციის შემთხვევაში.

4.3. სათავსების თბური ბალანსის ანგარიში

სათავსების თბური ბალანსის შესადგენად საჭიროა განისაზღვროს სათავსებში ყველა სახის სითბოს მოდინება და სითბოს დანაკარგები. სხვადასხვა დანიშნულების სათავსებში თბური დატვირთვის ორი ძირითადი კატეგორიაა: თბური დატვირთვა, რომელიც წარმოიქმნება სათავსის გარეთ, და თბური დატვირთვა, რომელიც წარმოიქმნება სათავსის შიგნით.

თბური დატვირთვა შედგება:

- სითბოს მოდინება და სითბოს დანაკარგები (კედლებიდან, ჭერიდან, იატაკიდან, ფანჯრებიდან და კარებიდან) წარმოქმნილი შენობის გარეთ და მის შიგნით ტემპერატურათა სხვაობის შედეგად. ტემპერატურის ეს სხვაობა ზაფხულის პერიოდში დადებითია, რის გამოც შენობაში სითბო მოდინება. ზამთრის პერიოდში სხვაობა უარყოფითია და შენობიდან ხდება სითბოს გადინება.

- სითბოს მოდინება მზის რადიაციით შენობის შემინული ნაწილებიდან. მზის რადიაციით ყოველთვის იქმნება დადებითი დატვირთვა როგორც ზაფხულში, ასევე ზამთარში. ზაფხულში საჭიროა ამ დატვირთვის განეიტრალება, ზამთარში კი იგი მცირე სიდიდისაა და ემატება თბური დანადგარების მიერ გამოყოფილ სითბოს;

- გარე სავენტილაციო და ინფილტრირებული ჰაერის მიერ შენობაში შემოტანილი სითბო ან სიცივე წლის პერიოდების მიხედვით. ზაფხულში შემოსული ცხელი და ტენიანი (ზოგიერთ შემთხვევაში მშრალი) გარე ჰაერი მნიშვნელოვნად მოქმედებს ჰაერის გამაცივებელ და გამშრობ დანადგარებზე. ზამთარში ცივი და მშრალი გარე ჰაერი საჭიროებს გათბობას და გატენიანებას. მხოლოდ გარდამავალ პერიოდში შესაძლებელია გარე ჰაერის გამოყენება, ენერჯის დაუხარჯავად, სათავსების გასაცივებლად.

სათავსების შიგა თბურ დატვირთვას წარმოადგენს:

- ადამიანების მიერ გამოყოფილი სითბო;

- სითბო გამოყოფილი გამანათებელი მოწყობილობებიდან, საყოფაცხოვრებო დანადგარებიდან, მაცივრებიდან და სხვა (საცხოვრებელ სათავსებში)

სითბო გამოყოფილი მომუშავე ხელსაწყო-მოწყობილობებიდან:

კომპიუტერიდან, მბეჭდავი და ფოტომაკოპირებელი მოწყობილობებიდან და სხვა (საოფისე და სხვა სათავსებში).

სამრეწველო და ტექნოლოგიურ სათავსებში სითბოს გამოყოფის დამატებითი წყაროებია:

- ცხელი სამრეწველო დანადგარები;
- ცხელი მასალები, სითხეები და ნახევარფაბრიკატები;
- წვის და ქიმიური რეაქციების პოდუქტები.

ყველა ჩამოთვლილი თბური დატვირთვები დადებითია და ამიტომ ზაფხულის პერიოდში საჭიროა მათი ვენტილირება, ზამთრის პერიოდში ისინი ამცირებენ დანადგარების დატვირთვას.

4.3.1. სითბოს მოდინება და სითბოს დანაკარგები ტემპერატურათა სხვაობის შედეგად

ზაფხულის პერიოდში შენობათა გარე შემომზღული კონსტრუქციებიდან სითბოს მოდინების ანგარიში გართულებულია დღე-ღამის განმავლობაში გარე ჰაერის ტემპერატურის მნიშვნელოვანი სითხეების შედეგად, ამას ემატება კონსტრუქციის გარე ზედაპირებზე მზის რადიაციით გამოწვეული სითბოს ნაკადის რხევები. თბოგადაცემაზე დიდი გავლენა აქვს აგრეთვე კონსტრუქციების მასიურობას, რის გამოც კონსტრუქციების შიგა ზედაპირებზე ტემპერატურის რხევები მცირდება.

ზამთრის პერიოდში სითბოს დანაკარგები გარე შემომზღული კონსტრუქციებიდან უახლოვდება სტაციონარულ რეჟიმს, ვინაიდან ზამთარში გარე ჰაერის და კონსტრუქციების ზედაპირების რხევები მნიშვნელოვნად მცირეა.

სათავსის გარე შემომზღული კონსტრუქციებიდან სითბოს გადაცემა იანგარიშება სამშენებლო თბოტექნიკიდან ცნობილი ფორმულით:

$$Q_s = FK (t_s - t_a)\psi, \quad (4.1)$$

სადაც F თითოეული კონსტრუქციის ფართია,

K - კონსტრუქციის სითბოს გადაცემის კოეფიციენტი,

t_s - გარე ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურა,

t_a - სათავსის შიგა ჰაერის მოცემული ტემპერატურა,

ψ - შემასწორებელი კოეფიციენტი, მიიღება სამშენებლო ნორმების ან საუწყებო რეკომენდაციებით.

აღნიშნული ფორმულა ვერ ითვალისწინებს ყველა ფაქტორს, რომელიც გავლენას ახდენს სითბოს მოდინების ან სითბოს დანაკარგების სიდიდეზე. კერძოდ, საჭიროა გათვალისწინებული იქნას კონსტრუქციის ორიენტაცია მხარეთა მიმართ, ქარის ზემოქმედება, სართულიანობა, ჰაერის შემოდინება ღია ფანჯრებიდან, კარებიდან და სხვა ღიობებიდან, მზის რადიაცია, რომელიც დიდადაა დამოკიდებული კონსტრუქციის ფერზე, ვინაიდან ღია ფერის კედელი კარგად აირეკლავს მზის რადიაციით მოდინებულ სითბოს. ყველა ეს ფაქტორი წარმოადგენს ψ კოეფიციენტის შემადგენელ ნაწილს.

აღსანიშნავია, რომ მსუბუქი კონსტრუქციის შენობებში თბური დატვირთვები მაღალია და სწრაფად ცვალებადი. მძიმე კონსტრუქციების მქონე შენობებში თბური დატვირთვები ნაკლებია და ნელა იცვლება. შესაბამისად, უკანასკნელ შემთხვევაში ჰაერის კონდიციონირების სისტემები ნაკლებდირებულა.

4.3.2. სითბოს მოდინება მზის რადიაციით შემინული ზედაპირებიდან.

მზის რადიაციით მიღებული ჭარბი სითბო მნიშვნელოვნად ზდის სათავსების თბურ დატვირთვას, განსაკუთრებით მაშინ, როცა დიდია შემინული ზედაპირები. შემინვის სახის მიხედვით მზის რადიაციით მიღებული სითბოს თითქმის 90% მიეწოდება სათავსს, დანარჩენი კი აირეკლება. მრავალ შემთხვევაში თბური დატვირთვა მზის რადიაციით საზოგადოებრივი და ადმინისტრაციული შენობების საერთო თბური ბალანსის 50% -ს შეადგენს. მზის რადიაციის ინტენსივობა დამოკიდებულია ადგილმდებარეობის განედზე, წლის სეზონზე და დღე-ღამის დროზე.

შემინული ზედაპირებიდან მზის რადიაციით მიღებული სითბოს საანგარიშო რაოდენობები ვტ/მ²სთ მოცემულია ცხრილში 4.1.

ცხრილი 4.1.

შემინული ზედაპირები	ქვეყნის მხარეები და განედები, გრად.											
	სამხრეთი			სამხრეთ-აღმოსავლეთი და სამხრეთ-დასავლეთი			აღმოსავლეთი და დასავლეთი			ჩრდილო-აღმოსავლეთი და ჩრდილო-დასავლეთი		
	35	50	65	35	50	65	35	50	65	35	50	65
ორმაგი შემინვის ფანჯრები (ორი ჩარჩო) ხის ალათით	128	145	169	99	140	167	145	157	169	76	76	70
იგივე მეტალის ალათით	163	186	209	128	175	209	186	198	209	93	93	53
სარკმელი ორმაგი შემინვით და მეტალის ალათით სწორკუთხოვანი	151	186	198	128	175	198	186	198	209	99	99	93
იგივე ხის ალათით	140	167	175	106	157	175	167	180	186	87	87	81

შენიშვნა: ჩრდილოეთი მხარეზე ორიენტირებული შემინული ზედაპირებიდან მზის რადიაციით სითბოს მოდინება არ გაითვალისწინება. მზის რადიაციით მოდინებული სითბოს რაოდენობები 4.1. ცხრილში მიყვანილი შემინული განსხვავებული ზედაპირებიდან საჭიროა გამრავლდეს კოეფიციენტზე, რომელიც მოყვანილია ცხრილში 4.2.

ცხრილი 4.2.

შემინვის სახე	შემასწორებელი კოეფიციენტი
ორმაგი ფანჯრები ერთ ალათაში	1,25
ერთმაგი ფანჯრები	1,45
სარკმელი ერთმაგი შემინვით	1,15
ჩვეულებრივად გაჭუჭყიანებული მინა	0,80
ძლიერ გაჭუჭყიანებული მინა	0,70
შეთეთრებული შემინული ზედაპირი	0,60
მიმქრალი მინით შემინული ზედაპირი	0,40
საფართო აღჭურვილი ფანჯრები	0,25

მზის რადიაციით სითბოს მოდინება გაითვალისწინება ზაფხულის და გარდამავალი პერიოდისათვის, როცა გარე ჰაერის ტემპერატურა მეტია +10°C-ზე, მზის რადიაციით შემინული სითბოს საანგარიშო რაოდენობა მოცემული სათავსისათვის მიიღება მეტი შემდეგი თბური მნიშვნელობებიდან:

- სითბოს რაოდენობა შემოსული იმ კედლის მხრიდან, სადაც მეტია შემინული ზედაპირები და განლაგებულია მზით უფრო მეტად დასხივებულ მხარეს.

- 70% სითბოს რაოდენობა, რომელიც შემოდის ორი ურთიერთ-პერპენდიკულარული კედლებიდან.

მზის რადიაციით მოდინებული სითბოს რაოდენობის შესამცირებლად რეკომენდებულია შემინული ზედაპირების უმეტესობა განლაგებული იყოს ჩრდილოეთის მხარეს, გამოყენებულ იქნეს ინსოლაციის საწინააღმდეგო საშუალებები: ორმაგი შემინვა, შენობის შეთეთრება, ფარდების მოწყობა, ჟალუზები. შედეგად სითბოსმოდინება შესაძლებელია შემცირდეს 60%-მდე, ხოლო მაცივარ დანადგარის სიმძლავრე - 10-15%-ით. სითბოს მოდინების შემცირება დამცველი ღონისძიებების შედეგად მიიღება: ფარდების მოწყობა შემინვის ალათებს შორის - 50%; ფარდების მოწყობა ფანჯრებზე სათავსში - 40%, ჟალუზების მოწყობა - 50%.

4.3.3. სითბოსმოდინება ინფილტრაციით

ინფილტრაცია, ანუ გარე ჰაერის შემოდინება სათავსში გარე შემომზღულდავი კონსტრუქციების ღიობებიდან ქარის მოქმედების ან ტემპერატურის სხვაობის შედეგად, იწვევს საკმაოდ დიდი რაოდენობის სითბოს მოდინებას ან სითბოს

დანაკარგებს. ინფილტრირებული ჰაერის რაოდენობა კვ/სთ გამოითვლება ფორმულით:

$$M = \sum(a \cdot n \cdot \dots), \quad (4.2.)$$

სადაც a არის ღრიჩოს ხასიათზე დამოკიდებული კოეფიციენტი;

n - ჰაერის ხვედრითი რაოდენობა, რომელიც შემოედინება 1 მ სიგრძის ღრიჩოში და დამოკიდებულია ქარის სიჩქარეზე, კვ/სთ.მ., განისაზღვრება ცხრილიდან 4.3;

- ღეჩოს სიგრძე, მ.

a კოეფიციენტის მნიშვნელობები შემდეგია: ერთმაგი ხის ალათიანი ფანჯრების და კარების ღრიჩოებისათვის - 1,0; ორმაგი ხის ალათიანი ფანჯრებისა და კარების - 0,5; ერთმაგი მეტალის ალათიანის შემთხვევაში - 0,65; ორმაგი მეტალის ალათიანის შემთხვევაში - 0.33; კარებისათვის - 2,0.

ცხრილი 4.3.

ალათის სახე	ღრეჩოს სიგანე, მმ	ქარის სიჩქარე, მ/წმ				
		1	2	3	4	5
მეტალის	1	3,8	6	7,4	8,4	11,5
ხის	1,5	5,6	9,1	11,2	12,6	17,5

ზაფხულის პერიოდში ინფილტრირებული ჰაერის მიერ სათავსში შემოტანილი სითბოს რაოდენობა განისაზღვრება ფორმულით:

$$Q_{\text{ინფ}} = MC_3(t_0 - t_0), \quad (4.3)$$

სადაც C_3 ჰაერის სითბოტევადობაა, $\frac{\text{ჯ}}{\text{კგ} \cdot \text{°C}}$;

t_0 და t_0 - შესაბამისად გარე და სათავსის შიგა ჰაერის ტემპერატურები, °C. ზამთრის პერიოდში ინფილტრაციის შედეგად შემოსული ჰაერის შესაბამისად საჭირო სითბოს რაოდენობა იქნება:

$$Q_{\text{ინფ}} = MC_3(t_0 - t_0). \quad (4.4)$$

ჰაერის კონდიციონების სისტემებით აღჭურვილი სათავსებისათვის საჭიროა ყველა შემომზღუდი კონსტრუქცია შესრულებულ იქნეს მაქსიმალური ჰერმეტიულობით, რათა თავიდან ავიცილოთ ზედმეტი თბური დატვირთვა ზაფხულში სამაცივრო დანადგარზე, ზანთარში კი - სათბობ სისტემაზე.

4.3.4. სითბოს მოდინება ადამიანებიდან

ადამიანების მიერ გამოყოფილი სითბოს რაოდენობა დამოკიდებულია შესრულებული სამუშაოს ინტენსივობაზე და გარემო ჰაერის პარამეტრებზე.

ადამიანების მიერ გამოყოფილი სითბო შედგება აშკარა სითბოსაგან, რომელიც გადაეცემა სათავსის ჰაერს კონვენციით და გამოსხივებით, ასევე ფარული

სითბოსაგან, რომელიც იხარჯება ადამიანის კანისაგან და ფილტვებიდან ტენის ასაორთქლებლად. აშკარა და ფარული სითბოს რაოდენობების შეფარდება დამოკიდებულია ადამიანის მიერ შესრულებულ სამუშაოზე და გარემო ჰაერის ტემპერატურაზე. მუშაობის ინტენსივობის და ჰაერის ტემპერატურის გაზრდით იზრდება აორთქლების ფარული სითბოს წილი. როცა ჰაერის ტემპერატურა მეტია 36°C-ზე, ორგანიზმის მიერ გამომუშავებული სითბო მთლიანად გადაეცემა აორთქლების გზით.

ადამიანის მიერ სითბოს გამოყოფის მონაცემები (ვტ - ში) მოყვანილია ცხრილში 4.4.

ცხრილი 4.4

გარემო ჰაერის ტემპერატურა, °C	მჯდომარე მდგომარეობა ან დასვენება			მდგომარე მდგომარეობა ან მსუბუქი მუშაობა			მძიმე მუშაობა ან მშვიდი ცეკვა		
	აშკარა	ფარული	საერთო	აშკარა	ფარული	საერთო	აშკარა	ფარული	საერთო
10	115	15	130	135	21	156	206	84	290
14	103	15	118	117	21	138	179	84	263
18	89	15	104	100	33	133	157	93	250
20	82	21	103	92	42	133	140	110	250
22	76	26	102	84	48	132	117	132	279
24	67	35	102	72	60	132	95	154	249
26	61	41	102	63	69	132	81	168	249
28	1	51	102	53	79	132	64	185	249
30	40	60	100	41	89	130	48	198	246
32	20	78	98	22	106	128	31	213	244

მოყვანილი მონაცემებიდან ჩანს, რომ: მუშაობის სახისაგან დამოუკიდებლად ადამიანის მიერ გამოყოფილი საერთო სითბოს რაოდენობა გარემოს დაბალ ტემპერატურაზე მეტია, ვიდრე მაღალ ტემპერატურაზე;

გარემოს დაბალი ტემპერატურის შემთხვევაში აშკარა სითბოს რაოდენობა მეტია ფარულზე და პირიქით, გარემოს მაღალი ტემპერატურის დროს ფარული სითბოს რაოდენობა აჭარბებს აშკარას;

კომფორტული პირობების შესაბამისი გარემოს ტემპერატურის დროს (24 - 26°C), ადამიანის მჯდომარე მდგომარეობისას სითბოს საერთო რაოდენობა ნაწილდება შემდეგნაირად: 60 - 65% - აშკარა სითბო და 40 - 35 % - ფარული სითბო. ფიზიკური დატვირთვის გაზრდით იზრდება ფარული სითბოს წილი.

4.3.5. სითბოს მოდინება გამანათებელი მოწყობილობებიდან

ამჟამად ძირითადად გამოიყენება გამანათებელი მოწყობილობების ორი ტიპი: ვარვარის ნათურები და ლუმინესცენციური ნათურები. ვარვარის ნათურებიდან გამოყოფილი სითბოს რაოდენობა განისაზღვრება ფორმულით:

$$Q_{\text{გან}} = \eta \lambda_{\text{გან}}, \quad (4.5)$$

სადაც $\eta = 0,92 - 0,97$ არის ელექტრული ენერჯის თბურ ენერჯად გადასვლის კოეფიციენტი;

$\lambda_{\text{გან}}$ - ნათურის დადგმული სიმძლავრე.

ლუმინესცენციური ნათურის შემთხვევაში $\eta = 0,5 - 0,6$. იმ შემთხვევაში, თუ განათების სიმძლავრე თავიდან ცნობილი არ არის, კარგად განათებული სათავსისათვის შეიძლება მივიღოთ $\lambda_{\text{გან}} = 50-100$ ვტ/მ². სათავსების საერთო თბური დატვირთვის განსაზღვრისას გასათვალისწინებელია, ემთხვევა თუ არა ერთმანეთს სითბოს მოდინება გამანათებელი მოწყობილობებიდან და სითბოს მოდინება მზის რადიაციით. მაგალითად, სავაჭრო ორგანიზაციებში განათება მუშაობს თითქმის მთელი დღის განმავლობაში და ამ შემთხვევაში სითბოს მოდინებები ერთმანეთს ემთხვევა. საცხოვრებელ სათავსებში განათება ირთვება საღამოს შემდეგ, როცა მზის რადიაციით სითბოს მოდინება წყდება.

გასათვალისწინებელია აგრეთვე გამანათებელი მოწყობილობების განთავსების წესი შეკიდულ ჭერში. თუ გამანათებელი პლაფონები მოწყობილია არავენტულირებულ შეკიდულ ჭერში, მაშინ მოდინებული სითბო მთლიანად გადაეცემა სათავსს. როცა გამანათებელი პლაფონი მოწყობილია ვენტულირებულ შეკიდულ ჭერში, მაშინ სათავსს გადაეცემა გამოყოფილი სითბოს 60 - 70%.

4.3.6. სითბოს მოდინების ანგარიშის ექსპრეს მეთოდიკა

მოცემული ექსპრეს მეთოდიკა ძირითადად გამოიყენება ჰაერის კონდიციონირების სისტემების გაანგარიშების შედარებით მარტივი (საპროექტო თვალსაზრისით) დანადგარების ბაზაზე, როგორცაა სპლიტ-სისტემის კონდიციონერი, კარადის ტიპის და სხვა მონობლოკური კონდიციონერები.

საჭირო სიცივის წარმადობის კონდიციონერის შესარჩევად უნდა განისაზღვროს სათავსში მოდინებული სითბოს რაოდენობა ტემპერატურათა სხვაობით, მზის რადიაციით განათებიდან, ადამიანებიდან, ორგტექნიკიდან და სხვა.

სითბოს მოდინება ტემპერატურათა სხვაობით და მზის რადიაციით, განისაზღვრება ფორმულით:

$$Q_1 = V q_{\text{გ3}}, \quad (4.6)$$

სადაც V სათავსის მოცულობაა, მ³;

$q_{\text{გ3}}$ - ხვედრითი თბური დატვირთვა, ვტ/მ³ და მიიღება სათავსებისათვის, რომლებიც არ არიან მზით განათებული (30 - 35 ვტ/მ³) და

სათავსებისათვის შემინვით მზიან მხარეზე (35 - 40 ვტ/მ³).

სათავსში არსებული ორგტექნიკიდან მოდინებული სითბოს რაოდენობა Q₂ მიიღება 300 ვტ 1 კომპიუტერზე სრულიკომპლექტაციით ან დანადგარის სიმძლავრის 30%.

ადამიანიდან მოდინებული სითბო Q₃ მიიღება შემდეგნაირად: საოფისე სათავსებისათვის 1 ადამიანზე 100 ვტ. რესტორნებისათვის ან სათავსებისათვის, სადაც ადამიანები ფიზიკურად მუშაობენ, 100 - 300 ვტ. საერთო სითბოს რაოდენობას ემატება გაუთვალისწინებელი სითბოს მოდინების 20%:

$$Q_{\text{საერთო}} = (Q_1 + Q_2 + Q_3) 1,2 \text{ ვტ.} \quad (4.7)$$

4.4. სათავსის ტენის ბალანსის ანგარიში

სათავსის მიკროკლიმატის მეორე ძირითად შემადგენელს, რომელიც მნიშვნელოვნად მოქმედებს სათავსის მეტეოროლოგიურ პირობებზე, წარმოადგენს ჰაერის ტენიანობა.

საცხოვრებელ და საოფისე შენობებში ტენის გამოყოფის წყაროს წარმოადგენს სათავსში მყოფი ადამიანი. სამრეწველო საწარმოში კი ტენის გამომყოფ წყაროდ ადამიანის გარდა შეიძლება იყოს: წყლის ღია ზედაპირი; დასველებული მასალა; ქიმიური რეაქცია, რის შედეგადაც გამოიყოფა ტენი; ორთქლის გაჟონვა სამრეწველო დანადგარიდან; იატაკისა და დანადგარების დასველებული ზედაპირი, ინფილტრირებული ჰაერი.

ადამიანებიდან ტენის გამოყოფა დამოკიდებულია როგორც ფიზიკური მუშაობის ინტენსივობაზე, ასევე ჰაერის ტემპერატურაზე, მისი მოძრაობის სიჩქარეზე და გარემომცველი ზედაპირების ტემპერატურაზე. ადამიანის მიერ გამოყოფილი ტენის საშუალო მნიშვნელობები მოცემულია ცხრილში 4.5.

ცხრილი 4.5

მუშაობის ხასიათი	ტენის გამოყოფა W კვ/სთ, ჰაერის ტემპერატურის დროს, °C				
	15	20	25	30	35
მშვიდი მდგომარეობა	0,035	0,04	0,062	0,094	0,150
მსუბუქი ფიზიკური დატვირთვა	0,082	0,125	0,175	0,230	0,300
საშუალო სიმძიმის დატვირთვა	0,130	0,180	0,240	0,300	0,350
მძიმე ფიზიკური დატვირთვა	0,240	0,310	0,365	0,400	0,430

ადამიანის მიერ სათავსში გამოყოფილი ტენის რაოდენობა იანგარიშება ფორმულით:

$$W_{\text{ად}} = d \cdot n \text{ კვ/სთ,} \quad (4.8)$$

სადაც d ერთი ადამიანის მიერ გამოყოფილი ტენის რაოდენობაა, კვ/სთ;

n - სათავსში მყოფი ადამიანების რაოდენობა.

წყლის ღია ზედაპირიდან გამოყოფილი ტენის რაოდენობა განისაზღვრება ფორმულით:

$$W_{\text{ღია}} = F(a + 0,0174 V)(P_1 - P_2) \frac{760}{P}, \quad (4.9)$$

სადაც F წყლის ღია ზედაპირის ფართობია, მ²;

a - ჰაერის მოძრაობის სიჩქარის ფაქტორი, რომლის მნიშვნელობა დამოკიდებულია ასაორთქლებელი წყლის ტემპერატურაზე, მოყვანილია ცხრილში 4.6.

ცხრილი 4.6.

წყლის ტემპერატურა, °C	30-მდე	40	50	60	70	80	90	100
სიჩქარის ფაქტორი, „ა“	0,022	0,028	0,033	0,037	0,041	0,046	0,057	0,057

V - ჰაერის მოძრაობის სიჩქარე წყლის ზედაპირთან, მ/წმ;

P_1 - წყლის ორთქლის პარციალური წნევა წყლის ზედაპირთან, არსებულ სასაზღვრო შრეში, მმ.ვწყ.სვ;

P_2 - წყლის ორთქლის პარციალური წნევა ოთახში მყოფი ჰაერის მასაში, მმ.ვწყ.სვ;

$P_{\text{ბარ}}$ - ბარომეტრული წნევა.

ტენის გამოყოფა დასველებული მასალებიდან და ნახევარფაბრიკალებიდან მათი გაშრობის პროცესში განისაზღვრება აწონით გაშრობამდე და გამოშრობის შემდეგ.

ტენის გამოყოფა ქიმიური რეაქციების შედეგად, მაგალითად წვის პროცესში, დამოკიდებულია გამოყენებული საწვავის სახეზე და შეადგენს:

1 კგ აცეტილენის წვის დროს - 0,7 კგ.ტენი;

1 კგ ბენზინის წვის დროს - 1,4 კგ.ტენი;

1 კგ წყალბადის წვის დროს - 0,19 კგ.ტენი;

1 კგ ბუნებრივი გაზის წვის დროს - 1,3 კგ.ტენი.

სამრეწველო დანადგარების ღრეჩოებიდან გაჟონილი ორთქლის რაოდენობა მიიღება 2% დანადგარებში გამავალი ორთქლის რაოდენობიდან.

იატაკისა და დანადგარების დასველებული ზედაპირებიდან ტენის გამოყოფა განიხილება მიახლოებითი ფორმულით:

$$W = 0,006 F (t_{\text{ბარ}} - t_{\text{სვ}}), \quad \text{კგ/სთ}, \quad (4.10)$$

სადაც F დასველებული ზედაპირის ფართობია, მ²;

$t_{\text{ბარ}}$ და $t_{\text{სვ}}$ - სათავსის ჰაერის ტემპერატურა მშრალი და სველი თერმომეტრების ჩვენებით, °C.

ინფილტრირებული ჰაერი შეიძლება შეიცავდეს მეტ ან ნაკლებ ტენს, ვიდრე სათავსის ჰაერი. ამიტომ სათავსში ინფილტრაციის შედეგად ტენის მომატება ან

დაკლება განისაზღვრება შემდეგი ფორმულით, თუ გარე ჰაერის ტენშემცველობა მეტია სათავსის ჰაერის ტენშემცველობაზე:

$$W_{\text{ინფ}} = G (d_{\text{გ}} - d_{\text{შ}}), \quad (4.11)$$

სადაც G არის ინფილტრირებული ჰაერის რაოდენობა, კგ/სთ;

$d_{\text{გ}}$ და $d_{\text{შ}}$ - გარე და შიგა ჰაერის ტენშემცველობა, კგ/კგ.

როცა გარე ჰაერის ტენშემცველობა ნაკლებია სათავსის ჰაერის ტენშემცველობაზე:

$$W_{\text{ინფ}} = G (d_{\text{შ}} - d_{\text{გ}}). \quad (4.12)$$

იმ შემთხვევაში, თუ კონდიციონერულ სათავსში ჰაერის წნევა მეტია, ვიდრე გარე ჰაერში, მაშინ ინფილტრაცია და მის შედეგად სითბოს და ტენის მოდინება არ გაითვალისწინება.

თავი 5. კონდიციონერები

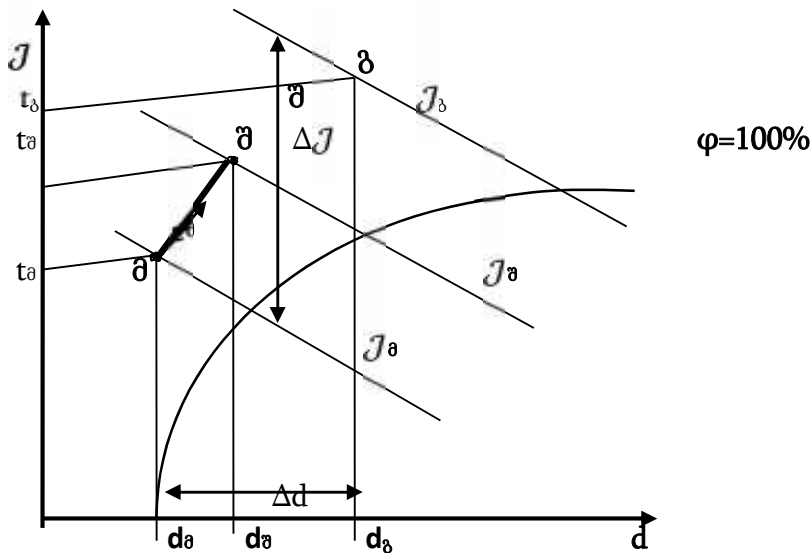
5.1. კონდიციონერების დანიშნულება

ცნობილია, რომ სათავსის ჰაერის თერმოდინამიკური მდგომარეობა იცვლება მასში სითბოსა და წყლის ორთქლის მოდინების შედეგად. როცა სათავსში მიმდინარე ბიოლოგიური და ტექნოლოგიური პროცესების გამო საჭირო ხდება ჰაერის გარკვეული პარამეტრების დამყარება. აუცილებელია ჰაერის კონდიცირება.

ჰაერის კონდიცირება წარმოადგენს სავენტილაციო ტექნიკის განვითარების უმაღლეს საფეხურს. მისი საშუალებით შესაძლებელია დამყარდეს სათავსში ჰაერის მოცემული მდგომარეობა გარე ფაქტორების (ამინდი, წლის პერიოდი) და შიდა ფაქტორების (სითბოსა და ტენის გამოყოფის ცვლილება) მიუხედავად.

გავანალიზოთ J - d დიაგრამის საშუალებით ჰაერის კონდიცირების აუცილებლობა სხვადასხვა საანგარიშო რეჟიმისათვის სათავსებში შიგა ჰაერის მოცემული პარამეტრების დასამყარებლად და შესანარჩუნებლად.

ზაფხულის რეჟიმი. დავუშვათ, რომ წერტილი შ (ნახ.5.1) შეესაბამება სათავსის ჰაერის მოცემულ მდგომარეობას, წერტილი მ - მისაწოდებელი ჰაერის მდგომარეობისას, წერტილი გ-გარე ჰაერის მდგომარეობისას.

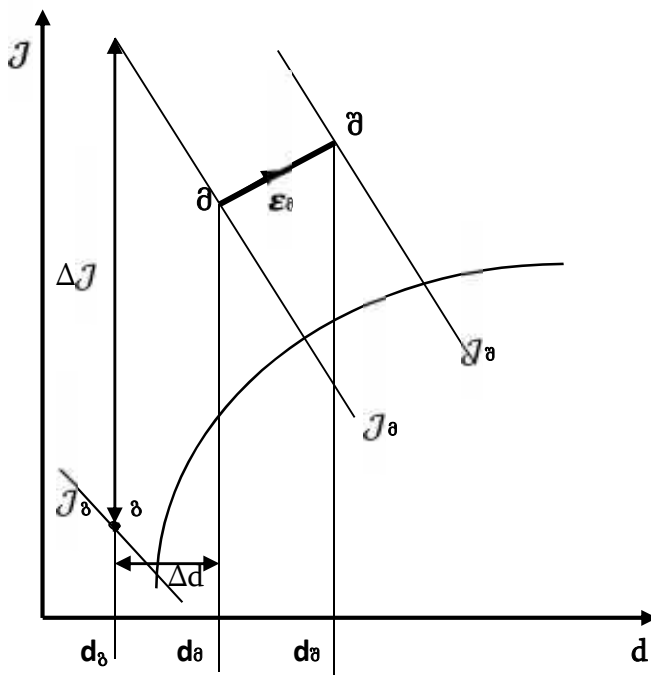


ნახ. 5.1

მივიღეთ ჰაერის დამუშავების წინდენითი სქემა (რეცირკულაციის გარეშე), როცა სათავსში მისაწოდებელი ჰაერი მთლიანად მიიღება გარედან გ წერტილის შესაბამისი პარამეტრებით, გ და მ წერტილების ურთიერთგანლაგება გვიჩვენებს, რომ გარე ჰაერს გააჩნია უფრო მაღალი სითბოს და ტენის შემცველობა, ვიდრე მ წერტილის შესაბამისი მდგომარეობის მისაწოდებელ ჰაერს. ამიტომ მ პარამეტრის მდგომარეობის მისაწოდებელი ჰაერის მისაღებად საჭიროა გარე ჰაერის ისეთი

თერმოდინამიკური დამუშავება, რომ გარე ჰაერმა დაიკლოს სითბოშემცველობა ΔJ რაოდენობით, ხოლო ტენშემცველობა - Δd რაოდენობით. ე.ი. გაცივდეს და გაშრეს.

ზამთრის რეჟიმი. მივიღოთ, რომ წერტილი მ (ნახ.5.2) განსაზღვრავს შიგა ჰაერის მდგომარეობას, წერტილი მ - მისაწოდებელი ჰაერის მდგომარეობის, ხოლო წერტილი გ - გარე ჰაერის მდგომარეობის. ხაზი მ - წარმოადგენს სათავსში ჰაერის მდგომარეობის ცვლილებების პროცესის სხივს.



ნახ. 5.2

დავუშვათ, რომ ზამთარშიც, როგორც ზაფხულში, გამოიყენება წინდენითი სქემა. ნახაზიდან ჩანს, რომ მისაწოდებელი ჰაერის მოცემული მდგომარეობის (წერტილი მ) მისაღებად საჭიროა გარე ჰაერის დამუშავების პროცესში გაიზარდოს მისი თბოშემცველობა ΔJ რაოდენობით და ტენშემცველობა Δd რაოდენობით ე.ი. გათბეს და გატენიანდეს.

ამგვარად მივიღეთ, რომ სათავსში ჰაერის საჭირო პარამეტრების მისაღებად და შესანარჩუნებლად საჭიროა ზაფხულის პერიოდში გარე ჰაერის გაცივება და გაშრობა, ხოლო ზამთარში მისი გათბობა და დატენიანება. ჰაერის ამგვარი თერმოდინამიკური დამუშავება ხორციელდება სპეციალური აპარატების საშუალებით, რომელთაც კონდიციონერები ეწოდებათ.

5.2. ცენტრალური კონდიციონერები

5.2.1. ცენტრალური კონდიციონერების კლასიფიკაცია.

ცენტრალური კონდიციონერები, რომლებიც ყველაზე ფართოდ გამოიყენება კომფორტულ და ტექნოლოგიურ კონდიციონერებში წარმოადგენენ არაავტონომიურ კონდიციონერებს. ისინი გარედან მარაგდებიან როგორც სიცივით (ცივი წყლის ან გაუმყინვარი სითხეების მიწოდებით), ასევე სითბოთი (ცხელი წყლის ან ორთქლის მიწოდებით) და ელექტროენერგიით ვენტილატორების, ტუმბოების, ჩამკეტ - მარეგულირებელი მოწყობილობების ამძრავად (ნახ. 5.3)



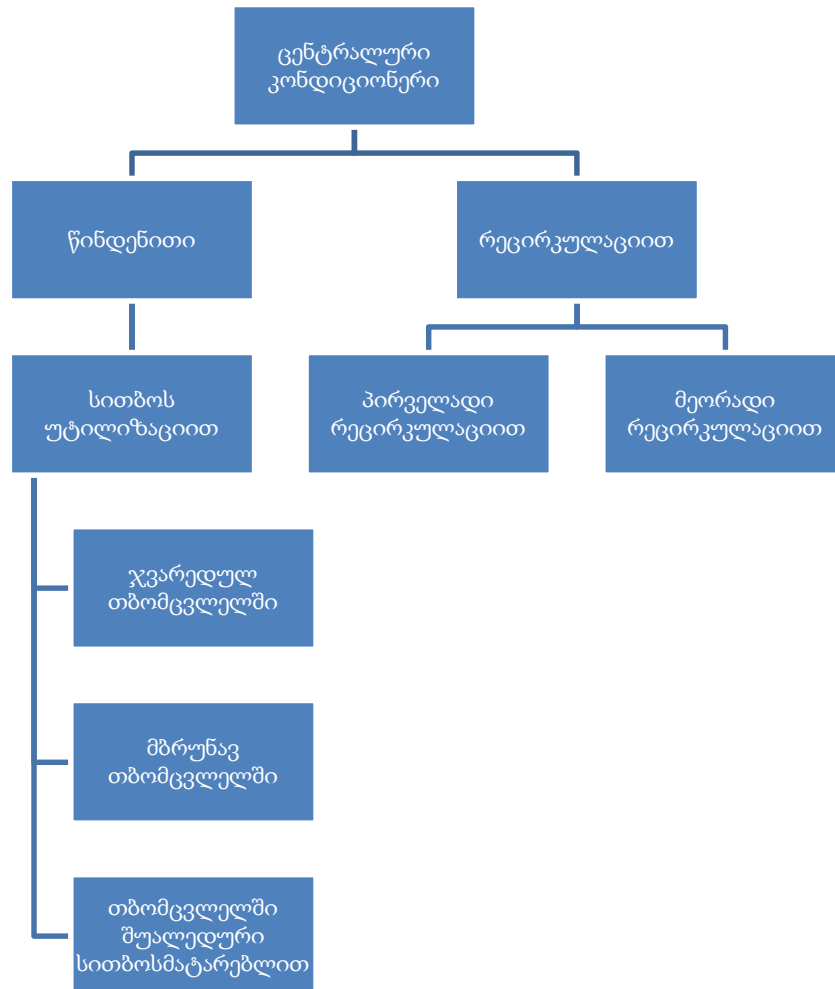
ნახ. 5.3. ცენტრალური კონდიციონერის საერთო ხედი.

ცენტრალური კონდიციონერი ემსახურება ერთ დიდ ან რამდენიმე სათავსს. ზოგჯერ რამდენიმე ცენტრალური კონდიციონერი ემსახურება დიდი ზომის ერთ სათავსს, როგორცაა თეატრის ან კინოს დარბაზი, დახურული სტადიონი, სამრეწველო საამქრო და სხვა.

თანამედროვე ცენტრალური კონდიციონერები შედგება უნიფიცირებული ტიპური სექციებისაგან, რომლებიც განკუთვნილია ჰაერის გასათბობად, გასაცივებლად, მტვრისაგან გასაწმენდად, გასაშრობად, გასატენიანებლად, სარეგულიროდ, შესარევად და გადასაადგილებლად.

მნიშვნელოვან უპირატესობასთან ერთად, რაც გამოიხატება დიდ სათავსებში ჰაერის მოცემული ტემპერატურის, ტენიანობის მოძრაობის სიჩქარის დამყარების და რეგულირების შესაძლებლობებით, ცენტრალური კონდიციონერებს ახასიათებთ ზოგიერთი ნაკლი როგორცაა რთული სამონტაჟო სამუშაოების წარმოება და სათავსებში გრძელი კომუნიკაციების (ჰაერსატარების და მილსადენების) გაყვანა.

ცენტრალური კონდიციონერების კლასიფიკაცია მოყვანილია ნახაზზე 5.4.



ნახ. 5.4. ცენტრალური კონდიციონერების კლასიფიკაცია.

ცენტრალური წინდენითი კონდიციონერის მიერ ხდება გარე (ატმოსფერული) ჰაერის დამუშავება. კონდიციონერი რეცირკულაციით კი ამუშავებს გარე და რეცირკულირებული ჰაერის ნარევს.

მეორეული რეცირკულაციის დროს რეცირკულირებული ჰაერი შეერევა ჰაერგამაცივებელში ან სარწყავ საკანში დამუშავებულ გარე ჰაერს ვენტილატორის წინ. ამ შემთხვევაში გამოირიცხება მეორეული თბოცვლის აუცილებლობა ზაფხულის პერიოდში.

კონდიციონერი სითბოს უტილიზაციით წარმოადგენს წინდენით კონდიციონერს ცენტრალური სითბოს უტილიზატორით, სადაც არ ხდება რეცირკულირებული და გარე ჰაერის შერევა. გასაწოვი ჰაერიდან გარე ჰაერზე სითბოს გადაცემა ხდება სპეციალურ თბომცვლელ აპარატში.

აღსანიშნავია, რომ ნახაზზე 5.4. მოყვანილი ცენტრალური კონდიციონერების კლასიფიკაცია მოიცავს მხოლოდ ამ დანადგარის ძირითად კლასებს, რომლებიც თავის მხრივ შეიძლება დაიყონ:

ა) ვენტილატორების დაწნევის მიხედვით:

- დაბალი წნევის (100 კგ/მ²);
- საშუალო წნევის (100 კგ/მ² დან 300 კგ/მ²-მდე);
- მაღალი წნევის (100 კგ/მ²-ზე ზევით).

ბ) მუშაობის ხანგრძლივობის მიხედვით:

- სეზონური;
- სრული წლის განმავლობაში;

შესაძლებელია აგრეთვე, სხვადასხვა კომბინირებული სისტემები ცენტრალური კონდიციონერების ბაზაზე.

ჰაერის კონდიციონერების სისტემებში, რომლებიც ითავსებენ შენობისა და სათავსების ჰაერით გათბობას მთელი წლის ექსპლუატაციის პირობებში, მთელი სისტემის წარმადობისთვის იდგმება არანაკლებ ორი კონდიციონერისა 50%-ით თითოეულის წარმადობით. ამ დროს გათბობის სექციების სითბოს წარმადობა საკმარისი უნდა იყოს სათავსების გასათბობად.

რეცირკულაციით მომუშავე ცენტრალური კონდიციონერების კომპლექტაციაში შედის შემრევი საკანი, რომელიც უზრუნველყოფს გარე და რეცირკულირებული ჰაერის ცვლადი მოცულობების მიწოდებას სათავსში. ამ დროს ჰაერის რეცირკულაციისათვის რეკომენდებულია ცალკე ვენტილატორის გამოყენება.

რეცირკულაციის და სითბოს უტილიზაციის გამოყენება ცენტრალურ კონდიციონერში მნიშვნელოვნად ამცირებს თბური ინერციის ხარჯს ჰაერის გასათბობად წლის ცივ პერიოდში.

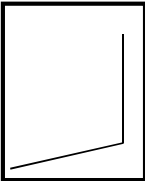

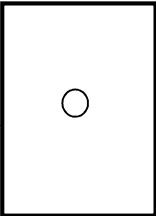
იმ შემთხვევაში თუ სათავსებში, ტექნოლოგიური თავისებურებებიდან გამომდინარე, არ დაიშვება რეცირკულაციის გამოყენება, მიმართავენ ცენტრალური კონდიციონერის წინდენით სქემას.

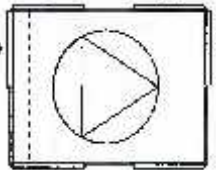
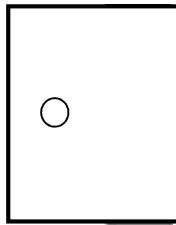
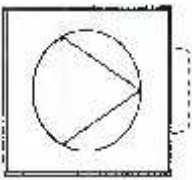
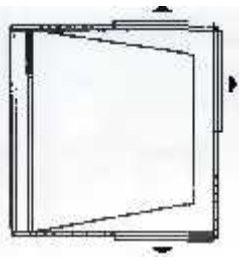

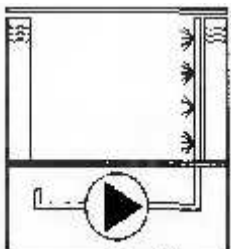
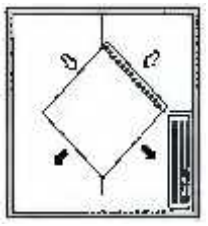
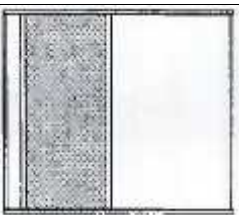
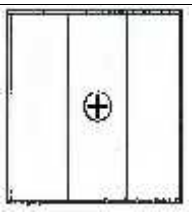

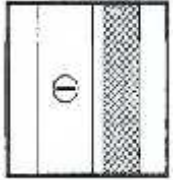

5.2.2. ცენტრალური კონდიციონერის კონსტრუქცია და მუშაობის რეჟიმი

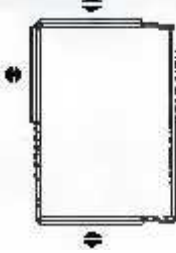
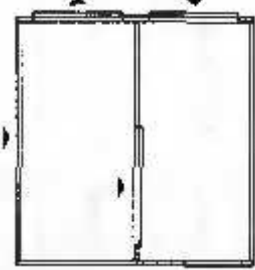

ცენტრალური კონდიციონერი შედგება ერთმანეთთან ჰერმეტიკულად შეერთებული ცალკეული ტიპური სექციებისაგან. კონდიციონერის კორპუსი შესრულებულია ალუმინის პროფილებიანი კარკასით, რომლებზეც დამაგრებულია მუდმივი და ცვლადი პანელები. პანელები შედგება გარეთა და შიგა მოთუთიებული ფირფიტებისაგან, რომელთა შორის მოწყობილია თბოსაიზოლაციო შრეები. დანადგარის კვანძებთან მისვლის გასაადვილებლად გათვალისწინებულია გასაღები და საყურებელი კარები ან მოსახსნელი პანელები მომსახურების მხრიდან.

კონდიციონერული ჰაერის პარამეტრები დამოკიდებულია სექციებზე და მათ მოწყობაზე. სექციების შერჩევა და განთავსება მრავალნაირად არის შესაძლებელი. შეიძლება მათი ორ სართულად შეთანწყობა კონდიციონერის სათავსოს რელიეფის გათვალისწინებით. სტანდარტული ტიპური შეთანწყობის გარდა შესაძლებელია კონდიციონერების სექციების ორიგინალური შეთანწყობა. სექციების ზომები უნიფიცირებულია და დამოკიდებულია დასამუშავებელი ჰაერის ხარჯსა და სიჩქარეზე.

ცენტრალური კონდიციონერის ძირითად სექციებად ითვლება: სავენტილაციო, გაცივების, გათბობის, გატენიანების, ფილტრაციის, ხმის ჩამხშობი და სითბოს უტილიზაციის სექციები. ტიპური სექციის პირობითი აღნიშვნები მოცემულია ნახაზზე 5.5.

სექციის ტიპები					
დასახელება	აღნიშვნა	სექცია	დასახელება	აღნიშვნა	სექცია
ფილტრაცია	F		შერევა	MM2	
გათბობა	H		სავენტილაციო სექცია	V1	

					
გაცივება	C		სავენტილაციო სექცია	V2	
ფილტრაცია	FL		ჯვარედინი თბომცვლელი	RC1	
წყლით გატენიანება	W		ჯვარედინი თბომცვლელი	RC2	
ხმის ჩამხშობი (მოკლე ბლოკი)	D1		გლიკოზური თბომცვლელი (სითბოს უტილიზაცია შუალედური თბომატარებლით)	RGH	
ხმის ჩამხშობი (გრძელი ბლოკი)	D2		გლიკოზური თბომცვლელი (სითბოს უტილიზაცია შუალედური თბომატარებლით)	RGG	
შერევა	M		მზრუნავი თბომცვლელი	RR	

					
შერევა	MMI		ცარიელი სექცია	A3	

ნახ. 5.5. ცენტრალური კონდიციონერების სექციების პირობითი აღნიშვნები.

სექციების შეთანწყობის შერჩევა დამოკიდებულია მრავალ ფაქტორზე, პირველ რიგში სათავსების დანიშნულების და გამოყენების რეჟიმზე, შენობის კონსტრუქციულ თავისებურებებზე, ასევე სანიტარიულ-ჰიგიენურ, სამშენებლო-სამონტაჟო, არქიტექტურულ, საექსპლუატაციო და ეკონომიკურ მოთხოვნებზე.

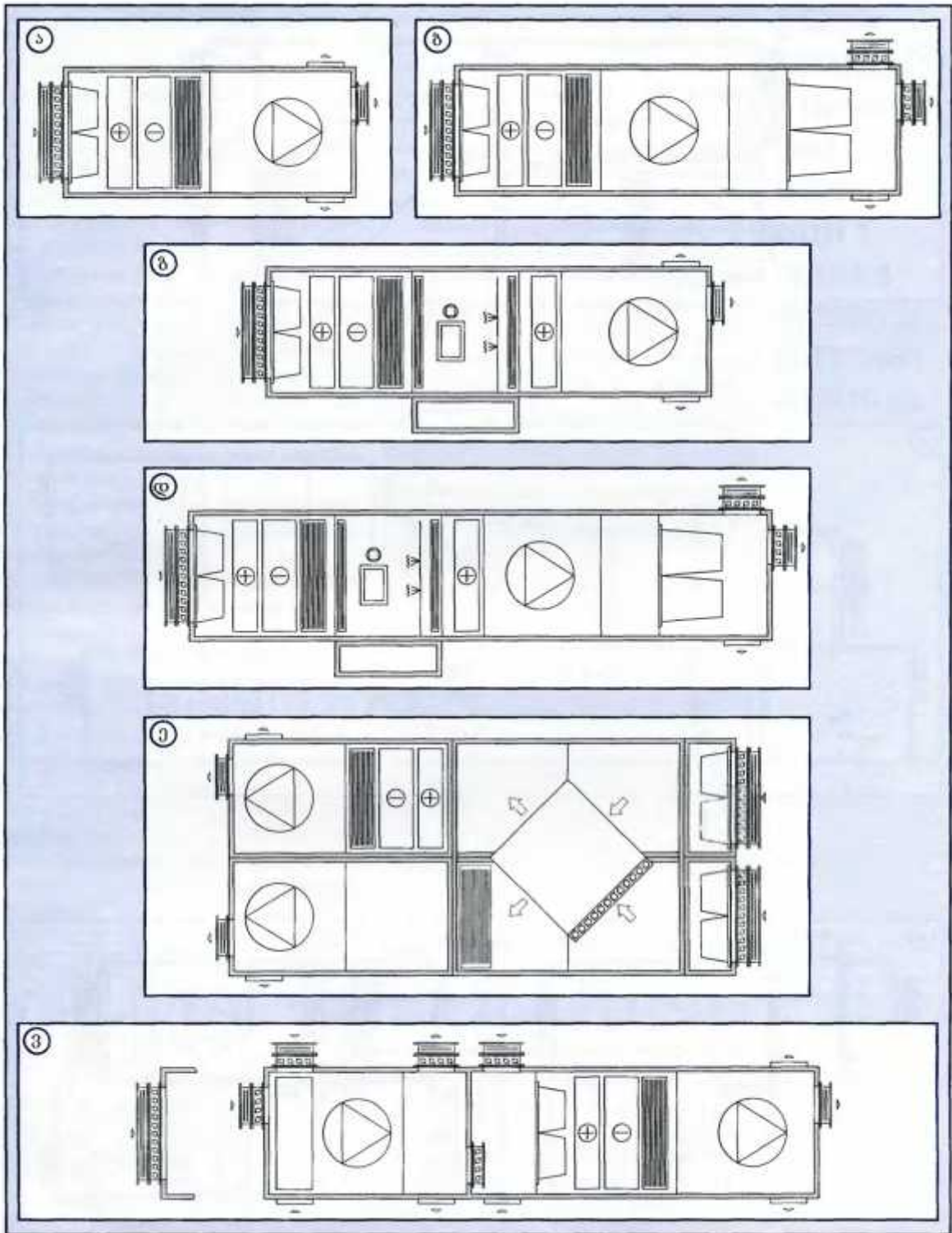
ცენტრალური კონდიციონერის ტექნოლოგიური შეთანწყობის მაგალითები მოცემულია ნახაზზე 5.6.

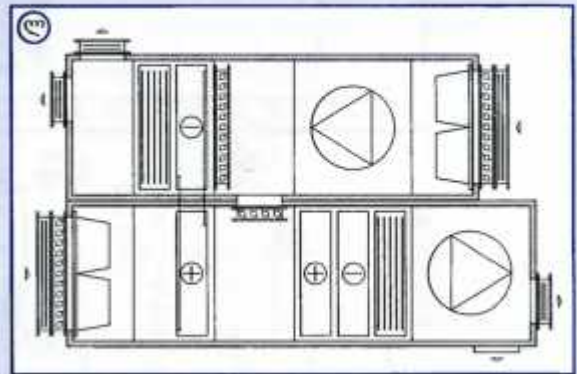
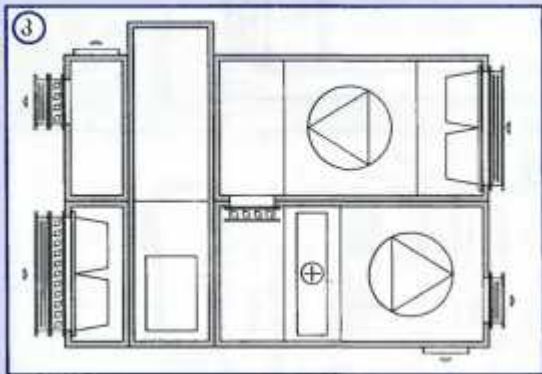
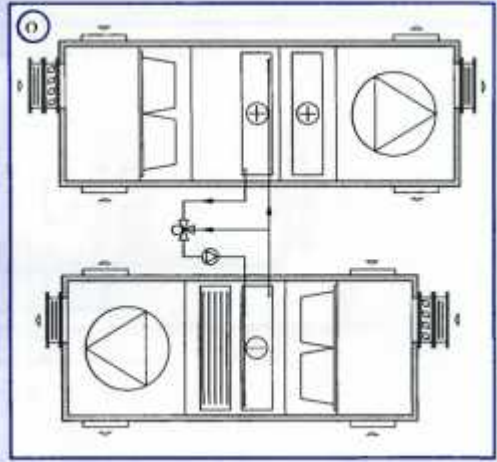
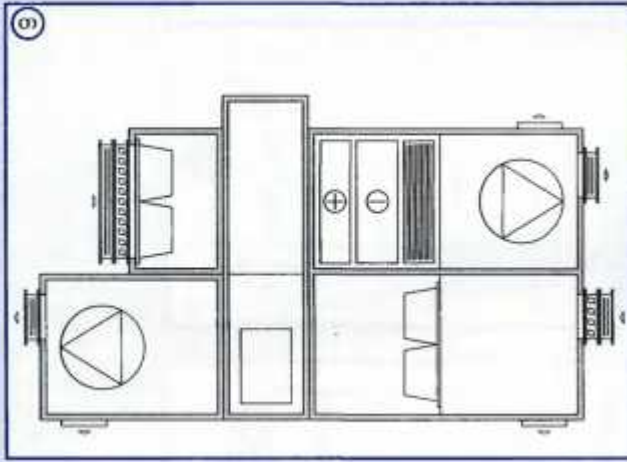
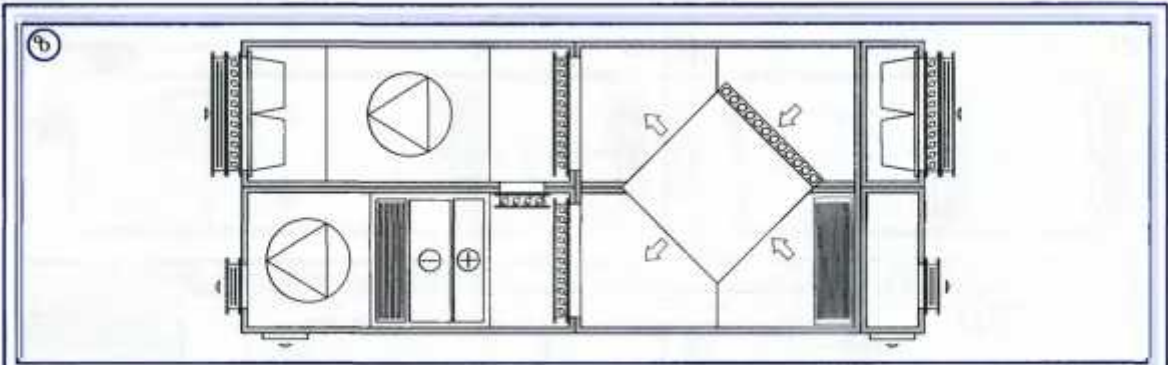
შეთანწყობის სქემა	F	H	C	FL	W	D ₁	D ₂	M	MM ₁	MM ₂	V1	V2	RC1	RC2	RGH	RGC	RR	A3
ა	+	+	+	-	+	-	-	-	-	-	+	-	-	-	-	-	-	-
ბ	+	+	+	+	-	-	-	-	-	-	+	-	-	-	-	-	-	-
გ	+	+	+	-	+	-	-	-	-	-	+	-	-	-	-	-	-	-
დ	+	+	+	+	+	-	-	-	-	-	+	-	-	-	-	-	-	-
ე	+	+	+	-	-	-	-	-	-	-	+	-	+	-	-	-	-	-
ვ	+	+	+	-	-	-	-	+	+	-	+	+	-	-	-	-	-	-
ზ	+	+	+	-	-	-	-	-	-	+	+	+	-	+	-	-	-	+
თ	+	+	+	-	-	-	-	-	-	-	+	+	-	-	-	-	-	+
ი	+	+	-	-	-	-	-	-	-	+	+	+	-	-	-	-	-	+

კ	+	+	-	-	-	-	-	-	-	-	+	-	-	-	+	+	-	+
წ	+	+	-	-	-	-	-	-	-	-	+	+	-	-	+	+	-	-

ნახ.5.6. ცენტრალური კონდიციონერების სექციების ტექნოლოგიური შეთანწყობის მაგალითები (ა-ლ).

კონდიციონერების ტიპები



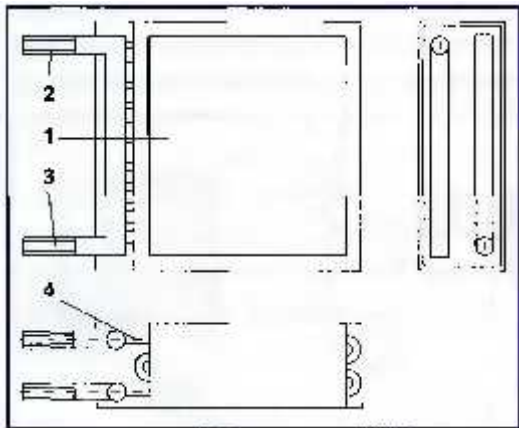


5.2.3. ცენტრალური კონდიციონერის ძირითადი სექციების და ცალკეული აგრეგატების კონსტრუქცია და მუშაობის პრინციპი გაცივების სექცია

გაცივების სექცია წარმოადგენს წყლის ან ფრეონის თბომცვლელ ჰაერგამაცივებელს დამზადებულს ალუმინისწიბოებიანი სპილენძის მილებისაგან (4-8 რიგამდე. მაცივარ აგენტად (მუშა გარემოდ) შეიძლება გამოყენებულ იქნას: გაცივებული წყალი, წყლისა და გლიკოლის ნარევი, ფრეონი (მაგალითად R-22). მაცივარ აგენტი მუშა გარემოს ტიპის მიხედვით, შეიძლება მიღებულ იქნეს ჩილერიდან, შხეფსაცივრიდან, არტეზიული ჭიდან და სხვა. ჰაერგამაცივებლის კოლექტორების მილები მზადდება მოთუთიებული ფოლადის მილებით. კოლექტორებს გააჩნიათ მილყელები მაცივარ აგენტისაგან დასაცლელად.

ფრეონის თბომცვლელების გამანაწილებლები და უკუკოლექტორები მზადდება სპილენძის მილებისაგან. ჰაერგამაცივებლის მილები, როგორც წესი, გაწიბოვებულია ფირფიტოვანი წიბოებით, რაც უზრუნველყოფს თბოგაცემის მაღალ დონეს თბომცვლელის დაბალი აეროდინამიური წინააღობისას. მილების რიგთა რიცხვი და წიბოებს შორის მანძილი სექციის ზომების მიხედვით სხვადასხვაა.

კონდენსირებული წყლის შესაგროვებლად გაცივების სექციაში მოწყობილია, ფურცლოვანი ფოლადისაგან დამზადებული ქვეშეთი, რომელსაც მიერთებული აქვს გადამღვრელი სიფონი. წყლის გამაცივებლები აღჭურვილნი არიან გაყინვის საწინააღმდეგო თერმოსტატებით. ნახ 5.7. მოცემულია წყლის მილოვანი ჰაერგამაცივებლის კონსტრუქცია.



ნახ.5.7. წყლის მილოვანი ჰაერგამაცივებლის კონსტრუქცია:

- 1 - მოთუთიებული ფოლადის გარსაცმი;
- 2,3 - შემავალი და გამომავალი კოლექტორები;
- 4 - სპილენძის მილები ალუმინის ფირფიტოვანი გაწიბოვებით.

სიცივის წარმადობის და მაცივარ აგენტის ხარჯის გარდა, წყლის ჰაერგამაცივებლები ხასიათდება შემდეგი პარამეტრებით:

მუშა გარემოს მინიმალური ტემპერატურაა $+3\text{ }^{\circ}\text{C}$;

მუშა გარემოს მაქსიმალური წნევა 1,6 მპა.

ჰიდრავლიკური წინაღობა 5-30 კპა.

წყლის ჰაერგამაცხეველები გადიან გამოცდას ქარხანაში დატვირთვაზე 2,1 მპა.

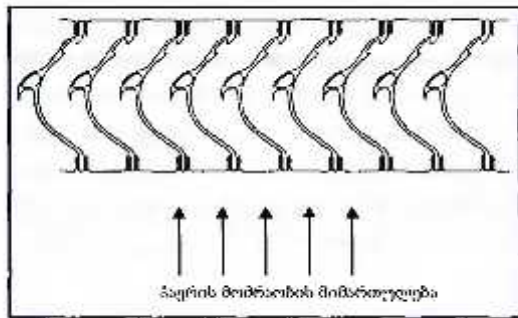
ფრეონის ჰაერგამაცხეველები ხასიათდებიან შემდეგი პარამეტრებით:

ფრეონის დუღილის მინიმალური ტემპერატურაა +2 °C;

ფრეონის მაქსიმალური დაწნევაა 2,2 მპა;

ფრეონის ჰაერგამაცხეველები გადიან გამოცდას სიმტკიცეზე 2,9 მპა.

ცენტრალურ კონდიციონერში გაცივების სექციის შემდეგ, როცა ჰაერის მოძრაობის სიჩქარე მეტია 2,5 მ/წმ-ზე, მოწყობილია ეფექტური სეპარატორები (წვეთების დამჭერი). ნახაზზე 5.8. წვეთების დამჭერის ერთ-ერთი შესაძლო კონსტრუქცია პროფილირებულია პლასტმასის ფირფიტებისაგან, რომლებიც ვერტიკალურად არიან განლაგებული უჟანგავი ფოლადის გარსაცმში. ჰაერის სიჩქარის დიაპაზონია 2,5 - 5,0 მ/წმ. წნევის დანაკარგი ამ შემთხვევაში შეადგენს 16 პა-ს.



ნახ. 5.8. წვეთდამჭერის პროფილი.

გათბობის სექცია

გათბობის სექციაში შესაძლებელია გამოყენებული წყლის, ორთქლის ან ელექტროგამთბობლის თბომცვლელების გამოყენება. კონსტრუქციულად ჰაერის გამათბობელი შესრულებულია როგორც ჰაერგამაცხეველი ალუმინისწიბოიანი სპილენძის მილებით.

25 მმ-მდე დიამეტრის კოლექტორები შესრულებულია სპილენძის მილებით, ხოლო 25 მმ-ზე ზევით - ანტიკოროზიული დაფარვის ფოლადის მილებით. კოლექტორები აღჭურვილია დამატებითი მილყელით წყლისაგან დასაცლელად. პატარა თბომცვლელების მილები გაწიბოვნებულია ფირფიტოვანი წიბოებით ბიჯით 1,6 დან 4,0 მმ - მდე.

წყლის ჰაერგამათბობელი გამოიყენება სიმტკიცეზე დატვირთვით 2,1 მპა, ხოლო ორთქლის ჰაერგამაცხელებელი - დატვირთვით 1,5 მპა.

წყლის ჰაერგამათბობლები ხასიათდებიან შემდეგი პარამეტრებით:

წყლის მაქსიმალური ტემპერატურა 150 °C;

წყლის მაქსიმალური მუშა წნევა 1,6 მპა;

ჰიდრავლიური წინააღმდეგობა 5-25 კპა.

ორთქლის ჰაერგამაცხელებლის პარამეტრებია:

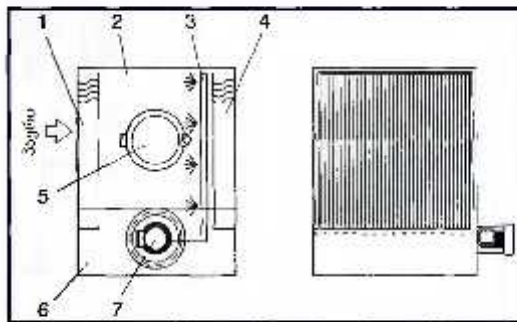
ორთქლის მაქსიმალური ტემპერატურა 185 °C;

ორთქლის მაქსიმალური მუშა წნევა 1,0 მპა.

ელექტრული ჰაერგამათბობლები სწორკუთხა პარალელეპიპედის ფორმისაა, კორპუსში ჩამაგრებულია სპირალური გამთბობი ელემენტებით ან გაწიბოვებული ტენებით. ელექტრული ჰაერგამათბობელი ჩაირთვება ელექტროქსელში: 380 ვ/50 ჰც. ჰაერგამათბობელს გააჩნია უსაფრთხოების თერმოსტატი, რომელიც ზღუდავს სისტემის შიგნით ტემპერატურის ზედმეტად ზრდას და გამორთავს ჰაერგამათბობელს ჰაერის მიწოდების შეწყვეტის შემთხვევაში.

გატენიანების სექცია. ჰაერის გატენიანება ცენტრალურ კონდიციონერში ხორციელდება გატენიანების სექციაში გაფრქვეული წყლით (სარწყავი საკანი) ან ორთქლით გატენიანების სექციაში.

სარწყავი საკანი (ნახ 5.9) შედგება კორპუსისაგან, სადაც განთავსებულია მილები მფრქვევანებით, ქვეშეთითა და ტუმბოთი.



ნახ. 5.9. სარწყავი საკანის კონსტრუქცია: 1 - პირველი სეპარატორი წვეთდამჭერი; 2 - სექციის გარსაცმი; 3 - მილები მფრქვევანით; 4 - მეორე სეპარატორი წვეთდამჭერი; 5 - ფანჯარა; 6 - ქვეშეთი; 7 - წყლის საცირკულაციო ტუმბო.

სარწყავ საკანში ხდება ჰაერის ადიაბატური დატენიანება რეციკულირებული წყლით. ჰაერი უშუალოდ ეხება მფრქვევანის მიერ გაფრქვეულ წყლის წვეთებს. გაფრქვეული წყალი ქმნის წყლის წვეთების ღრუბელს, რომელსაც გაივლის ჰაერი და შთანთქმავს წყლის ორთქლს.

მფრქვევანების წარმადობა დამოკიდებულია წყლის გამოსასვლელი ხვრელის დიამეტრზე და მფრქვევანის წინ წყლის წნევასა და ტემპერატურაზე. მფრქვევანები დამაგრებულია წყლის ვერტიკალურ მილებზე, რომელთაც წყალი მიეწოდება ქვეშეთიდან.

ქვეშეთი ასერულებს წყლის სათადარიგო მოცულობის ფუნქციას და უზრუნველყოფს ტუმბოს შეუფერხებელ მუშაობას. იგი აღჭურვილია ზედმეტი წყლის გადამღვრელით, მცურავი საქრეველით და წყლის მიმწოდებლით აორთქლებული წყლის შესავსებად.

საცირკულაციო ტუმბოები მოთავსებულია ქვეშეთთან კრონშტეინზე, ხოლო მის შემწვოვ მილყელზე დამაგრებულია ბადური ფილტრი.

სარწყავი საკნის კონსტრუქციაში შედის ორი სეპარატორი წვეთდამჭერი, რომლებიც აღკვეთენ წყლის წვეთების გატანას კონდიციონერის სხვა სექციებთან. ერთი მუშაობს მხოლოდ როგორც სეპარატორი, სექციიდან გამოსვლისას, ხოლო მეორე - ჰაერის ნაკადის გასამართად სექციაში შესვლისას. სეპარატორები დამზადებულია პლასტმასისაგან და აქვთ უჟანგავი ფოლადის მზიდი კონსტრუქცია.

წყლის აორთქლების და ნაწილობრივ ჰაერის მიერ გატანის გამო საჭირო ხდება წყლის შევსება, რაც რეგულირდება მცურავი სარქვლით მიმწოდებელ მილყელზე.

გატენიანების სექციის კორპუსი დამზადებულია უჟანგავი ფოლადისაგან, რაც მთლიანად გამორიცხავს კოროზიას. სექციას გააჩნია ფანჯარა საკონტროლოდ და შიგა მოცულობის გასანათებლად. ასეთი ტიპის გატენიანების სექციის ეფექტურობა შეადგენს დაახლოებით 90%-ს.

ორთქლით გატენიანების სექციაში შედის:

სექციის გარსაცმი;

ორთქლის სეპარატორი;

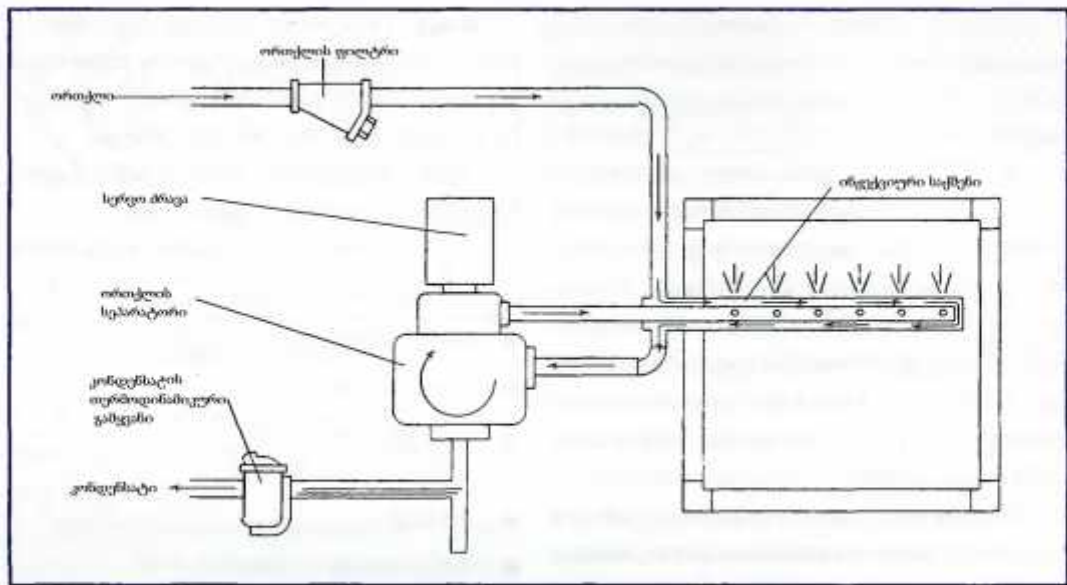
თერმოდინამიკური კონდენსატის გამყვანი;

ფილტრი;

ინჟექციური საქშენი;

სერვომძრავა სტანდარტული შესრულებით, ძაბვით 220 ვოლტი და მართვის სიგნალით 0-10 ვოლტი.

ორთქლით გამტენიანებლის მუშაობის პრინციპი საკმაოდ მარტივია და მოცემულია ნახაზზე 5.10.



ნახ.5.10. ორთქლის მოძრაობის სქემა ორთქლით გამტენიანებელში.

ორთქლის გენერატორის ტიპის შერჩევა ხდება ორთქლის ხარჯის მიხედვით. სექციის კონსტრუქციაში შედის ასევე უჟანგავი ფოლადისაგან დამზადებული ორთქლის გამანაწილებელი მილი ინჟექციური საქმენით, წყლის დონის მარეგულირებელი და ავტომატური გაფრქვევის ელექტრონული მოწყობილობები.

ჰაერის გატენიანება მშრალი გადახურებული ორთქლით ხასიათდება შემდეგი თავისებურებებით:

- ჰაერთან წყლის ორთქლის სწრაფი შერევა და ორთქლის რაოდენობის ადვილი რეგულირება ჰაერის ტენიანობის ზუსტი რეგულირების საშუალებას იძლევა;
- მშრალი გადახურებული ორთქლი არ შეიცავს მინერალურ ნაწილაკებს და ბაქტერიებს;
- მინიმალურია საექსპლუატაციო ხარჯები;
- ორთქლით გამტენიანებლის კონსტრუქცია დაყვანილია მინიმუმამდე.

ფილტრაციის სექცია

მაღალი ხარისხის ფილტრაციის აუცილებლობის შემთხვევაში კონდიციონერში შესაძლებელია ორი სექციის განლაგება: პირველადი და მეორეული ფილტრაციის. ფილტრები განლაგდება კონდიციონერის იმ ნაწილში, რომელშიც გაივლის მთელი დასამუშავებელი ჰაერი. ამასთან მტვრისაგან უნდა დაიცავოს კონდიციონერის სექციების რაც შეიძლება მეტი რაოდენობა.

პირველადი ფილტრაციის სექციაში შესაძლებელია ჩამონტაჟდეს EU1 კლასის ბადისებრი ან EU3 კლასის კალათისებრი ფილტრები. ბადისებრი ფილტრი შედგება ზიგზაგურად განლაგებული ქსოვილისაგან, რომელიც არმირებულია ალუმინის ბადით. კალათისებრი ფილტრი შედგება სტანდარტული ზომების მქონე რამდენიმე გამფილტრავი ელემენტისაგან, რომლებიც დამაგრებულია ჩარჩოში ზამბარისებური დამჭრებით, რაც უზრუნველყოფს მათ ჰერმეტიკობასა და ასევე სწრაფ შეცვლას.

გამფილტრავი ქსოვილი შესრულებულია არაჰიგროსკოპული, მჟავამდგრადი სინთეტიკური ბიჭკოებისაგან.

ფილტრები მუშაობენ 60 °C-მდე ჰაერის ტემპერატურაზე. ფილტრაციის ეფექტური საშუალო მნიშვნელობა, რომელიც აღნიშნავს მტვრის დაჭერის პროცენტულ წილს, EU1 კლასის ფილტრებისათვის 60% - მდეა, EU3 კლასის ფილტრებისათვის - 80 - 90% - მდე.

მეორეული ფილტრაციის სექციაში გამოიყენება EU5 – EU9 კლასის კალათისებრი ფილტრები. ეს ფილტრები ასევე მუშაობენ 60 °C-მდე ტემპერატურაზე. ფილტრების მიერ მტვრისაგან გაწმენდის ხარისხის საშუალო მაჩვენებლები განისაზღვრება საჰაერო ფილტრის გამოკვლევის მეთოდით კვარცის მტვრის გამოყენებით.

ფილტრაციის ეფექტურობის საშუალო მნიშვნელობები შეადგენს:

EU5 კლასის ფილტრებისათვის ----- 40 -დან 60%-მდე;

EU7 კლასის ფილტრებისათვის ----- 80 -დან 90%-მდე;

EU9 კლასის ფილტრებისათვის ----- 90%-დან ზევით;

ფილტრების გამოყენების კონტროლის მიზნით რეკომენდებულია დიფმანომეტრის გამოყენება. გარკვეული საბოლოო წნევათა დასაშვები სხვაობის დროს დიფმანომეტრი იძლევა ელექტრონულ სიგნალს ფილტრის გაჭუჭყიანების გამო მისი შეცვლის აუცილებლობაზე.

საბოლოო წნევათა დასაშვები სხვაობაა:

ბადისებრი ფილტრებისათვის 120 პა;

კალათისებრი ფილტრებისათვის 200 - 250 პა.

ხმის ჩამხშობი სექცია

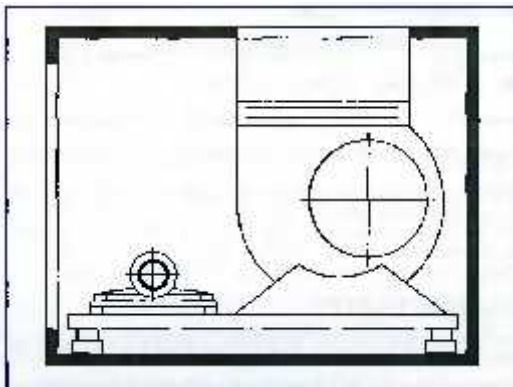
ხმის ჩამხშობი სექცია განკუთვნილია ცენტრალური კონდიციონერის მიერ შექმნილი ხმაურის ჩასახშობად (ვენტილატორების, ტუმბოების, მუშა გარემოთა ხმაური).

ხმის ჩამხშობი სექციის შიგნით ჩამაგრებულია ხმის ჩამხშობი ფირფიტები, რომლებიც დამზადებულია მინერალური ბამბის სპეციალურად შერჩეული სიმჭიდროვის რამდენიმე ფენისაგან. მინერალური ბამბის გარეთა ზედაპირი გაძლიერებულია მინა ბოჭკოების დაფარვით.

ხმის ჩამხშობი სექცია სხვადასხვა ზომისაა (0,5 - დან 2,0 - მდე), რაც ხმის ჩამხშობი ფირფიტების რაოდენობით განისაზღვრება. იმ შემთხვევაში, თუ ტექნოლოგიური პირობების გამო, ხმის ჩამხშობი სექციის წინ საჭიროა სავენტილაციო სექციის დადგმა, მაშინ საჭირო ხდება სპეციალური სექციის გამოყენება ჰაერის ნაკადის სიჩქარისა და მიმართულების გასამართად ხმის ჩამხშობი სექციის განივკვეთში.

სავენტილაციო სექცია

სავენტილაციო სექციის დანიშნულებაა ცენტრალურ კონდიციონერში ჰაერის მიღება და მისი მიწოდება მომსახურების სათავსებში (ნახ. 5.11).



ნახ. 5.11. ცენტრალური კონდიციონერის სავენტილაციო სექცია.

კონდიციონერებში გამოიყენება დაბალი და საშუალო წნევის რადიალური (ცენტრიდანული) ვენტილაციო ცალმხრივი ან ორმხრივი შეწოვით.

ვენტილაციორები საჭირო წარმადობისა და წნევის მიხედვით გამოიყენება წინ დახრილი ან უკან დახრილი ნიჩბებით, რაც უზრუნველყოფს ქსელის პარამეტრების ადვილად რეგულირებას. ვენტილაციორები ხასიათდებიან მაღალი მქკ - თი და ბრუნთა რიცხვის ცვლილებით წარმადობის საშუალებას იძლევიან.

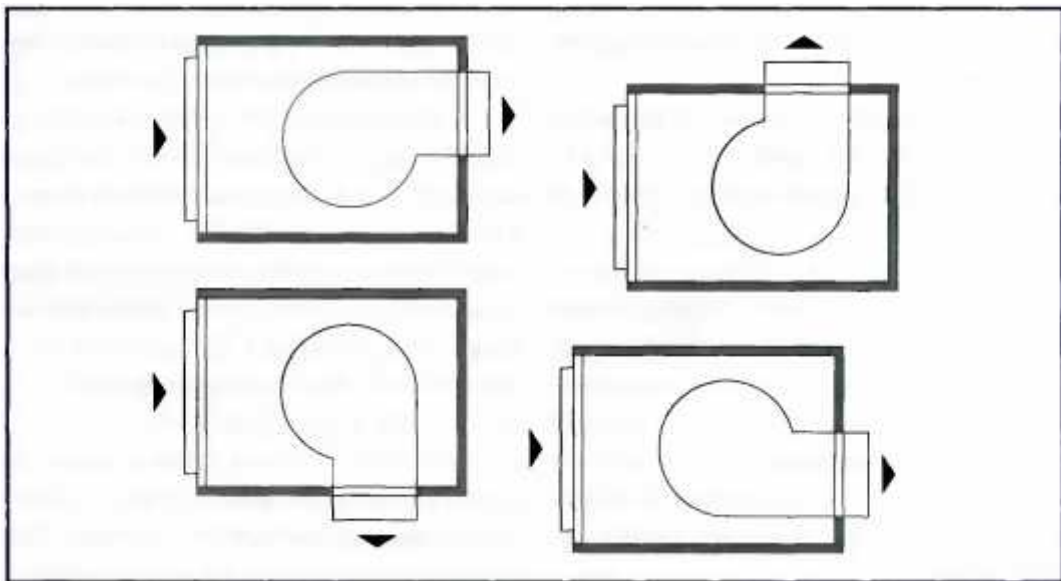
ვენტილაციორის ბორბალი ბრუნავს ელექტროძრავის მიერ ღვედური გადამცემის მეშვეობით. სიმძლავრის მიხედვით გამოიყენება სხვადასხვა ტიპის სოლისებრი ღვედები. ვენტილაციორი ძრავით და ღვედური გადამცემით მოთავსებულია სექციის შიგნით საერთო ჩარჩოზე და წარმოადგენს სავენტილაციო ჯგუფს. მთელი ჯგუფი დამონტაჟებულია ზამბარის ან რეზინის

ამორტიზატორებზე (ვიბროიზოლატორებზე). ამორტიზატორები ამცირებენ რხევებსა და ხმაურის გადაცემას.

დამწნეხი მილყელი მოცილებულია ვენტილატორის კორპუსს ელასტიკური მასალით, რაც უზრუნველყოფს ჰერმეტიულობას და აღკვეთს ვიბრაციის გადაცემას.

სავენტილაციო სექცია შეიძლება იდგეს კონდიციონერის ბოლოს ან მუშაობდეს როგორც შუალედური სექცია.

გამომავალი დამწნეხი მილყელი შეიძლება იყოს სხვადასხვა მიმართულების - ზევითა, ქვევითა, გვერდითი. ნახ. 5.12.



ნახ.5.12. სავენტილაციო სექციის გამომავალი მილყელის სხვადასხვა ორიენტაცია (შესასვლელი და გამოსასვლელი მოთავსებული უნდა იყოს სხვადასხვა სიბრტყეში).

სავენტილაციო სექციის წარმადობა შეესაბამება ცენტრალური კონდიციონერის სიმძლავრეს.

ვენტილატორის მუშაობის მაქსიმალური ტემპერატურაა 85°C , სტანდარტული ძრავის მაქსიმალური ტემპერატურა - 40°C , მუშა (საექსპლუატაციო) ტემპერატურის დიაპაზონია -30 დან $+80^{\circ}\text{C}$ -მდე. ვენტილატორის წნევაა 200 - დან 2500 პა-მდე;

სითბოს უტილიზატორები

ვენტილაციის და ჰაერის კონდიცირების სისტემების პროექტირებისას, სითბოსა და სიცივის ეკონომიის მიზნით მიზანშეწონილია მეორეული ენერგეტიკული რესურსების გამოყენება, როგორცაა:

- ვენტილაციის, ჰაერის კონდიცირების სისტემების და ადგილობრივი ამწოვების მიერ გაწოვილი ჰაერის სითბო, როცა ჰაერის რეცირკულაცია არ დაიშვება;

- ტექნოლოგიური დანადგარების მიერ გამოყოფილი სითბო და სიცივე.

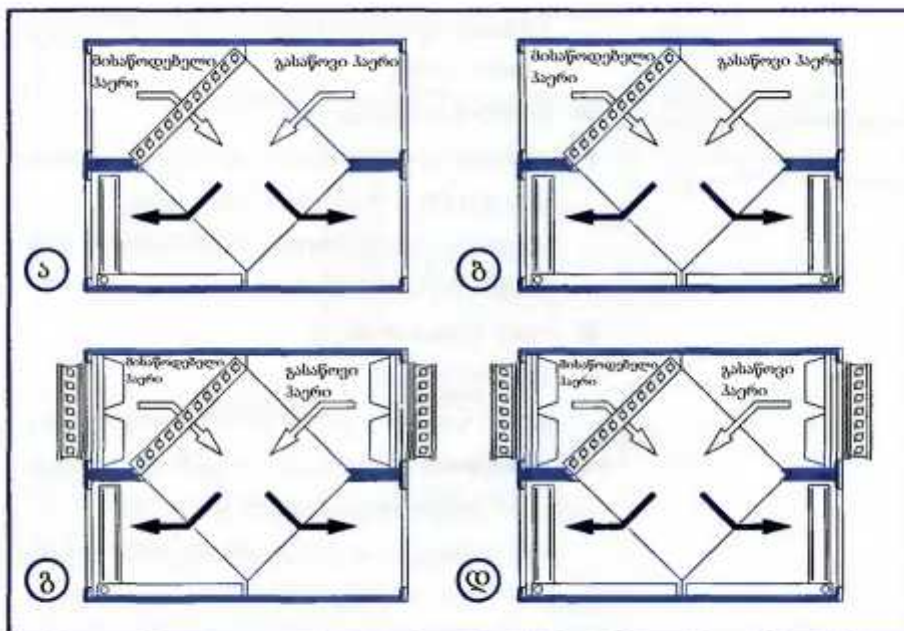
სათავსებიდან გაწოვილი ჰაერის სითბოს გამოყოფა ხდება სითბოს უტილიზატორების მეშვეობით, რომლებიც დაიყოფა სამ ჯგუფად:

- ჯვარედინი (რეკუპერაციული) თბომცვლელები;
- მბრუნავი (რეგენერაციული) თბომცვლელები;
- სისტემა შუალედური თბომატარებლებით, შედგება ორი თბომცვლელისგან.

სითბოს უტილიზატორის ტიპი განსაზღვრავს ცენტრალური კონდიციონერის შესაბამისი სექციის ტიპს.

ჯვარედინი თბომცვლელი დამზადებულია ალუმინის ფირფიტებისაგან, რომლებიც ქმნიან არხების სისტემას ჰაერის ორი ნაკადის გასატარებლად. თბომცვლელში ხდება თბოცვლა ორი სხვადასხვა ტემპერატურის მქონე განცალკევებულ ნაკადებს შორის. სათავსებიდან გაწოვილი ჰაერი გადაედინება ფირფიტებს შორის თბომცვლელის ყოველ მეორე არხში და ათბობს მათ.

მისაწოდებელი, კონდიცირებული ჰაერი გადაედინება თბომცვლელის დანარჩენ არხებში და შეითვისებს გამთბარი ფირფიტების სითბოს. ჯვარედინი თბომცვლელების სექციის სხვადასხვა ვარიანტები მოცემულია ნახაზზე 5.13.



ნახ. 5.13. ჯვარედინი თბომცვლელის სექციები:

- ა) ავზი და სეპარატორი გამწოვი სექციიდან გამოსვლისას;
- ბ) ავზი და სეპარატორი გამწოვი სექციიდან გამოსვლისას. ავზი და სეპარატორი მიმწოდებელი სექციიდან გამოსვლისას (გამოიყენება ზაფხულში ჯვარედინ თბომცვლელში მისაწოდებელი ჰაერის გასაცივებლად);

გ) ავზი და სეპარატორი გამწოვი სექციიდან გამოსვლისას. EU3 კლასის პირველი საფეხურის ფილტრები მიმწოდებელ და გამწოვ სექციებში შესვლისას;

დ) ავზი და სეპარატორი გამწოვი სექციიდან გამოსვლისას ავზი და სეპარატორი მიმწოდებელ სექციიდან გამოსვლისას. (გამოიყენება ზაფხულში მისაწოდებელი ჰაერის გასაცივებლად). EU3 კლასის პირველი საფეხურის ფილტრები მიმწოდებელ და გამწოვ სექციებში შესვლისას.

ჯვარედინი თბომცვლელის არხებში ჰაერის ტურბულენტური დინების გამო მიიღწევა სითბოს უტილიზაციის მაღალი ეფექტურობა შედარებით დაბალი ჰიდრავლიკური წინააღობის დროს.

გასაწოვი ჰაერიდან ტენის კონდენსაციის შესაძლებლობის გამო თბომცვლელის შემდეგ იდგმება სეპარატორი ჩასაღვრელი ქვეშეთით და კონდენსატის გამყვანით სიფონის საშუალებით.

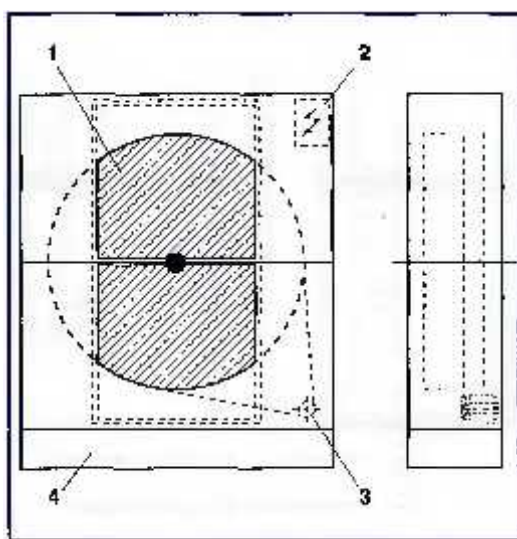
ზამთრის პერიოდში გაყინვის ასაცილებლად თბომცვლელზე ეწყობა თერმოსტატი რომელიც მართავს გადამყვანი ხაზის მდგომარეობას.

მბრუნავი თბომცვლელი

მბრუნავი თბომცვლელი არის მოწყობილობა, რომელშიც თბოცვლა მიმდინარეობს მბრუნავი რეგენერაციული ნაცმის მიერ სითბოს აკუმულაციის შედეგად.

ნაცმი წარმოადგენს გოფირებულ ფოლადის ფირფიტას, რომელიც ისეა დაკეცილი, რომ შექმნილია არხები ჰაერის ჰორიზონტალურად გასატარებლად. იგი ბორბლის ფორმის მქონეა და ბრუნავს რედუქტორიანი ძრავისა და ღვედური გადამცემის მეშვეობით.

მაღალი ტემპერატურის გასაწოვი ჰაერი გაივლის ნაცმს და ათბობს მას. ბრუნვისას ნაცმი ხვდება მისაწოდებელი ცივი ჰაერის ნაკადში, რის შემდეგაც მიმდინარეობს სითბოს გადაცემა ნაცმიდან მისაწოდებელ ჰაერზე (ნახ. 5.14).



ნახ.5.14. სექცია მბრუნავი სითბოს უტილიზატორით:

1 - მბრუნავი ნაცმი; 2 - მართვის პულტი; 3 - ელექტრომომყვანი ღვედური გადამცემით; 4 -ქვეშეთი.

სითბოს უტილიზაციის ეფექტურობის რეგულირება ხდება ძრავის ბრუნთა რიცხვის ცვლილებებით. ჰაერის ნაკადიდან წყლის ორთქლის კონდენსაციის გამო თბომცვლელის შემდეგ ეწყობა სეპარატორი წყლის ჩასაღვრელი ქვეშეთით და კონდენსატის გამყვანი სიფონით.

მზრუნავი თბომცვლელის სექციაში შედის:

თბომცვლელი;

მიმყვანი, რომელიც შედგება ელექტროძრავისაგან, რედუქტორისა და ღვედური გადამცემისაგან;

მართვის პულტი;

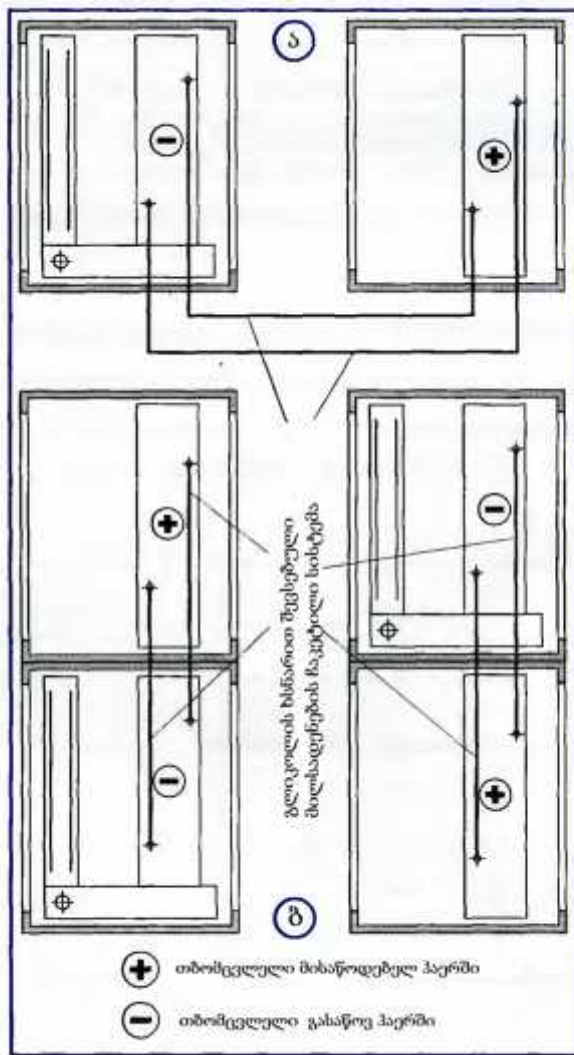
კორპუსი.

ჰაერის მოძრაობის დასაშვები სიჩქარე თბომცვლელში შეადგენს 4,5 მ/წმ. მაქსიმალური მუშა ტემპერატურაა 50 °C. მზრუნავ თბომცვლელებს გააჩნია სითბოს უტილიზაციის ყველაზე მაღალი ეფექტურობა - 80%-მდე, მაგრამ მათ ძირითად ნაკლოვანებას წარმოადგენს ჰაერის ნაკადთა ურთიერთგადადინება, რაც გამორიცხავს მათ გამოყენებას იქ, სადაც საჭიროა მისაწოდებელ და გასაწოვ ჰაერთა სრული განცალკევება.

სისტემა შუალედური სითბოსმატარებლით.

სისტემა შუალედური სითბოსმატარებლით გამოიყენება მაშინ, როდესაც დაუშვებელია ჰაერის ნაკადთა შერევა, ასევე როდესაც დიდი მანძილია მიმწოდებელ და გამწოვ დანადგარებს შორის. სითბოს უტილიზაციის ეფექტურობა ასეთ სისტემაში შეადგენს 60%-ს.

სისტემა შედგება ორი თბომცვლელისაგან - ალუმინის მილებით და ალუმინისავე გაწიბოვნებით. გასაწოვი ჰაერის ნაკადში მოთავსებული თბომცვლელი აღჭურვილია წვეთდამჭერებით, რომლის ქვეშეთში მოწყობილია გადამღვრელი მილყელი. თბომცვლელები შესაძლებელია დამაგრებული იყოს ერთ გარსაცმში ან თითოეული მათგანი მოთავსდეს ცალკე სექციაში (ნახ.5.15).



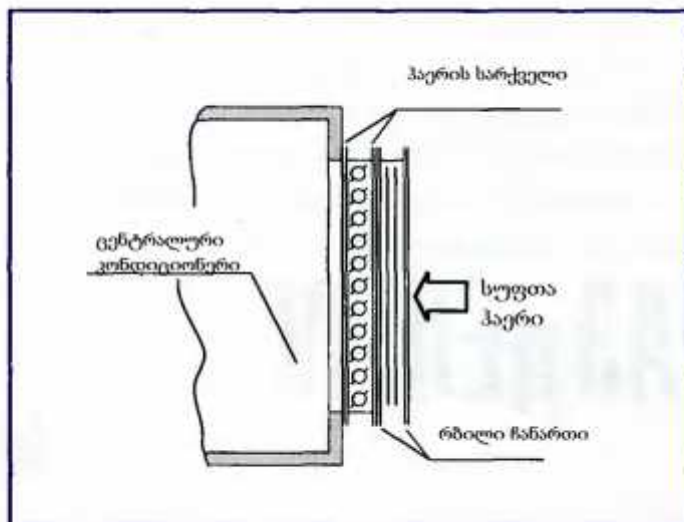
ნახ. 5.15. სითბოს უტილიზაციის სექციები შუალედური თბომატარებლით: ა) ცალ-ცალკე განთავსებული თბომცვლელები; ბ) ერთად განთავსებული თბომცვლელები.

თბომცვლელები შეერთებულია მილსადენების სისტემით, რომლებიც უმეტეს შემთხვევაში შევსებულია ეთილოგლიკოლის და დისტილირებული წყლის 40%-იანი ხსნარით. სითბომატარებელი, გათბება რა სითბოს მიმღებ თბომცვლელში, რომელიც მოთავსებულია თბილი გასაწოვი ჰაერის ნაკადში, ამ სითბოს გადასცემს მისაწოდებელი ჰაერის ნაკადში განთავსებულ თბომცვლელ-თბოგადამცემს. მუშაობა სრულდება შევსებულ კონტურში. მიმწოდებელ მხარეს განთავსებული სითბოს გადამცემი თბომცვლელი, უმეტეს შემთხვევაში, ასრულებს პირველადი საფეხურის შემთბობის როლს. ჰაერის დამუშავების ასეთი სქემა გამოიყენება ისეთი სათავსების ჰაერის კონდიციონირებისას, რომელთაც აქვთ მაღალი მოთხოვნები ჰაერის

სისუფთავეზე. ასევე როცა მიმწოდებელ და გამწოვ დანადგარებს შორის დიდი მანძილია, სითბოს რეცირკულაციის ეფექტურობა 60%-მდეა.

საჰაერო სარქველები

ცენტრალურ კონდიციონერში შემაჯალი ატმოსფერული და რეცირკულირებული ჰაერის რეგულირება ხორციელდება საჰაერო სარქველებით, სარქველზე მოწყობილი ელექტრომიმყვანის მეშვეობით. სარქველის კონსტრუქცია როგორც წესი, მრავალღობიანია პარალელური ნიჩბებით. იგი ნაჩვენებია ნახაზზე 5.16.



ნახ.5.16. ცენტრალური კონდიციონერის ჰაერის შესასვლელში დამონტაჟებული საჰაერო სარქველი.

5.3. სპლიტ-სისტემის კონდიციონერები

საცხოვრებელი და საზოგადოებრივი სათავსების (საოფისე) ჰაერის კონდიციონერებისათვის განსაკუთრებით გავრცელებულია სპლიტ-სისტემის კონდიციონერები.

სპლიტ-სისტემის კონდიციონერი შედგება გარე ბლოკისაგან (საკომპრესორო-საკონდენსატორო აგრეგატი) და შიგა ბლოკისაგან (ამორთქლებელი). გარე ბლოკში, კომპრესორის და კონდენსატორის გარდა, შედის აგრეთვე ვენტილატორი.

კონდიციონერის გარე ბლოკი შეიძლება განთავსებული იყოს შენობის კედელზე გარედან, სახურავზე, სხვენზე, დამხმარე სათავსში ან აივანზე, ე.ი. ისეთ ადგილას, სადაც ხდება გაცხელებული კონდენსატორის გამოქრევა შედარებით ცივი ტემპერატურის მქონე ატმოსფერული ჰაერით.

შიგა ბლოკი განთავსდება უშუალოდ კონდიცირებულ სათავსში და ჰაერს აცივებს ან ათბობს, ახორციელებს ფილტრაციას, ასევე სათავსში ჰაერის საჭირო მოძრაობას.

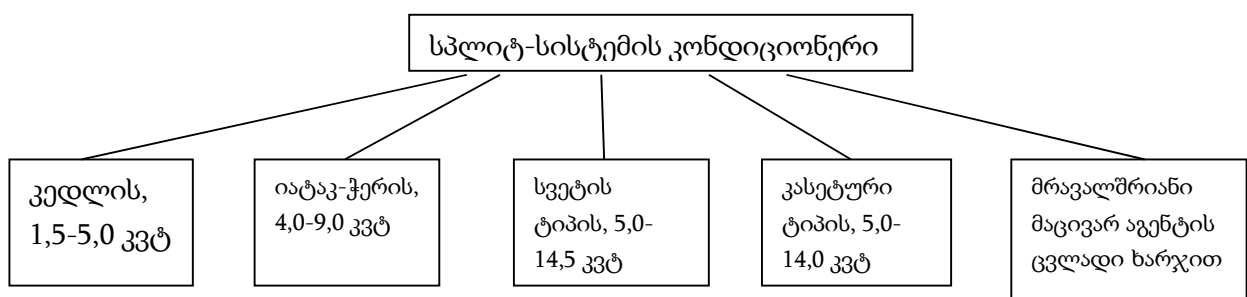
გარე და შიგა ბლოკები ერთმანეთთან დაკავშირებულია თბოიზოლირებული წვრილი სპილენძის მილებით, რომლებიც გაიყვანება შეკიდულ ჭერში, პანელების უკან ან დაიფარება დეკორატიული კოლოფით.

შიგა ბლოკების კონსტრუქცია და დიზაინი მრავალფეროვანია, რაც საშუალებას იძლევა გადაიჭრას 15-დან 140 მ³ მოცულობის სათავსების კონდიცირების პრაქტიკულად ყველა პრობლემა. ეს ბლოკები ეფექტურად ამყარებენ სათავსებში მოცემულ ტემპერატურას, უზრუნველყოფენ ჰაერის თანაბრად განაწილებას და მუშაობენ პრაქტიკულად უხმაუროდ.

სპლიტ-სისტემის კონდიციონერების ძირითად უპირატესობას წარმოადგენს კონსტრუქციის სიმარტივე, რითაც გამოწვეულია მათი სიიაფე და მათი სწრაფი და მარტივი მონტაჟი.

სპლიტ-სისტემის კონდიციონერების ნაკლად ითვლება სათავსებში გარე ჰაერის მიწოდების შეუძლებლობა. მხოლოდ დიდი სიმძლავრის კედელ-ჭერის ტიპის კონდიციონერის მოდელს აქვს მცირე რაოდენობის (10%-მდე) გარე ჰაერის შერევის საშუალება.

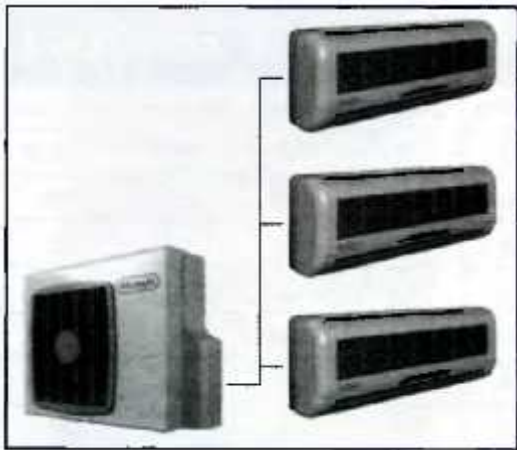
სპლიტ-სისტემის კონდიციონერების ტიპოლოგია მოცემულია ნახაზზე 5.17.



ნახ. 5.17. სპლიტ-სისტემის კონდიციონერების ტიპოლოგია.

ყველაზე მეტად გავრცელებულია კედლის კონდიციონერები, რომლებშიც ერთ გარე ბლოკთან მიერთებულია ერთი შიგა ბლოკი.

მეზობლად განლაგებული რამდენიმე ოთახის კონდიციონერისას შესაძლებელია გამოყენებულ იქნეს მოდელები, რომლებშიც ერთ გარე ბლოკთან მიერთებულია ორი ან უფრო მეტი (სამი, ოთხი) შიგა ბლოკი ე.წ. მულტი სპლიტ-სისტემები (ნახ 5.18.).



ნახ. 5.18. კედლის კონდიციონერი სამი შიგა ბლოკით

ცხრილში 5.1. მოცემულია წამყვანი ევროპული მწარმოებელი DELONGHI - ის (იტალია) ფირმის CP სერიის კედლის კონდიციონერების ძირითადი ტექნიკური მახასიათებლები.

მოდელი		CP10	CP20	CP30	CP40	CPD2
ელექტროკვება	В/ф/Гц	230/1/150	230/1/150	230/1/150	230/1/150	230/1/150
სიცივის წარმადობა	ვტ	1891	2350	3520	5073	2 x 2350
მოხმარებული ელექტროსიმძლავრე	ვტ	650	850	1248	1603	1600
მოხმარებული დენის ძალა	A	2,8	3,6	5,4	6,9	7,2
ტენის მოცილება (მაქს.)	ლ/სთ	1,0	1,5	1,8	2,2	3,0
სითბოს წარმადობა	ვტ	2052	2490	3528	5542	2 x 2490
მოხმარებული ელექტრო-სიმძლავრე	ვტ	610	760	1204	1760	1520
მოხმარებული დენი	A	2,6	3,3	5,2	7,6	6,6
შიგა ბლოკი						
ჰაერის ხარჯი (მაქს.)	მ ³ /სთ	320	320	570	640	640
ხმაურის დონე (მაქს.)	дБ	35	35	38	38	35

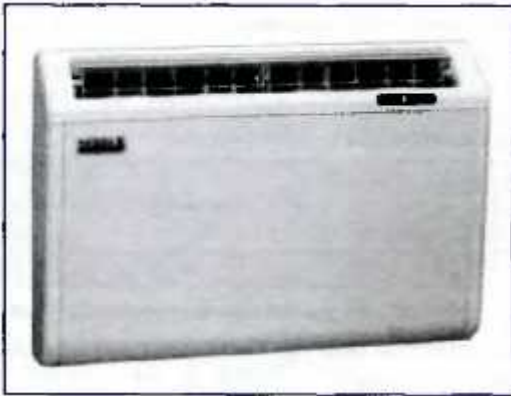
ზომები: სიგრძე	მმ	750	750	810	967	750
სიმაღლე	მმ	270	270	300	300	270
სიღრმე	მმ	175	175	195	195	175
გარე ბლოკი						
ჰაერის ხარჯი (მაქს.)	მ ³ /სთ	950	950	1300	2200	2200
ხმაურის დონე (მაქს.)	დბ	43	43	44	47	47
ზომები: სიგრძე	მმ	660	660	660	800	800
სიმაღლე	მმ	500	500	500	640	640
სიღრმე	მმ	230	230	230	280	280
მიღების დიამეტრი						
სითხის ხაზები, გარე დიამეტრი		1/4	1/4	1/4	1/4	1/4
გაზის ხაზები, გარე დიამეტრი		1/2	1/2	1/2	5/8	1/2
სპეციფიკაციები						
თერმოსტატი						
ტაიმერი						
ელექტრონული გაყინვის საწინააღმდეგო მოწყობილობა						
დისტანციური მართვა						
მიკროკომპიუტერი						
ავტომატური ღამის ფუნქცია						
ვენტილაციის სიჩქარეები		3	3	3	3	3
ბაქტერიული ფილტრები						

კედლის კონდიციონერის მუშაობის მართვა ხორციელდება დისტანციური მართვის პულტის საშუალებით. მართვის პულტების შესრულება და შესაძლებლობები განსხვავდება ერთმანეთისაგან, მაგრამ ყველა მათგანი საშუალებას იძლევა:

- დადგინდეს კონდიციონერის მუშაობის რეჟიმი: გათბობა, გაგრილება, გაშრობა, ვენტილაცია და აგრეთვე ღამის რეჟიმი;
- განისაზღვროს სათავსში ფაქტობრივი ტემპერატურა (მართვის პულტის ზონაში) და დაუსახოს კონდიციონერს საჭირო ტემპერატურა, რომელსაც იგი ავტომატურად შეინარჩუნებს;
- შეარჩიოს ვენტილატორის მუშაობის რეჟიმი;
- გამორთოს ტაიმერი, რომელიც ჩართავს და გამორთავს კონდიციონერს მოცემულ დროს;
- ავტომატურად არეგულიროს ჰაერის ნაკადის მიმართულება.

კედლის კონდიციონერის სიმძლავრე შეზღუდულია, რადგან დიდი სიმძლავრის მქონე კონდიციონერების მახასიათებელი ცივი ჰაერის მძლავრი ნაკადი იწვევს მომხმარებლის არასასიამოვნო შეგრძნებას. ამიტომ, სათავსებში სადაც საჭიროა უფრო მძლავრი კონდიციონერის დაყენება, გამოიყენება იატაკ-ქერის ტიპის კონდიციონერი, რომლებიც ჰაერის მძლავრ ნაკადს მიმართავენ

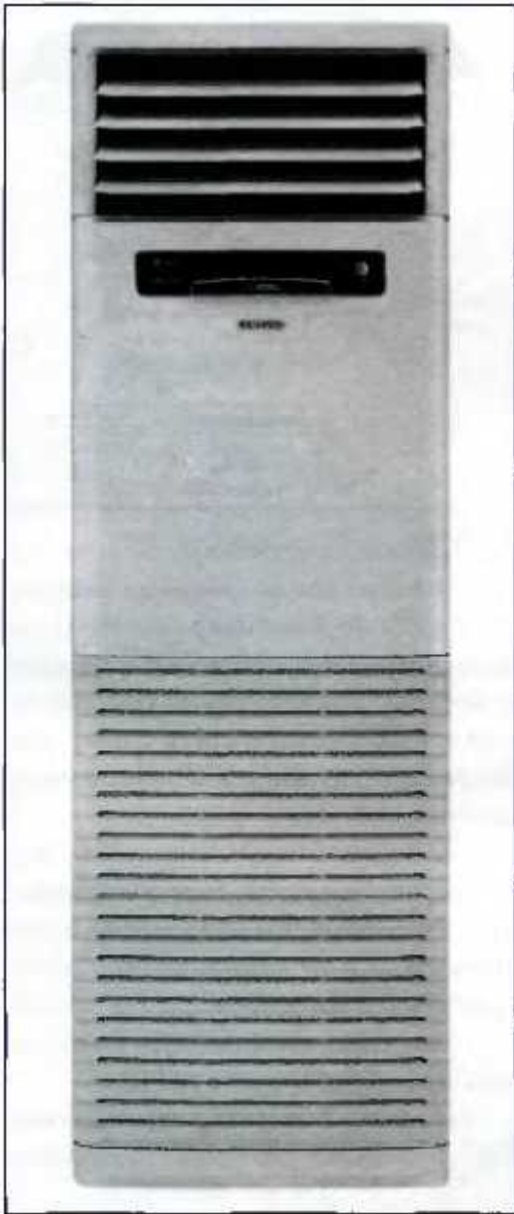
კედლის ან ჭერის გასწვრივ და უზრუნველყოფენ სათავსში ტემპერატურის თანაბარ განაწილებას (ნახ.5.19.).



ნახ. 5.19. იატაკ-ჭერის კონდიციონერი.

იატაკ-ჭერის კონდიციონერების სიმძლავრე სითბოსა და სიცივეზე შეადგენს 4-9 კვტ - ს.

დიდ სათავსებში - დარბაზებში, რესტორნებში, ჰოლებში, განსაკუთრებით იქ, სადაც არ არის შეკიდული ჭერი, ხშირად გამოიყენება სვეტის ტიპის კონდიციონერები. მათ გააჩნიათ სიცივის დიდი წარმადობა და ქმნიან ჰაერის მძლავრ ნაკადს, რომელიც თავიდან ვრცელდება ჭერის სივრცეში, შემდეგ კი თანაბრად ნაწილდება მთელ სათავსში (ნახ. 5.20.).



ნახ.5.20. SAMSUNG-ის ფირმის APH სერიის სვეტის ტიპის კონდიციონერი.

მათ გააჩნიათ გამანაწილებელი ჟალუზები ჰაერის ნაკადის ავტომატური რეგულირებისთვის. SAMSUNG-ის ფირმის APH სერიის სვეტის ტიპის კონდიციონერის ძირითადი ტექნიკური მახასიათებლები მოცემულია ცხრილში 5.2.

ცხრილი 5.2. ფირმა SAMSUNG-ის სვეტის ტიპის კონდიციონერის ძირითადი მახასიათებლები.

მოდელი	შიდა ბლოკის ზომები	სიმძლავრე, კვტ		მოხმარებული სიმძლავრე, კვტ	
		სიცივე	სითბო	სიცივე	სითბო
A-H-2807ER	500 x 1,820 x 320	7,55	8,7	2,7	2,9
A-H-450PG	500 x 1,820 x 400	14,5	14,5	4,8	4,8

სპლიტ-სისტემის კასეტური ტიპის კონდიციონერები, რომლებიც გამოიყენება შეკიდული ჭერის მქონე დიდი სათავსების - ბანკების, საოპერაციო დარბაზებისათვის, ოფისებისა და სუპერმარკეტებისათვის, კარგად ერწყმის სათავსების ინტერიერს და უმრავლეს შემთხვევაში მათი გამოყენებით შეიძლება სათავსის კონდიციონერების პრობლემის გადაჭრა (ნახ. 5.21.).



ნახ. 5.21. კასეტური კონდიციონერი.

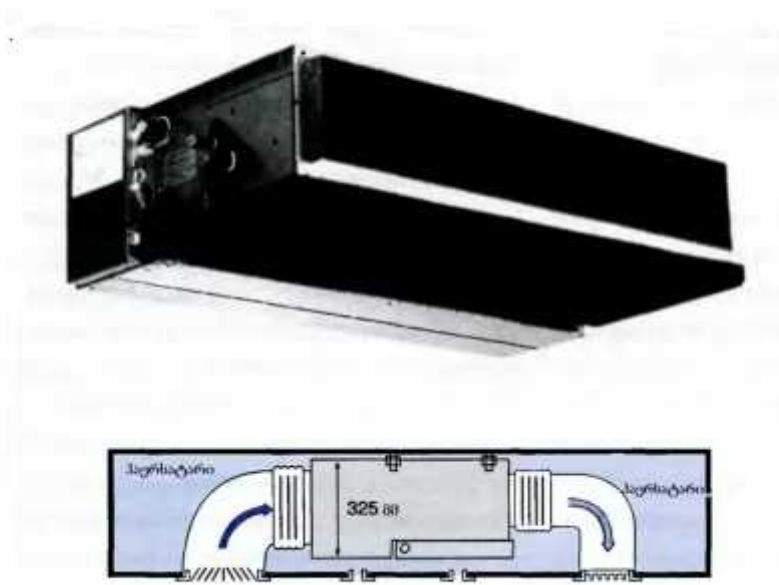
კასეტური კონდიციონერების სიმპლავრე სითბოზე და სიცივეზე შეადგენს 6-13 კვტ-ს.

კასეტური კონდიციონერის შიგა ბლოკი თავსდება შეკიდული ჭერის შიგა სივრცეში, ამასთან ჩანს მხოლოდ დეკორატიული ცხაურა, რომლის ზომები, როგორც წესი, შეესაბამება ჭერის პანელის სტანდარტულ მიზებს 600 x 600 მმ. სათავსის ჰაერი შეიწოვება შიგა ბლოკის ცენტრალური ცხაურიდან, გაივლის ყველა სახის დამუშავებას და განაწილდება რეგულირებადი ჟალუზების მეშვეობით ოთხი მიმართულებით, რაც უზრუნველყოფს სათავსის თანაბარ ჰაერცვლას. კასეტურ კონდიციონერებში გათვალისწინებულია ჰაერსატარის მიერთება მცირე რაოდენობის (10%-მდე) ატმოსფერული ჰაერის მისაწოდებლად.

5.4. არხული და სპლიტ-სისტემის კონდიციონერები მიმწოდებელი ვენტილაციით.

არხული კონდიციონერები გამოიყენება ერთდროულად რამდენიმე სათავსის ჰაერის კონდიციონერებისათვის. ისინი ძირითადად მუშაობენ ჰაერის რეციკულაციის რეჟიმში და ამ მხრივ ძალიან გვანან წინა თავში განხილული სპლიტ-სისტემის კონდიციონერებს. ძირითადი განსხვავება ისაა, რომ არხული კონდიციონერების შიგა ბლოკები განთავსებულია შეკიდული ჭერის შიგნით, ხოლო ჰაერის მიღება და განაწილება სათავსებში ხდება ჰაერსატარის საშუალებით.

MITSUBISHI ELEQTRIC ფირმის REND სერიის არხული კონდიციონერის სახე და განლაგების სქემა მოცემულია ნახაზზე 5.22.



ნახ.5.22. არხული კონდიციონერების სახე და განლაგების სქემა.

სათავსიდან მიწოდებული ჰაერი მიმღები ცხურის საშუალებით გაივლის შიგა ბლოკს და ჰაერსატარების სისტემიდან გამანაწილებელი ცხურების მეშვეობით მიეწოდება სათავსს. ბლოკი აღჭურვილია უფრო მძლავრი ვენტილატორით, რათა გადალახოს ჰაერის ცხურების წინაღობა.

არხული კონდიციონერი, სპლიტ- სისტემის მსგავსად, შედგება ორი ბლოკისაგან - საკომპრესორო - საკონდენსატორო (გარე ბლოკი) და ამორთქლებელი (შიგა ბლოკი). მისი მაქსიმალური სიმძლავრე სითბო-სიცივეზე შეადგენს 17 კვტ-ს.

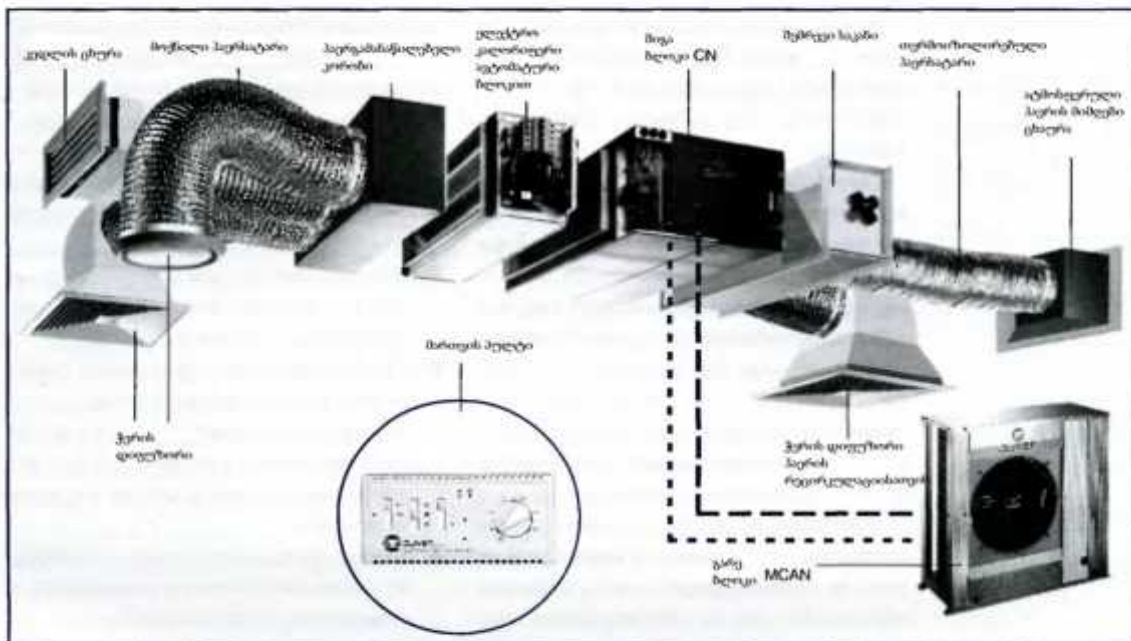
არხული კონდიციონერები ძირითადად მუშაობენ ჰაერის რეცირკულაციაზე. ამიტომ უფრო ეფექტურია სპლიტ-სისტემების კონდიციონერები მიმწოდებელი ვენტილაციით. ეს კონდიციონერები ეფექტურად წყვეტენ ვენტალაციის და ჰაერის კონდიციონერების ერთდროულ ამოცანებს მთელი წლის განმავლობაში.

სპლიტ-სისტემის კონდიციონერების მიმწოდებელი ვენტილაციით კომპლექტაციაში შედის ელექტრული ან წყლის გამაცხელებლები სიმძლავრის დიდი დიაპაზონით (4,5-დან 24 კვტ-მდე). შიგა ბლოკის სიმძლავრის მიხედვით გამაცხელებელი შეიძლება იყოს როგორც ცალკე სექცია, ასევე მოთავსებული შიგა ბლოკში. კონდიციონერები აღჭურვილია ავტომატიკის ერთიანი სისტემით, რომელიც მართავს კონდიციონერის მუშაობას და უზრუნველყოფს

გამაცხელებლის კონტროლს და რეგულირებას. კონდიციონერის, ასევე გამაცხელებლის მუშაობის მართვა, ხორციელდება ერთიანი მართვის პულტის მეშვეობით. კონდიციონერის სითბო -სიცივის წარმადობა შიგა ბლოკის სიმძლავრის მიხედვით საკმაოდ მაღალია და აღწევს 80 კვტ-მდე. შიგა ბლოკის ვენტილატორის დაწნევა შეადგენს 100-150 პა-ს, რაც უზრუნველყოფს ნაკლებ ხმაურს და საშუალებას იძლევა, დადგეს უშუალოდ სათავსში შეკიდული ჭერის მიღმა.

სპლიტ-სისტემის კონდიციონერები მიმწოდებელი ვენტილაციით გამოიყენება დიდი მოცულობის ბინებსა და საოფისე სათავსებში, მაღაზიებსა და რესტორნებში სადაც ჭერის კონდიციონერებთან ერთად აუცილებელია ატმოსფერული ჰაერის მიწოდება.

განვიხილოთ ასეთი კონდიციონერების კონსტრუქცია და მუშაობის პრინციპი კლიმატური მოწყობილობების მწარმოებელი წამყვანი ევროპული ფირმის CLIVET-ის კონდიციონერების მაგალითზე. სპლიტ-სისტემის მომწოდებელი ვენტილაციით აგების პრინციპული სქემა მოცემულია ნახ. 5.23.



ნახ.5.23. ტიპური სპლიტ-სისტემის სქემა მიმწოდებელი ვენტილაციით.

სპლიტ-სისტემის კონდიციონერი მიმწოდებელი ვენტილაციით შედგება ორი ბლოკისაგან – კომპრესორულ-კონდენსატორული (გარე ბლოკი) და ამორთქლებელი (შიგა ბლოკი). შიგა ბლოკს შეუძლია მიიღოს ჰაერი როგორც სათავსიდან, ასევე ატმოსფეროდან. ატმოსფერული ჰაერი შემოდის გარე ცხაურიდან და თბოიზოლირებული ჰაერსატარით მიეწოდება შემრევ საკანს, სადაც შეერევა სათავსიდან მიღებულ რეცირკულირებულ ჰაერს. გარე ცხაური შეიძლება იყოს რეგულირებადი ან არარეგულირებადი. უკანასკნელ შემთხვევაში ჰაერსატარში მონტაჟდება საჰაერო სარქველი ელექტრული მიმყვანით, რომელიც გამორიცხავს ცივი ჰაერის მოხვედრას სათავსში გამართული სისტემის დროს.

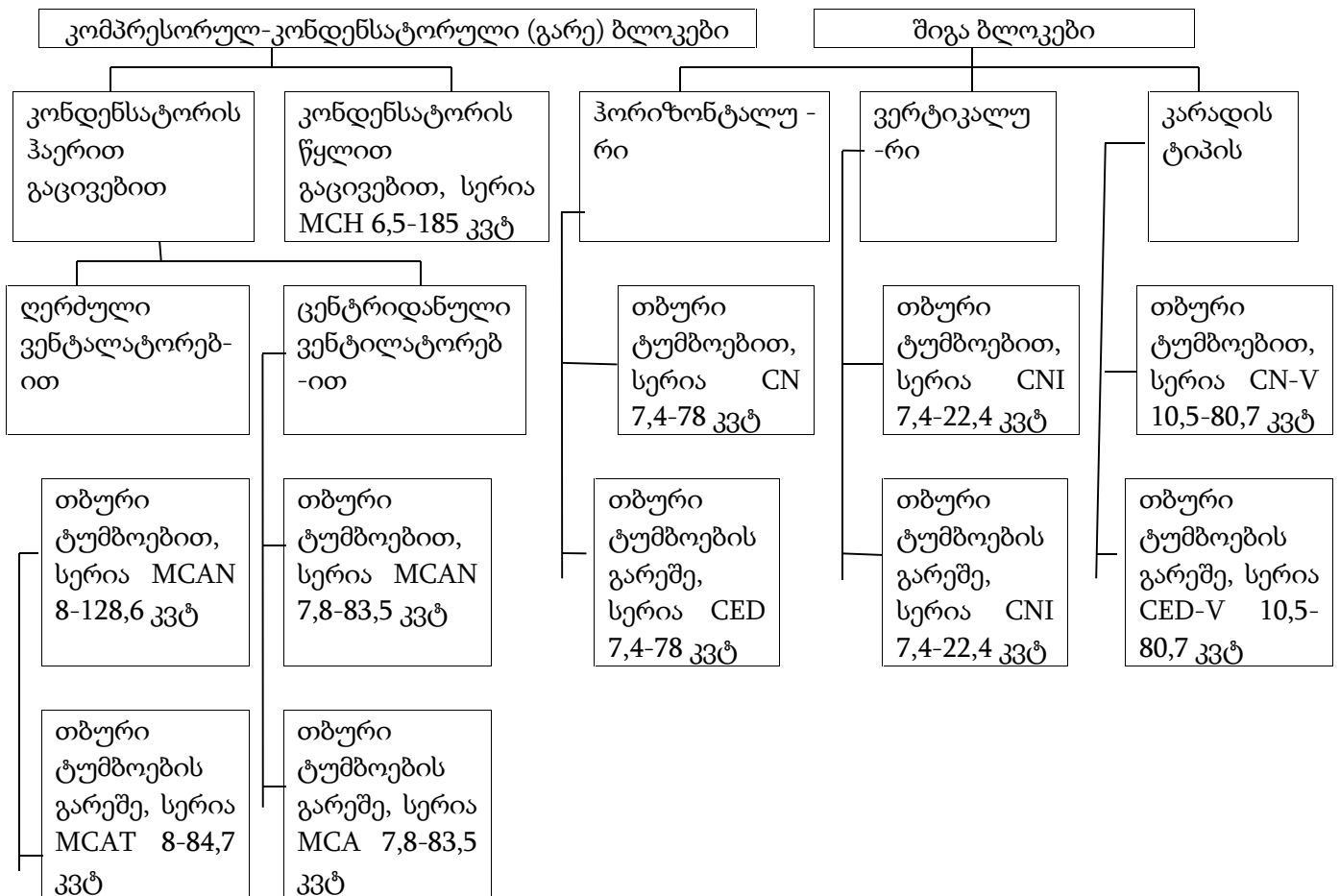
ატმოსფერული და რეცირკულირებული ჰაერის რაოდენობების შეფარდება რეგულირდება შემრევი საკნის მიერ და განისაზღვრება სანიტარიულ-ჰიგიენური მოთხოვნით. შერეული ჰაერი მიეწოდება შიგა ბლოკს, სადაც იგი იფილტრება, ცივდება ან თბება. ამრიგად მომზადებული ჰაერი შიგა ბლოკის ვენტილატორის საშუალებით ჰაერსატარებით და ცხაურებით მიეწოდება საკონდიციონერო სათავსებს.

ერთ-ერთ სათავსში, რომელიც მიჩნეულია ეტალონად, მოთავსდება მთელი სისტემის მართვის პულტი. მართვის პულტის მეშვეობით განისაზღვრება კონდიციონერის მუშაობის რეჟიმი - გაცივება ან გათბობა, სათავსების ტემპერატურა და ვენტილატორის სიჩქარე.

ელექტროკალორიფერების გარდა, ჰაერის შეთბობა ხორციელდება აგრეთვე თბური ტუმბოს საშუალებით. ამ დროს გამოიყენება კონდიციონერების მოდელები, რომლებიც აღჭურვილია თბური ტუმბოებით და რომელთა მეშვეობით ხდება სათავსის გათბობა სამაცივრო ციკლის მიმართულების შეცვლის ხარჯზე. ასეთი მოდელების გამოყენება განსაკუთრებით ეფექტურია გარდამავალ პერიოდში, როდესაც გარე ჰაერის ტემპერატურა იცვლება +15 დან 0°C-მდე. ამ დროს კონდიციონერი თითქმის 3 -ჯერ ამცირებს ენერჯის ხარჯს სათავსების გათბობაზე.

ფირმა KLIVET-ის კონდიციონერების შიგა და გარე ბლოკების ტიპოლოგია მოყვანილია ნახაზზე 5.2.4.

ფირმა KLIVET-ის სპლიტ-სისტემები მიმწოდებელი ვენტილაციით



ნახ. 5.24. ფორმა CLIVENT-ის სპლიტ-სისტემის კონდიციონერების მიმწოდებელი ვენტილაციით ტიპოლოგია.

აღნიშნული სისტემების კონდიციონერებს გააჩნიათ შემდეგი უპირატესობები:

- სიმძლავრის დიდი დიაპაზონი 8-დან 80 კვტ-მდე როგორც სითბოზე, ასევე სიცივეზე და მუშაობის საშუალება ჰაერის ხარჯით 1200 - დან 1400 მ³/სთ-მდე;
- ერთიან კონსტრუქციაში განთავსებულია არხული კონდიციონერი და მიმწოდებელი სავენტილაციო დანადგარი;
- უზრუნველყოფს ატმოსფერული ჰაერის მიწოდებას გარე ჰაერის ნებისმიერი უარყოფითი ტემპერატურის შემთხვევაში დამატებითი ელექტრული ან წყლის გამაცხელებლების გამოყენებით და ავტომატიკის ერთიანი სისტემით;
- ავტომატიკის ერთიანი სისტემა საშუალებას იძლევა დამყარდეს სათავსებში საჭირო ტემპერატურა, რის შემდეგ კონდიციონერი თავად ირჩევს მუშაობის რეჟიმს;

- შიგა ბლოკების ნაკლებად ხმაურიანი მუშაობა საშუალებას იძლევა, განთავსდნენ ისინი შეკიდულ ჭერში უშუალოდ ადამიანების სამყოფ ზონაში, რითაც მცირდება სავენტილაციო კომუნიკაციების სიგრძე და მარტივდება მონტაჟი.

5.5. სისტემები ჩილერებით და ფენკოილებით (ვენტილატორული კონვექტორებით)

ჩილერებიანი და ფენკოილებიანი სისტემების საშუალებით შესაძლებელია უზრუნველვყოთ ერთდროულად დიდი რაოდენობის სათავსებში, მაგალითად სასტუმროებში, ოფისებში და სხვა, სასურველი ტემპერატურის დამყარება და რეგულირება. კონდიციონერ-დამყვანებს, ანუ ვენტილატორულ კონვექტორებს (ფენკოილებს) შეუძლიათ დამოუკიდებლად ჩართვა-გამორთვა, სითბოს და სიცივის მწარმოებლობის ცვლილება. ეს სისტემები ფენკოილების თანდათანობითი მიმატებით შენობის ექსპლუატაციაში გაშვების საშუალებას იძლევა. გაცივება ხდება სითხით, რომელიც ცირკულირებს მილსადენების სისტემაში სიცივის წყაროდ ან ე.წ. ჩილერიდან ფენკოილებამდე.

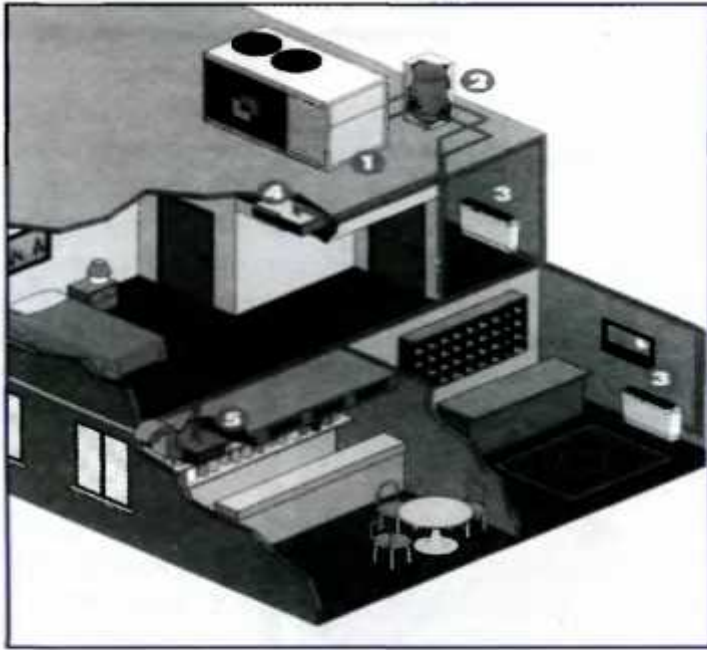
ჩილერი წარმოადგენს სამაცივრო მანქანას, რომლის საშუალებით ხდება სითხის (წყალი, მარილხსნარი) გაცივება. ჩილერის ზოგიერთ მოდელს შეუძლია მუშაობა თბური ტუმბოს რეჟიმში. ამ შემთხვევაში შესაძლებელია სათავსების შეთბობა.

ფენკოილი (ვენტილატორული კონვექტორი) არის აგრეგატი, რომელიც იდგმება სათავსში. მას გააჩნია თბომცვლელი ვენტილატორით, ფილტრი, მართვის პულტი (კორპუსში ჩამონტაჟებული ან გამოსატანი).

სათავსიდან ჰაერი ვენტილატორის მეშვეობით მიეწოდება ფენკოილის თბომცვლელს, სადაც ცივდება ან შეთბება. ფენკოილს შესაძლებელია მიეწოდოს გარკვეული რაოდენობის ატმოსფერული ჰაერი ცენტრალური კონდიციონერიდან ან მიმწოდებელი დანადგარიდან. ზოგიერთ შემთხვევაში ფენკოილის ვენტილატორი გარე ჰაერს შეიწოვს გარე კედლის ღიობიდან და შეურევს სათავსის ჰაერს. ამ დროს სისტემა ჩილერებით და ფენკოილებით ასრულებს ვენტილაციის ფუნქციასაც.

სითხის ცირკულაცია ჩილერიდან ფენკოილებზე ხორციელდება სატუმბო სადგურით, რომელიც შეიცავს საცირკულაციო ტუმბოებს, საფართოებელ ავზს, სააკუმულაციო ავზს, ჩამკეტ ატმატურას და საჭირო ავტომატიკას. სატუმბო სადგური შესაძლებელია იმართოს ჩილერის მიერ ან იმუშაოს დამოუკიდებლად.

ნახაზზე 5.25. ნაჩვენებია სისტემის სქემა ჩილერით, ფენკოილით და სატუმბო სადგურით:

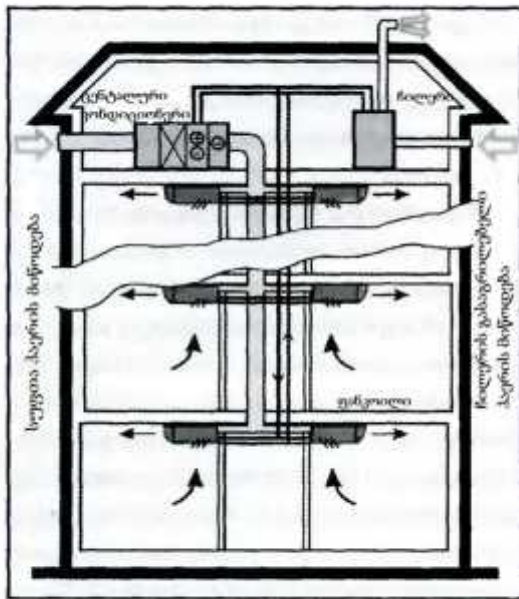


ნახ. 5.25. სისტემის სქემა ჩილერით, ფენკოილით და სატუმბო სადგურით

1. ჩილერი ღერძული ვენტილატორებით;
2. სატუმბო სადგური;
3. ვერტიკალური ფენკოილი;
4. უკორპუსო ჰორიზონტალური ფენკოილი;
5. ჰორიზონტალური ფენკოილი ატმოსფერული ჰაერის მიღებით.

ჩილერი კონდენსატორის ჰაერით გაცივებით (1) იდგმება შენობის სახურავზე. სატუმბო სადგური (2) განთავსდება მის გვერდით. მილსადენის სისტემით სითხე ნაწილდება შენობის სათავსებში სხვადასხვა ტიპის ფენკოილებთან (3,4,5). აღნიშნული სქემა უზრუნველყოფს სათავსების მხოლოდ კონდიციონერებს.

უფრო რთულია სქემა ცენტრალური კონდიციონერების გამოყენებით, რომელიც უზრუნველყოფს სათავსის ვენტილაციასაც (ნახაზზე 5.26.).



ნახ. 5.26. სისტემის სქემა ცენტრალური კონდიციონერის გამოყენებით.

ჩილერი ცენტრალური ვენტილატორებით იდგმება შენობის სხვენში ცენტრალური კონდიციონერის გვერდით. გაცივებული სითხე ჩილერიდან მიეწოდება სათავსებში განლაგებულ ფენკოილებსა და ცენტრალური კონდიციონერის თბომცვლელს.

ცენტრალური კონდიციონერი უზრუნველყოფს გაცივებული ჰაერის მიწოდებას სათავსებში სანიტარიული ნორმებით გათვალისწინებული რაოდენობით. თითოეულ სათავსში ტემპერატურის რეგულირებას ახდენენ ფენკოილები, რომელთაც მიეწოდებათ ატმოსფერული ჰაერი ცენტრალური კონდიციონერიდან და რეცირკულირებული ჰაერი სათავსიდან. საკითხის ამგვარი გადაწყვეტა მნიშვნელოვნად ამცირებს ჰაერის ხარჯს და შესაბამისად ცენტრალური კონდიციონერის ზომებს და ფასს, ვინაიდან სანიტარიული ნორმებით განსაზღვრული სავენტილაციო ჰაერის ხარჯი მნიშვნელოვნად მცირეა სათავსებში მოცემული ტემპერატურის დასამყარებლად საჭირო ჰაერის ხარჯზე.

სისტემას ჩილერებით და ფენკოილებით გააჩნია შემდეგი უპირატესობები:

- სისტემა საკმაოდ მოქნილია დიდი რაოდენობის სათავსების კონდიცირებისათვის. ერთ ჩილერს შეიძლება მიუერთდეს დიდი რაოდენობის ფენკოილები, ასევე ცენტრალური კონდიციონერის და სავენტილაციო დანადგარის თბომცვლელები. თითოეულ ფენკოილს შეუძლია იმუშაოს დამოუკიდებლად, შეიცვალოს მუშაობის რეჟიმი - ჩაირთოს ან გამოირთოს;

- შესაძლებელია არა მხოლოდ მთელი სისტემის თბური რეჟიმის შეკვეთა, არამედ თვითონ ფენკოილის მუშაობის რეჟიმის რეგულირება როგორც გამოტანილი, ასევე ფენკოილში ჩამონტაჟებული ან კედელზე განთავსებული მართვის პულტის საშუალებით;

- შესაძლებელია თანდათანობით გაიზარდოს ფეკოილების საერთო სიმძლავრე, რაც საშუალებას იძლევა ობიექტი ექსპლუატაციაში შეყვანილ იქნეს თანდათანობით, ცალკეულ ეტაპებად;

- არ არის ლიმიტირებული დაშორება ჩილერსა და ფენკოილებს შორის. იგი განისაზღვრება მხოლოდ სატუმბო სადგურის შესაძლებლობით და მილსადენების თბოიზოლაციით.

სისტემის ეფექტურად მუშაობისათვის დიდი მნიშვნელობა აქვს სითხის ხარჯს და მის ტემპერატურას. მაცივებელი სითხის ხარჯი თითოეულ ფენკოილზე განისაზღვრება საჭირო სიცივის წარმადობით, სითხის ტემპერატურით ფენკოილში შესვლაზე და გამოსვლაზე, სათავსის ტემპერატურაზე. ნებისმიერ პირობებში საჭიროა შენარჩუნებული იქნეს სითხის აუცილებელი ხარჯი ჩილერში, რომელიც განისაზღვრება ჩილერის სიცივის წარმადობით.

დიდი მნიშვნელობა აქვს ჩილერიდან გამომავალი სითხის ოპტიმალური ტემპერატურის შეჩვენას და სითხის ტემპერატურის სხვაობას ჩილერში შესვლისას და გამოსვლისას. როგორც წესი, წყლის ტემპერატურა ჩილერიდან გამოსვლისას შეადგენს 5 - 8 °C. ტემპერატურის სხვაობის ოპტიმალური მნიშვნელობაა 5 - 6 °C.

მნიშვნელოვანია ასევე წყლის მოცულობა სისტემაში. წყლის საჭირო მოცულობამ უნდა უზრუნველყოს სისტემის მუშაობა ჩილერის გაჩერებიდან მინიმუმ 5 წუთის განმავლობაში. თუ წყლის მოცულობა სისტემაში არ არის საკმარისი, საჭიროა დაიდგას სააკუმულაციო ავზი, რომელიც ზრდის სისტემის თბურ ინერციას. სისტემაში წყლის მოცულობაზეა დამოკიდებული საფართოებელი ავზის მოცულობა, რომელმაც კომპენსაცია უნდა გაუკეთოს მოცულობის გაზრდას მისი ტემპერატურის ცვლილებისას.

საფართოებელი ავზის მოცულობა გამოითვლება შემდეგნაირად:

$$V = \frac{V_{სისტ} - KDT}{1 + P_{სისტ}}, \frac{1}{1 + P_{ზღ}}$$

სადაც $V_{სისტ}$ არის წყლის მოცულობა სისტემაში, ლ;

K - მოცულობითი გაფართოების კოეფიციენტი;

$P_{სისტ}$ - სისტემაში საწყისი ზედმეტი წნევა, ბარ;

$P_{ზღ}$ - სისტემაში ზღვრული დასაშვები საწყისი წნევა, ბარ.

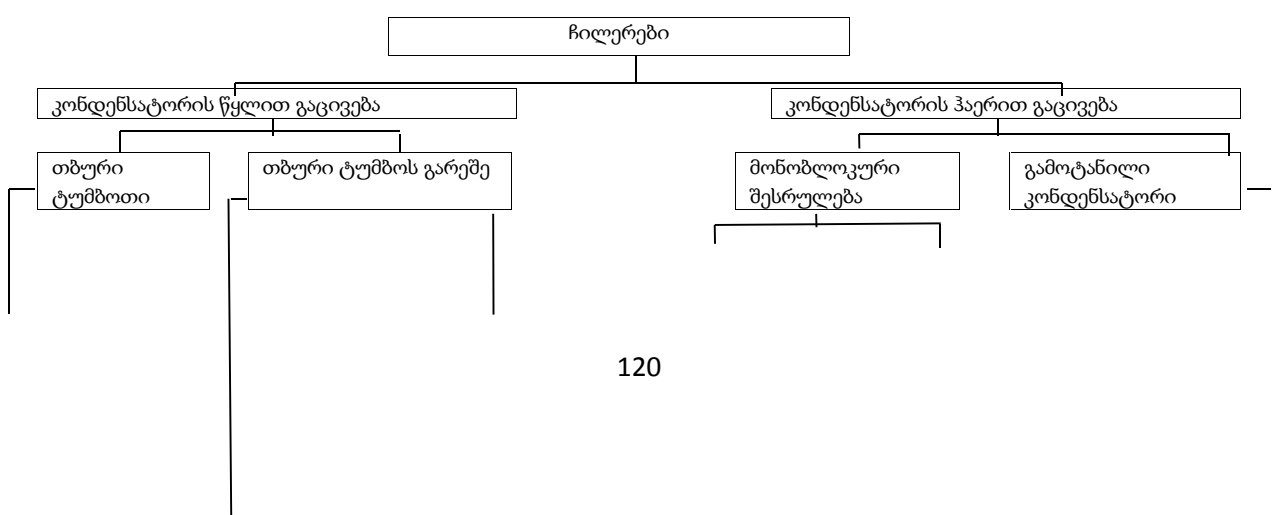
DT - წყლის ტემპერატურის ცვლილებების დიაპაზონი, °C.

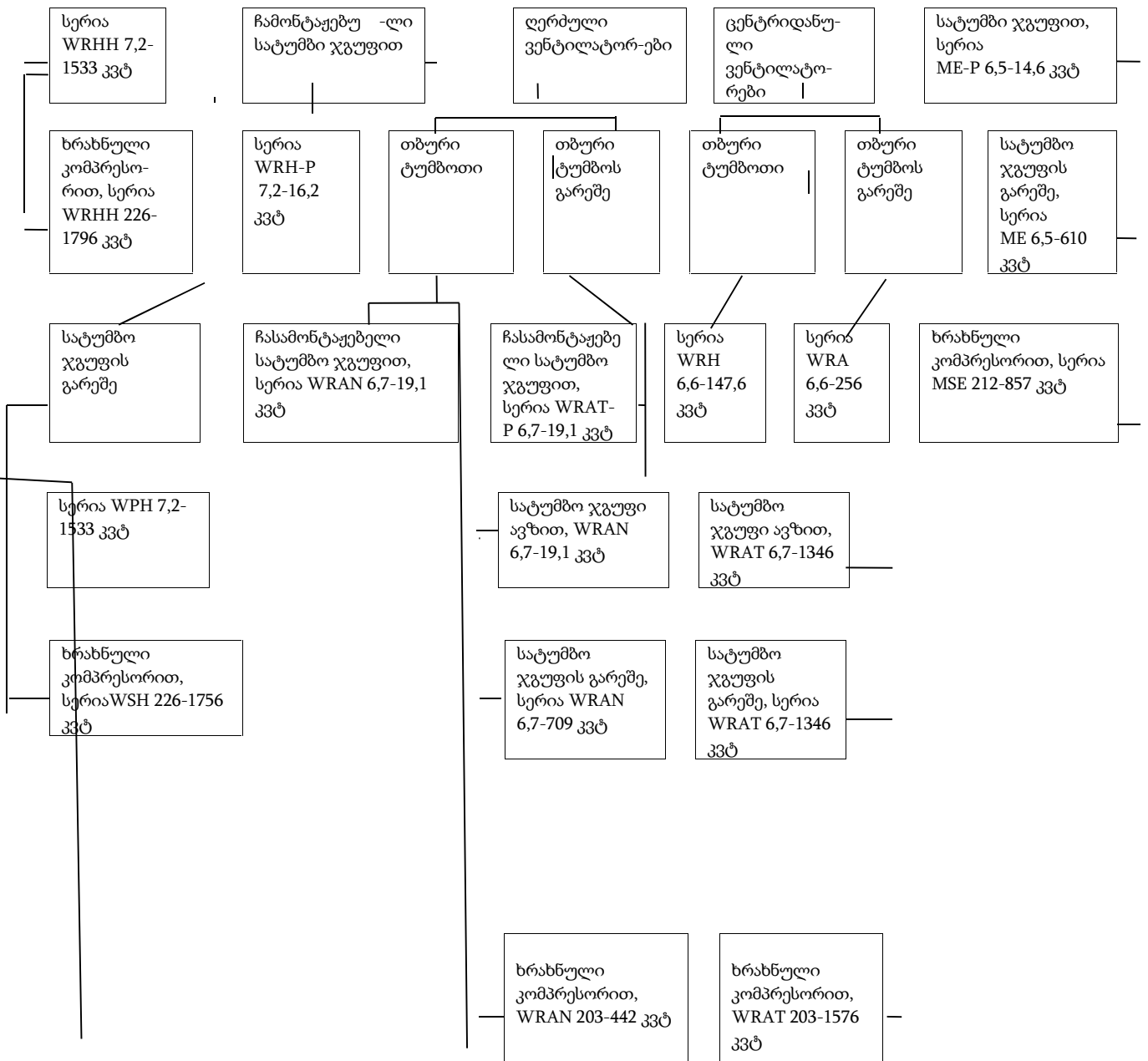
ისეთი სითხეების გამოყენების შემთხვევაში, რომლებიც იყინება ძალზე დაბალ ტემპერატურაზე (სხვადასხვა მარილის ხსნარები), შესაძლებელია მნიშვნელოვნად შემცირდეს სითხის მინიმალური საანგარიშო

ტემპერატურა. ამიტომ, შეიძლება იყოს -20 - დან $+40$ °C - მდე და -20 -დან $+60$ °C - მდე შეთბობაზე მუშაობის დროს.

ჩილერებს გააჩნიათ სიმძლავრის დიდი დიაპაზონი - რამდენიმე ერთეულიდან რამდენიმე ათას კილოვატამდე. ისინი განსხვავდებიან კონსტრუქციით (ჩასამონტაჟებელი და გამოსატანი კონდენსატორები), კონდენსატორის გაცივების მეთოდით (ჰაერით ან წყლით), მიერთების სქემით და სხვა. ჩილერს შეუძლია შეასრულოს თბური ტუმბოს ფუნქცია, რაც საშუალებას იძლევა მივიღოთ როგორც ცივი, ასევე ცხელი წყალი.

განვიხილოთ ჩილერის კონსტრუქციები და ტიპოლოგია ფირმა CLIVET-ის, ევროპული ლიდერის სამაცივრო მანქანების ბაზარზე წარმოებული დანადგარების მაგალითზე (ნახ. 5.27).





ფირმა CLIVET - ი აწარმოებს სხვადასხვა სიმძლავრის და მოდიფიკაციის დიდი რაოდენობით ჩილერებს ჰაერის, წყლის ან გამოსატანი კონდიციონერით. ზოგიერთ ჩილერს გააჩნია ჩამონტაჟებული ჰიდრავლიკური ჯგუფი საცირკულაციო ტუმბოებით, ავზებით და აუცილებელი აპარატურით. ამჟამად იწარმოება ახალი თაობის ჩილერები ხრახნული კომპრესორებით, რომლებიც აღჭურვილია მიკროპროცესორული სისტემებით და ამარტივებს მოწყობილობის მონტაჟს, ჩართვას და ექსპლუატაციას. ჩილერები კონდენსატორის საჰაერო

გაცივებით შეიძლება იყოს მონობლოკური შესრულებით ან გამოსატანი კონდესატორით. პირველ შემთხვევაში ჩილერი წარმოადგენს ავტონომიურ სამაცივრო მანქანას სამაცივრო ციკლის ყველა საჭირო ელემენტით - კონდესატორით, კომპრესორით, ამორთქლებლით, ჩამკეტი არმატურით, დაცვითი ელემენტებით და ავტომატიკით. ჩილერს მიუერთდება მხოლოდ თბომატარებლის მილსდენები. მეორე შემთხვევაში კონდესატორი დგება შენობის გარეთ, ხოლო თვით ჩილერი - შენობაში. თავის მხრივ, მონობლოკურ ჩილერებს ჰაერით გაცივებით შეიძლება ჰქონდეთ როგორც ღერძული, ასევე ცენტრიდანული ვენტილატორები. ღერძული ვენტილატორების შემთხვევაში ჩილერი იდგმება ღია გარემოში, მაგალითად ღია მოედანზე, სახურავზე, გარე კედელზე და ა.შ. ამ დროს საჭიროა მას ჰქონდეს ჰაერის თავისუფალი შესვლის და გამოსვლის საშუალება, ვინაიდან ღერძულ ვენტილატორს გააჩნია მცირე დაწნევა.

WRAT სერიის ჩილერები მუშაობენ მხოლოდ გაცივების რეჟიმში და გააჩნიათ სიმძლავრე 134 კვტ-მდე. WRAN სერიის ჩილერები მუშაობენ როგორც გაცივების, ასევე თბური ტუმბოს (გათბობის) რეჟიმში და გააჩნიათ სიმძლავრე 709 კვტ-მდე. 20 კვტ-მდე სიმძლავრის WRAT და WRAN სერიის ღერძულვენტილატორებიანი ჩილერების ძირითადი ტექნიკური მახასიათებლები მოცემულია ცხრილში 5.3. უფრო დიდი სიმძლავრის WRAT და WRAN სერიის ღერძულვენტილატორებიანი ჩილერების ძირითადი ტექნიკური მახასიათებლები მოცემულია ცხრილში 5.4.

ცხრილი 5.3. 20 კვტ - მდე სიმძლავრის WRAT და WRAN სერიის ღერძულვენტილატორებიანი ჩილერების ძირითადი ტექნიკური მახასიათებლები

WRAT და WRAN სერიის მოდელი		21	25	31	51	71
გაცივება (1)	სიცივის წარმადობა, კვტ	6,7	8,0	9,1	14,2	19,1
	კომპრესორის მოხმარებული სიმძლავრე, კვტ	1,8	2,1	2,5	4,2	5,9
გათბობა (2)	სითბოს წარმადობა, კვტ	6,8	8,3	9,5	15,1	21,1

	კომპრესორის მოხმარებული სიმძლავრე, კვტ	2,0	2,3	2,8	4,2	5,8
	კომპრესორის ტიპი	scole			დგუმიანი	
	კომპრესორის კვების ძაბვა B/Φ Γπ	220-240/1/150		380-415/3/50+N		
	ჰერმეტიკული კომპრესორების რაოდენობა, ცალი	1/11				
	სიმძლავრის გადართვის საფეხურების რაოდენობა, ცალი	1				
	ღერძული ვენტლატორები, ცალიxკვტ	1 x 0,16	1 x 0,16	2,007	2 x 0,16	1 x 0,32
	ჰაერის ხარჯი, ლ/წმ	930	970	1380	1945	2222
	WRAT-ის სატრანსპორტო მასა, კგ	81	92	95	118	160
	WRAN-ის სატრანსპორტო მასა, კგ	82	93	96	120	165
	სიგრძე, მმ	885	885	885	992	1310
	სიღრმე, მმ	350	350	350	420	545
	სიმაღლე, მმ	870	1070	1070	1150	1220

WRAT და ა WRAN სერიის მოდელი	91	101	121	102	142	182	202	242	292	322	362	404	464	524	564	604	
WRAT-ის სიცივის წარმადობა, კვტ	23,7	28,9	34,1	29,0	39,8	47,9	56,5	67,6	79,0	95,8	105,4	109,6	120,4	132,7	145,4	156,3	
WRAT-ის კომპრესორის მოხმ.სიმძლავრე, კვტ.	7,2	8,3	10,8	8,1	11,2	14,2	16,5	21,7	26,2	28,0	34,4	31,3	36,3	42,1	45,2	49,2	
გაცივება WRAN (1)	სიცივის წარმადობა, კვტ	20,6	27,3	33,8		37,7	40,8	54,1	66,7	78,6	95,1	104,9	106,4	118,2	131,5	143,6	153,8
	კომპრესორის მოხმ.სიმძლავრე, კვტ	7,1	9,1	11,5		11,9	14,4	18,4	23,3	24,7	27,6	33,9	31,8	35,7	39,7	44,0	48,3
გათბობა WRAN (2)	სითბოს წარმადობა, კვტ	23,1	31,1	37,2		41,2	45,7	61,3	73,1	92,1	100,2	115,1	127,1	142,8	158,6	177,6	188,3
	კომპრესორის მოხმ.სიმძლავრე, კვტ	6,9	9,1	11,3		11,6	13,7	18,1	22,5	25,9	27,2	32,9	33,4	38,1	42,1	45,7	49,9
კომპრესორის ტიპი	დგუშანი									scroll	დგუშანი						
კომპრესორის კვების ძაბვა, B	380-415/3/50+N											400/300/50					
ჰერმეტიული კომპრესორების რაოდენობა, ცალი	1/1			2/2													
ღერძული ვენტილატორები, ცალი, კვტ	1x0,32	2x0,22	2x0,22	2x0,22	2x0,32	2x0,32	4x0,22	4x0,22	3x0,63	3x1	3x1	3 x 14					
ჰაერის საერთო წარმადობა, მ ³ /წმ	2,08	3,02	3,02	3,02	4,16	4,16	6,04	6,04	8,7	11,6	11,6	17,5					
WRAT-ის სატრანსპორტომასა, კგ	238	286	290	340	389	430	500	510	780	788	810	1290	1310	1340	1385	1410	
WRAN-ის სატრანსპორტომასა, კგ	238	286	290	-	369	430	500	540	812	820	842	1420	1440	1480	1535	1560	
WRAT-ის სიგრძე, მმ	1435	1530	1530	1530	1642	2242	2242	2242	2645	2945	2945	2990	2990	2990	2990	2990	
WRAT-ის სიღრმე, მმ	678	678	678	678	954	954	954	954	1100	1100	1100	1095	1095	1095	1095	1095	
WRAT-ის სიმაღლე, მმ	970	1370	1370	1370	1570	1570	1570	157	1510	1570	1570	1940	1940	1940	1940	1940	
WRAN-ის სიგრძე, მმ	1435	1530	1530	-	1563	1563	2098	2098	2645	2945	2945	2990	2990	2990	2990	2990	
WRAN-ის სიღრმე, მმ	678	678	678	-	1107	1107	1107	1107	1100	1100	1100	1095	1095	1095	1095	1095	
WRAN-ის სიმაღლე, მმ	100	1400	1400	-	1570	1570	1570	1570	1510	1570	1570	1940	1940	1940	1940	1940	

ცხრილი 5.4

(1) მონაცემები მიეკუთვნება ამაორთქლებელში წყლის ტემპერატურის 12/7⁰C და ჰაერის ტემპერატურას კონდენსატორში შესვლისას +30⁰C

(2) მონაცემები მიეკუთვნება ამაორთქლებელში წყლის ტემპერატურას 40/45⁰C და ჰაერის ტემპერატურას კონდენსატორში შესვლისას +6,1⁰C (სველი თეტომეტრის ჩვენებით)

ჩილერი კონდენსატორის წყლით გაცივებით კონსტრუქციულად უფრო მარტივია და უფრო იაფი, ვიდრე ჩილერი ჰაერით გაცივებით. მაგრამ მათი გამოყენებისათვის საჭიროა ან არტეზიული გამდინარე წყალი, ან შხეფსაცივრის დანადგარები წყლის დაბრუნებითი სისტემით, რაც ართულებს მათ გამოყენებას. ჩილერის კონდენსატორიდან გამოსული წყლის გასაცივებლად ზოგჯერ გამოიყენება ცალკე მდგომი თბომცვლელები, რომლებიც გაიქრევა სპეციალური ვენტლატორით. ამ შემთხვევაში საჭიროა გათვალისწინებულ იქნეს საცირკულაციო ტუმბოები და საშუალებები თბომცვლელებში სითბოს მატარებლის გაყინვის თავიდან ასაცილებლად. ცხრილში 5.5. მოცემულია 150 კვტ-მდე სიმძლავრის WRH და WRHH სერიის ჩილერების კონდენსატორის წყლით გაცივებით ძირითადი ტექნიკური მახასიათებლები 5.5. 150 კვტ-მდე სიმძლავრის WRH და WRHH სერიის ჩილერების კონდენსატორის წყლით გაცივებით ძირითადი ტექნიკური მახასიათებლები.

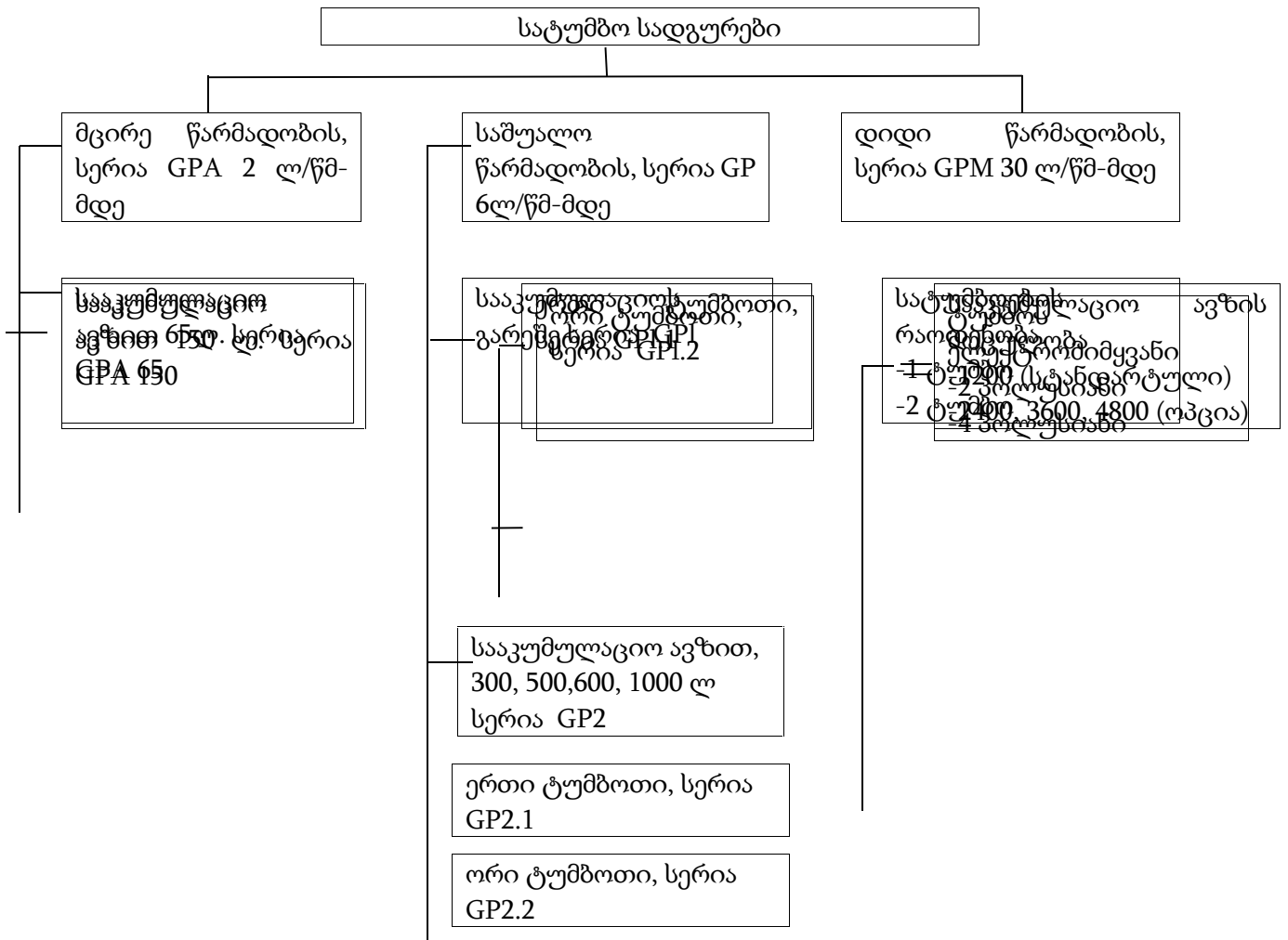
ცხრილი 5.5. 150კვტ-მდე სიმძლავრის WRH და WRHH სერიის ჩილერების კონდენსატორის წყლით გაცივებით ძირითადი ტექნიკური მახასიათებლები.

WRH და WRHH სერიის მოდელი		21	25	31	51	71	91	101	121	102	142	182	202	242	292	322	362	4
სიცივის წარმადობა, კვტ	WRH (1) WRHH (1)	7,2	8,7	10,0	16,2	22,0	27,6	32,0	38,6	32,1	44,0	55,3	64,0	77,3	90,0	114,8	127,7	1
სითბოს წარმადობა, კვტ	WRHH (2)	7,5	9,2	10,6	17,2	23,7	28,4	33,0	42,0	34,3	47,5	56,7	65,9	84,0	107,3	116,6	136,4	1
კომპრესორის ტიპი	scroll	დგუშიანი												scroll	დგუშიანი			
კომპრესორის კვების ძაბვა, B/Φ Γπ	220-240/1/150	380-415/3/50+N scroll																
ჰერმეტიკული კომპრესორების რაოდენობა, ცალი		1/1								2/2								
სიმძლავრის საფეხურების რაოდენობა, ცალი		1								2								2
WRH კომპრესორების მოხმარებული სიმძლავრე, კვტ		1,5	1,7	2,0	3,8	5,0	6,5	7,7	9,8	7,3	1,0	13,0	15,4	19,7	19,9	24,8	29,7	3
WRH კომპრესორების სატრანსპორტო მასა, კგ		51	54	55	86	128	129	134	140	169	245	248	260	271	366	384	406	4
სიგრძე, მმ		402				402				802				596				
სიღრმე, მმ		487				602				602				1068				
სიმაღლე, მმ		790				790				79				1539		1374		

- (1) მონაცემები მიეკუთვნება ამორთქლებელში წყლის ტემპერატურის 12/7 °C და წყლის ტემპერატურისას კონდენსატორში 35/40 °C.
- (2) მონაცემები მიეკუთვნება ამორთქლებელში წყლის ტემპერატურისას 45 °C და კონდენსაციის ტემპერატურა 12/7 °C.

სატუმბო სადგურები უზრუნველყოფენ საჭირო რაოდენობის თბომატარებლის მიწოდებას მომხმარებელთან და წარმოადგენენ აგრეგატს, რომელიც შეიცავს საცირკულაციო ტუმბოებს, საფართოებელ ავზს, ჩამკეტ არმატურას და

ავტომატიკას. ზოგიერთ სადგურში იდგმება აგრეთვე სააკუმულაციო ავზი. ფირმა KLIVENT-ის სატუმბო სადგურების ტიპოლოგია და კონსტრუქცია მოცემულია ნახაზზე 5.28.



ნახ.5.28. ფირმა KLIVENT-ის სატუმბო სადგურების ტიპოლოგია.

როგორც წესი, KLIVENT-ის სატუმბო სადგური მუშაობს ჩილერთან ერთად და ამიტომ შეიცავს ყველა საჭირო ელემენტს ჩილერთან დასაკავშირებლად და ელექტრონულ ელემენტებს - სამართავად.

GPA სერიის მცირე წარმადობის სატუმბო სადგურები განკუთვნილია 40-45 კვტ სიმძლავრის ჩილერებთან სამუშაოდ. სადგურები აღჭურვილია ერთი ტუმბოთი სიმძლავრით 300-დან 900 ვტ-მდე და გააჩნია აგრეთვე სააკუმულაციო ავზი 65 ან 150 ლ ტევადობით. GP სერიის საშუალო წარმადობის სატუმბო სადგურები მუშაობენ ჩილერებთან სიმძლავრით 140-150 კვტ. სადგური GP1 მუშაობს სააკუმულაციო ავზის გარეშე, ხოლო GP2 -ს გააჩნია სააკუმულაციო ავზი ტევადობით 300 - დან 1000 ლ-მდე. სააკუმულაციო ავზში შესაძლებელია ელექტროგამათბობლის ჩამონტაჟება სითხის შეთბობის ინტენსიფიკაციის მიზნით. GP1 და GP2 სადგურები შესაძლებელია მუშაობდნენ როგორც ერთი, ასევე

ორი ტუმბოთი. სააკუმულაციო ავზის ტევადობის შესაბამისად შეიძლება დაიდგას ერთი ან რამდენიმე საფართოებელი ავზი.

GPM სერიის დიდი წარმადობის სატუმბო სადგური განკუთვნილია 700 - 750 კვტ სიმძლავრის ჩილერებთან სამუშაოდ. სადგური, როგორც წესი, მუშაობს როგორც ცალკე აგრეგატის სახით, მაგრამ შესაძლებელია მისი გამოშვება WRAT და WSAT სერიის ჩილერებთან ერთი აგრეგატის სახით ნახევრად ჰერმეტიული კომპრესორებით - ისინი მუშაობენ ერთი ან ორი ტუმბოთი სიმძლავრით 1,5 - დან 15 კვტ - მდე. სტანდარტული სადგური ითვალისწინებს სააკუმულაციო ავზს 1200 ლ. ტევადობით. შესაძლებელია აგრეთვე მისი გამოშვება 2400, 3000 ან 4800 ლ. ტევადობის სააკუმულაციო ავზთან ერთად. GP, GPA და GPM სერიის სატუმბო სადგურების ტექნიკური მახასიათებლები მოცემულია ცხრილში 5.6

სატუმბო სადგურებს გააჩნიათ მართვის საკუთარი სისტემა, რომელიც უზრუნველყოფს სადგურის მდგომარეობის კონტროლს, ტუმბოების გადართვას, საავარიო სიგნალიზაციას და სადგურის გამორთვას თბომცვლელის ხარჯის ან წნევის დაცემისას. ჩილერებთან ერთობლივად მუშაობისას სადგურის მართვის სისტემა უერთდება ჩილერის მართვის სისტემას. ამ შემთხვევაში სადგურის ჩართვა ხორციელდება უშუალოდ ჩილერით, ხოლო სადგური, თავის მხრივ, აწვდის ჩილერს სიგნალს წყლის ნაკლებობის შემთხვევაში მისი გამორთვის აუცილებლობის შესახებ. ჩილერის მართვის პროგრამით შეიძლება მოცემულ იქნეს სადგურის ჩართვის და გამორთვის სხვადასხვა რეჟიმი:

- სადგურის შეუწყვეტელი მუშაობა; ამ შემთხვევაში, როცა ჩილერის კომპრესორები გამორთულია სადგურის ტუმბოები აგრძელებენ მუშაობას;
- სადგურის ციკლური მუშაობა; ამ შემთხვევაში სადგური ჩაირთვება ჩილერის ჩართვამდე გარკვეული დროით ადრე და გამორთვება კომპრესორის გამორთვიდან მოცემული დროის შემდეგ;
- სადგურის დამოუკიდებელი მუშაობა; ამ შემთხვევაში ჩილერი საერთოდ არ გასცემს სიგნალს სადგურის ჩართვაზე.

სისტემაში წყლის საჭირო ხარჯი განისაზღვრება ჩილერის სიცივის წარმადობით და ტემპერატურის საანგარიშო სხვაობით ჩილერში შესვლასა და გამოსვლაზე:

$$G = 862 \frac{Q_x}{3600\Delta t}$$

სადაც G - ჩილერში გამავალი წყლის ხარჯია, ლ/წმ;

Q_x - ჩილერის სიცივის წარმადობა, კვტ;

Δt - წყლის ტემპერატურის სხვაობა.

როგორც წესი ტემპერატურის სხვაობა მიიღება 5-6 °C. ჩილერის მართვის სისტემა არ დაუშვებს კომპრესორის განმეორებით ჩართვას გარკვეული დროის განმავლობაში. ჩილერის იძულებითი გამორთვის პერიოდში სათავსში ჰაერის ტემპერატურის გადახრა არ უნდა აღემატებოდეს დასაშვებ ზღვარს. ამ მიზანს ემსახურება სააკუმულაციო ავზები, რომელთა ტევადობა უნდა უზრუნველყოფდეს გაცივებას (ან გათბობას) დროის განმავლობაში მაშინ, როდესაც როცა ჩილერი არ მუშაობს. იმ შემთხვევისათვის, როცა კომპრესორი გაჩერებულია 6 წუთით, ხოლო ტემპერატურის გადახრა დასაშვებია 1,5 °C-ით, სააკუმულაციო ავზის ტევადობა გამოითვლება ფორმულით:

$$V = \frac{(8,5 P - 0,21V - 1,2V_{\Delta})}{Z} \text{ ლ,}$$

სადაც P არის ჩილერის მაქსიმალური წარმადობა, კვტ;

V - კონდიცირებული სათავსის მოცულობა, მ³;

V_Δ - სისტემაში წყლის რაოდენობა, ლ;

Z - სიმძლავრის კონტურების ან საფეხურების რაოდენობა.

ცხრილი 5.6. GP, GPA და GPM სერიის სატუმბო სადგურების ტექნიკური მახასიათებლები.

GP1 და GP2 სერიის მოდელი	00	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	10	11	12
დენის ძალა სრული დატვირთვის დროს, ა	0,8	1,1	1,8	2	1,6	2,2	2	2,8	3,6	4,4	2,8	3,6	4,5
სიმძლავრე სრული დატვირთვის დროს, კვტ	0,5	0,6	0,9	1,1	0,8	1,2	1,1	1,5	2	2,3	1,5	2,1	2,6
ძაბვა, ვატ.	380-415/3/50 + N												
საფართობი ჭურჭლის ტევადობა, ლ	12xGP1 16xGP2 (300-500ლ) 32xGP2 (1000 ლ)												
სატრანსპორტო მასა, კგ	70xGP1 130xGP2(300) 170xGP2(500) 250x GP2(600) 260xGP2 (1000)												
სიგრძე, მმ	616 (GP1.1- GP1.2)				831(GP2.1-300-500)				1305(GP2.2-600-1000)				
სიღრმე, მმ	529(GP1.1- GP1.2)				779(GP2.1-300-500)				881(GP2.2-600-1000)				

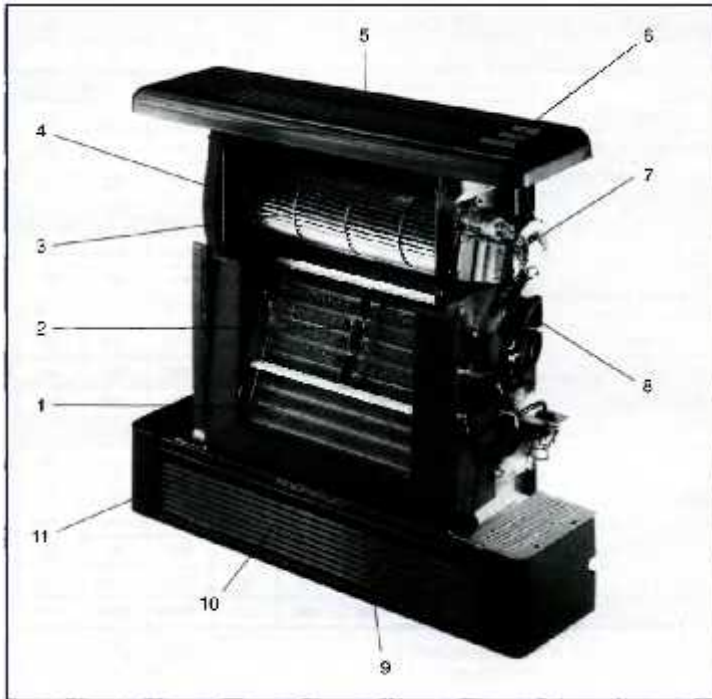
სიმაღლე, მმ	1299(GP1.1- GP1.2)	1502(300)	2225(500)	1502(600)	2225(1000)
-------------	--------------------	-----------	-----------	-----------	------------

GPA სერიის მოდელი		M0	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M9
	ნომინ სიმძლავრე, ვტ	300	450	300	450	550	750	450	550	750	900
	ნომინ დენის ძალა,ჯ	0,8	1,2	0,8	1,2	1,5	2,0	1,2	1,5	2,0	2,4
საფართოებელი ავზი	ტევადობა, ლ	8									
	მაქს. წნევა, კპა	800									
	ნორმ. წნევა, კპა	150									
საკუმულაციო ავზის ტევადობა, ლ	65 ლ xGPA 65					150 ლ xGPA 150					
დამცავი სარქველის დაყენება, კპა	600										
დენის ძაბვა, ვტ	400/3/50+N										
სატრანსპორტო მასა, კგ	72 კგ xGPA 65						87 კგ xGPA 150				
სიგრძე, მმ	600 მმ xGPA 65						790 მმ xGPA 150				
სიღრმე, მმ	470 მმ xGPA 65						600 მმ xGPA 150				
სიმაღლე, მმ	790 მმ xGPA 65						1186 მმ xGPA 150				

2 - პოლუსიანი	GPM სერიის მოდელი	60	61	62	63	68	69	70	71	78	79	80	81
	ნომინ.სიმძლავრე,კვტ	1,5	2,2	3,0	4,0	2,2	3,0	4,0	5,5	5,5	7,5	11,0	15,0
	სატრანსპორტო მასა,კგ	552	556	565	574	570	572	582	610	625	628	674	675
4 - პოლუსიანი	GPM სერიის მოდელი	83	85	87	90	91	92	93	94	98	99		
	ნომინ.სიმძლავრე,კვტ	0,75	1,5	2,2	1,5	1,5	2,2	4,0	5,5	5,5	7,5		
	სატრანსპორტო მასა, კგ	579	595	614	601	602	633	698	710	710			
საფართოებელი ავზი	ტევადობა, ლ	75											
	მაქს. წნევა, კპა	800											
	ნორმ.წნევა, კპა	150											

საკუმულაციო ავზის ტევადობა,ლ	1200(2400/3600/4800 ოპცია)
დამცავი სარქველის დაყენება, კპა	600

ფენკოილები ანუ ვენტილატორული კონვექტორები ხასიათდებიან დიდი მრავალფეროვნებით სიმძლავრის, კონსტრუქციული შესრულების, მართვის მეთოდის და გარეგანი სახის მიხედვით. ფანკოილები შეიძლება დადგან იატაკზე, კედელზე, ჭერზე ან ჩაამონტაჟონ ჰაერსატარში შეკიდული ჭერის უკან. ყველა შემთხვევაში ფანკოილი შედგება დანიშნულების მიხედვით ერთნაირი ძირითადი ელემენტებისაგან, რომლებიც ნაჩვენებია ნახაზზე 5.29.



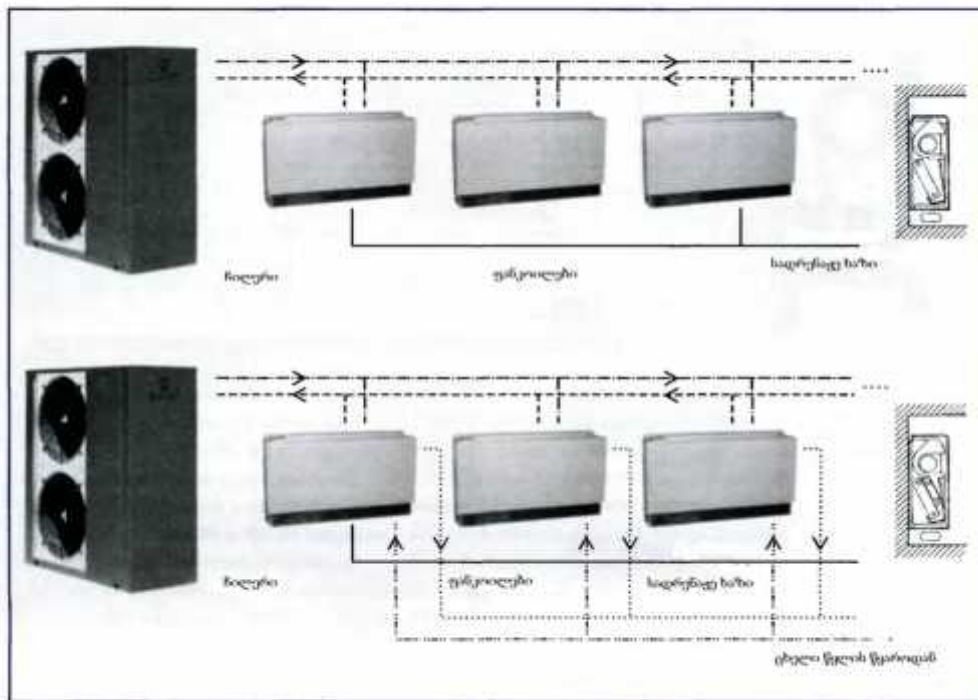
ნახ. 5.29. ფენკოილის კონსტრუქცია:

1. ძირითადი თბომცვლელი,
2. გამათბობელი,
3. ვენტილატორი,
4. სითბო-ხმაურის იზოლაცია,
5. ჰაერის გამოსასვლელი ცხაურა,
6. მართვის პულტი,
7. ელექტროძრავა,
8. შემაერთებელი ქურო,
9. ადვილადმოხსნადი ფილტრი,
10. ჰაერის შესასვლელი ცხაურა,
11. ქვეშეთი დრენაჟისათვის.

ფენკოილის ძირითად ნაწილს წარმოადგენს თბომცვლელი წიბოებიანი მილებით, რომლებშიც გაივლის ცივი ან ცხელი წყალი. თბომცვლელის მილსადენი

ორი ან სამრიგანია. თუ ფენკოილს ერთი თბომცვლელი გააჩნია, მაშინ ის ორმილოვანია. ზოგიერთ შემთხვევაში ფანკოილში ჩამონტაჟებულია მეორე თბომცვლელი ან მილსადენების დამატებითი რიგი, რომლებიც ცენტრალური გათბობის სისტემის ცხელი წყლის წყაროსთან დამოუკიდებელადაა მიერთებული. ამგვარ ფენკოილს უწოდებენ ოთხმილოვანს. ოთხმილოვანი ფენკოილი ზაფხულში მუშაობს როგორც გამაცივებლები ჩილერის მეშვეობით, ზამთარში კი როგორც ცენტრალური გათბობის ჩვეულებრივი რადიატორები.

ორმილოვანი და ოთხმილოვანი ფენკოილების სიცივის და სითბოს წყაროებთან მიერთების სქემა მოცემულია ნახაზზე 5.30



ნახ. 5.30. ფენკოილის მიერთების სქემა.

მცირე სიმძლავრის ფენკოილებში გამოიყენება რადიატორი, „ტანგენციალური“ ტიპის ვენტილატორები, ხოლო საშუალო და დიდ სიმძლავრის ფენკოილებში - ცენტრიდანული ტიპის ვენტილატორები. ვენტილატორი ჰაერის ნაკადს თანაბრად ანაწილებს ფენკოილის მთელ სიგრძეზე და მუშაობს ხმაურის დაბალი დონით.

ვენტილატორი აღჭურვილია როტორის ტიპის, თვითგაგრილების ელექტროძრავით. როგორც წესი, ელექტროძრავას შეიძლება ჰქონდეს რამდენიმე ფიქსირებული ბრუნვის სიჩქარე ან სიჩქარის ადვილად რეგულირება.

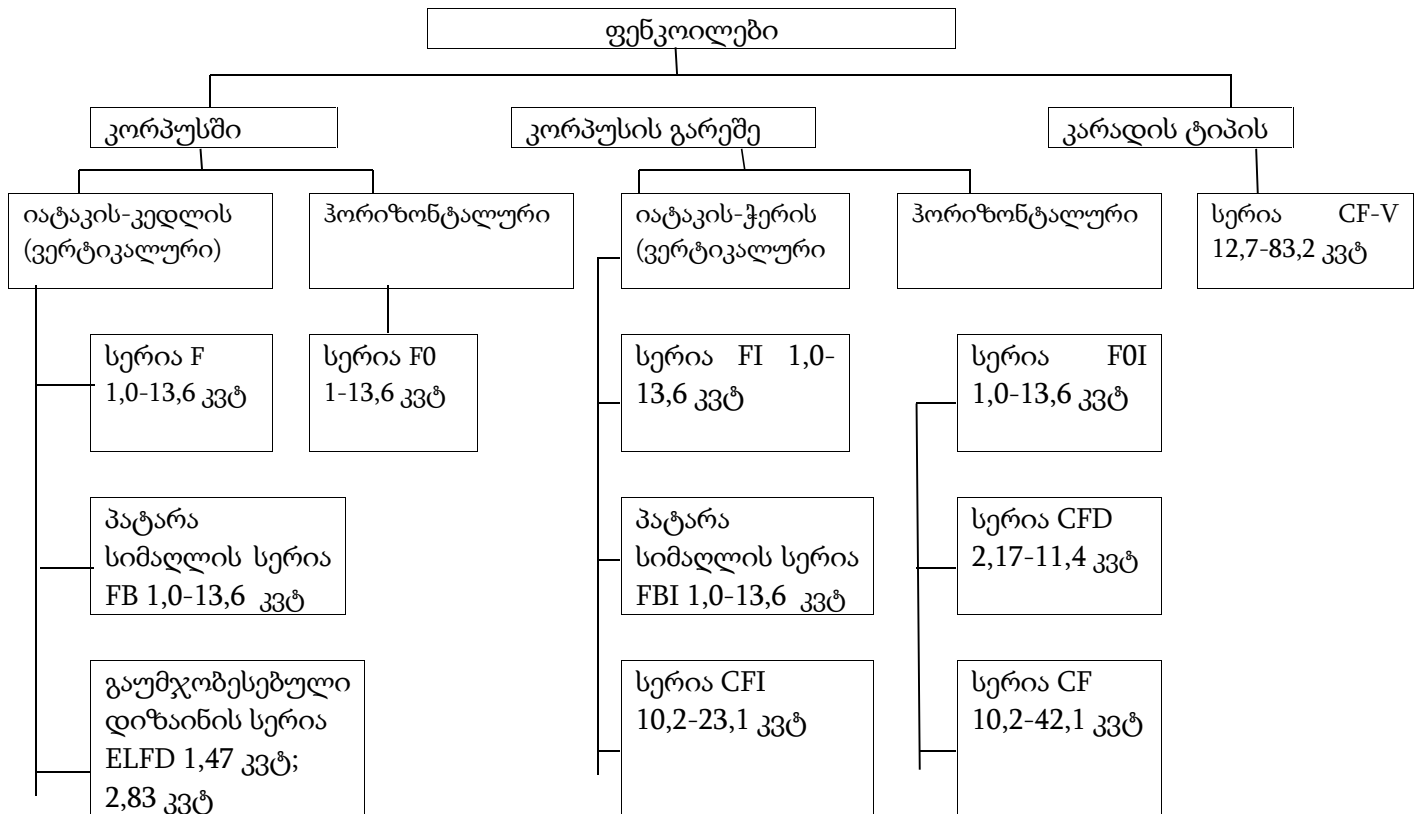
კონდენსატის შესაგროვებელი ქვეშეთი უზრუნველყოფს თბომცვლელიდან კონდენსატის შეგროვებასა და გადაღვრას როგორც ვერტიკალური, ასევე ჰორიზონტალური ფენკოილების შემთხვევაში.

ჰაერის გასაწმენდად გამოიყენება ადვილად მოსახსნელი საჰაერო ფილტრი ღია უჯრედებით, გამოსადეგი მეორეული გამოყენებისათვის. ფილტრი განთავსებულია ჩარჩოში და ფიქსირებულია ფენკოილის კორპუსზე სპეციალური მიმართულებით.

ფენკოილში იდგმება წყლის ან ელექტროგამათბობელი გათბობის რეჟიმში ფენკოილის მუშაობის ეფექტურობის ასამაღლებლად.

ფენკოილის მართვა შეიძლება შესრულდეს როგორც ხელით, ასევე ავტომატურად თერმოსტატის საშუალებით. ხელით მართვის შემთხვევაში ვენტილატორის სიჩქარე განისაზღვრება ფენკოილის კორპუსზე ან კედელზე დამონტაჟებული მართვის პულტით, ან დინსტანციურად.

ავტომატური მართვის დროს იზომება ჰაერის ტემპერატურა ფენკოილში შესვლისას ან ტემპერატურა სათავსში, რის შემდეგაც თერმოსტატი ჩართავს ან გამორთავს ვენტილატორს მოცემული სიჩქარით. გამოიყენება აგრეთვე ვენტილატორის სიჩქარის რეგულირება. მართვის ორივე შემთხვევაში (ვენტილატორის სიჩქარის ან მისი გამორთვის დროს) ფენკოილში გაივლის გარკვეული რაოდენობის თბომატარებელი. ამიტომ გამორთული ვენტილატორის შემთხვევაშიც ფენკოილი მცირე ეფექტურობით, მაგრამ მაინც აგრძელებს სათავსის გაცივებას ან გათბობას. სიტუაცია რთულდება, როდესაც ფენკოილში გადის ჰაერი ცენტრალური კონდიციონერიდან ან მომწოდებელი დანადგარიდან. ამ დროს, გამორთული ვენტილატორის პირობებში, სათავსში გრძელდება ცივი ჰაერის მიწოდება. ამ მოვლენის აღსაკვეთად რეკომენდებულია ფენკოილის წინ სამსვლიანი ონკანის დაყენება, რომელიც გამორთული ვენტილატორის პირობებში თბომატარებელს არ გაატარებს ფენკოილში.

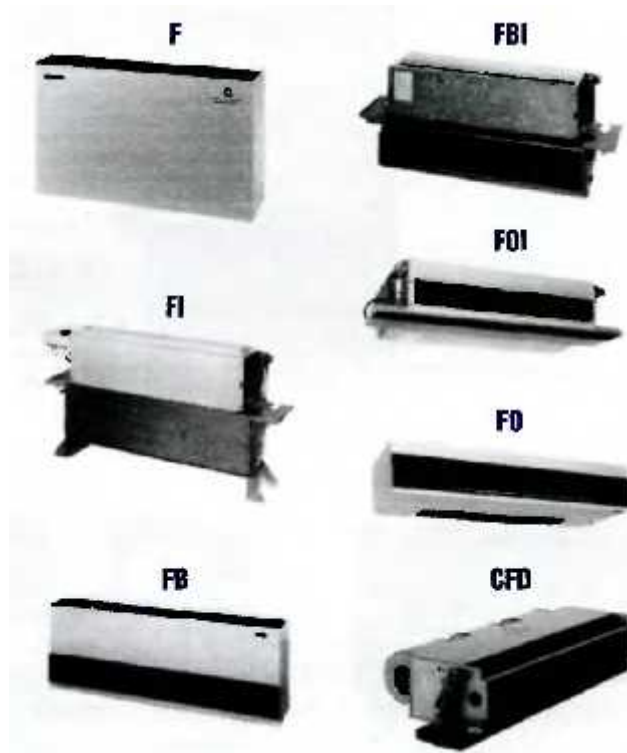


ნახ. 5.31. მოცემულია ფირმა KLIVENT-ის ფენკოილების ტიპოლოგია.

ფირმა KLIVENT-ის ფენკოილების სახე და ძირითადი ტექნიკური მახასიათებლები მოცემულია ნახაზზე 5.32 და 5.33.

F, FB, FO, FI, FBI სერიის მოდელი	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ჰაერის ნორმალური ხარჯი მ ³ /სთ, მაქს	190	360	500	710	850	1015	1185	1360	1510	1700
სიცივის წარმადობა (1), კვტ	1,0	2,7	4,0	5,3	6,0	7,6	9,2	10,9	11,8	13,6
სითბოს წარმადობა (2), კვტ	2,6	5,2	7,4	10,2	11,9	14,5	17,1	19,7	21,5	24,4
სიგრძე (F- FO-FB), მმ	640	840	1040	1240	1240	1440	1640	1840		2040
სიგრძე (FI-FBI), მმ	540	740	940	1140	1140	1340	1540	1740		1940
სიგრძე (FOI), მმ	500	700	900	1100	1100	1340	1500	1700		1900

სერიის მოდელი	სიღრმე	სიმაღლე
F,	220	445
FI	220	465
FO	240	505
FOI	230	465
FB	245	445
FBI	232	425



CFD სერიის მოდელი	7	11	15	21	25	31	41	
სიცივის წარმადობა (1), კვტ	2,2	3,2	4,9	6,2	7,9	9,1	11,4	
სითბოს წარმადობა (2), კვტ	4,7	5,9	9,4	11,5	14,4	18,8	20,9	
ცენტრიდანული ვენტილატორი, ცალი	1		2		3		4	
ჰაერის ნორმალური ხარჯი, ნ/წმ	S	144	174	286	333	429	497	650
	H	161	211	333	417	496	612	806
ელექტროდენის ძაბვა, ვტ	220-240/1/50							
სიგრძე, მმ	515	615	875	1025	1235	1355	1455	
	555x272							
	15	17	24	30	35	38	46	

(1) მონაცემები მიეკუთვნება ჰაერის ტემპერატურას შესვლაზე 27 °C და წყლის ტემპერატურას 7/12 °C.

(2) მონაცემები მიეკუთვნება ჰაერის ტემპერატურას შესვლაზე 20 °C და წყლის ტემპერატურას 70/60 °C.

ნახ. 5.33 ფირმა KLIVENT-ის CF სერიის ფენკოილები.

CFI სერიის მოდელი	25	31	41	51	71
სიცივის წარმადობა (1) კვტ	10,2	12,0	15,6	18,6	23,1
ვენტილატორის ძრავა x მოცემული სიმძლავრე, ცალი x ვტ	1x147	1x184		1x420	1x600
მაბვა, ვტ	220-240/1/50				
ჰაერის ნომინალური ხარჯი, მ ³ /წმ	417	500	639	806	1055
სატრანსპორტო მასა, კგ	38	45	50	60	71

CF სერიის მოდელი	25	31	41	51	71	91	121
სიცივის წარმადობა (1), კვტ	10,2	12	15,6	18,6	23,1	30,9	42,1
ვენტილატორის ძრავი x მოხმარებული სიმძლავრე, ცალი x ვტ	1 x 147	1 x 184	1 x 420	1 x 600	1 x 750	1 x 1100	
ჰაერის ნომინალური ხარჯი, ლ/წმ	417	500	639	806	1055	1417	1889
სატრანსპორტო მასა, კგ	38	45	50	60	71	138	158



CFI



CF



CFV

CFV სერიის მოდელი	31	41	51	71	91	101	121	142	182	202	242
სიცივის წარმადობა(1), კვტ	12,7	17,9	20,3	26,0	34,8	41,2	45,3	61,6	70,2	78,4	83,2
ვენტილატორის ძრავი x მოხმარებული სიმძლავრე, ცალი x ვტ	1x 0,25		1x 0,52	1x 0,8	1x 0,25	1x 1,1	1x 1,15		1x2,2		1x 1,3
მაბვა, ვტ	220-240/1/50				380-415/3/50+N						
ჰაერის ნომინალური ხარჯი, ლ/წმ	569	778	944	1166	1597	1889	2167	2638	3194	3472	3888
სატრანსპორტო მასა, კგ	96	117	123	140	185	210	215	250	260	290	285

(1) მონაცემები მიეკუთვნება ჰაერის ტემპერატურას შესვლაზე 27°C და წყლის ტემპერატურას 7/16°C.

ფორმა KLIVENT-ი აწარმოებს აგრეთვე გაუმჯობესებული დიზაინის და კონსტრუქციის ELFO სერიის ფენკოილებს რომელთა სახე და ძირითადი ტექნიკური მახასიათებლები მოცემულია ნახაზზე 5.34 .

ნახ. 5.34. ELFO სერიის ფორმა KLIVENT-ის ფენკოილები.

ELFO სერიის მოდელი	5	11
სიცივის წარმადობა(1), კვტ	1,47	2,83
სითბოს წარმადობა(1), კვტ	2,84	5,6
ჰაერის ნომინალური ხარჯი, ლ/წმ	69,5	139
ძაბვა, ვტ	230/1/50	
მოხმარებული სიმძლავრე, ვტ	18	18
სიგრძე, მმ	500	825
სიღრმე x სიმაღლე, მმ	185 x 518	180 x 518
სატრანსპორტო მასა, კგ	12,3	15,5



(1) მონაცემები მიეკუთვნება ჰაერის ტემპერატურას შესვლაზე 26°C და წყლის ტემპერატურას 7/12°C.

(2) მონაცემები მიეკუთვნება ჰაერის ტემპერატურას შესვლაზე 10°C და წყლის ტემპერატურას 80/70°C.

ELFO 5



ELFO 5

ELFO 1



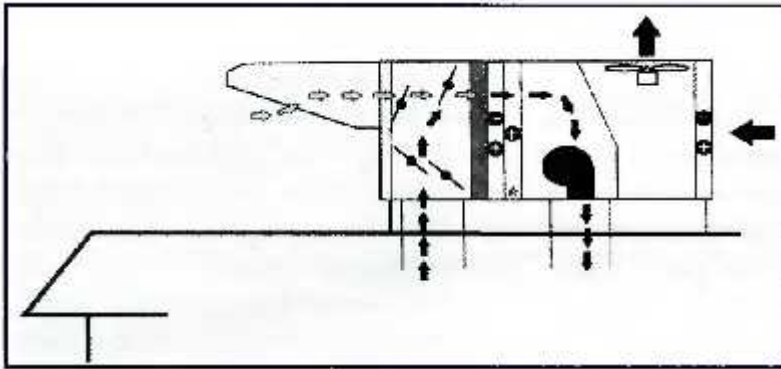
ELFO 11

5.6 .სახურავის კონდიციონერები

სახურავის კონდიციონერების ძირითად ნაწილს წარმოადგენს სამაცივრო მანქანა, რომელიც შესრულებულია მონობლოკის სახით და იდგმება შენობის ბრტყელ სახურავზე. თუ სახურავი დახრილია, კონდიციონერი იდგმება სპეციალურ ჩარჩოზე.

სახურავის კონდიციონერები ერთდროულად ახორციელებენ ვენტილაციას და სათავსში ჰაერის ტემპერატურის რეგულირებას. ისინი ძირითადად გამოიყენება დიდი სუპერმარკეტების, სპორტული დარბაზების, საკონფერენციო დარბაზების და სხვა. ერთიანი სახურავის მქონე დიდი სათავსების ვენტილაციის და ჰაერის კონდიციონერებისათვის.

სახურავის კონდიციონერის ტიპური სქემა მოცემულია ნახაზზე 5.35.



ნახ. 5.35. სახურავის კონდიციონერის სქემა.

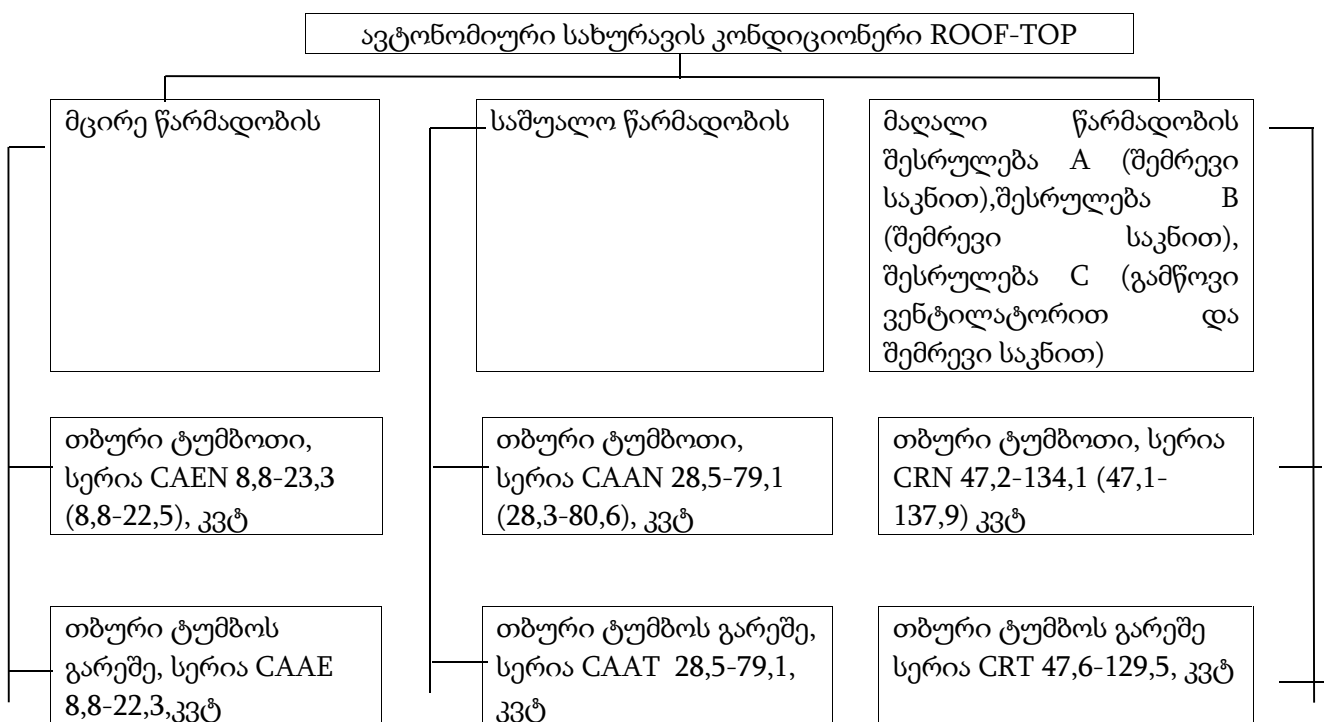
ატმოსფერული ჰაერი მიიღება კონდიციონერის მიმღები ცხაურით და შემდეგ საკანში შეერევა სათავსიდან ჰაერსატარების სისტემით მიღებულ რეცირკულირებულ ჰაერს. ატმოსფერულ და რეცირკულირებულ ჰაერთა საჭირო შეფარდების უზრუნველყოფა ხდება სარქველების საშუალებით. შემდეგი საკნიდან ნარევი გაივლის ფილტრს და მიეწოდება სამაცივრე მანქანის თბომცველს (ამორთქლებელს ან კონდენსატორს), სადაც იგი ცივდება და თბება (კონდიციონერებში თბური ტუმბოთი). ჰაერის შესათბობად შესაძლებელია კონდიციონერში ჩაიდგას დამატებითი ელექტრო, ან წყლის გამათბობელი შესაძლებელია გაზის გამათბობელიც, მაგრამ ის იშვიათად გამოიყენება). თბომცველის შემდეგ ჰაერი საჭირო ტემპერატურით ცენტრიდანული ვენტილატორის საშუალებით მიეწოდება გამანაწილებელი ჰაერსატარის სისტემას.

ჰაერი სამაცივრო ციკლის კონდენსატორის გასაცივებლად მიიღება ატმოსფეროდან სპეციალური ვენტილატორით, რომელიც შედის კონდიციონერის კონსტრუქციაში და შემდეგ გამოიტყორცნება ატმოსფეროში.

სახურავის კონდიციონერები ხასიათდებიან:

- სიმძლავრის დიდი დიაპაზონით - 8 - დან 140 კვტ - მდე სიცივეზე და სითბოზე და შესაბამისი ჰაერის ხარჯით -1500 დან 25000 მ³/სთ - მდე;
- კომპაქტურობით და მონტაჟის სიმარტივით;
- მაღალი საიმედოობით და ექსპლუატაციის ეკონომიურობით;
- ავტომატიკის ერთიანი სისტემით, რომელიც საშუალებას იძლევა შეარჩიოს მუშაობის რეჟიმი;
- ნაკლებად ხმაურიანი მუშაობით.

ფირმა KLIVENT-ის სახურავის კონდიციონერების ტიპოლოგია მოცემულია ნახაზზე 5.36



ნახ. 5.36. ფირმა KLIVENT-ის სახურავის კონდიციონერების ტიპოლოგია.

ყველა განხილული კონდიციონერის კონდენსატორის გაცივება ხდება ატმოსფერული ჰაერით ღერძული ვენტილატორის საშუალებით. ამიტომ, საჭიროა უზრუნველყოფილ იქნეს ჰაერის თავისუფლად მიღება და გაწოვა და გამოირიცხოს გაწოვილი ჰაერის მოხვედრა ვენტილატორთან შესვლისას. საჭიროა გათვალისწინებულ იქნეს, რომ გაცივების რეჟიმში მუშაობისას კონდიციონერი გარემოში უშვებს დიდი რაოდენობით სითბოს.

სიმძლავრის და სათავსში მოწოდებული ჰაერის რაოდენობის მიხედვით CLIVENT-ის კონდიციონერები პირობითად იყოფა სამ ჯგუფად - მცირე, საშუალო და მაღალი წარმადობის. ძირითადი განსხვავება მდგომარეობს გარემოდან ჰაერის

მიღების, მათი შერევის და გამანაწილებელ ჰაერსატარებში მიწოდების ორგანიზებაში.

მცირე წარმადობის, თბური ტუმბოს გარეშე CAAE, CAAT სერიის და თბური ტუმბოთი CAEN, CAAN სერიის კონდიციონერებს არ გააჩნიათ სპეციალური შემრევი საკანი. ამიტომ საჭიროა გათვალისწინებულ იქნეს გარე და რეცირკულირებული ჰაერის შერევა მიმწოდებელ ჰაერსატარებში ან სპეციალურ საკანში.

CAAT(CAAN) და CAAE (CAAN) სერიის სახურავის კონდიციონერების სახე ძირითადი ტექნიკური მახასიათებლები მოცემულია ნახაზზე 5.37.



CAAE /CAAN 25



CAAT/ CAAN 242

სერიის მოდელი	25	31	41	51	71	9,1	10,1	12,1	10,2	16,2	182	202	242
ბლოკის ტიპი	CAAE /CAAN					CAAT/ CAAN							

გაცივება (1)	სიცივის წარმადობა, კვტ	8,8	11,3	14,4	16,8	22,3	28,5	31,8	39,6	32,2	49,2	52,6	64,2	79,1	
	კომპრესორის მოხმ. სიმძლავრე, კვტ	2,4	2,9	3,7	4,5	6,1	7,9	9,3	11,8	8,8	13,5	15,5	17,9	23,2	
გათბობა (2)	სითბოს წარმადობა, კვტ	8,8	11,3	14,3	16,3	22,5	28,3	32,2	39,6	32,8	49,4	53,7	65,5	89,6	
	კომპრესორის მოხმ. სიმძლავრე, კვტ	2,2	2,7	3,5	4,0	5,5	6,8	8,2	10,4	8,0	12,0	13,6	17,0	21,1	
ვენტილატორის ძრავის მოხმარებული სიმძლავრე, ვტ		0,245	0,245	0,245	0,515	0,55	1,1	1,5	1,5	1,5	2,2	2,2	2x1,1	2x1,5	
გარე სტატიკური დაწნევა, პა		125	80	115	90	120	175	200	190	200	230	150	190	220	
ჰაერის ხარჯი, მ ³ /წმ		0,42	0,60	0,72	0,84	1,22	1,67	1,89	1,89	1,89	2,89	3,13	3,47	3,89	
სატრანსპორტო მასა, კგ	CAAE/ CAAT	160	170	200	203	270	436	458	480	463	725	738	840	925	
	CAAN/ CAAN	164	174	204	207	274	486	511	538	516	780	790	900	1000	
ჰერმეტიკული კომპრესორების რაოდენობა, ცალი		1/1						1/1			2/2				
სიგრძე, მმ		1100	1100	1175	1400	1520	1520	1520	1520	1520	1600	1600	1780	1780	
სიღრმე, მმ		920	920	1000	1000	1120	1560	1560	1560	1560	2220	2220	2220	2220	
სიმაღლე, მმ		875	875	925	925	1075	1097	1097	1097	1097	1224	1224	1644	1644	

ნახ. 5.37. CAAT(CAAN) და CAAE (CAAN) სერიის სახურავის კონდიციონერების სახე ძირითადი ტექნიკური მახასიათებლები.

- (1) მონაცემები მიეკუთვნება ამორთქლებელში წყლის ტემპერატურას 12/7°C და ჰაერის ტემპერატურას კონდიციონერში შესვლისას 30°C,
- (2) მონაცემები მიეკუთვნება კონდიციონერში წყლის ტემპერატურას 40/45°C და ჰაერის ტემპერატურას კონდიციონერში შესვლისას +6,1°C, (სველი თერმომეტრის ჩვენებით).

შედარებით რთულია როგორც კონსტრუქციულად, ასევე მოდიფიკაციის შესაძლებლობებით, მაღალი სიმძლავრის CRT სერიის კონდიციონერები თბური ტუმბოს გარეშე და CRN სერიის თბური ტუმბოთი. მათი გარეგანი სახე და ძირითადი ტექნიკური მახასიათებლები მოცემულია ნახაზზე 5.38.

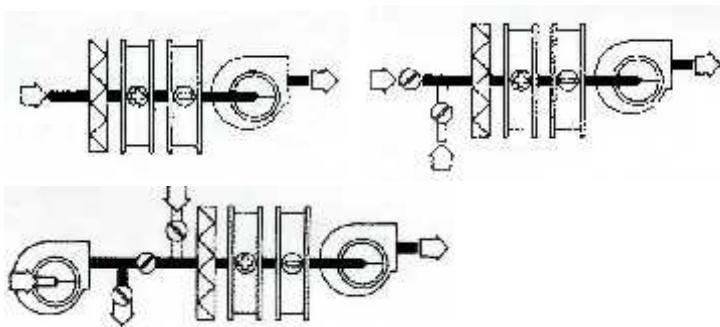
CRT და CRN სერიის მოდელი			142	182	202	242	292	322	362
გაცივება	სიცივის წარმადობა, კვტ	CRT	47,6	55,5	71,1	80,7	101,1	114,9	129,5
		CRN	47,2	56,0	70,5	80,1	101,5	118,9	134,1
	კომპრესორის მოხმარებული სიმძლავრე, კვტ	CRT	12,6	16,1	18,1	23,9	25,0	29,7	36,5
		CRN	12,3	15,4	18,1	23,3	24,7	29,3	35,6
გათბობა	სითბოს წარმადობა, კვტ		47,1	56	69,2	82,2	99,9	120	1379

	კომპრესორის მოხმარებული სიმძლავრე, კვტ	11,3	13,8	16,8	21,1	23,4	26,9	33
	ვენტილატორის ძრავის მოხმ.სიმძლავრე, კვტ	1,5	2,2	3	3	4	4	4
	ჰაერის ნომინალური ხარჯი, მ ³ /წმ	2,28	2,78	3,33	3,89	5,0	5,55	6,11
	ჰერმეტიული კომპრესორების რაოდენობა, ცალი	2/2						
სატრანსპორტო მასა	CRT-A	1000	1090	122	1280	1550	1565	1610
	CRN-A	1100	1110	1240	1300	1570	1585	1630

CRT/ CRN სერიის მოდელი	142	182	202	242	322	362
„A“ მოდიფიკაციის სიგრძე, მმ	2557		3070		3670	
„B“ მოდიფიკაციის სიგრძე, მმ	3298		3848		4450	
„C“ მოდიფიკაციის სიგრძე, მმ	4306		5056		5995	
სიმაღლე, მმ	2100		2100		2100	
სიგანე, მმ	1373		1373		1655	



CRT / CRN 362



მოდულიზაცია „A“
ბაზისური ბლოკი
ფილტრის სექციით
და სათავსიდან
ჰაერის პირდაპირი
მიღებით.

მოდულიზაცია „B“
იგივე, შემრევი
საკნით.

მოდულიზაცია „C“
იგივე, დამატებითი
ვენტილატორით,
რეგულაციით და გარე
ჰაერის მიღებით.

ნახ.5.38. CRT და CRN სერიის სახურავის კონდიციონერები

CRT და CRN სერიის კონდიციონერები არსებობს სამი ტიპის A, B და C, რომლებიც ერთმანეთისაგან განსხვავდებიან მიმღები სექციის სქემით. ყველაზე მარტივია A ტიპის შესრულება, რომელიც წარმოადგენს საბაზისო ბლოკს. მიმღები სექცია უერთდება ჰაერსატარს სათავსიდან. აღჭურვილია ჰაერის ფილტრით და აქვს სტანდარტული გამოსასვლელი სხვადასხვა მიმართულებით სათავში მისაწოდებლად. მიმღებ სექციაში არ არის გათვალისწინებული ატმოსფერული და რეცირკულირებული ჰაერის შერევა. საჭიროების შემთხვევაში ასეთი შერევა უნდა განხორციელდეს ჰაერსატარში.

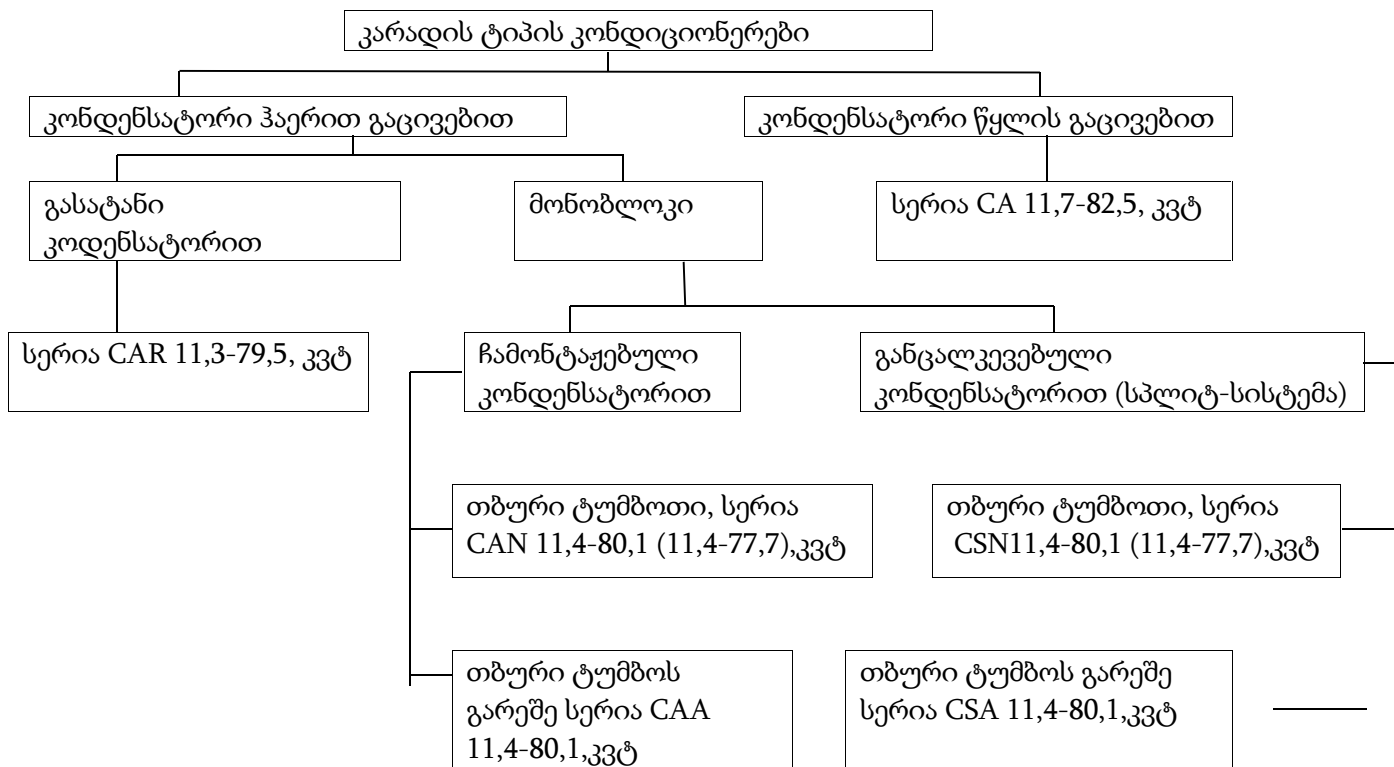
შედარებით რთული შესრულების ტიპი B იძლევა ატმოსფერული და რეცირკულირებული ჰაერის შეფარდების რეგულირების საშუალებას მოცემული მოთხოვნის შესაბამისად. შემრევ სექციაში შემოდის როგორც ატმოსფერული, ასევე რეცირკულირებული ჰაერი, ხოლო ნარევი სათავსს მიეწოდება ცენტრიდანული ვენტილატორის საშუალებით.

C ტიპის შესრულება საშუალებას იძლევა არა მხოლოდ ვარეგულიროთ ატმოსფერული და რეცირკულირებული ჰაერის შეფარდება, არამედ უზრუნველყოთ ჰაერის გაწოვა სათავსიდან დამატებითი ვენტილატორის საშუალებით.

5.7. კარადის ტიპის კონდიციონერი

კარადის ტიპის კონდიციონერი წარმოადგენს მონობლოკს, რომელიც იდგმება სათავსში, სადაც ყოველდღიურად და დღე-ღამის განმავლობაში საჭიროა ჰაერის ტემპერატურის და სისუფთავის რეგულირება. კარადის ტიპის კონდიციონერის სიცივის წარმადობა შეადგენს 11 - დან 80 კვტ - მდე. ამ ტიპის კონდიციონერის ძირითადი უპირატესობაა მონტაჟის და ექსპლუატაციის სიმარტივე. კონდიციონერის ძირითადი კომპონენტები განლაგებულია შიგა

ბლოკში. ფირმა CLIVENT-ის კარადის ტიპის კონდიციონერების ტიპოლოგია მოცემულია ნახაზზე 5.39.



ნახ. 5.39. ფირმა CLIVENT-ის კარადის ტიპის კონდიციონერების ტიპოლოგია.

კარადის ტიპის კონდიციონერები მზადდება კონდენსატორის, როგორც ჰაერით, ასევე წყლით გაცივებით. CA სერიის კონდიციონერებს წყლით გაცივებით არ გააჩნიათ თბური ტუმბო, მაგრამ გათბობის რეჟიმი ამ მოდელებში შეიძლება განხორციელდეს ჩადგმული ელექტროგამათბობლის საშუალებით. ეს კონდიციონერები მარტივია კონსტრუქციულად და მობილური დასაყენებლად, ვინაიდან მისი დადგმა შეიძლება სათავსის ნებისმიერ ადგილას, სადაც შესაძლებელია კონდენსატორის მაცივებელი წყლის მიყვანა. ამ შემთხვევაში მთავარი პრობლემაა დაბრუნებადი წყალმომარაგების სისტემის მოწყობა (წყლის გაცივების სისტემა, რომელიც ცირკულირებს კონდენსატორში). CA სერიის კარადის ტიპის კონდიციონერების წყლით გაცივებით გარეგანი სახე და ძირითადი ტექნიკური მახასიათებლები მოცემულია ნახაზზე 5.40.

CA, CAR	სერიის მოდელი	3,1	41	51	71	91	101	121	142	182	202	242	
სიცივის წარმადობა, კვტ	CA(1)	11,7	15,0	17,2	24,7	29,0	34,3	38,9	49,4	64,6	73,2	82,5	
	CAR(2)	11,3	14,3	16,6	23,8	28,0	32,9	37,9	46,9	61,4	69,4	79,5	
კომპრესორის მოხმარებული სიმძლავრე, კვტ	CA(1)	2,7	3,5	4,2	5,5	7,2	8,6	10,5	11,4	15,1	17,8	22,6	
	CAR(2)	2,9	3,8	4,5	6	7,6	9,1	11,4	12	15,6	18,6	23,1	
ჰერმეტიული კომპრესორების რაოდენობა, ცალი (გასაცივებელი კონტურების)		1							2				
ვენტილატორის მოხმარებული სიმძლავრე, კვტ	ძრავის	1x0,25		1x0,52	1x0,60	1x0,75	1x1,1	1x1,5		1x2,2		1x3	
ჰაერის ამართქლებლის მხრიდან, ლ/წმ	რაოდენობა	569	778	944	1166	1597	1889	2139	2639	3194	3472	3889	
სატრანსპორტო მასა, კგ	CA	136	161	170	197	272	297	304	360	425	463	480	
	CAR	131	155	164	188	261	285	291	348	408	445	462	
სიგრძე, მმ		650	850	850	1050	1050	1250	1250	1870	1870	2070	2070	
სიღრმე, მმ		500	500	500	500	670	670	670	670	670	670	670	
სიმაღლე, მმ		1700	1700	1700	1700	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	

- (1) მონაცემები მიეკუთვნება ჰაერის ტემპერატურას ამართქლებელში შესვლისას 27°C - 19,5 °C სთ და წყლის ტემპერატურას კონდენსატორიდან გამოსვლისას 35°C;
- (2) მონაცემები მიეკუთვნება ჰაერის ტემპერატურას ამართქლებელში შესვლისას 27°C - 19,5 °C სთ და წყლის ტემპერატურას კონდენსაციის ტემპერატურის 45°C;



CA 101



CAR 91

ნახ. 5.40.

ნახ. 5.40. CA სერიის კარადის ტიპის კონდიციონერები და მათი ძირითადი ტექნიკური მახასიათებლები.

ამავე ნახაზზე მოცემულია CAR სერიის კონდიციონერის გამოტანილი კონდენსატორით გარეგანი სახე და ტექნიკური მახასიათებლები. ორივე კონდიციონერს აქვს ერთნაირი კორპუსი და მართვის სისტემა. CA და CAR სერიის კარადის ტიპის კონდიციონერებში რეცირკულირებული ჰაერის მიღება ხდება როგორც კონდიციონერის წინა პანელიდან, ასევე ქვედა ან უკანა პანელიდან. CAR სერიის კონდიციონერები მუშაობენ სიმძლავრით შესაბამის CA სერიის გასატანი კონდენსატორებით. კონდენსატორების რაოდენობა განისაზღვრება სამაცივრო კონტურის რაოდენობის მიხედვით. მაგალითად, CAR 192, 182, 202, 242 მოდელებს აქვთ ორი კონტური.

CA და CAR სერიის კონდიციონერები აღჭურვილი არიან ჩამონტაჟებული მიკროპროცესორული მართვის სისტემებით A2NEW (ერთკონტურიანი კონდიციონერებისათვის) და A2PLUS (ორკონტურიანი კონდიციონერებისათვის), რომლებიც უზრუნველყოფენ სათავსში მოცემული ტემპერატურის დამყარებას, კონდიციონერის მდგომარეობის დიაგნოსტიკას და გასატანი კონდენსატორის მუშაობის მართვას.

კონდიციონერების ყველა მოდელში დამუშავებული ჰაერის მიწოდება ხორციელდება ცენტრიდანული ვენტილატორით კონდიციონერის ზედა პანელიდან უშუალოდ სათავსში ან გამანაწილებელი ჰაერსატარის საშუალებით წნევით არაუმეტეს 240 პა. პირველ შემთხვევაში ზედა პანელზე მოწყობილი უნდა

იყოს გამანაწილებელი საკანი, რომელიც უზრუნველყოფს ხმის ჩახშობას და ჰაერის განაწილებას ერთ ან სამ მხარეს.

მონობლოკური კარადის ტიპის კონდიციონერებში მოთავსებულია ყველა საჭირო ელემენტი და წარმოადგენს საკომპრესორო - კონდენსატორულ და ამორთქლებლის სექციებს გაერთიანებულს ერთ კორპუსში. კონდენსატორს მაცივებელი ჰაერი მიეწოდება ჰაერსატარით ან უშუალოდ კედლის ხვრელიდან და გაიტყორცნება ატმოსფეროში ცენტრიდანული ვენტილატორით. ვენტილატორის განვითარებული წნევა კონდიციონერის მოდულის მიხედვით იცვლება 70 დან 200 პა-მდე.

CAA სერიის (თბური ტუმბოს გარეშე) და CAN სერიის (თბური ტუმბოთი) გარეგანი სახე და ძირითადი ტექნიკური მონაცემები მოცემულია ნახაზზე 5.41.

CAA და CAN სერიის მოდელები	31	51	81	91	101	121	102	162	182	202	242	
გაცივება (1)	სიცივის წარმადობა, კვტ	11,4	17,3	27,0	28,5	35,5	40,5	35,2	49,4	58,0	64,6	80,1
	კომპრესორის მიერ მოხმარებული სიმძლავრე, კვტ	3,0	4,7	7,3	7,7	9,4	12,1	9,4	14,4	16,1	18,2	24,5
გათბობა (2)	სითბოს წარმადობა, კვტ	11,4	16,5	25,1	27,0	32,9	39,7	33,8	48,2	53,4	62,6	77,7
	კომპრესორის მიერ მოხმარებული სიმძლავრე, კვტ	2,7	3,9	5,9	6,7	7,9	10,4	7,8	11,8	13,6	16,1	21,6
ჰერმეტიკული კომპრესორის (გამაცივებელი კონტურების) რიცხვი, ცალი	1/1						2/2					
ვენტილატორის ძრავის მოხმარებული სიმძლავრე, კვტ	1.12	1,60	2,55	2,95	4,5	4,5	4,5	6,6	6,6	7,4	9,0	
ამორთქლებელში გამავალი ჰაერის ხარჯი, მ ³ /წმ	0,53	0,94	1,42	1,42	1,89	1,89	1,89	2,83	3,00	3,61	3,89	
სატრანსპორტო მასა, კგ	180	240	325	340	695	720	700	820	845	980	1020	
სიგრძე, მმ	900	1000	1350	1350	1550	1550	1550	1750	1750	2320	2320	
სიგანე, მმ	620	685	740	740	740	900	900	900	880	970	970	
სიმაღლე, მმ	1680	1955	2010	2010	2230	2230	2230	2490	2490	2700	2700	

(1) მონაცემები მიეკუთვნება ჰაერის ტემპერატურას ამორთქლებელში 27°C - 19,5 სთ, ჰაერის ტემპერატურას სათავსში 21°C და გარე ჰაერის ტემპერატურას +6,1°C



CAA / CAN 71

ნახ. 5.41.

არსებობს CAA და CAN სერიის კონდიციონერების ვარიანტი განცალკევებული კონდენსატორული და ამორთქლებელი სექციებით (ორმილოვანი შესრულებით). შესაბამისად CSA სერიის კონდიციონერები თბური ტუმბოს გარეშე და CSN სერიის კონდიციონერები თბური ტუმბოთი. CSA და CSN სერიის კონდიციონერების მახასიათებლები სრულად შეესაბამება CAA და CAN სერიის კონდიციონერების მახასიათებლებს.

CAA და CAN სერიის კონდიციონერები გამოიყენება იმ შემთხვევაში, როცა საჭიროა გარე კედლისაგან მოშორებული შიგა სათავსის კონდიცირება. კონდენსატორულ სექციაში განთავსებულია კომპრესორი და კონდენსატორი ხოლო ამორთქლებლის სექციაში - ამორთქლებელი, თერმომარეგულირებელი ვენტილი, ჩამონტაჟებული მართვის პულტი და ავტომატიკა. ამორთქლებლის სექცია იდგმება უშუალოდ კონდიცირებულ სათავსში, ხოლო კონდენსატორული სექცია ცენტრიდანული ვენტილატორით იდგმება რომელიმე დამხმარე სათავსში (სხვენში, სარდაფში, ტექნიკურ სათავსში ან მომიჯნავე ოთახში).

CAA და CAN სერიის მონობლოკური კარადის ტიპის კონდიციონერები აღჭურვილნი არიან ჩამონტაჟებული მიკროპროცესორული მართვის სისტემით რომელიც გამოიყენება სპლიტ-სისტემებში მიმწოდებელი ვენტილაციით.

5.8. პრეციზიული კონდიციონერები.

პრეციზიული კონდიციონერები წარმოადგენენ კარადის ტიპის კონდიციონერების სახესხვაობას. ისინი აღჭურვილია მიკროპროცესორული

მართვის სხვადასხვა ტიპის სისტემებით და შეუძლიათ დაამყარონ და შეინარჩუნონ სათავსში არა მხოლოდ ტემპერატურის, არამედ ტენიანობის ზუსტი პარამეტრები. ასეთი კონდიციონერები გამოიყენება სათავსებისათვის, სადაც ტემპერატურასთან ერთად აუცილებელია ჰაერის ტენიანობის რეგულირება:

- მუზეუმებში;
- კომპიუტერულ დარბაზებში;
- სატელეფონო სადგურებში;
- ფარმაცევტულ ლაბორატორიებში;
- საწარმოო და სასაწყობო სათავსებში.

პრეცეზიულ კონდიციონერებს გააჩნიათ შემდეგი განმასხვავებელი მახასიათებლები:

- ტემპერატურის ($\pm 1^{\circ}\text{C}$) და ტენიანობის ($\pm 2^{\circ}\text{C}$) შენარჩუნების და კონტროლის სიზუსტე;
- მუშაობის საიმედოობა შეუწყვეტელი ექსპლუატაციისას;
- მუშაობის შესაძლებლობა გარე ჰაერის დიდ დიაპაზონში (-35°C -მდე);
- სრული შეთავსება სადისპეტჩერო კონტროლის და შენობის მიკროკლიმატის მართვის სისტემებთან.

ფირმა UNIFLAIR-ის პრეცეზიული კონდიციონერების კლასიფიკაციური სქემა მოცემულია ნახაზზე 5.42.

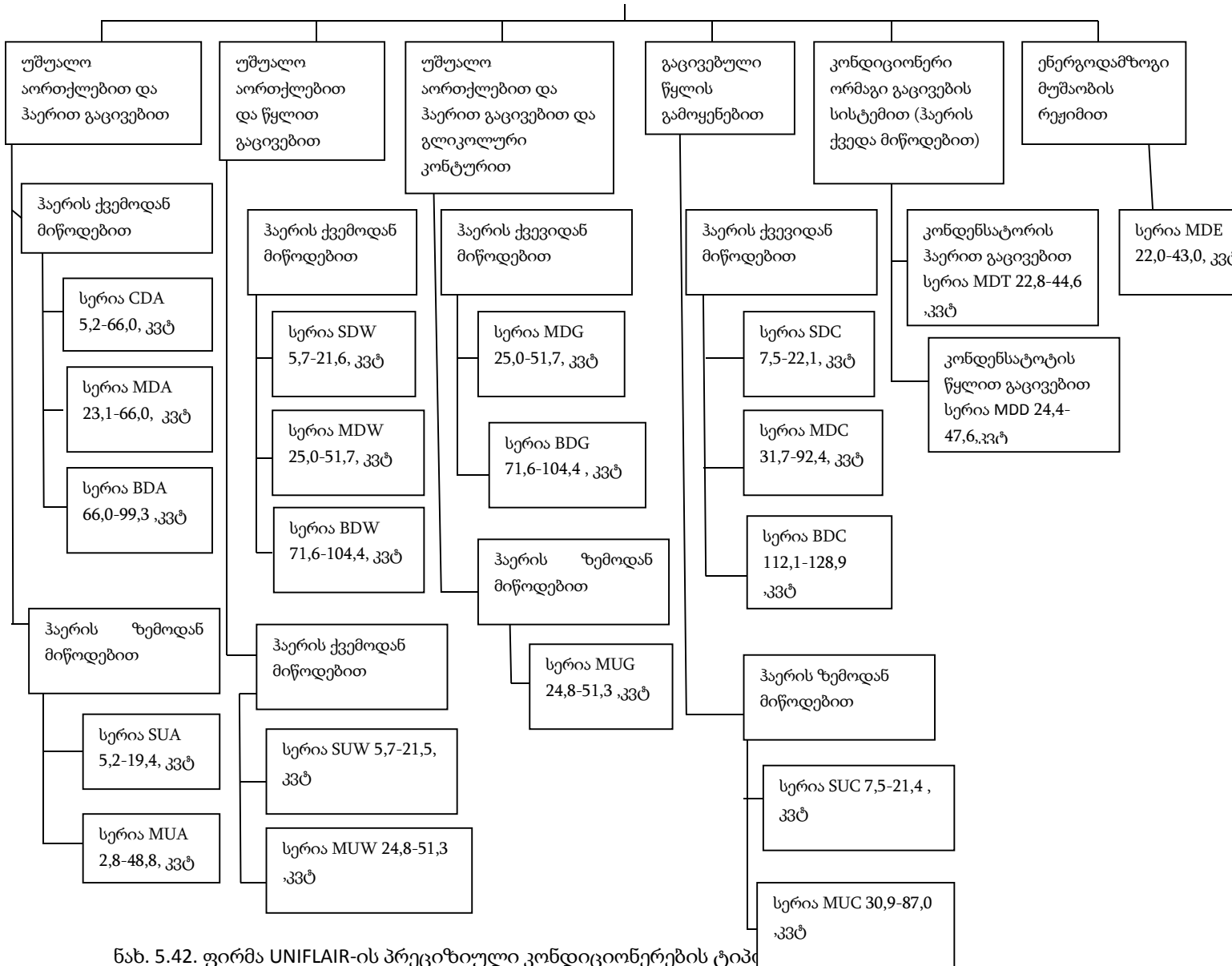
პრეცეზიული კონდიციონერები კონდენსატორის ჰაერით გაცივებით შედგება ორი ბლოკისაგან:

- შიგა ბლოკი, რომელშიც მოთავსებულია კომპრესორი, ამორთქლებელი, ვენტილატორი და ავტომატიკა;

- გარე ბლოკი - კონდენსატორი ან თბომცვლელი.

კონდიციონერებს, კონდენსატორის წყლით გაცივებით გააჩნიათ მხოლოდ ერთი შიგა ბლოკი, სადაც დამატებით განთავსებულია წყლით გასაცივებელი კონდენსატორი.

პრაქტიკულად ყველა კონდიციონერი შესრულებულია დამუშავებული ჰაერის ქვედა ან ზედა მიწოდებით. კონდიციონერები ქვედა მიწოდებით დაამუშავებენ დიდი რაოდენობის ჰაერს და თანაბრად ანაწილებენ მას სათავსში იატაკს ქვემოთ მოწყობილი გამანაწილებელი სივრციდან. კონდიციონერი ჰაერს ღებულობს ან უშუალოდ სათავსიდან, ან შეკიდული ჭერის სივრციდან, ან კიდევ ჰაერსატარების სისტემიდან. კონდიციონერში არსებული ფილტრი განსაკუთრებით საჭიროა დამუშავებული ჰაერის ელექტრონულ მოწყობილობაზე უშუალოდ მიწოდების შემთხვევაში.



ნახ. 5.42. ფირმა UNIFLAIR-ის პრეციზიული კონდიციონერების ტიპი

კონდიციონერები ზემოდან მიწოდებით დამუშავებულ ჰაერს აწვდის ან უშუალოდ სათავსში ან ჰაერსატარების სისტემის მეშვეობით შეკიდული ჭერიდან. ჰაერი სათავსიდან კონდიციონერში შედის ან წინა , ან ქვედა, ან უკანა პანელებიდან.

კონდიციონერები უშუალო აორთქლების სისტემით და გასატანი საჰაერო კონდენსატორით ძალზე გავრცელებულია სიმძლავრის ფართო დიაპაზონის და მონტაჟის სიმარტივის გამო. ამ კონდიციონერების ქვემოდან მოწოდების მოდელის სიმძლავრეა 5 დან 100 კვტ-მდე, ხოლო ზემოდან მიწოდების მოდელის სიმძლავრე 5 -დან 50 კვტ-მდე. შიგა ბლოკში განთავსებულია კომპრესორი, ამორთქლებელი, თბომარეგულირებელი ვენტილი, ცენტრიდანული ვენტილატორი და ავტომატური მართვის სისტემა. გამოსატანი კონდიციონერი ღერძული

ვენტილატორით იდგმება შენობის გარეთ და შიგა ბლოკს უერთდება მილსადენებით და ელექტროლი კაბელით. გამოსატანი კონდიციონერის მოდელის შესაბამისად მას შეუძლია მუშაობა გაცივების რეჟიმში გარე ჰაერის -35°C ტემპერატურამდე.

უშუალო აორთქლების სისტემის კონდიციონერები წყლით გაცივებით სიმძლავრე: ჰაერის ქვემოდან მიწოდების მოდელის $-5,7$ - დან $104,4$ კვტ - მდე, ჰაერის ზემოდან მიწოდების მოდელის $-5,7$ - დან $51,3$ კვტ -მდე.

კონდიციონერები კონდენსატორის წყლით გაცივებით წარმოადგენენ მონობლოკებს. ისინი მარტივია კონსტრუქციულად და უფრო იაფი ჰაერით გაცივებით კონდენსატორიან კონდიციონერებთან შედარებით. გარე ჰაერის ტემპერატურა არ მოქმედებს ასეთი კონდიციონერების მუშაობაზე, ვინაიდან ის სათავსის შიგნით იმყოფება და ამიტომ შეუძლიათ მუშაობა გარე ჰაერის ნებისმიერი ტემპერატურის დროს. ამასთან მუშაობისათვის აუცილებელია გამავალი წყლის სისტემა, რაც აფერხებს ასეთი კონდიციონერის გამოყენებას. გამაცივებელი წყლის მიწოდება შესაძლებელია შხეფსაცივრიდან, არტეზიული ჭიდან ან სხვა ცივი წყლის წყაროდან.

კონდიციონერებში შუალედური კონტურით - კონდენსატორის გაცივება ხდება ძალზე დაბალ ტემპერატურაზე გაყინვადი სითხით, რომელიც ცირკულირებს შეკრულ შუალედურ კონტურში. ჩვეულებრივად შუალედურ კონტურში გამოიყენება გლიკოლის ნარევი. მისი გაცივება ხდება სპეციალურ გარე თბომცვლელში. ეს თბომცვლელები აღჭურვილია ვენტილატორებით სიჩქარის რეგულირებით, რაც მაცივარაგენტის კონდენსაციის წნევის რეგულირების საშუალებას იძლევა.

გარე ჰაერის მინიმალური ტემპერატურა განისაზღვრება შუალედურ კონტურში გამავალი სითხის ხარჯით, გაყინვის ტემპერატურით და, როგორც წესი, შეადგენს მინუს 40°C .

ორკონტურიანი სისტემების ძირითადი უარყოფითი თვისებაა სიცივის წარმადობის შემცირება შუალედური კონტურის არსებობის და გლიკოლის ხსნარის არსებობის გამო.

გაცივებული წყლის გამოყენებით მოქმედი კონდიციონერების სიმძლავრე შეადგენს $7,5$ დან 129 კვტ-მდე მოდულებისათვის ჰაერის ქვემოდან მიწოდების შემთხვევაში.

თავისი კონსტრუქციით ასეთი კონდიციონერები ფანკოილების ანალოგიურია. წყლის თბომცვლელი თბოგაცემის დიდი დიაპაზონით უზრუნველყოფს ჰაერის გაცივებას. ჩამონტაჟებული სამსვლიანი ონკანი არეგულირებს თბომცვლელში გამავალი გაცივებული წყლის ხარჯს, რაც, თავის მხრივ, დიდი სიზუსტით არეგულირებს სათავსში ჰაერის ტამპერატურას.

ორმაგი გაცივების სისტემით მოქმედ კონდიციონერში ჰაერით გაცივება შეიძლება განხორციელდეს:

- სპეციალურ თბომცვლელში, რომელშიც გაივლის ცივი წყალი ჩილერიდან. კონდიციონერიდან გამომავალი ჰაერის ტემპერატურის რეგულირება ხდება თბომცვლელში გამავალი წყლის ხარჯის ცვლილებით სამსვლიანი ონკანის საშუალებით.

- სამაცივრო კონტურის ამორთქლებელში კონდენსატორის ჰაერით გაცივებით (MDT მოდელი) ან კონდენსატორის წყლით გაცივებით (MDD მოდელი).

ასეთი ტიპის კონდიციონერები გამოიყენება იმ შემთხვევაში, როცა ცივი წყლის მიღება ჩილერიდან ან წყალმომარაგების სისტემიდან ხორციელდება წყვეტილად. მიკროპროცესორი ავტომატურად ჩართავს სამაცივრო კონტურს წყლის მიწოდების სრულად ან ნაწილობრივ შეწყვეტის შემთხვევაში (ლამის პერიოდში, ზამთარში, ავარიის შედეგად და სხვა).

ერთ კონდიციონერში გაერთიანებული გაცივების ორი სხვადასხვა ტიპის სისტემა საშუალებას იძლევა მაღალეფექტურად და საიმედოდ იქნეს დანადგარები გამოყენებული. ასეთი ტიპის კონდიციონერების სიმძლავრეა 22,8 - დან 44,6 კვტ - მდე (MDT სერია წყლით გაცივებით). გათვალისწინებულია მხოლოდ ჰაერის ქვემოდან მიწოდება.

როცა გარე ჰაერის ტემპერატურა ნაკლებია სათავსის ჰაერის ტემპერატურაზე, მიზანშეწონილია გამოყენებულ იქნეს ბუნებრივი გაცივება სამაცივრო ციკლის და კომპრესორის ჩართვის გარეშე.

კონდიციონერები ენერგოდამზოგი მუშაობის რეჟიმით კონსტრუქციულად და ფუნქციურად აერთიანებს კონდიციონერებს ორმაგი გაცივების სისტემით და კონდიციონერებს უშუალო აორთქლებით, შუალედური კონტურით და გასატანი კონდენსატორით. დამატებითი თბომცვლელი მოთავსებულია გლიკოლის კონტურში კონდენსატორსა და გასატან თბომცვლელს შორის. წლის თბილ პერიოდში კონდიციონერი მუშაობს როგორც ჩვეულებრივი კონდიციონერი უშუალო აორთქლების სისტემით შუალედური კონტურით და გასატანი თბომცვლელით. სამსვლიანი ონკანი გამაცივებელ სითხეს უშვებს დამატებითი თბომცვლელის გვერდის ავლით.

გრილ დღეებში და ღამით, როცა გარე ჰაერის ტემპერატურა მცირდება და როცა გამაცივებელი წყლის ტემპერატურა შუალედურ კონტურში ხდება ნაკლები სათავსის ჰაერის ტემპერატურაზე, სამსვლიანი ონკანი გაიღება და გამაცივებელი სითხე მიეწოდება დამატებით თბომცვლელს. თუ გარე ჰაერის ტემპერატურა დაიკლებს იმ დონემდე, რომ ბუნებრივი გაცივება საკმარისი ხდება, რათა დაფაროს სამაცივრო დატვირთვის სრული მოთხოვნა, უშუალო აორთქლების სისტემა ითიშება. კონდიციონერი მუშაობს ისე, როგორც კონდიციონერი გაცივებული

წყლის გამოყენებით. სამსვლიანი ონკანი არეგულირებს სიცივის მატარებლის ხარჯს თბომცვლეულში.

მიკროპროცესორული მართვის საშუალებით სხვადასხვა საექსპლუატაციო პირობებში ხდება ელექტროენერჯის მინიმალური მოხმარების უზრუნველყოფა.

თავი 6. ჰაერის დამუშავების ძირითადი ხერხები

6.1 ჰაერის დამუშავების ძირითადი ხერხები

სათავსში, სადაც მიმდინარეობს ჰაერის კონდიცირება, მოცემული პარამეტრების უზრუნველსაყოფად მოდინებულ ჰაერს თერმოდინამიკულად ამუშავებენ სპეციალურ აპარატებში, კონდიციონერებში.

წლის თბილ პერიოდში, როგორც წესი, მიმდინარეობს სათავსში მოდინებული ჰაერის გაცივება და გათბობა, რისთვისაც კონდიცირების სქემაში გამოყენებულია სიცივის წყარო, ზოგიერთ შემთხვევაში, ჰაერის გაცივება საკმარისია იზოენტალპიური (ადიაბატური) პროცესის გამოყენებით, რომლის დროსაც ჰკს შესაქმნელად მკვეთრად მცირდება კაპიტალური და საექსპლუატაციო ხარჯები. გარდა იზოენტალპიური პროცესისა, არსებობს კიდევ სხვა მეთოდები, როგორცაა არაპირდაპირი აორთქლებით გაცივება, ორსაფეხურიანი აორთქლებით გაცივება და სხვა. ჰაერის კონდიცირების სისტემაში, სადაც

გამოიყენება იზენტალპიური გაცივება, შეიძლება მივიღოთ ეს მეთოდი მაშინ, როდესაც შიგა ჰაერის ენთალპია და ტენშემცველობა მეტია ატმოსფერული ჰაერის ენთალპიასა და ტენშემცველობაზე.

ჰაერის გაშრობა სიცივის წყაროს გამოუყენებლად შეიძლება თხევადი და მყარი სორბენტების საშუალებით. წლის ცივ პერიოდში ჰაერის დამუშავება მიმდინარეობს მისი გათბობით და დატენიანებით.

ჰაერის კონდიციონირების სისტემები შეიძლება იყოს როგორც წინდენითი, ისევე რეციკულაციური (პირველადი და მეორეული რეციკულაცია).

რეციკულაცია შესაძლებელია გამოვიყენოთ მაშინ, როდესაც სათავსში მოდინებული ჰაერის საერთო რაოდენობა მეტია სანიტარიული ნორმებით განსაზღვრულ საჭირო ჰაერის რაოდენობაზე. საჭირო მოდინებული ჰაერის რაოდენობა, როგორც აღვნიშნეთ, დამოკიდებულია მუშა ზონასა და მოდინებულ ჰაერს შორის დასაშვებ ტემპერატურათა სხვაობაზე. დასაშვები ტემპერატურა თავისთავად დამოკიდებულია სათავსში ჰაერცვლის ორგანიზაციაზე და ჰაერგანაწილების მახასიათებელზე.

წლის თბილ პერიოდში გარე ჰაერის რაოდენობის გაზრდის ნაცვლად რეციკულაციის გამოყენება საშუალებას გვაძლევს შევამციროთ სიცივის ხარჯი, ხოლო ცივ პერიოდში სათანადოდ სითბოს რაოდენობა.

რეციკულაციის დროს საჭიროა გავითვალისწინოთ სამი პირობა:

1. სანიტარიული და ხანძარსაწინააღმდეგო პირობები, რომლებიც ითვალისწინებენ მავნე აირების არსებობას მოდინებულ ჰაერში.
2. თბილ პერიოდში სათავსიდან გასაწოვი ჰაერის ენთალპია ნაკლები უნდა იყოს ატმოსფერული ჰაერის ენთალპიაზე. ცივ პერიოდში გასაწოვი ჰაერის ენთალპია მეტი უნდა იყოს გარემო ჰაერის ენთალპიაზე.
3. არქიტექტურული და ტექნიკურ - ეკონომიკური მოსაზრებანი.

პირველი ორი პირობის განხილვის დროს რეციკულაციის გამოყენება ყოველთვის არ ხერხდება. ერთ-ერთ ძირითად მიზეზს წარმოადგენს სათავსის დაშორება ჰაერმოსამზადებელი ცენტრიდან, რომელიც მოითხოვს რეციკულირებული ჰაერსადენების საკმაოდ დიდ მანძილზე გაყვანას, რაც აძვირებს სისტემას. ამასთან, ხშირად უარს ამბობენ ჰაერის მეორეულ გამოყენებაზე.

გარდა ჰაერის რეციკულაციისა, ვენტილაციაში და ჰაერის კონდიციონირების სისტემებში, ბოლო დროს ფართოდ გამოიყენება დაბალპოტენციური სითბოს უტილიზაციის საკითხების შესწავლა.

6.2. სათავსში მისაწოდებელი ჰაერის რაოდენობის განსაზღვრა

გამათბობელ და სამაცივრო დანადგარებში შუალედური და საანგარიშო დატვირთვების განსასაზღვრად და აგრეთვე სათავსებში მისაწოდებელი ჰაერის

რაოდენობის დასადგენად საჭიროა შედგენილ იქნეს სათავსის თბური ბალანსი, რომელსაც შემდეგი სახე აქვს:

$$\pm \Sigma Q_{სრ} = \pm Q_{აშვ} + W_i = \pm Q_{აშვ} + Q_{ფარ}, \quad (6.1)$$

სადაც $Q_{აშვ}$ არის მოდინებული ან დაკარგული აშკარა სითბოს რაოდენობა (იხ ვენტილაციის კურსი), ვტ;

W - სათავსში გამოყოფილი ტენის რაოდენობა, კვ/სთ;

i - წყლის ორთქლის სრული თბომემცველობა, კჯ/კვ;

$Q_{ფარ}$ - მოდინებული ფარული სითბოს რაოდენობა, ვტ.

განტოლების წინ \pm ნიშანი განსაზღვრავს სითბოს ნაკადის მიმართულებას, + გვიჩვენებს სიჭარბეს, ე.ი. მოდინებული სითბოს რაოდენობას, ხოლო - ნიშანი კი განსაზღვრავს სათავსის მიერ გაცემულ სითბოს დანაკარგებს.

თბური და ტენის ბალანსის საფუძველზე გამოითვლება სათავსში მიწოდებული ჰაერის მდგომარეობის ცვლილების პროცესის სხივის კუთხური კოეფიციენტი:

$$\epsilon = \frac{\pm \Sigma Q_{აშვ}}{W} + \frac{\Sigma Q_{ფარ}}{W} = \frac{\pm \Sigma Q_{სრ}}{W}. \quad (6.2)$$

როგორც წესი, ჰაერის კონდიციონირების სისტემებისათვის მისაწოდებელი ჰაერის რაოდენობას ძირითადად განსაზღვრავენ ჭარბი აშკარა სითბოს მიხედვით. ვანგარიშობთ ცნობილი სითბოს ბალანსის განტოლებიდან:

$$Q_{აშვ} = cG (t_1 - t_2), \quad (6.3)$$

აქედან

$$G = \frac{Q_{აშვ}}{c \Delta t}, \quad (6.4)$$

სადაც c არის ჰაერის კუთრი თბოტევადობა, კჯ/კვ.გრად;

G - სათავსში მისაწოდებელი ჰაერის რაოდენობა, კვ/სთ;

Δt - ტემპერატურული მუშა სხვაობა მისაწოდებელ ჰაერსა და სათავსის მუშა ზონის ტემპერატურებს შორის.

ჰაერის რაოდენობა შეიძლება განისაზღვროს აგრეთვე ჭარბი ტენის, ჭარბი სრული სითბოს ან გამოყოფილი მავნე აირების რაოდენობის მიხედვით. საანგარიშო ფორმულებს აქვს შემდეგი სახე:

ჭარბი ტენის მიხედვით -

$$G_2 = \frac{W}{\Delta d}; \quad (6.5)$$

ჭარბი სითბოს მიხედვით,

$$G_2 = \frac{Q_{სრ}}{\Delta J}; \quad (6.6)$$

გამოყოფილი მავნეობის მიხედვით,

$$G_2 = \frac{L_{მავ}}{\Delta Z}; \quad (6.7)$$

სადაც Δd არის ჰაერის ტენზომეტრის მუშა სხვაობა მისაწოდებელ ჰაერსა და სათავსის მუშა ზონას შორის, გ/კგ;

ΔJ - ჰაერის ენთალპიის მუშა სხვაობა მისაწოდებელ ჰაერსა და სათავსის მუშა ზონას შორის, კჯ/კგ;

ΔZ - მავნე აირების კონცენტრაციების მუშა სხვაობა მისაწოდებელ ჰაერსა და სათავსის მუშა ზონას შორის, მგ/კგ-ობით.

როგორც აღვნიშნეთ, ჰაერის კონდიციონერების სისტემების მწარმოებლურობა ძირითადად განისაზღვრება აშკარა სითბოს მიხედვით, ამასთან განსაკუთრებული მნიშვნელობა ენიჭება მუშა ტემპერატურათა სხვაობის Δt დადგენას. ცხადია, ამ სხვაობაზე დამოკიდებულია კონდიციონერების და არხების ზომები; ვენტილატორებისა და ტუმბოების ელექტროძრავები და სხვა. ამრიგად, Δt მთლიანობში განსაზღვრავს სისტემის კაპიტალურ დაბანდებას და ექსპლუატაციის ხარჯებს. კვს ეკონომიკური მუშაობისთვის მიზანშეწონილია, მაქსიმალურად გაიზარდოს ტემპერატურათა სხვაობა Δt . მეორე მხრივ, Δt მნიშვნელობები უნდა აკმაყოფილებდეს სანიტარიულ - ჰიგიენურ პირობებს. მისი მნიშვნელობები დასაბუთებული უნდა იქნეს ჰაერის განაწილების მიღებული სქემით, ჰაერგამანაწილებელი მოწყობილობების კონსტრუქციებით და მუშა ზონიდან ჰაერის გამოშვების სიმაღლეებით. ტემპერატურათა სხვაობა Δt იცვლება 3°C-დან, როდესაც ჰაერს ვაწვდით მუშა ზონაში 12 °C-მდე. როგორც აღვნიშნეთ, იგი დამოკიდებულია მიწოდების სიმაღლეზე. ჰაერის განაწილების სქემები მოცემულია ვენტილაციის კურსში და მეთოდურ მითითებებში. Δt მიახლოებითი გაანგარიშებისათვის შესაძლებელია გამოვიყენოთ ემპირიული ფორმულა:

$$\Delta t = 3 + K(H-2), \quad (6.8)$$

სადაც K არის ემპირიული კოეფიციენტი და დამოკიდებულია ჰაერის განაწილების კონსტრუქციებზე. იგი იცვლება 0,5 - 1,5. ხშირად მნიშვნელობა მიიღება 1-ის ტოლად;

H - სათავსის სიმაღლე, მ.

მაღალ სათავსებში, სადაც მოცულობითი თბური დატვირთვა არათანაბარია (მაყურებელთა დარბაზები, რადიოსტუდიები, საწარმოო საამქროები და სხვა) გაწოვილი ჰაერის ტემპერატურა არ უდრის სათავსოს მუშა ზონის ტემპერატურას. ამასთან, (6.4) ფორმულაში Δt მნიშვნელობის ნაცვლად მიღებული უნდა იქნეს სრული ტემპერატურათა სხვაობა, რომელიც ტოლია:

$$\Delta t_k = t_g - t_{\text{მის}} \quad (6.9)$$

სადაც t_g ჰაერის ტემპერატურაა იმ სათავსის ზონაში, საიდანაც ხდება ჰაერის გაწოვა.

ფარდობას:

$$n = \frac{\Delta t_i}{\Delta t} \quad (6.10)$$

უწოდებენ სიმაღლის მიხედვით ტემპერატურის უთანაბრობის კოეფიციენტს. კოეფიციენტი გაიანგარიშება ჰაერის განაწილების სქემის შერჩევის დროს. თუ არ გვაქვს n -ის ექსპერიმენტული მნიშვნელობები, მაშინ შეიძლება გამოვიყენოთ შემდეგი ემპირიული ფორმულა:

$$n = 1 + 0,2 \frac{H-2}{\Delta t} \quad (6.11)$$

ზემოთ მოყვანილი ყველა საანგარიშო ფორმულა განსაზღვრავს ჰაერის კონდიცირების სასარგებლო G ან L მწარმოებლურობას, ე.ი. იმ ჰაერის რაოდენობას, რომელიც საჭიროა მიეწოდოს სათავსს. მეორე მხრივ, ჰაერის მოძრაობის დროს სათანადო არხებში (ჰაერსატარებში) საქმე გვაქვს მის დანაკარგებთან, რომელიც გამოწვეულია ჰაერსატარების ჰემეტულობის დარღვევით. ამასთან, მოღებულია ჰაერის კონდიცირების ე.წ. მწარმოებლურობა აღინიშნოს G კგ/სთ-ობით, მოცულობითი სრული მწარმოებლურობა - L მ³/სთ-ობით. მას ანგარიშობენ შემდეგი ფორმულებით:

$$G_i = K_{\phi} G \quad (6.12)$$

$$L_i = K_{\phi} L \quad (6.13)$$

სადაც $K_{\text{ფ}}$ კოეფიციენტია, რომელიც ითვალისწინებს ჰაერის დანაკარგს არხებში (ჰაერსატარებში).

ლითონის პლასტმასის და ასბოცემენტის ჰაერსატარებში, რომელთა სიგრძე არ აღემატება 50 მეტრს, $K_{\text{ფ}} = 1,1$. იმ შემთხვევაში, თუ ჰაერსატარის სიგრძე აღემატება 50 მეტრს, მაშინ:

$$K'_{\text{ფ}} = K_{\text{ფ}} + \ell \quad (6.14)$$

სადაც ℓ ჰაერსატარის სიგრძეა.

6.3. გარე ატმოსფერული ჰაერის რაოდენობის განსაზღვრა

გარე ჰაერის რაოდენობა, რომელიც უნდა დამუშავდეს კონდიციონერებში, დიდ გავლენას ახდენს სითბოსა და ძვირადღირებული სიცივის ხარჯებზე. ამასთან ჰაერის კონდიცირების სისტემების დაპროექტების დროს მიზანშეწონილია მაქსიმალურად შევამციროთ გარე ჰაერის რაოდენობა. მეორე მხრივ, მინიმალური სასარგებლო (საჭირო) ატმოსფერული ჰაერის რაოდენობა არ უნდა იყოს ნაკლები ერთი ადამიანისათვის სანიტარიული ნორმებით დადგენილი ატმოსფერული ჰაერის რაოდენობაზე.

საცხოვრებელი და საზოგადო სათავსებისათვის საჭირო ატმოსფერული ჰაერის რაოდენობა რეკომენდებულია მივიღოთ ქვემოთ მოყვანილი მონაცემებით.

საცხოვრებელი და საზოგადო სათავსებისათვის
ატმოსფერული ჰაერის რაოდენობის ნორმები

ცხრილი 6.

##	შენიშვნები	ერთ ადამიანზე ატმოსფერული ჰაერის რაოდენობა, მ ³ /სთ
1	საზოგადო:	25-30
	ა) თამბაქოს მოუწევლობის შემთხვევაში	
	ბ) თამბაქოს უმნიშვნელო მოხმარების დროს	35
	გ) თამბაქოს ძლიერი მოხმარების დროს	50

	დ) შენობაში 12 წლამდე ბავშვების ყოფნის შემთხვევაში	70-მდე
--	---	--------

საზოგადო და საწარმოო სათავსებისათვის
ატმოსფერული ჰაერის რაოდენობის ნორმები

ცხრილი 6.2.

##	სათავსები	მისაწდებელი გარემო ჰაერის რაოდენობა, მ ³ /სთ-ობით	
		იატაკის 1მ ² ფართობისათვის	შენობის 1მ ³ მოცულობისათვის
1	საავადმყოფოს პალატები	6	-
2	ქირურგიული საოპერაციოები	36	12
3	სასტუმროს ნომრები	6	-
4	რესტორნის სამზარეულოები	72	-
5	ქიმიური ლაბორატორიები	36	-
6	მექანიკური საამქრო	-	4
7	კანტორები	-	2

ცხრილი 6.3

უნდა აღინიშნოს, რომ საავადმყოფოებში, სასტუმროებში, რესტორნებში, სასადილოებში, საცხოვრებელ სახლებში, ქიმიურ ლაბორატორიებსა და ყველა იმ სათავსებში, სადაც გამოიყოფა ტოქსიკური მავნე აირები, აკრძალულია ჰაერის რეცირკულაციის გამოყენება. ე.ი. რეკომენდებულია ამ სათავსებს მიეწოდოს გარემო ჰაერის 100%.

6.4. ჰაერის დამუშავების სქემის შეჩვენება

კონდიციონერებში განასხვავებენ ჰაერის თერმოდინამიკური დამუშავების ორ ძირითად მეთოდს.

პირველი მეთოდი ითვალისწინებს ჰაერის დამუშავების იზოენტალპიურ (ადიაბატურ) პროცესს. როგორც II თავში იყო აღნიშნული, ადიაბატური დატენიანების და გაცივების პროცესში ჰაერის აშკარა სითბო იხარჯება წყლის აორთქლებაზე, რის გამოც ჰაერი ტენიანდება და მისი ტემპერატურა მცირდება. ამ მეთოდს აშკარად უწოდებენ ჰაერის პირდაპირი აორთქლებითი გაცივების მეთოდს. ჰაერის კონდიცირების სისტემებში იზოენტალპიური მეთოდი მიზანშეწონილია გამოვიყენოთ იმ შემთხვევაში, როდესაც შიგა ჰაერის ენთალპია მეტია გარე ჰაერის ენთალპიაზე. ცხადია, დანარჩენ შემთხვევაში მისი გამოყენება მიუღებელია. მიუხედავად ამ მეთოდის სიმარტივისა, შეზღუდულია მისი მასობრივი გამოყენება. პირდაპირი აორთქლებითი გაცივების მეთოდი ფართოდ გამოიყენება სავენტილაციო სისტემებში, კერძოდ, ისეთ საამქროებში, სადაც ძირითად მავნეობებს წარმოადგენს აშკარა სითბო.

ჰაერის კონდიცირების სისტემებისათვის ბოლო ათეული წლების განმავლობაში მთელი რიგი რეგიონებისათვის გამოიყენება ე.წ. მრავალსაფეხურიანი გაცივების პროცესი. ამ სქემის გამოყენება შესაძლებელია იმ შემთხვევაშიც, როცა შიგა ჰაერის ენთალპია ნაკლებია გარე ჰაერის ენთალპიაზე. მრავალსაფეხურიანმა აორთქლებითმა გაცივებამ დასახელება მიიღო იმის გამო, რომ ერთდროულად გამოყენებულია არაპირდაპირი და პირდაპირი აორთქლებითი გაცივება. ამ სქემის გამოყენების სფერო და მისი გაანგარიშების მეთოდიკა განხილულია ქვემოთ.

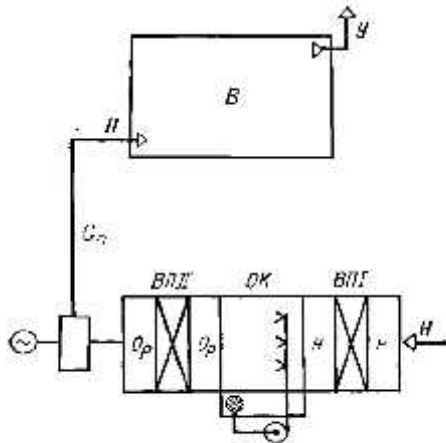
იმ შემთხვევაში, თუ ჰაერის დამუშავება პირდაპირი ან მრავალსაფეხურიანი აორთქლებითი გაცივებით ვერ უზრუნველყოფს სათავსში ოპტიმალურ პირობებს, მაშინ საჭიროა მის დასამუშავებლად გამოვიყენოთ ჰაერის გაცივებისა და გაშრობის პოლიტროპიული პროცესები. ცხადია, წლის თბილი პერიოდისათვის ამ მეორე ძირითადი მეთოდის განსახორციელებლად საჭიროა გამოვიყენოთ ხელოვნური გაცივება. ამ მეთოდის გამოყენების შემთხვევაში შესაძლებელია დასამუშავებელი ჰაერის ენთალპიის შემცირება და პრაქტიკულად მისაწოდებელი ჰაერის ნებისმიერი თბომცველობისა და ტენშემცველობის მიღება.

6.5. ჰაერის კონდიცირება იზოენტალპიური გაცივების გზით პირდაპირი იზოენტალპიური გაცივება

იზოენტალპიური გაცივების პროცესი განხილული იყო II თავში. როგორც აღინიშნა ჰაერის იზოენტალპიური დამუშავების პროცესში, გარკვეული დროის შუალედში, წყლის ტემპერატურა უტოლდება სველი თერმომეტრის ჩვენებას, ცხადია, ამ გაცივების პროცესს დამატებითი მოწყობილობები არ სჭირდება.

მუშაობის პროცესში ზედაპირიდან წყალი უმნიშვნელოდ ორთქლდება (3%) და შევსება არ მოქმედებს გაფრქვეული წყლის ტემპერატურის მნიშვნელოვან ცვლილებაზე. როგორც წესი, იზოენტალპიური გაცივების პროცესში წყლის ტემპერატურა მიიღება სველი თერმომეტრის ჩვენების ტოლად.

(6.1) ნახაზზე მოცემულია კონდიცირების სისტემის პრინციპული სქემა, სადაც გამოყენებულია პირდაპირი იზოენტალპიური გაცივების პროცესი. თბილ პერიოდში მუშაობს მხოლოდ მორწყვის კამერა (OK), ჰაერშემთბობი BP_1 და BP_2 გამორთულია.



ნახ. 6.1. ზაფხულის პერიოდში ჰაერის კონდიცირების პრინციპული სქემა იზოენტალპიური გაცივების პროცესის გამოყენებით.

$I-d$ დიაგრამაზე (ნახ 4.2) განვიხილოთ კონდიცირების პროცესის აგება. საწყის მონაცემებად მიიღება: A პარამეტრებისათვის ატმოსფერული ჰაერის ტემპერატურა და სითბომცველობა t_H , I_H სათავის ჰაერის პარამეტრები t_B და φ_B , რომლის ცვლილება მიღებულია $\alpha-\delta$ საზღვრებში; სრული სითბოს Q_{Σ} (კჯ/კგ) და ტენის W (გრ/კგ) ჭარბი სიდიდეები, რომლებიც მიიღება სათავის სითბოს და ტენცლის ბალანსის შედგენისას.

პროცესის აგების დროს საჭიროა განისაზღვროს ჰაერის პარამეტრების ცვლილების მახასიათებელი წერტილები, დადგინდეს ჰაერცვლა, აგრეთვე აორთქლებული წყლის რაოდენობა.

პროცესის აგებას იწყებენ $I-d$ დიაგრამაზე გარემოს ჰაერის პარამეტრების დატანით. (ნახ.6.2) -ის H წერტილზე ატარებენ $I_H = \text{const}$ ხაზს $\varphi = 90-95\%$ მრუდის გადაკვეთამდე, წერტილ 0 - მდე, რომელიც სარწყავი კამერიდან გამოსული ჰაერის პარამეტრების მდგომარეობას ახასიათებს. ამრიგად $H0$ სხივს ეთანადება სარწყავ კამერაში ჰაერის იზოენტალპიური (ადიაბატური) დამუშავების პროცესი.

კონდიციონერიდან ჰაერი ვენტილატორის საშუალებით ჰაერსატარების სისტემით მიეწოდება სათავსს. ვენტილატორსა და ქსელში ჰაერის ტემპერატურა

იზრდება. პრაქტიკაში, როგორც წესი, ტემპერატურის ზრდა მიღებულია $\Delta t=1:1,5^{\circ}$ ტოლად, მაშინ მოდინებული ჰაერის ტემპერატურა:

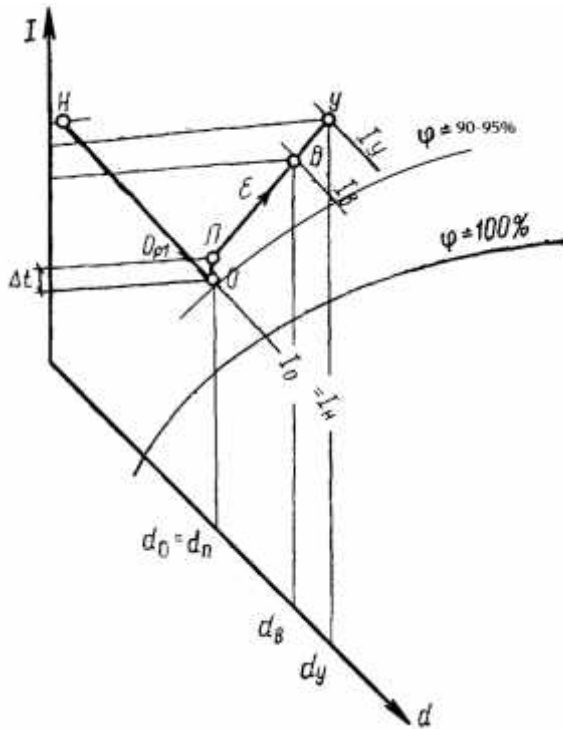
$$t_{\pi}=t_B-\Delta t. \quad (6.15)$$

ვინაიდან ამ შემთხვევაში ტენშემცველობა უცვლელია, ამიტომ II წერტილის ვპოულობთ $d_0=\text{const}$ და $t_{\pi}=\text{const}$ სხივების გადაკვეთით.

მიწოდებული ჰაერის მდგომარეობა სათავსში იცვლება II წერტილის პარამეტრებიდან შესაბამისი კუთხური კოეფიციენტის სიდიდის პროცესის ხაზით

$$\epsilon_{\pi}=\frac{Q_{\text{სრ}}}{W}.$$

$I-d$ დიაგრამაზე B წერტილის მდებარეობა განისაზღვრება ϵ_{π} პროცესის სხივის გადაკვეთით t_B იზოთერმასთან.



ნახ. 6.2. ზაფხულის პერიოდში ჰაერის დამუშავების იზოენტალპიური პროცესის $I-d$ დიაგრამაზე აგება.

იმ შემთხვევაში თუ φ_B ფარდობითი ტენიანობა მოხვდა ჩვენ მიერ დანიშნულ მინიმალური და მაქსიმალური ფარდობითი ტენიანობის ზღვრებში $\alpha < \varphi < \delta$, მაშინ პროცესის აგება შეიძლება დამთავრებულად ჩაითვალოს.

უმთავრეს შემთხვევაში ჰაერის გაწოვა ხდება შენობის ზედა ზონიდან, სადაც მისი t_y ტემპერატურა მეტია მუშა ზონის t_B ტემპერატურაზე. t_y მნიშვნელობა შეიძლება განისაზღვროს შემდეგი ემპირიული განტოლებიდან:

$$t_y = t_B + \text{gradt}(H-2), \quad (6.16)$$

სადაც gradt არის სათავსის მუშა ზონის ზევით ტემპერატურული გრადიენტი (სათავსის ზომიერი სიბოის დაძაბულობის დროს მისი მნიშვნელობა აშკარა სიბოითი შეიძლება მიღებულ იქნეს $\text{gradt}=0,2^{\circ} \text{C/M}$ ტოლად), H - სათავსის სიმაღლე,

მ. დიაგრამაზე გაწოვილი ჰაერის მდგომარეობის Y წერტილი განისაზღვრება ϵ_{π} პროცესის სხივის გადაკვეთით t_y იზოთერმასთან.

მოდინებული ჰაერის რაოდენობა გამოითვლება ჭარბი სითბოსა და ტენის ართმევის პირობიდან:

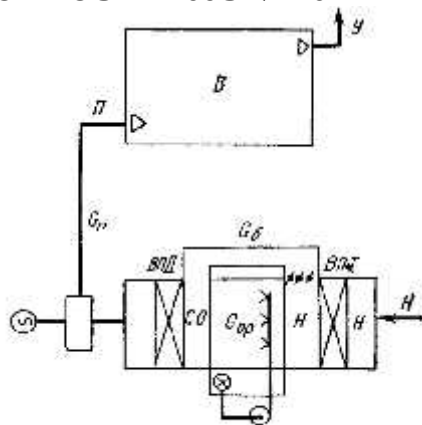
$$G_{\pi} = \frac{\sum Q_{\text{სტ}}}{t_y - t_{\pi}}, \quad (6.17)$$

$$G_{\pi} = \frac{\sum W_{\text{სტ}}}{d_y - d_{\pi}} \cdot 10^3, \quad (6.18)$$

$$W_0 = G_{\pi}(d_0 - d_H) \cdot 10^{-3}. \quad (6.19)$$

ზემოთ აღწერილი ჰაერის კონდიციონების სისტემის ძირითად დადებით მხარეს წარმოადგენს მისი სიმარტივე და ენერჯის მინიმალური დანახარჯები. უარყოფით მხარედ უნდა ჩაითავლოს მისი მუშაობისა და ეფექტურობის დამოკიდებულება გარემოს ჰაერის პარამეტრებსა და მუშაობის რეჟიმის ავტომატური მართვის სიძნელებთან.

იმ შემთხვევაში, როდესაც ჰაერის კონდიციონების პროცესის აგების დროს შიგა ჰაერის ფარდობითი ტენიანობა აღმოჩნდება დასაშვებზე მაღლა, მაშინ შესაძლოა გამოყენებულ იქნეს ე.წ. ჰაერის ნაწილობრივი ბაიპასირება. ამ სისტემის ძირითადი ხასიათია ის, რომ ატმოსფერული ჰაერის ერთი ნაწილი მორწყვის კამერაში გადის თერმოდინამიკურ დამუშავებას, მეორე დაუმუშავებელი ნაწილი ბაიპასირებული (გადამშვები) არხის საშუალებით ერევა დამუშავებულ ჰაერს სარწყავი კამერის შემდეგ. მიღებული სისტემა წინა სქემასთან განსხვავებით საშუალებას გვაძლევს ვარეგულიროთ როგორც ტემპერატურა, ასევე ფარდობითი ტენიანობა, გარდა იმისა, შესაძლებელია ამ საქმისათვის განხორციელდეს ავტომატური რეგულირება. პრინციპული სქემა მოცემულია 6.3 ნახაზზე



ნახ. 6.3. ზაფხულის პერიოდში ჰაერის კონდიციონების პრინციპული სქემა ჰაერის ნაწილობრივი ბაიპასირების გამოყენებით.

ამ სქემის თანახმად $L_{\text{ოპ}}$ რაოდენობის ჰაერი მიეწოდება სარწყავ კამერას. ჰაერის ეს ნაწილი H პარამეტრებით დამუშავების შემდეგ კამერიდან გამოდის 0

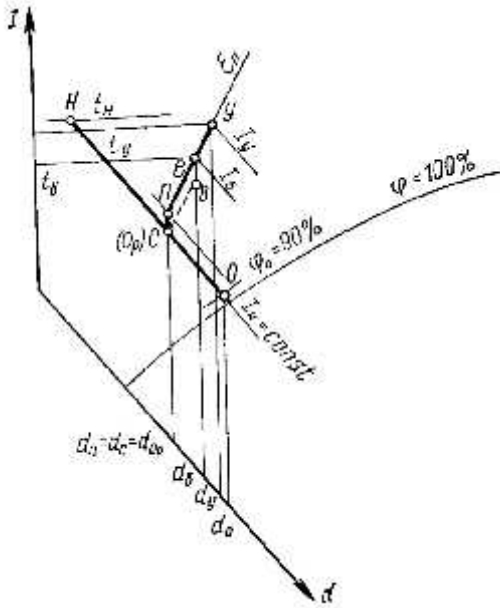
პარამეტრებით. ჰაერის ბაიპასირებული ნაწილი H პარამეტრებით გადის ბაიპასირებულ არხს და სარწყავი კამერის შემდეგ ერევა დამუშავებულ ჰაერს. შერევის შედეგად ჰაერი იღებს დიაგრამაზე C წერტილით დახასიათებულ მდგომარეობას. ასეთ პარამეტრებიანი ჰაერი მიეწოდება სათავსს. ვენტილატორსა და ჰაერსატარებში ხდება მისი შეთბობა 1-1,5° C-მდე მუდმივი ტენშემცველობით. საბოლოოდ ჰაერი იღებს II მდგომარეობას და ამის შემდეგ იგი მიეწოდება სათავსს.

სათავსში ϵ კუთხური მასშტაბით მიმდინარეობს ჰაერის პარამეტრების ცვლილება მოდინებული II მდგომარეობიდან მუშა ზონაში ჰაერის მდგომარეობამდე (B წერტილი); ამის შემდეგ პარამეტრები იცვლება გაწოვილი ჰაერის პარამეტრებამდე (Y წერტილი).

ჰაერის დამუშავების პროცესის აგება და მისი მდგომარეობის ცვლილება წარმოდგენილია 6.4 ნახაზზე. საწყის მონაცემებს წარმოადგენს გარე და შიგა საანგარიშო პარამეტრები, ჭარბი სითბოსა და ტენის მნიშვნელობები.

I-d დიაგრამაზე დააქვთ H და B წერტილები. H წერტილიდან ატარებენ იზოენტალპიური ტენიანობის სხივს ($\epsilon=0$) $\varphi=90-95\%$ მრუდის გადაკვეთამდე - 0 წერტილი.

H0 ხაზზე C წერტილის განსასაზღვრად მივმართავთ დამხმარე აგებას. B წერტილიდან მუდმივი ტენშემცველობით $d_B = \text{const}$ ვატარებთ ხაზს და მასზე ტემპერატურული მასშტაბით გადავზომავთ 1-1,5° C-ს (B' წერტილი). ამ წერტილიდან პუნქტირით ვატარებთ ϵ_{II} პროცესის სხივს H0 სწორი ხაზის გადაკვეთამდე (C წერტილი), რომელიც წარმოადგენს ნარევის მდგომარეობას. C წერტილიდან აღვმართავთ მუდმივი ტენშემცველობით $d_C = \text{const}$ ხაზს, რომელზეც გადავზომავთ მონაკვეთს 1-1,5° C ტემპერატურას მასშტაბით. მივიღებთ II წერტილს, რომელიც მოდინებული ჰაერის პარამეტრებით ხასიათდება. II და B წერტილებზე ვატარებთ სწორ ხაზს და მისი გადაკვეთა t_y იზოთერმასთან გვამღებს გასაწოვი ჰაერის მდგომარეობის პარამეტრებს. ამით ჰაერის კონდიციონირების პროცესის აგება მთავრდება.



ნახ. 6.4. ზაფხულის პერიოდში $I-d$ დიაგრამაზე ჰაერის დამუშავების იზოენტალპიური პროცესის აგება ჰაერის ნაწილობრივი ბაიპასირების გამოყენებით.

მოდინებული ჰაერის რაოდენობა განისაზღვრება (6.17) ან (6.18) ფორმულით.

ჰაერის რაოდენობას, რომელიც გადის ბაიპასურ არხსა და სარწყავ კამერას, საზღვრავენ მატერიალური ბალანსის განტოლებით, მაგალითად, ტენის:

$$G_b d_H + G_{sb} d_o = G_{\Pi} d_c \quad (6.20)$$

ვინაიდან

$$G_{\Pi} = G_b + G_{sb}, \quad (6.21)$$

(6.20) და (6.21) განტოლებიდან მივიღებთ:

$$G_b = \frac{d_o - d_c}{d_o - d_H} G_{\Pi}, \quad (6.22)$$

ან

$$G_{sb} = G_{\Pi} - G_b. \quad (6.23)$$

სარწყავ კამერაში აორთქლებული წყლის რაოდენობა:

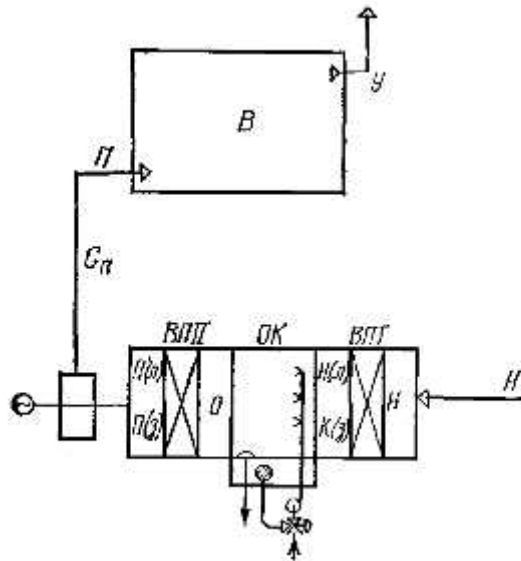
$$W_o = G_{sb} (d_o - d_{\Pi}) 10^{-3}. \quad (6.24)$$

6.6. წლის თბილ პერიოდში ჰაერის კონდიცირება სიცივის წყაროს გამოყენებით

პარაგრაფში განხილულია თბილ პერიოდში ჰაერის კონდიცირების პროცესები ცივი წყლის გამოყენებით.

(6.5) ნახაზზე ნაჩვენებია ჰაერის კონდიცირების წინდენითი სისტემის პრინციპული სქემა. ჰაერის კონდიცირების დანადგარი, რომელიც ემსახურება ამ

სისტემას, შედგება პირველი საფეხურის ჰაერშემთბობისა BH I (ზაფხულში არ მუშაობს), კონტაქტური აპარატისა (ფრქვევანებიანი კამერა) ΦK და მეორე საფეხურის ჰაერშემთბობისაგან BH II.

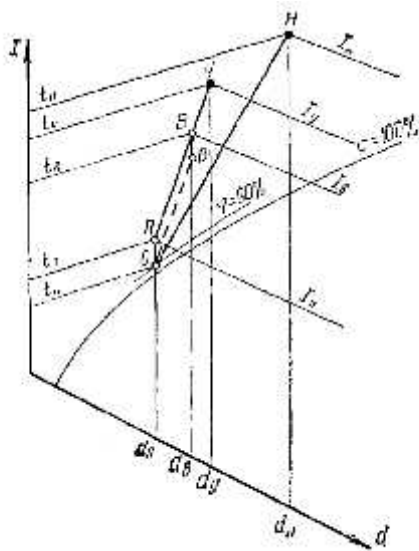


6.5. წლის თბილ პერიოდში ჰაერის კონდიციონირების წინდენითი სისტემის პრინციპული სქემა.

დიაგრამაზე პროცესის აგებისას (ნახ.6.6) აუცილებელია ვიხელმძღვანელოთ იმ პირობით, რომ მოდინებული ჰაერის რაოდენობა შეძლებისდაგვარად უნდა მივლეთ მინიმალური რაოდენობის, ხოლო, თავის მხრივ, ეს არ უნდა იყოს ნაკლები სანიტარიული ნორმებით გათვალისწინებული ჰაერის რაოდენობისა.

I-d დიაგრამაზე დაგვაქვს H და B წერტილები. B წერტილის ქვემოთ ვატარებთ პროცესის სხივს $d_{B} = \text{const}$, რომლითაც ვზომავთ $\Delta t = 1-1,5^{\circ} \text{C}$, მივიღებთ დამხმარე B' წერტილს. B' წერტილიდან კუთხური კოეფიციენტით ვატარებთ (წყვეტილი ხაზი) პროცესის ϵ სხივს $\varphi = 90 - 95\%$ მრუდის გადაკვეთამდე - 0 წერტილი. თუ 0 წერტილში ტემპერატურა არის $8 - 10^{\circ} \text{C}$ -თი ნაკლები, მაშინ განხილული ჰაერის კონდიციონირების პროცესი რეალიზებულია. ამიტომ 0 წერტილის ზემოთ $d_{0} = \text{const}$ ნახაზზე გადავზომავთ $\Delta t = 1 - 1,5^{\circ} \text{C}$ მონაკვეთს და მიღებულ II წერტილიდან ვატარებთ ϵ სხივს, მისი გადაკვეთა t_{B} და t_{y} იზოთერმასთან სათანადოდ, მოგვცემს B და y წერტილების მდებარეობას.

იმ შემთხვევაში, თუ ტემპერატურათა სხვაობა მეტია $8-10^{\circ} \text{C}$ -ზე და არსებობს გარკვეული ტემპერატურული შეზღუდვა, $\Delta t_{\pi} = \Delta t_{\text{დას}} = \Delta t_{B} - \Delta t_{\pi}$.

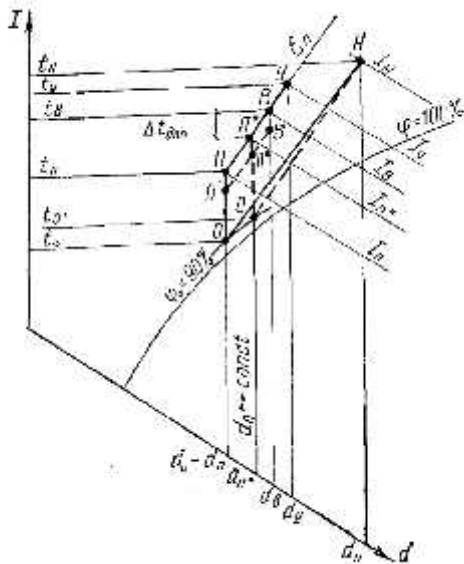


ნახ. 6.6. წლის თბილ პერიოდში $I-d$ დიაგრამაზე ჰაერის კონდიცირების წინდენითი პროცესის აგება მისაწოდებელი ჰაერის მინიმალური ხარჯის დროს.

მაშინ მოდინებული ჰაერის ტემპერატურას ვპოულობთ ფორმულით:

$$t_{\pi} = t_B - \Delta t_{\text{დას}} \quad (6.25)$$

წერტილიდან (6.7.) ვატარებთ სათავსში ჰაერის პროცესის ცვლილების ხაზს კუთხური ϵ კოეფიციენტით და მისი გადაკვეთა t_{π} და t_y იზოთერმებთან გვაძლევს Π და y წერტილების მდებარეობას (გასაწოვი და მისაწოდებელი ჰაერის მდგომარეობა).



ნახ 6.7. წლის თბილ პერიოდში $I-d$ დიაგრამაზე ჰაერის კონდიცირების წინდენითი პროცესის აგება მისაწოდებელი და გასაწოვი ჰაერის ტემპერატურული შეზღუდვის პირობებისათვის.

ჰაერცვლას ვპოულობთ ჭარბი სითბოს ან ჭარბი ტენის არსებობის პირობიდან:

$$G_{\pi} = \frac{\Sigma Q}{I_y - I_{\pi}} \quad (6.26)$$

$$G_{\pi} = \frac{\Sigma W}{d_y - d_{\pi}} \cdot 10^3 \quad (6.27)$$

H წერტილს აერთებენ 0 წერტილთან. ამრიგად H0 ხაზი გვიჩვენებს სარწყავ კამერაში ჰაერის გაცივებისა და გამრობის პროცესს, 0Π - ხაზი ჰაერის შეთბობას ჰაერშემთბობში BHII, III ხაზი - ჰაერის შეთბობას ვენტილატორსა და ჰაერსადენებში, ΠBY - სათავსში ჰაერის მდგომარეობის ცვლილებას.

ჰაერის გაცივებისა და გამრობისათვის საჭირო სიცივის ხარჯი გამოითვლება ფორმულით:

$$Q_{\Sigma} = G_{\pi}(I_H - I_0) \quad (6.28)$$

სითბოს ხარჯი ჰაერშემთბობში:

$$Q_{II} = G_{\pi}(I_H - I_0) \quad (6.29)$$

ტენის რაოდენობა, რომელშიც დაკონდენსირდება წყლის წვეთების ზედაპირზე:

$$W = G_{\pi}(d_H - d_0) \cdot 10^{-3} \quad (6.30)$$

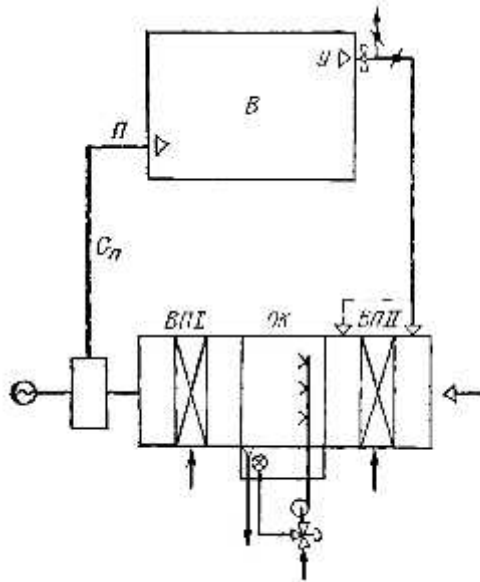
სათავსში ჰაერის მოცემული ტემპერატურის რეგულირება ხორციელდება ტემპერატურის გადამწოდის იმპულსების საშუალებით, რომლებიც მოქმედებენ მეორეული ჰაერშემთბობის თბოგადამტან სარქველზე. ფარდობითი ტენიანობის კონტროლი ხორციელდება სათავსში მოთავსებული ტენიანობის გადამწოდის საშუალებით. მისი იმპულსი უშუალოდ გადაეცემა შემრევი სარქველის შემსრულებელ მექანიზმს, რომელიც მოთავსებულია სარწყავ კამერაში ცივი წყლის მიმწოდებელ ხაზზე.

ზემოთ განხილული ჰაერის გადამუმავების სქემის ერთ-ერთ დიდ ნაკლად უნდა ჩაითვალოს ის, რომ ერთდროულად გამოიყენება სითბო და სიცივე, რაც მკვეთრად ამცირებს დანადგარების ენერგეტიკულ მაჩვენებლებს.

6.17 და 6.18 ფორმულებიდან ჩანს, რომ მოდინებული ჰაერის რაოდენობა მნიშვნელოვნად დამოკიდებულია მისაწოდებელი და სათავსის ჰაერის ტემპერატურათა სხვაობაზე. ამასთან, მიზანშეწონილია ენერგეტიკული ხარჯების შესამცირებლად სქემაში გამოვიყენოთ გასაწოვი ჰაერის რეცირკულაცია. ცხადია, თუ ის არ ეწინააღმდეგება სანიტარიულ - ჰიგიენურ ნორმებს.

6.7 ჰაერის კონდიციონირების სისტემები პირველადი რეცირკულაციით

6.8. ნახაზზე მოცემულია კონდიციონერის სისტემა პირველადი რეცირკულაციით. წინდენითი სქემიდან ის განსხვავდება პირველადი რეცირკულაციისათვის ჰაერის არხით. ამასთან, სათავსიდან რეცირკულირებული ჰაერის შერევა ატმოსფერულ ჰაერთან შეიძლება პირველადი ჰაერშემთბობის წინ ან მის შემდეგ. თბილ პერიოდში ჰაერის კონდიციონერის პროცესის აგებისათვის ზემოთ აღნიშნულ ნიშანს მნიშვნელობა არ აქვს.



ნახ. 6.8. წლის თბილ პერიოდში ჰაერის კონდიციონერის პირველადი რეცირკულაციის პრინციპული სქემა.

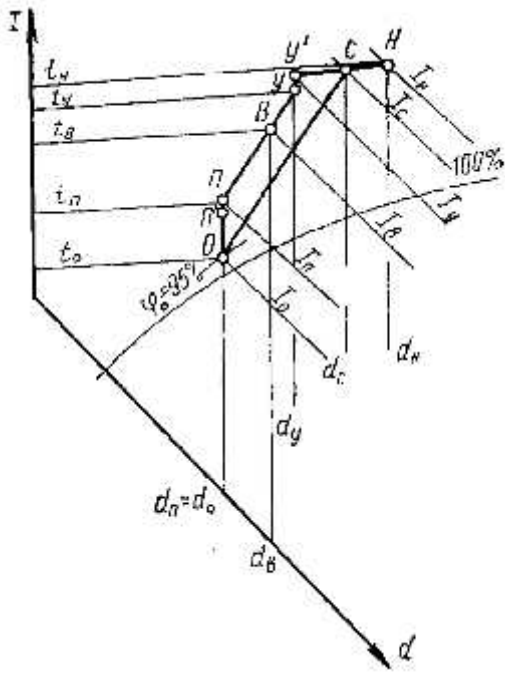
რეცირკულირებული ჰაერის გამოყენების დროს საჭიროა გავითვალისწინოთ სათავსში ჰაერცვლის ორგანიზაციის სქემა, ე.ი. ჰაერის მიწოდებისა და გაწოვის ზონების განლაგება და აგრეთვე რეცირკულირებული ჰაერის შეწოვის ადგილი. ჰაერცვლის ორგანიზაციის სქემის საფუძველზე შეირჩევა მოდინებული, გასაწოვი და რეცირკულირებული ჰაერის პარამეტრები.

I-d დიაგრამაზე პროცესის აგებას (ნახ. 6.9) იწყებენ H და B წერტილების პოვნით, ამის შემდეგ განსაზღვრავენ Y, II, II', O წერტილებსაც. გარდა ამისა, პოულობენ φ' წერტილს, რომელიც მდებარეობს d_y ხაზისა და t'_{y-1} იზოთერმის გადაკვეთაზე. Y' წერტილით დახასიათებულია რეცირკულირებული ჰაერის მდგომარეობა ატმოსფერულ ჰაერთან შერევის წინ. მოდინებული ჰაერის რაოდენობა განისაზღვრება (6.17) და (6.18) ფორმულებით.

H და Y' წერტილებს აერთებენ ხაზით, რომელიც წარმოადგენს გარემო და რეცირკულირებული ჰაერის ნარევის ხაზს. რეცირკულირებული ჰაერის რაოდენობა განისაზღვრება ფორმულით:

$$G_{IP} = G_{II} - G_H, \quad (6.31)$$

სადაც G_H ატმოსფერული ჰაერის რაოდენობაა.



ნახ. 6.9. წლის თბილ პერიოდში $I-d$ დიაგრამაზე ჰაერის კონდიციონირების პირველადი რეცირკულაციის პროცესის აგება.

მოცემულ ნახაზზე C წარევის წერტილის გადასატანად გამოიყენება თბური ან მატერიალური ბალანსის განტოლება:

$$G_H I_H + G_{1P} I_{Y'} = G_{II} I_C,$$

საიდანაც განისაზღვრება წარევის ენთალპია:

$$I_C = \frac{G_H I_H + G_{1P} I_{Y'}}{G_{II}} \quad (6.32)$$

ანალოგიურად მიიღება წარევის წერტილის ტენშემცველობის მნიშვნელობა:

$$d_C = \frac{G_H d_H + G_{1P} d_{Y'}}{G_{II}} \quad (6.33)$$

I_C და d_C ხაზების გადაკვეთა H_Y სხივებთან გვამღევს C წერტილის მდგომარეობას. C წერტილს ხაზით აერთებენ 0 წერტილთან, რომელიც წარმოადგენს ჰაერის მდგომარეობის ცვლილების პროცესის ხაზს სარწყავ კამერაში მისი გაცივებისა და გაშრობის დროს.

ჰაერშემთბობში სითბოს ხარჯი განისაზღვრება (6.29) ფორმულით. სარწყავ კამერაში სიცივის ხარჯი იანგარიშება ცნობილი ფორმულით:

$$Q_s = G_{II}(I_C - I_0), \quad (6.34)$$

ხოლო ჰაერიდან კონდენსირებული ტენის რაოდენობა:

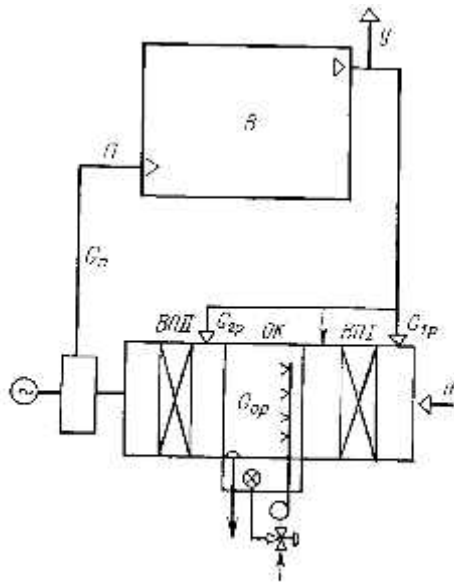
$$W = G_H(d_C - d_0) \cdot 10^{-3} \quad (6.35)$$

(6.28) და (6.34) ფორმულებით გაანგარიშების შედეგების ურთიერთშედარებით შეიძლება დავასკვნათ, რომ რეცირკულაციის გამოყენება საშუალებას გვამღევს პროცესში შევამციროთ სიცივის ხარჯი. მიუხედავად ამისა,

ამ სქემაშიაც ჰაერის დამუშავების დროს მაინც ხდება სიცივისა და სითბოს ერთდროული გამოყენება.

სითბოს ხარჯის შემცირების მიზნით ჰაერის კონდიციონირების სისტემებში ხშირად გამოიყენება პირველადი და მეორეული რეციკულაცია. ასეთი სისტემის სქემა მოცემულია 6.10. ნახაზზე. ამ სქემის თანახმად, გარემო ჰაერი ერევა პირველად რეციკულირებულ ჰაერს პირველი საფეხურის ჰაერგამთბობის წინ ან მის შემდეგ. ამის შემდგომ მას დამატებით ერევა სათავსიდან ართმეული მეორეული ჰაერის ნაკადი. რის შედეგად მიიღება ასეთი კონდიციის ჰაერი, რომელიც სათავსს უნდა მიეწოდოს.

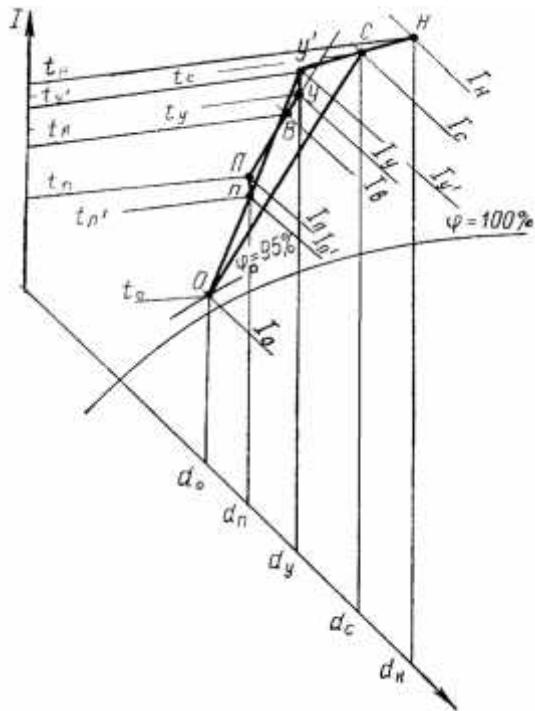
I-d დიაგრამაზე (ნახ 6.11) პროცესის აგებას იწყებენ H და B წერტილების დატანით. შემდეგ განსაზღვრავენ Y, Y', Π და Π' წერტილების მდებარეობას. (6.17) და (6.18) ფორმულებით იანგარიშება მოდინებული ჰაერის რაოდენობა.



ნახ. 6.10. წლის თბილ პერიოდში ჰაერის კონდიციონირების პირველადი და მეორეული რეციკულაციის პრინციპული სქემა.

როგორც აღინიშნა, ჰაერი Π' მდგომარეობას იღებს სათავსიდან ართმეული მეორეული რეციკულირებული Y' პარამეტრებიანი და სარწყავი კამერიდან მოდინებული O წერტილის ჰაერის ნარევით. ჰაერის რაოდენობას, რომელიც გადის სარწყავ კამერაში, თუ აღვნიშნავთ G_{OK} , ხოლო მეორეულ რეციკულაციით მიღებულ ჰაერს G_{2P} , მაშინ

$$G_{\Pi} = G_{OK} + G_{2P}.$$



ნახ. 6.11. წლის თბილ პერიოდში $I-d$ დიაგრამაზე ჰაერის კონდიციონირების პირველადი და მეორეული რეცირკულაციის პროცესის აგება.

თუ მივიღებთ მხედველობაში, რომ Π' წარმოადგენს Y' და O შემაერთებელ ხაზზე ნარევის წერტილს, მაშინ ყველა ეს სამი წერტილი ერთ სწორ ხაზზე უნდა მდებარეობდეს. ამასთან, სარწყავი კამერის შემდეგ ფარდობითი ტენიანობის მნიშვნელობა უნდა იყოს $\varphi=90 - 95\%$. თუ Y' და Π' წერტილებზე გავატარებთ სწორ ხაზს, მაშინ მისი გადაკვეთა $\varphi=90 - 95\%$ მრუდთან მოგვცემს O წერტილს. (6.36) ფორმულის გამოყენებით შეგვიძლია დავწეროთ თბური ბალანსის განტოლება:

$$G_{2P}I_{Y'} + (G_{\Pi} - G_{2P})I_0 = G_{\Pi} I_{\Pi'} \quad (6.36)$$

აქედან ვპოულობთ მეორეული რეცირკულაციის ჰაერის რაოდენობას:

$$G_{2P} = G_{\Pi} \frac{I_{\Pi'} - I_0}{I_{Y'} - I_0} \quad (6.37)$$

ჰაერის რაოდენობა, რომელიც გადის სარწყავ კამერას,

$$G_{0K} = G_{\Pi} - G_{2P} \quad (6.38)$$

პირველადი რეცირკულაციის ჰაერი:

$$G_{1P} = G_{0K} - G_H$$

Y' H ხაზზე C წერტილის ნარევის ენთალპიას ვპოულობთ ფორმულით:

$$I_C = \frac{G_H I_H + G_{1P} I_{Y'}}{G_{0C}}$$

სიცივის ხარჯი:

$$Q_x = G_{0K} (I_C - I_0) \quad (6.39)$$

პირველი და მეორე საფეხურები ჰაერშემთბობი წლის თბილ პერიოდში არ გამოიყენება, სისტემის უარყოფითი მხარეა ავტომატური რეგულირების სირთულე. გარდა ამისა, მისი გამოყენება ხშირ შემთხვევაში შეუძლებელია,

ვინაიდან γ და Π წერტილებზე გატარებული სხივი არ კვეთს $\varphi=90-95\%$ მრუდს ან გადაკვეთს, მაგრამ უარყოფით ან ძლიერ დაბალი ტემპერატურის არეში.

6.8. წლის ცივ პერიოდში ჰაერის კონდიციონირების პროცესები

ცივი პერიოდისათვის განვიხილოთ ჰაერის კონდიციონირების სახასიათო პროცესების აგება. პროცესების ასაგები საწყისი მონაცემებია: გარემოს საანგარიშო პარამეტრები t, I_H , სათავსის ჰაერის პარამეტრები t_B, φ_B , კუთხური კოეფიციენტის მნიშვნელობა $\epsilon = \frac{Q_{\text{სტ}}}{W}$, ჰაერცვლის ორგანიზაციის პრინციპული სქემა, სათავსოდან გაწოვილი ჰაერის ტემპერატურის მნიშვნელობა t_V , ატმოსფერული, მოდინებული და რეცირკულირებული ჰაერის რაოდენობა, რომელიც თბილი პერიოდისათვის მიიღება გაანგარიშებით.

ჰაერის კონდიციონირების წინდენითი სისტემის პრინციპული სქემა მოცემულია 6.5. ნახაზზე. ატმოსფერული ჰაერი პირველი საფეხურის ჰაერშემთბობში თბება, იზოენტალპიურად ტენიანდება სარწყავ კამერაში, საბოლოოდ თბება მეორე საფეხურის $B\Pi$ II ჰაერშემთბობში, რის შემდეგ მიეწოდება სათავსს. ცივი პერიოდისათვის ვენტულატორში ჰაერის შეთბობას მხედველობაში არ ვღებულობთ.

$I-d$ დიაგრამაზე პროცესის აგებას ვიწყებთ (ნახ. 6.12) H და B წერტილების დატანით. B წერტილიდან ვატარებთ სათავსის პროცესის ϵ_{Π} სხივს და მასზე ვპოულობთ გამწოვი ჰაერის მდგომარეობის Y წერტილს.

თბილ პერიოდში ცნობილია მოდინებული ჰაერის რაოდენობა, ამიტომ განსაზღვრავენ მის სითბოსა და ტენის ასიმილაციის უნარს ფორმულით:

$$\Delta I = \frac{Q_{\text{სტ}}}{G_{\Pi}} \quad (6.40)$$

და

$$\Delta d = \frac{\sum W}{G_{\Pi}} 10^3. \quad (6.41)$$

ცხადია, ენთალპიისა და ტენშემცველობის მნიშვნელობებს, რომლებიც უნდა ჰქონდეს მოდინებულ ჰაერს, სათანადოდ, გვექნება:

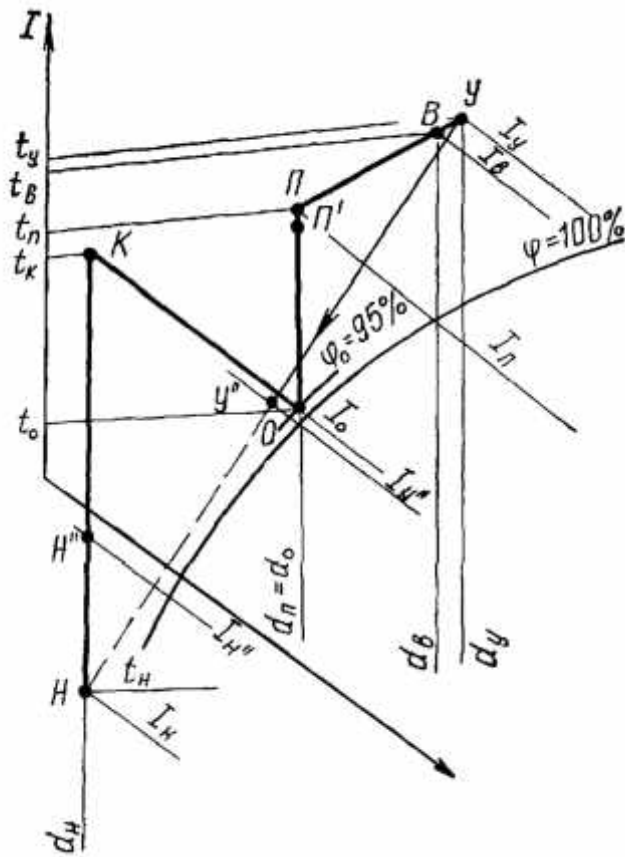
$$I_{\Pi} = I_Y - \Delta I \quad (6.42)$$

და

$$d_{\Pi} = d_Y - \Delta d. \quad (6.43)$$

$I_{\Pi} = \text{const}$ ან $d_{\Pi} = \text{const}$ სხივის გადაკვეთა სათავსის პროცესის ϵ_{Π} სხივთან განსაზღვრავს სათავსში მოდინებული ჰაერის პარამეტრებს Π წერილზე. Π წერტილიდან ვატარებთ

$d_{\Pi} = \text{const}$ ხაზს $\varphi=90-95\%$ მრუდს გადაკვეთამდე. მივიღეთ 0 წერტილი, რომელსაც ეთანადება სარწყავი კამერიდან გამოსული ჰაერის პარამეტრები. $0\Pi'$ სხივი წარმოადგენს ჰაერშემთბობის მეორე საფეხურში ჰაერის შეთბობის პროცესს.



6.12. წლის ცივ პერიოდში დიაგრამაზე წინდენითი პროცესის აგება.

ატარებენ $I_0 = \text{const}$ და $d_H = \text{const}$ ხაზებს K წერტილზე მათ გადაკვეთამდე. ამრიგად, HK ხაზი არის BΠ I-ში ჰაერის შეთბობის პროცესი, ხოლო ჰაერშემთბობის პირველ საფეხურზე სითბოს ხარჯი:

$$Q_I = G_{\Pi} (I_K - I_H). \quad (6.44)$$

მეორე საფეხურზე სითბოს ხარჯი:

$$Q_{II} = G_{\Pi} (I_{\Pi} - I_0). \quad (6.45)$$

სარწყავ კამერაში აორთქლებული წყლის რაოდენობა:

$$W = G_{\Pi} (d_0 - d_K) 10^{-3}. \quad (6.46)$$

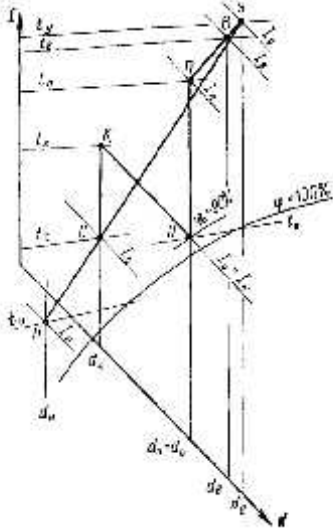
ჰაერის მომზადების პროცესში სითბოს ხარჯის შესამცირებლად შეიძლება გამოვიყენოთ ჰაერის პირველადი რეციკულაცია, ცხადია, თუ ეს დასაშვებია სანიტარიული თვალსაზრისით. ასეთი სისტემის პრინციპული სქემა მოცემულია 6.8. ნახაზზე. ამ სქემაში შესაძლებელია გამოვიყენოთ ჰაერის შერევის ორი ვარიანტი - ჰაერშემთბობის წინ ან შემდეგ.

I-d დიაგრამაზე განვიხილოთ ატმოსფერული და რეციკულირებული ჰაერის შერევა პირველადი საფეხურის ჰაერშემთბობის წინ (იხ. ნახ. 6.13).

აგებას ვიწყებთ H და B წერტილების დატანით, ამის შემდეგ განვსაზღვრავთ Y, Π და O წერტილების მდებარეობას. ვაერთებთ Y და H წერტილებს (ნარევის ხაზი). მასზე დაგვაქვს I_c მნიშვნელობა, რომელიც გამოითვლება ფორმულით:

$$I_c = \frac{G_H I_H + G_P I_Y}{G_{\Pi}}, \quad (6.47)$$

I_c გადაკვეთა $Y H$ სწორთან გვაძლევს ნარევის C წერტილს. C წერტილზე ვატარებთ $d=const$ სხივს, ხოლო O წერტილიდან $I=const$ ხაზს, მათი გადაკვეთა გვაძლევს K წერტილს, რომლითაც დახასიათებულია ნარევის პარამეტრები პირველ საფეხურზე შეთბობის შემდეგ. ამრიგად $H Y$ არის რეცირკულირებული ატმოსფერული ჰაერის ნარევის ხაზი, $C K$ - ჰაერის ნარევის გათბობის სხივი პირველად ჰაერშემთბობში, KO -სარწყავ კამერაში ჰაერის იზოენტალპიური დატენიანება, $O \Pi$ - მეორე საფეხურზე ჰაერის გათბობის პროცესი, $\Pi B Y$ - სათავსში ჰაერის მდგომარეობის ცვლილების პროცესი.



ნახ. 6.13. ჰაერშემთბობის წინ პირველადი რეცირკულაციის პროცესის აგება წლის ცივ პერიოდში $I-d$ დიაგრამაზე.

პირველ საფეხურზე ჰაერის შეთბობაზე დახარჯული სითბო:

$$Q_I = G_{\Pi} (I_K - I_C).$$

მეორე საფეხურზე სითბოს ხარჯი განისაზღვრება (6.45) ფორმულით, ხოლო სარწყავ კამერაში აორთქლებული წყლის რაოდენობა - (6.46) ფორმულით.

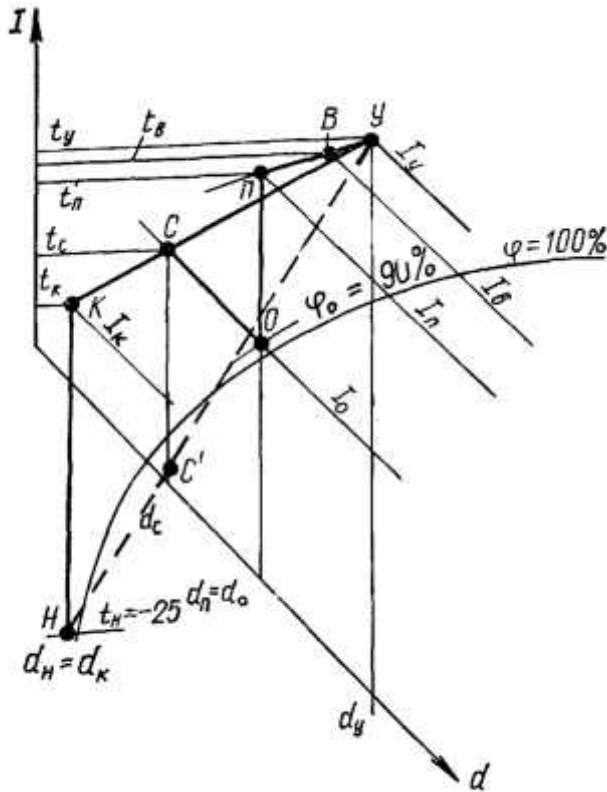
იმ შემთხვევაში, როდესაც რეცირკულირებული და ატმოსფერული ჰაერის ნარევის C წერტილი აღმოჩნდება $\varphi = 100\%$ მრუდის ქვემოთ, გამოიყენება რეცირკულირებული ჰაერის პირველი საფეხურის ჰაერშემთბობის შემდეგ. შერევა (6.8) ნახაზზე ნაჩვენებია წყვეტილი ხაზით. ჰაერის კონდიციონირების პროცესის აგება $I-d$ დიაგრამაზე ნაჩვენებია 6. 14 ნახაზზე. როგორც წინა შემთხვევაში, აგებას ვიწყებთ H და B წერტილების დატანით, ვსაზღვრავთ Y, Π და O წერტილებს, ამის შემდეგ ვიანგარიშებთ ნარევის წერტილის ტენშემცველობას ფორმულით:

$$d_c = \frac{G_H d_H + G_1 p d_Y}{G_{\Pi}} \quad (6.48)$$

ვატარებთ $I=const$ და $d_c=const$ ხაზებს მათი ურთიერთგადაკვეთის C წერტილამდე. Y და C წერტილებზე ვატარებთ სწორს $d=const$ სხივის გადაკვეთამდე (K წერტილი).

ამრიგად, მივიღებთ $H K$ პირველ საფეხურზე ჰაერის შეთბობის სხივს, $K Y$ - ატმოსფერული და რეცირკულირებული ჰაერის შერევის ხაზს, CO -

იზოენტალპიური გატენიანების პროცესს, $O\Pi$ - მეორე საფეხურზე შეთბობის პროცესს, $\Pi B Y$ - სათავსის ჰაერის მდგომარეობის ცვლილების პროცესს.



ნახ. 6.14. ჰაერშემთბობის შემდეგ პირველადი რეცირკულაციის ჰაერის შერევის პროცესის აგება წლის ცივ პერიოდში $I-d$ დიაგრამაზე.

პირველ საფეხურზე სითბოს ხარჯი:

$$Q = G_{\Pi} (I_K - I_H). \quad (6.49)$$

მეორე საფეხურზე სითბოს ხარჯი იანგარიშება (6.45) ფორმულით, ხოლო აორთქლებული წყლის რაოდენობა:

$$W = G_{\Pi} (d_o - d_c) 10^{-3}. \quad (6.50)$$

უნდა აღინიშნოს, რომ თანაბარი პირობებისათვის პირველ საფეხურზე დახარჯული სითბოს რაოდენობა ერთნაირია იმისდა მიუხედავად, თუ სად ხდება რეცირკულირებული და ატმოსფერული ჰაერის შერევა ჰაერშემთბობის წინ თუ მის შემდეგ.

განვიხილოთ ჰაერის კონდიცირების პროცესის აგება პირველადი და მეორეული რეცირკულაციით (იხ. ნახ. 6.15).

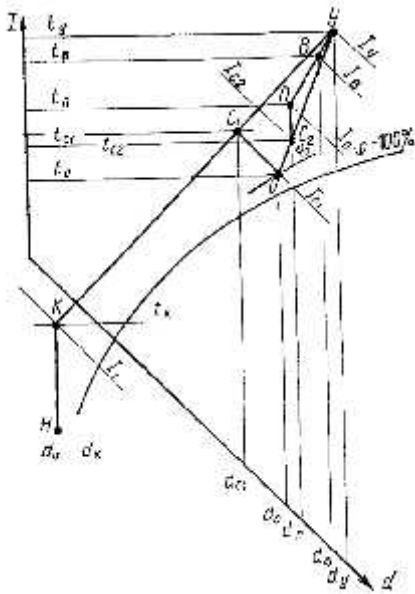
$I-d$ დიაგრამაზე (ნახ. 6.15) დააქვთ H და B წერტილები, ამის შემდეგ განსაზღვრავენ Y და Π წერტილების მდებარეობას. აგების პროცესში თბილი პერიოდიდან ცნობილია მეორეული რეცირკულაციის G_{P2} ჰაერის რაოდენობა, რომელიც გადის სარწყავ კამერას. გარდა ამისა, აგებიდან დაფიქსირებულია რეცირკულირებული ჰაერის ტენშემცველობა d_y და ნარევის d_{c2} , რომელიც ტოლია

მოდინებული ჰაერის ტენშემცველობისა $d_{C2} = d_{II}$. სარწყავ კამერიდან გამოსული ჰაერის ტენშემცველობას ვანგარიშობთ ფორმულით:

$$d_0 = \frac{G_{II}d_{II} - G_2pdy}{G_{OK}} \quad (6.51)$$

0 წერტილი განისაზღვრება $d_0 = \text{const}$ ხაზის გადაკვეთით $\varphi = 90-95\%$ მრუდთან. 0 და Y წერტილების შემაერთებელი ხაზის გადაკვეთა $d_{II} = \text{const}$ სხივთან გვამდევს ნარევის C_2 წერტილის მდებარეობას.

როგორც წინა შემთხვევაში, პირველადი რეცირკულირებული ჰაერი შეიძლება შევუერთოთ ატმოსფერულს როგორც პირველი ჰაერშემთბობის წინ, ასევე მის შემდეგ.



ნახ. 6.15. პირველადი და მეორეული რეცირკულაციის პროცესის აგება წლის ცივ პერიოდში I-d დიაგრამაზე.

ვთქვათ, შერევა განხორციელებულია პირველადი საფეხურის ჰაერშემთბობის შემდეგ. მაშინ ჰაერის ნარევის ტენშემცველობა იანგარიშება ფორმულით:

$$d_{C1} = \frac{G_1pdy + G_{II}d_{II}}{G_{OK}} \quad (6.52)$$

C_1 წერტილის მდებარეობა განისაზღვრება $d_{C1} = \text{const}$ ხაზის გადაკვეთით $h = \text{const}$ სხივთან, ხოლო Y C_1 ხაზის გადაკვეთით $d_H = \text{const}$ სხივთან ვპოულობთ K წერტილს. ამრიგად, მივიღეთ ხაზები: H K - ჰაერშემთბობის პირველ საფეხურზე ატმოსფერული ჰაერის შეთბობის პროცესი, K Y - პირველადი რეცირკულირებული და ატმოსფერული ჰაერის შერევის პროცესი C_1 -სარწყავ კამერაში, პირველადი ჰაერის ნარევის იზოენტალპიური დატენიანების პროცესი, C_2 II - ჰაერშემთბობის მეორე საფეხურზე ჰაერის გათბობის პროცესი, მეორეული რეცირკულირებული და სარწყავ კამერაში დამუშავებული ჰაერის შერევის პროცესი, II B Y - სათავსში ჰაერის მდგომარეობის ცვლილების პროცესი.

ჰერმეტიზაციის პირველ საფეხურზე სითბოს ხარჯი:

$$Q_I = G_H (I_K - I_H). \quad (6.53)$$

ჰერმეტიზაციის მეორე საფეხურზე სითბოს ხარჯი:

$$Q_{II} = G_I (I_{II} - I_{C2}). \quad (6.54)$$

სარწყავ კამერაში აორთქლებული წყლის რაოდენობა:

$$W = G_{OK} (d_0 - d_{C1}) 10^{-3}. \quad (6.55)$$

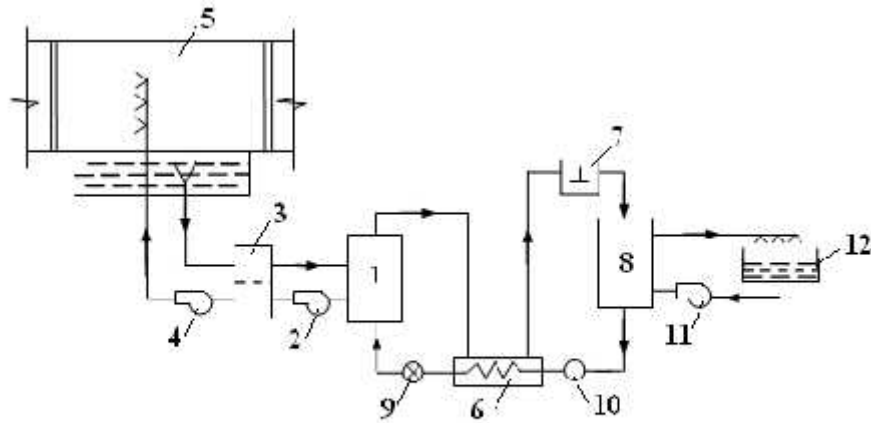
თავი 9. ჰაერის კონდიციონირების თბოგადამცემი აპარატების სიცივითა და სითბოთი მომარაგების სისტემები

9.1. ცენტრალური სამაცივრო სადგურიდან სიცივით მომარაგების პრინციპები

ჰაერის კონდიციონირების სისტემების სიცივით მომარაგებისთვის გამოყენებულია სამაცივრო სადგურები, სადაც მოწყობილია სხვადასხვა მაცივარ აგენტებით (ხლადონებით) მომუშავე სამაცივრო მანქანები.

სამაცივრო სადგურის პრინციპული სქემა მოცემულია 9.1. ნახაზზე.

სიცივის მატარებელი წყალი ცივდება ამორთქლებელში 1 და ტუმბოს 2 საშუალებით მიეწოდება შუალედური ავზის 3 ცივი წყლის ნაკვეთურს, საიდანაც ტუმბოთი 4 დაიჭირხნება კონდიციონერში 5. კონდიციონერიდან შემთბარი წყალი თვითდინებით უბრუნდება ავზის 3 შემთბარი წყლის ნაკვეთურს და ტუმბოს 2 საშუალებით ისევ მიეწოდება ამორთქლებელს 1. ამორთქლებელში მიღებული ტენიანი ხლადონის ორთქლი მიედინება შუალედურ თბომცვლელ აპარატში 6, სადაც მიმდინარეობს მისი გადახურება მაღალი წნევის თხევადი ხლადონის საშუალებით. თბოგადამცემი აპარატიდან კომპრესორის 7 საშუალებით უწყვეტად მიმდინარეობს სამაცივრო აგენტის ორთქლის შეწოვა, ეს საშუალებას იძლევა ამორთქლებელში შევინარჩუნოთ მუდმივი წნევა. შეწოვის შემდეგ კომპრესორში მიმდინარეობს კონდენსაციის ტემპერატურამდე ორთქლის კუმშვა, რის შემდეგ იგი იჭირხნება კონდესატორში 8. მაცივებელი წყლის საშუალებით, რომელიც მოძრაობს კონდესატორის მილებში, ხდება ორთქლის ფარული სითბოს ართმევა და წარმოქმნილი კონდენსანტი (სითხე) ბრუნდება შუალედურ თბოგადამცემ აპარატში 6. გადასცემს რა ტენიან ორთქლს სითბოს, იგი მაღალი პარამეტრებით მიეწოდება მარეგულირებელ სარქველს 9. სარქველში მიმდინარეობს სამაცივრო აგენტის თელვის პროცესი – ამის შემდეგ სამაცივრო ციკლი მეორდება. სქემაში ჩართულია შუალედური მოცულობითი რეზერვუარი 10 (რესივერი), რომლის საშუალებით მთელი სისტემა იკვებება თხევადი სამაცივრო აგენტით. საშხეფი ავზიდან 12 კონდესატორში 8 გაციებული წყალი მიეწოდება ტუმბოს 11 საშუალებით.



ნახ. 9.1

ნახ.9.1. ცენტრალური სამაცივრო სადგურის პრინციპული სქემა:

1. ამორთქლებელი; 2. ტუმბო; 3. ავზი; 4. ტუმბო; 5. კონდიციონერი;
6. შუალედური თბოგადამცემი აპარატი; 7. კომპრესორი; 8. კონდენსატორი;
9. მარეგულირებელი სარქველი; 10. რესივერი;
11. კონდენსატორის გამაცივებელი წყლის ტუმბო; 12. საშხეფი აუზი (შხეფსაცივარი).

ზემოთ ჩამოთვლილი ძირითადი აპარატურისა და ხელსაწყოების გარდა, სქემაში კიდევ გათვალისწინებულია სხვადასხვა დანიშნულების მილსადენები, არმატურა და ხელსაწყოები. კერძოდ, წყლისა და ხლადონის ფილტრები, წნევის მათანაბრებელი მილსადენები, დამატებითი ჩამკეტი არმატურა, საზომი ხელსაწყოები (მანომეტრები, თერმომეტრები და სხვ).

სამაცივრო მანქანებისა და მათი აპარატურის დაპროექტებისა და შეთანწყობის დროს უნდა დავიცვათ შემდეგი სამშენებლო პირობები: შენობის სიმაღლე არ უნდა იყოს 3,6 მეტრზე ნაკლები, მართვის ფარსა და მანქანებს შორის გასასვლელი - 1,5 მეტრზე ნაკლები, უშუალოდ მანქანებს შორის მანძილი კი - 1 მეტრზე ნაკლები, ხოლო მანქანების (ან აპარატების) დაშორება კედლებიდან - 0,8 მეტრზე.

სარემონტო სამუშაოებისთვის სამაცივრო სადგურის დაპროექტებისას გასათვალისწინებელია სტაციონალური ამწე-სანტრასპროტო საშუალებები (მონორელსი, ჭოჭონაქები, ტალი)

სამანქანო დარბაზის ელექტროგანათება უნდა იყოს არანაკლებ 60 ლუქსისა. სათავსში გათვალისწინებულია მომდენი და გამწოვი ავარიული ვენტილაცია, რომლის ჯერადობა

სამზე ნაკლები არ უნდა იყოს, გამწოვი ხვრელები კი უნდა იყოს იატაკიდან 1-1,5 მეტრის სიმაღლეზე.

სამაცივრო სადგურებში, რეგულირების თვალსაზრისით, რეკომენდებულია დაყენოთ ორი ან მეტი ერთი ტიპის სამაცივრო მანქანა. ერთი მანქანის დაყენება დასაშვებია იმ შემთხვევაში, თუ გათვალისწინებულია სიცივის მწარმოებლურობის რეგულირება. სარეზერვო სამაცივრო მანქანის გათვალისწინება მხოლოდ მაშინ შეიძლება, თუ ჰაერის კონდიციონერების სისტემები ემსახურება ტექნოლოგიურ პროცესებს.

სიცივის რამდენიმე მომხმარებლისთვის მიზანშეწონილია გავითვალისწინოთ ერთი ცენტრალური სამაცივრო სადგური.

ამორთქლებლისა და მილსადენების ცივი ზედაპირები უნდა იქნეს იზოლირებული. თბური საიზოლაციო ფენა განისაზღვრება იმ პირობით, რომ ზედაპირზე არ მოხდეს ჰაერიდან წყლის ორთქლის კონდენსაცია. ეს პირობები აკმაყოფილებს აგრეთვე ტექნიკურ-ეკონომიკურ ოპტიმალურ მაჩვენებლებს.

ნებისმიერი მწარმოებლურობის სამაცივრო სადგურებისა და ცალკეული სამაცივრო მანქანების განლაგება უშუალოდ საცხოვრებელ სახლებში, კიბის უჯრედებში, კიბის ქვეშ, კორიდორებში, ვესტიბიულებსა და ფოიეებში ნებადართული არ არის. ზემოაღნიშნული შეზღუდვა არ ვრცელდება (გარდა კიბის უჯრედებისა და მის ქვეშ მოთავსებულ სათავსებზე) ავტონომიური კონდიციონერების სადგურებსა და ცალკეულ კონდიციონერებზე.

30 კვტ და მეტი მწარმოებლურობის სამაცივრო სადგურებისა და აგრეთვე ცალკეული სამაცივრო მანქანების დაყენება შენობის სარდაფებსა და ცოკოლურ სართულებში ნებადართული არ არის. სამაცივრო სადგურებისა და ცალკეული მანქანების 60 კვტ-მდე მწარმოებლობის დაყენება დასაშვებია შენობის სარდაფებში და ცოკოლურ სართულებზე (საცხოვრებელი შენობის გარდა) თუ სადგურის გადახურვა გათვალისწინებული არ არის ადამიანების საცხოვრებლად.

სამაცივრო სადგურები უნდა განლაგდეს უსაფრთხოების ტექნიკის წესების მიხედვით. ხლადონის სამაცივრო დანადგარები კომპრესორის დეგუმის აღწერილი მოცულობის მიხედვით იყოფა ორ ჯგუფად: A (მწარმოებლურობა 62 მ³/სთ მეტი) და B (მწარმოებლურობა 62 მ³/სთ ნაკლები).

ფეთქებად-სახანძრო და სახანძრო უსაფრთხოების მიხედვით სამაცივრო სადგურები მიეკუთვნება D კატეგორიას. იმ შემთხვევაში, თუ ყველა მანქანის ზეთის რაოდენობა აჭარბებს 100კგ, მაშინ სადგური B კატეგორისაა.

იმასთან დაკავშირებით, რომ ჰკს სიცივითი მოთხოვნილება ცვალებადი სიდიდეა, განასხვავებენ სადგურის სიცივის მწარმოებლურობის განსაზღვრის ორ მეთოდს. პირველი მეთოდის მიხედვით სიცივის მწარმოებლურობა განისაზღვრება მისი საათური მაქსიმალური მოთხოვნილების მიხედვით, რომელსაც ეთანადება გარემო ჰაერის საანგარიშო პარამეტრები. მეორე მეთოდით სადგურის საათური მწარმოებლურობა განისაზღვრება სიცივის საშუალო საათური მოთხოვნილებით საანგარიშო დღეღამური პირობებიდან.

მეთოდის შერჩევა წარმოებს ტექნიკურ-ეკონომიკური გაანგარიშებით ელექტრონული გამოთვლითი მანქანების საშუალებით. პირველი მეთოდის შემთხვევაში სადგურის საათური მწარმოებლურობა მეტია, მაგრამ მცირდება სამაცივრო მანქანების მუშაობის ხანგრძლივობა და ავზი აკუმულატორის მოცულობა. მეორე მეთოდის შემთხვევაში საადგურის საათური მწარმოებლურობა მცირდება, ხოლო იზრდება მანქანების მუშაობის ხანგრძლივობა და ავზი-აკუმულატორის მოცულობა.

პირველი მეთოდის დროს გაანგარიშება ხდება შემდეგი თანამიმდევრობით. სამაცივრო მანქანის გარსარცმიან ამართქლებლიდან გამოსული წყლის მინიმალური ტემპერატურა არ უნდა იყოს 6°C -ზე ნაკლები. ავზ-აკუმულატორში მაქსიმალური დასაშვები წყლის ტემპერატურა დამოკიდებულია კონდიციონერებში გაფრქვეული წყლის ტემპერატურაზე.

ქსელში წყლის შეთბობას უგულებელყოფენ. მანქანების ჩართვის და გამორთვის გადამოწმების რეგულირება დამოკიდებულია მანქანების რიცხვზე. ასე, მაგალითად, ორი მანქანის დროს, როდესაც $t_{\max} = 8^{\circ}\text{C}$, პირველი მანქანის გადამწოდი რეგულირებულია ჩართვის ტემპერატურაზე $t_{\text{ჩართ}} = 8^{\circ}\text{C}$ და $t_{\text{გამორთ}} = 7^{\circ}\text{C}$, ხოლო მეორე მანქანის $t_{\text{ჩართ}} = 7^{\circ}\text{C}$ და $t_{\text{გამორთ}} = 6^{\circ}\text{C}$.

ნორმატივების მონაცემების თანახმად, სამაცივრო მანქანის ჩართვის რიცხვი ერთ საათში არ უნდა აღემატებოდეს ოთხს. ამ მოთხოვნის უზრუნველსაყოფად სიცივით მომარაგების სისტემის მინიმალური მოცულობა V განისაზღვრება ფორმულით:

$$V = \frac{Q n}{16(t_{\max} - t_{\min})C_{\text{წყ}}} \quad (9.1)$$

სადაც Q არის ერთი მანქანის სიცივის მწარმოებლურობა, ათასი კჯ/სთ;

n - სამაცივრო მანქანების რიცხვი;

$C_{\text{წყ}}$ - წყლის კუთრი სითბოტევადობა, კჯ/კგ-გრად.

სიცივის ხარჯი საანგარიშო დღე-ღამეში დამოკიდებულია ჰაერის კონდიცირების სისტემების სტრუქტურულ სქემებზე. ამ თვალსაზრისით განიხილავენ ჰვს - ის ორ ძირითად ტიპს.

ჰვს პირველ ტიპს მიეკუთვნება ისეთი სისტემები, როდესაც სათავსს მიეწოდება მუდმივი რაოდენობის დამუშავებული ატმოსფერული ჰაერი ან მისი ნარევი რეციკულირებულ ჰაერთან.

მეორე ტიპს მიეკუთვნება ისეთი სისტემები, როდესაც სათავსს მიეწოდება ჰაერის ცვალებადი რაოდენობა და იგი დამოკიდებულია სათავსში გამოყოფილ სითბოს რაოდენობაზე.

პირველი ტიპის სისტემის სიცივით მომარაგება დამოკიდებულია ატმოსფერული ჰაერის რაოდენობაზე, მის პარამეტრებსა და ჰვს - ის მუშაობის ხანგრძლივობაზე. ამ სისტემის მუშაობა არ არის დამოკიდებული სათავსში გამოყოფილ ჰარბ სითბოზე.

მეორე ტიპის სიცივით მომარაგება დამოკიდებულია როგორც ჰაერის რაოდენობასა და მის პარამეტრებზე, ასევე ჰვს მუშაობის ხანგრძლივობასა და სათავსში გამოყოფილი სითბოს რაოდენობაზე.

სიცივის ავზი-აკუმულატორის გაანგარიშების დროს მიღებულია, რომ გარემო ჰაერის საანგარიშო დღე-ღამის ტემპერატურა იცვლება ჰარმონიული რხევების კანონით, რომლის მაქსიმუმი მიიღება 15 საათზე, ხოლო მინიმუმი - 3 საათზე. საანგარიშო ფორმულას აქვს შემდეგი სახე:

$$t_{\text{საშ}} = t_{\text{გ}} - \delta \Delta t_A = t_{\text{გ}} - \Delta t_A \frac{1 + \cos[15(r-3)]}{2}, \quad (9.2)$$

სადაც $t_{\text{საშ}}$ - არის გარემო ჰაერის საშუალო ტემპერატურა;

$t_{\text{გ}}$ - თბილი პერიოდისათვის გარემო ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურა;

t_A - გარემო ჰაერის საშუალო ტემპერატურული რხევები დღელამურ საანგარიშო პერიოდში. მაგალითად თბილისისთვის $\Delta t_A = 14,3$, ბათუმისთვის $\Delta t_A = 9,1$.

δ – კოეფიციენტი, განისაზღვრება განგარიშებით ან (9.1) ცხრილით:

$$\delta = \frac{1 + \cos[15(r-3)]}{2},$$

τ – დრო, დღელამურ საანგარიშო პერიოდში.

სადგურის დღელამური სიცივის ხარჯის დასადგენად T და Q_0 კოორდინატთა სისტემაში როგორც პირველი, ისე მეორე ტიპის ჰვს - თვის აიგება საათური გრაფიკი. ამ გრაფიკის მიხედვით განისაზღვრება საერთო სიცივის ხარჯი $Q_{დ.დ.}$ კვ/დღ-ობით, ხოლო სადგურის მინიმალური მწარმოებლურობა იანგარიშება ფორმულით:

$$Q_{სად} = \frac{Q_{დ.დ.}}{P}, \quad (9.3)$$

სადაც P არის სამაცივრო სადგურის მუშაობის ხანგრძლივობა, სთ-ობით. P -ს მნიშვნელობა მიიღება 18-დან 14 სთ-მდე. 24 საათი დასაშვებია მხოლოდ იმ შემთხვევაში, თუ სადგური მთელი დატვირთვით მუშაობს არა უმეტეს 7 დღისა. დანარჩენ შემთხვევებში მუშაობის ხანგრძლივობად მიზანშემოწინილია მიებული იქნეს $P = 22$ საათი.

საერთო სრული მწარმოებლურობა განისაზღვრება ფორმულით:

$$Q_{სად.სან} = K Q_{დ.დ.}, \quad (9.4)$$

სადაც K არის შესწორების კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს თბოგადაცემით სიცივის დანაკარგებს და ტუმბოებიდან სითბოს მოდინებას. მისი სიდიდე დამოკიდებულია სადგურის მწარმოებლობაზე: 15 კვტ-მდე $K = 1,15 - 1,2$; 15-დან 150 კვტ-მდე $K = 1,12 - 1,15$ და 150 კილოვატს ზევით $K = 1,07 - 1,12$.

სამაცივრო სადგურის სასარგებლო სიცივის $Q_{სად.}$ მწარმოებლურობა, რომელიც განსაზღვრულია (9.3) ფორმულით, დაგვაქვს მწარმოებლურობათა საათური გრაფიკის ორდინატზე და გრაფიკულად განვსაზღვრავთ აკუმულირებული სიცივის რაოდენობას.

აბსორბციული მანქანების ცენტრალური სადგურები თავისი შეთანწყობით და ტექნოლოგიური პროცესებით განსხვავდება კომპრესორული სამაცივრო მანქანების სადგურებისაგან.

ცხრილი 9.1

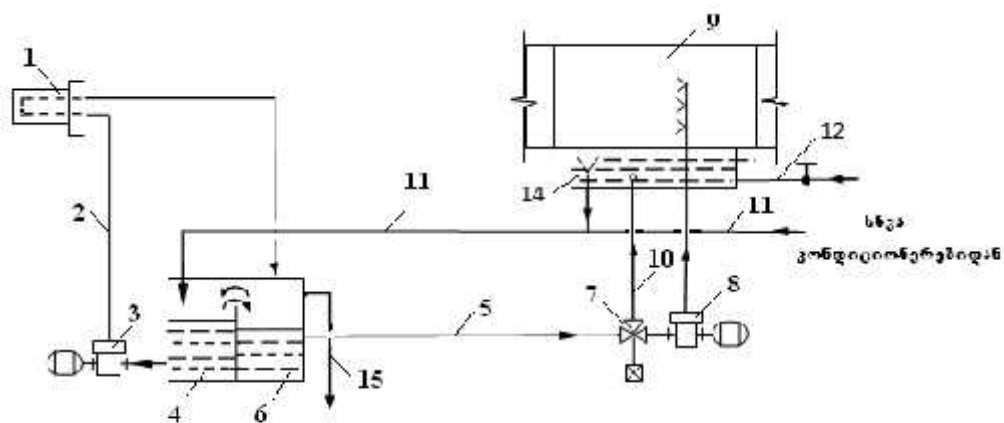
τ	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3
		14	13	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3
δ	0	0,017	0,087	0,141	0,25	0,37	0,5	0,63	0,75	0,85	0,93	0,98	1

9.2. ცენტრალური ჰაერის კონდიციონირების სისტემების სიცივითა და სითბოთი მომარაგების სქემები

როგორც წესი, ცენტრალური ჰაერის კონდიციონირების სისტემებში სიცივის მატარებლად გამოიყენება წყალი, რომელიც მიიღება სამაცივრო დანადგარებიდან, ზოგიერთ შემთხვევაში - ბუნებრივი წყაროებიდანაც. ჰაერის კონდიციონირების სისტემების სიცივით მომარაგების სქემები დამოკიდებულია ცივი წყლის მიღების ხერხებზე,

მომხმარებლის სამაცივრო სადგურიდან დაშორების მანძილზე, ამორთქლების ტიპისა და აგრეთვე სიცივის მატარებლის ჰაერმაცივებელთან მიერთების ხერხზე.

ერთი ან რამდენიმე მცირე ჯგუფის კონდიციონერის სარწყავი კამერის მიერთებისათვის სიცივის მომარაგების სისტემასთან, რომლებიც მცირე მანძილითაა დაშორებული სამაცივრო ცენტრიდან, რეკომენდებულია სქემა, რომელიც მოცემულია 9.2 ნახაზზე. როგორც ამ სქემიდან ჩანს, შემთბარი და ცივი წყლის ავზები 4 - 6 განლაგებულია სარწყავი კამერის 9 ქვეშის 14 ქვემოთ, ხოლო ტუმბოების 3 და 9 ღერძები - ავზებში წყლის დონის ქვემოთ. ტუმბო 3 შეიწოვს ავზიდან 4 წყალს და აწვდის სამაცივრო მანქანის ამორთქლებელს 1, სადაც მიმდინარეობს წყლის გაცივება. ვინაიდან სქემა დახურულია, ამიტომ წყალი მილსადენით 16 მიეწოდება ცივი წყლის ავზს 6. აქედან წყალი შემრევი სამსვლიანი სარქველის 7 გავლით შეიწოვება ტუმბოთი 8, საიდანაც იგი სხვადასხვა ტემპერატურიან წყლის ნარევს აწვდის სარწყავი კამერის ფრქვევანებს. ტუმბოების 3 და 8 მწარმოებლურობის მიხედვით ავზებს შორის მიმდინარეობს წყლის გადაღვრა. კონდიციონერის ქვეშიდან ნაწილი შემთბარი წყალი თვითდინებით მიეწოდება მილსადენით 11 შემთბარი წყლის ავზს 4, ხოლო წყლის ნაწილი რეცირკულირებული მილსადენით 10 მიეწოდება სარქველს 8, სადაც მიმდინარეობს ცივი და შემთბარი წყლის შერევა. წყლის დანაკარგების შევსება გათვალისწინებულია ტივტივა სარქველთან დაკავშირებული წყალსადენის 12 მილით, რომელიც მოთავსებულია სარწყავი კამერის ქვეშში. წყლის ეს ხარჯი დაახლოებით შეადგენს ტუმბოს მწარმოებლურობის 1%-ს.



ნახ. 9.2

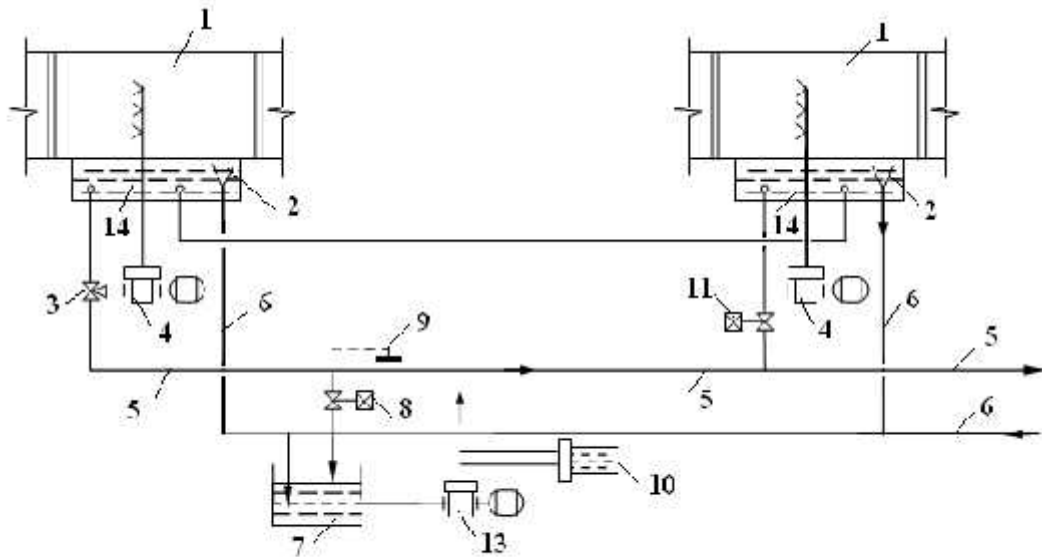
ნახ.9.2. ცენტრალიზებული ცივი წყლით მომარაგების პრინციპული ღია სქემა:

1. ამორთქლებელი; 2. შემთბარი წყლის მილსადენი; 3. ტუმბო; 4. შემთბარი წყლის ავზი; 5. ცივი წყლის მილსადენი; 6. ცივი წყლის ავზი; 7. სამსვლიანი შემრევი სარქველი; 8. წყლის ტუმბო; 9. სარწყავი კამერა;
10. რეცირკულირებული წყლის მილსადენი; 11. შემთბარი წყლის მილსადენი;
12. მილსადენი წყალსადენიდან; 13. თერმორეგულატორი; 14. სარწყავი კამერის ქვეშეთი; 15. გადამღვრელი.

კონდიციონერების სარწყავი კამერების დიდი ჯგუფებისათვის, რომლებიც საკმაოდ დიდი მანძილითაა დაშორებული სამაცივრო სადგურიდან, გამოიყენება სქემა, რომელიც მოცემულია 9.3 ნახაზზე.

როგორც 9.3 ნახაზიდან ჩანს, შემთბარი წყალი ყველა კონდიციონერის ქვეშიდან 14 თვითდინებით, მილსადენით 6, მიეწოდება სამაცივრო სადგურის ავზს 7 ან ავზ-აკუმულატორს, საიდანაც ტუმბოს 13 საშუალებით წყალი იჭირხნება დახურულგარსაცმიანი ტიპის სამაცივრო მანქანების ამორთქლებელში 10. ვინაიდან ამორთქლებელში წყლის ნაკადი არ წყდება, ამიტომ იგი მიეწოდება მაღალი წნევის მაგისტრალს 5, საიდანაც ცივი წყლის განაწილება ხდება ცალკეული კონდიციონერების სარწყავ კამერებში 1. ყველა კონდიციონერთან დამონტაჟებულია ტუმბო 4, რომლის ერთი ბოლო შეერთებულია სამსვლიან მარეგულირებელ ვენტилთან 3 ან გამჭოლ სარქველთან 11, ხოლო მეორე ბოლო კი - ფრქვევანების სისტემასთან. ამ სქემით წყლის ტემპერატურა რეგულირდება სამსვლიანი მარეგულირებელი ვენტилით 3 ან გამჭოლი სარქველით, რომლის ერთ-ერთი ბოლო შეერთებულია სარწყავი კამერის ქვეშეთთან. ამრიგად, ცივი და ქვეშეთიდან რეცირკულირებული წყლის რაოდენობის ცვლილებით შესაძლებელი ხდება წყლის ტემპერატურის მკაცრი ხარისხობრივი რეგულირება.

ამორთქლებლის გაყინვის თავიდან ასაცილებლად სქემაში გათვალისწინებულია წნევის რეგულატორი 9. სისტემაში სიცივეზე მოთხოვნილების შემცირების დროს სარქველები 3 და 11 ამცირებს ცივი წყლის მიწოდებას ტუმბოებზე 4. ამ დროს ცივი წყლის მაგისტრალში 5 წნევა იზრდება და რეგულატორი 9 ადებს სარქველს 8, გამოყენებული წყალი ისევ უბრუნდება სამაცივრო სადგურის ავზს.



ნახ. 9.3

ნახ.9.3. ცენტრალიზებული ცივი წყლით მომარაგების ღია სქემა მრავალი კონდიციონერისათვის:
 1. სარწყავი კამერა; 2. გადამღვრელი მილსადენი; 3. სამსვლიანი მარეგულირებელი ვენტილი; 4. კონდიციონერების ტუმბო; 5. მაღალი წნევის მაგისტრალი; 6. შემთბარი წყლის მილსადენი; 7. სამაცივრო სადგურის ავზ-აკუმულატორი; 8. წყლის სარქველი; 9. წნევის რეგულატორი; 10. ამორთქლებელი; 11. გამჭოლი სარქველი; 12. თერმორეგულატორი; 13. წყლის ტუმბო; 14. კონდიციონერის ქვეში.

გადამღვრელი მოწყობილობის მილსადენები 2, რომლებიც მოთავსებულია კონდიციონერის ქვეში, უნდა გავიანგარიშოთ იმ მწარმოებლურობაზე, რომელიც აქვს მაცივრულირებელ ტუმბოს 4. წყალი, რომელიც ცირკულირებს მორწყვის სისტემაში და წყალი, რომელიც მიეწოდება სამაცივრო ავზიდან, უნდა იწმინდებოდეს ბადური ფილტრების საშუალებით. ცხადია, ეს თავიდან აგვაცილებს ფრქვევანებისა და მარეგულირებელი სარქველების გაზიდვას.

როგორც აღვნიშნეთ, ჰაერის კონდიციონერების სისტემაში ჰაერი შეთბება სპეციალურ თბოგადამცემ აპარატებში, რომლებსაც ჰაერშემთბობები ეწოდება.

პირველადი შეთბობის დროს ჰაერის მიმართულებით, როგორც წესი, იდგმება ჰაერშემთბობის არანაკლებ ორი სექცია. მისი მაქსიმალური რაოდენობა არ უნდა აღემატებოდეს 6 სექციას. თბოგადამტანად ძირითადად გამოიყენებულია წყალი, რომლის საწყისი ტემპერატურა 150 C ან 130 C - ია. იშვიათ შემთხვევაში შეიძლება ორთქლის გამოყენება. წყლის საბოლოო ტემპერატურა უნდა დადგინდეს ანგარიშით.

თბოგადამტანად წყლის გამოყენების შემთხვევაში, ჰაერშემთბობის სითბოს გადაცემის რეგულირება შეიძლება წყლის სიჩქარის ცვლილებით. ჰაერშემთბობში ოპტიმალური წყლის სიჩქარეა 0,15 მ/წთ – დან 0,35 მ/წთ – მდე. კონკრეტულ ამოცანაში ამ ოპტიმალური სიჩქარეების დაცვით უნდა გადაწყდეს ჰაერშემთბობების მიერთების სქემები ცენტრალური თბომომარაგების ქსელებთან. კერძოდ, სექციების ერთმანეთთან ან მათი თბოქსელებთან მიერთებები შეიძლება მიმდევრობით, პარალელურად ან შერეული სქემებით.

მეორეული შეთბობისათვის კონდიციონერებში, ცხადია, გამოიყენება იმავე ტიპის ჰაერშემთბობები. ვინაიდან ამ საფეხურზე თბური დატვირთვები ბევრად ნაკლებია, ამიტომ ჰაერშემთბობის სექციებში გათვალისწინებულია ჰაერშემომღვლეი არხები. მათი საშუალებით დამატებით მიმდინარეობს ჰაერის ტემპერატურის რეგულირება. მეორეული ჰაერშემთბობისათვის, რომელსაც ნაკლები თბური დატვირთვა აქვს, თბოგადამტანად გამოიყენება წყალი, რომლის ტემპერატურაა 60 – 70 C. ამ შემთხვევაში წყლის ტემპერატურული ვარდნა მიიღება 15 – 25 C ტოლად.

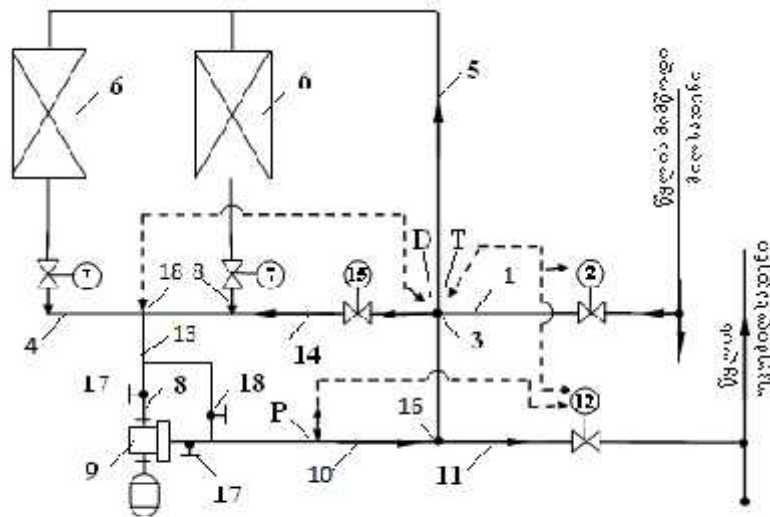
ზემოჩამოთვლილი ჰაერშემთბობის პირდაპირი მიერთება ქსელთან მიზანშეწონილი არ არის, ვინაიდან ჰაერშემთბობის თბოგადაცემა, როგორც წესი, დამოკიდებული არ არის გარემო ატმოსფერული ჰაერის ტემპერატურაზე, ე.ი. დაკავშირებული არ არის ტემპერატურულ გრაფიკზე. პირდაპირი შეერთების დროს ცვალებადია მკვებავი წყლის ტემპერატურა, რაც ართულებს ავტომატურ რეგულირებას.

წყლის მუდმივი ტემპერატურის დროს მეორეული ჰაერშემთბობის თბოგადაცემა მიზანშეწონილია წყლის ხარჯის რეგულირებით. მუდმივი ტემპერატურის მიღება კი შესაძლებელია შემრევი მოწყობილობებისა და სათანადო სქემების გამოყენებით. მეორეული ჰაერშემთბობისათვის წყლის შემრევი მოწყობილობის სქემა მოცემულია 9.4 ნახაზზე. ამ სქემაში თბური ცენტრალური მიმწოდებელი ქსელიდან 150 C – დან 70 C – მდე ტემპერატურის წყალი ავტომატური მარეგულირებელი სარქვლის 12 გავლით მიეწოდება მარეგულირებელ კვანძს 3. კვანძთან მიერთებულია აგრეთვე მეორეული ჰაერშემთბობიდან 6 გამოსული უკუმაგისტრალი 4. მუდმივი ტემპერატურის წყლის ნარევი მესამე კვანძიდან მილსადენით 5 მიეწოდება ჰაერშემთბობს 6, რომლის თბოგადაცემა რეგულირდება

სარქვლით 7. როგორც წესი, უკუმავისტრალში 8 წყლის ტემპერატურა არ რეგულირდება და მიიღება 40–50 C ტოლად.

უკუმავისტრალიდან დამუშავებული წყალი შეიწოვება ტუმბოთი 9 და დაიჭირხნება მანაწილებელ კვანძში 10, საიდანაც ნაწილი წყალი სარქვლის 12 გავლით მიეწოდება ცენტრალურ თბომომარაგების უკუმავისტრალს 13, ხოლო მეორე ნაწილი მილსადენის 4 საშუალებით უბრუნდება მარეგულირებელ კვანძს 3. იმ შემთხვევაში, თუ ჰაერშემთბობის მარეგულირებელი სარქვლები 7 მთლიანად ან ნაწილობრივ ჩაკეტილია, მაშინ წყალი მილსადენით 14 და სარქვლის 15 გავლით მთლიანად ან ნაწილობრივ ისევ უბრუნდება მილსადენს 8.

რეგულირების კვანძში 3 მუდმივი ტემპერატურა მყარდება T თერმორეგულატორის საშუალებით, ხოლო წყლის მუდმივი ხარჯი კი – წნევის D რეგულატორით. თბილ პერიოდში ტუმბო 9 გამოირთვება, ხელის სარქვლები 17 იკეტება და სარქველი 18 იღება. ამ პერიოდში სისტემა მუშაობს ცენტრალური თბოქსელიდან.



ნახ. 9.4

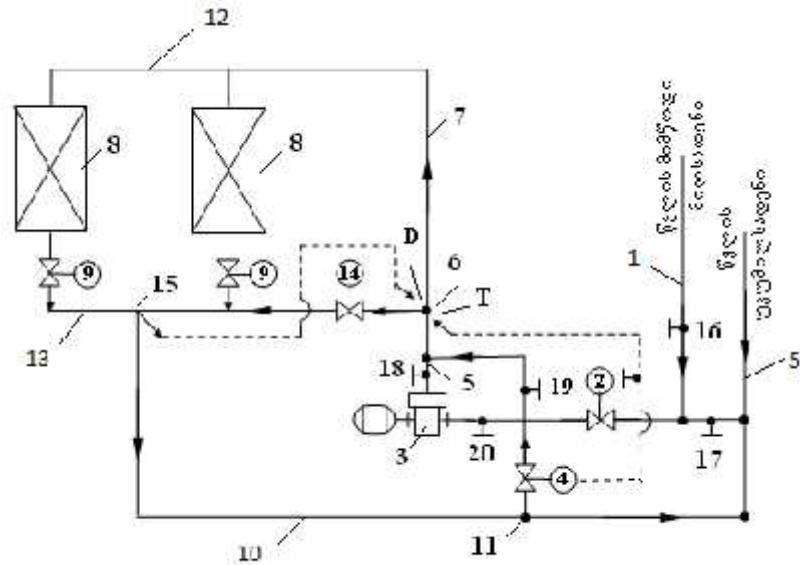
ნახ. 9.4. მეორეული ჰაერშემთბობისათვის წყლის შემრევი მოწყობილობის პირველი სქემა:
 1, 5, 14 - მიმწოდებელი მილსადენები; 2, 7, 12, 15 - მარეგულირებელი სარქვლები; 3, 16 -
 მარეგულირებელი კვანძები; 4, 8, 10, 11, 13 - უკუმავისტრალნი;
 6 - კალიორიფერები; 9 - ტუმბო; 17, 18 - ვენტილები; T - თერმორეგულატორი; D - წნევის
 რეგულატორი; P - ხარჯსაზომი.

ჰაერშემთბობისათვის წყლის მომზადების შემრევი მეორე სქემა მოცემულია 9.5 ნახაზზე. ამ შემთხვევაში სისტემა შეერთებულია ცენტრალური თბომომარაგების სისტემის მხოლოდ უკუმაგისტრალთან. ამ სქემით წყლის ცირკულაცია მიმდინარეობს მხოლოდ ტუმბოს 3 საშუალებით. თბომომარაგების უკუმილსადენიდან 1 70–40 C ტემპერატურის წყალი ავტომატური სარქვლის 2 გავლით შეიწოვება ტუმბო 3 საშუალებით. ამავე ტუმბოთი 4 სარქვლის გავლით შეიწოვება აგრეთვე კალორიფერებში 8 დამუშავებული წყალი. მათი ნარევი მილსადენით 5 დაიჭირხნება მარეგულირებელ კვანძში 6, საიდანაც მილსადენით 7 მიეწოდება ჰაერშემთბობს 8; დამუშავებული წყალი მილსადენით 10 მიედინება მანაწილებელი კვანძებისაკენ 11, საიდანაც მისი ერთი ნაწილი 4 სარქვლის გავლით უბრუნდება ტუმბოს, ხოლო მეორე ნაწილი კი მილსადენით 12 მიეწოდება ცენტრალური თბომომარაგების უკუმაგისტრალს 1.

ჰაერშემთბობის თბოგადაცემის რეგულირება ხდება სარქვლის 9 საშუალებით. მისი ნაწილობრივი ან მთლიანად ჩაკეტვის შემთხვევაში წყალი მარეგულირებელი კვანძიდან 6 ნაწილობრივ ან მთლიანად მილსადენისა 13 და სარქვლის 14 გავლით მიეწოდება ჰაერშემთბობის უკუმილსადენს 10, შემდეგ მანაწილებელ კვანძს 11 და ბოლოს ტუმბოს 3 ან ცენტრალური თბომომარაგების უკუმილსადენს

1.თერმორეგულატორი, რომელიც დაყენებულია მარეგულირებელ კვანძში 6, სარქვლების 2 და 4 საშუალებით უზრუნველყოფს წყლის მუდმივ ტემპერატურას. წნევის რეგულატორი მარეგულირებელი სარქვლის 14 საშუალებით უზრუნველყოფს საცირკულაციო წყლის მუდმივ ხარჯს.

ზემოაღწერილი სქემა ითვალისწინებს აგრეთვე ჰაერშემთბობის კვებას ცენტრალური თბომომარაგების მიმწოდ მილსადენიდან. ამ შემთხვევაში სარქველი 16 იღება და სათანადოდ იკეტება სარქველი 17.



ნახ. 9.5

ნახ. 9.5. ზამთრის პერიოდში მეორეული ჰაერშემთბობისათვის წყლის შემრევი მოწყობილობის მეორე სქემა:

- 1, 5, 7, 12, 13 - მილსადენები; 2, 4, 9, 14 - მარეგულირებელი სარქველები;
- 3 - ტუმბო; 6, 11, 15 - მარეგულირებელი კვანძები; 8 - კალორიფერები;
- 16, 17, 18, 19, 20 - ვენტილები; T - თერმორეგულატორი; D - წნევის რეგულატორი.

ზემოაღწერილი ჰაერშემთბობების კვების სქემა წინა სქემებზე უფრო ეკონომიურია, ვინაიდან არ მოითხოვს ცენტრალური თბომომარაგების ქსელში თბოგადამტანი ხარჯის გაზრდას. მაგრამ უკუმაგისტრალის თბოსადენიდან ჰაერშემთბობის კვების დროს მათი გახურების ზედაპირი იზრდება 1,2–2 –ჯერ პირველ სქემასთან შედარებით, რომელიც მოცემული იყო 9.4 ნახაზზე.

9.3. ადგილობრივი და ადგილობრივ – ცენტრალური ჰკს სიცივით და სითბოთი მომარაგების სქემები

აღსანიშნავია, რომ ადგილობრივი ჰკს ძირითადად გამოიყენება მრავალსათავსიან შენობებში. თითოეულ სათავსში ცენტრალური კონდიციონერიდან მიეწოდება საჭირო სანიტარიული ატმოსფერული ჰაერი, რომელიც წინასწარ გაივლის ადგილობრივ კონდიციონერებში, სადაც ატმოსფერული ჰაერი შეერევა სათავსიდან რეცირკულირებელ ჰაერს. რეცირკულირებელი ჰაერის გაციება ან შეთბობა მიმდინარეობს ადგილობრივი კონდიციონერის თბოგადამცემ აპარატში, რომელიც სიცივით და სითბოთი მარაგდება

ცენტრალური სამაცივრო სადგურიდან და თბომომარაგების ქსელიდან. ადგილობრივ კონდიციონერებად გამოყენებულია ვენტილატორული ან ეჟექციური დამყვანები.

დამყვანების თბოგადამცემი აპარატების მიერთება სიცივის და სითბოს ქსელებთან შეიძლება ორი, სამი ან ოთხი მილით.

ორმილოვან სისტემაში წლის სხვადასხვა დროს რიგრიგობით გამოიყენება მიმწოდი და უკუმილსადენები ცივი და ცხელი წყლის მისაწოდებლად. სამმილოვან სისტემაში უკუმილსადენი ცივი და ცხელი წყლისათვის საერთოა, ხოლო მისაწოდებელი მილსადენები – დამოუკიდებელი. ოთხმილოვან სისტემაში როგორც მიმწოდი, ასევე უკუმილსადენები დამოუკიდებლად შეერთებულია ცივი და ცხელი წყლის ცენტრალურ სისტემებთან.

კონდიციონერ-დამყვანები რეგულირდება წყლისა და რეცირკულირებული ჰაერის ხარჯების ცვლილებით.

დამყვანების თბოგადამცემი აპარატები უნდა გაანგარიშდეს ზამთრის რეჟიმისათვის, როდესაც გამორთულია ადგილობრივი და ცენტრალური ვენტილატორები, ე.ი. ბუნებრივ კონვექციაზე; ცხადია, ამ დროს თბოგადამტანის ტემპერატურა უნდა იყოს უფრო მაღალი, ვიდრე ჩვეულებრივი მუშაობის რეჟიმისათვის.

თავი 10. ჰაერის კონდიციონერების სისტემებში ენერჯის ეფექტური გამოყენება და მისი ეკონომია

10.1. შენობის მიკროკლიმატის კონდიციონერების სისტემების ეფექტურობის გაზრდა

შენობის მიკროკლიმატის კონდიციონერების სისტემები (გათბობა, ვენტილაცია, ჰაერის კონდიციონერება) წარმოადგენს ენერჯის ერთ-ერთ დიდ მომხმარებელს. განვითარებულ ქვეყნებში მისი, დაახლოებით, 50% იხარჯება გათბობის, გაცივების, ცხელწყალმომარაგების, ვენტილაციისა და ჰაერის კონდიციონერების სისტემების მუშაობაზე. ამასთან თბური ენერჯის ეკონომიას დიდი როლი ენიჭება თანამედროვე გამთბობ-ვენტილაციის ტექნიკის შექმნის და ექსპლუატაციის საკითხებში.

შენობებში ენერჯის ხარჯის შესამცირებლად შესაძლებელია გამოვიყენოთ შემდეგი ძირითადი ხერხები: შენობის თბური დაცვის გაძლიერება როგორც კონსტრუქციულად, ასევე მაღალი თბოსაიზოლაციო მასალებით; მიკროკლიმატის მართვის ავტომატური

სისტემების გამოყენება, რომლებიც უზრუნველყოფენ თბური ენერჯის ხარჯის ოპტიმალურ რეჟიმს; ენერგოდამზოვი თანამედროვე ტექნოლოგიური სქემების გამოყენება.

ამრიგად, შენობების მიკროკლიმატის ენერგეტიკული ეფექტურობის ზრდა, პირველ ყოვლისა, შეიძლება ყველაზე უფრო თანამედროვე სრულყოფილი სქემებისა და ცალკეული მაღალეფექტური გამთბობ - სავენტელაციო მოწყობილობების გამოყენებით. კერძოდ, მიზანშეწონილია დაპროექტებისა და ექსპლუატაციის დროს გავითვალისწინოთ სისტემების ზონებად დაყოფა, ზონური და პიკური სქემების დანერგვა, ტრანსმისიული სითბოს დანაკარგების რეკუპერაცია წლის სხვადასხვა პერიოდში გათბობისა და გაცივების ხელსაწყოების გამოყენებით. ერთ-ერთ ძირითად პირობას წარმოადგენს ავტომატიზაცია და რეჟიმების მუშაობის ოპტიმიზაცია, რაც განაპირობებს შენობების თბური რეჟიმების ავტომატურ მართვას. გარდა ჩამოთვლილი ღონისძიებებისა, შენობების მიკროკლიმატის კონდიცირების სისტემების ენერგეტიკული ეფექტურობის გაზრდის მნიშვნელოვან რეზერვს წარმოადგენს მეორეული ენერგორესურსების, არატრადიციული და დაბალპოტენციური ენერჯის წყაროების გამოყენება. მაგალითად, ცნობილია, რომ ტექნოლოგიური დანადგარებით, მზის რადიაციით, ხელოვნური განათებით და სხვა წყაროების საშუალებით თანამედროვე შენობებს მიეწოდება სითბოს გარკვეული რაოდენობა. მეორე მხრივ, ამ სითბოს დიდი რაოდენობა გაწოვილ ჰაერთან ერთად იკარგება გარემოში. ანალოგიურად, ზაფხულის პერიოდში ატმოსფერულ გარემოში იკარგება აგრეთვე სიცივის საკმაოდ დიდი ნაწილი.

მიკროკლიმატის კონდიცირების სისტემების ეფექტურობის გასაზრდელად საჭიროა, შენობებში გადავანაწილოდ სითბო ან სიცივე. ე.ი. იმ შემთხვევაში, როდესაც შენობის გარკვეულ ნაწილში გვაქვს ჭარბი სითბო ან სიცივე, საჭიროა ამ ენერჯის გადატანა იმ ობიექტებზე, სადაც სითბოს ან სიცივის დეფიციტია. ამრიგად, ენერჯის გადაანაწილება შესაძლებელია როგორც სივრცეში (უტილიზაცია), ასევე დროში (აკუმულაცია).

სითბოსა და სიცივის უტილიზაცია შეიძლება სავენტელაციო დანადგარებით და სპეციალური მოწყობილობებით, ხოლო დაბალი პოტენციალის წყაროს ეფექტური გამოყენება შესაძლებელია კონტაქტურ თბოგადამცემ აპარატებში. ენერჯის ეკონომიკური გამოყენების თვალსაზრისით დიდი მნიშვნელობა ენიჭება მზის, ქარისა და ზღვის მიმოქცევის ენერჯების გამოყენებას.

10.2. სითბოსა და სიცივის უტილიზატორები და მათი კლასიფიკაცია

დანიშნულების მიხედვით სითბოს უტილიზაციის დანადგარები შეიძლება დაიყოს ორ ჯგუფად: პირდაპირი მოქმედების თბოგადამცემი სითბოს უტილიზატორები და თბური ტუმბოები, რომლებიც უზუნველყოფენ მუშა სხეულის პოტენციალის გაზრდას. თბოგადამცემი სითბოს უტილიზატორის გამოყენება შესაძლებელია მხოლოდ იმ შემთხვევაში, თუ მეორეული ენერგორესურსების პოტენციალი მეტია იმ გარემოზე, სადაც გადაეცემა სითბო. ამჟამად ტექნიკაში არსებობს სითბოს უტილიზატორების სხვადასხვა კლასიფიკაცია, კერძოდ: 1) უტილიზატორები შუალედური თბოგადამტანით; 2) რეგენერატორული სითბოს უტილიზატორები; 3) რეკუპერატორული სითბოს უტილიზატორები (ჰაერ-ჰაერის და ჰაერ-სითხის).

მიუხედავად სითბოს უტილიზატორების მრავალგვარი კონსტრუქციისა, თითოეულ აპარატს აქვს შემდეგი ძირითადი ელემენტები: გარემოდან თბური ენერგიის მიმღები, თბური ენერგიის მომხმარებლისთვის მიმწოდებელი, თბოგადამცემი, მუშა სხეული, რომელსაც სითბოს წყაროდან გადააქვს ენერგია მომხმარებელთან. რეგენერატორულ და რეკუპერატორულ სითბოს უტილიზატორებში თბოგადამტანებად გამოიყენება უშუალოდ თბოცვლაში მონაწილე მუშა სხეულები.

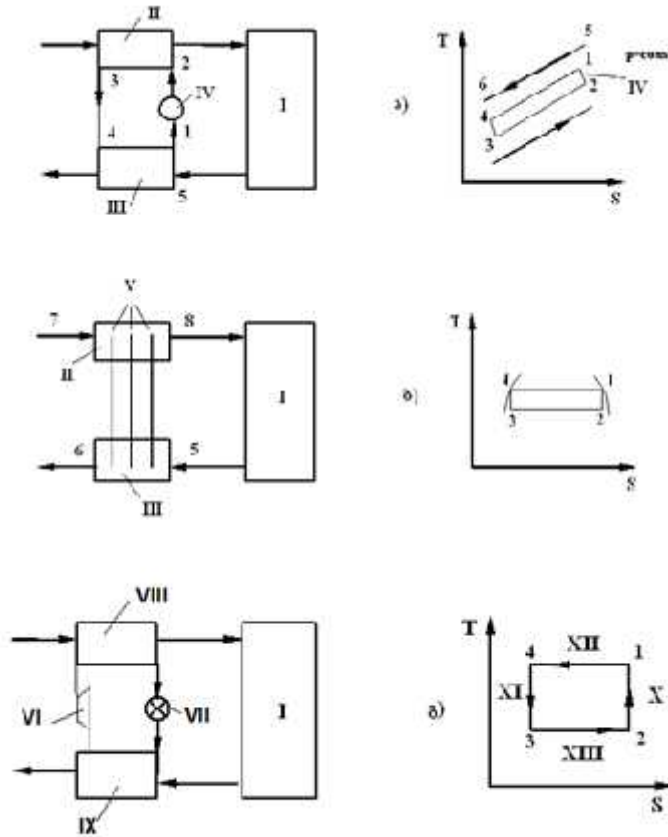
გარკვეულ ინტერესს იწვევს სითბოს უტილიზატორების მუშაობის თერმოდინამიკური ანალიზი. მისი საშუალებით შეიძლება დადგინდეს როგორც საერთო, ასევე განსხვავებული თერმოდინამიკური პროცესების მიმდინარეობა. მათი ანალიზი შეიძლება T-S კოორდინატთა სისტემაში (ნახ.10.1). როგორც ყველაზე ზოგადი შემთხვევა, განვიხილოთ სითბოს უტილიზატორი შუალედური თბომტარით (ნახ.10.1-ა) T-S კოორდინატთა სისტემაში ერთფაზა მუშა სხეულის თერმოდინამიკური პროცესი გამოსახება თხევადი ან აირისებრი ფაზების არეში. სათავსიდან შემთბარი ჰაერი მიეწოდება თბოგადამცემ III აპარატს, სადაც იგი სითბოს გადასცემს შუალედურ თბოგადამტანს. ჰაერის პარამეტრები მცირდება (მდგომარეობა 6) და გაიტყორცნება გარემოში. მაღალი პოტენციალის თბოგადამტანი I გადაიტუმბება თბოგადამცემში II, სადაც

იგი სითბოს გადასცემს დასამუშავებელ ჰაერს. ჰაერის პარამეტრები იზრდება (მდგომარეობა 8) და მიეწოდება სათავს I, ხოლო თბოგადამტანის პარამეტრები მცირდება (მდგომარეობა 3) და ტუმბოს საშუალებით ისევ ბრუნდება სითბოს მიმღებ თბოგადამცემში III, ამის შემდეგ ციკლი მეორდება. ვინაიდან ტუმბოში თბოგადამტანის მდგომარეობა უმნიშვნელოდ იცვლება, ამიტომ შეიძლება მივიღოთ, რომ T-S კოორდინატთა სისტემაში მუშა სხეულის გამომსახველი წერტილები სითბოს მიმღებ თბოგადამცემიდან გამოსვლისას და სითბოს მიმღებ თბოგადამცემში შესვლისას პრაქტიკულად ერთმანეთს ემთხვევა. მაშინ თბოგადამცემებში მუშა მდგომარეობის გამომსახველი პროცესების ცვლილება პრაქტიკულად გამოისახება 2 - 3 და 4 - 1 თანხვედნილი იზობარული $P=\text{const}$ პროცესით. სითბოს გამცემ გარემოს მდგომარეობის ცვლილებას დიაგრამაზე ეთანადება 5 - 6 ხაზი, ხოლო სითბოს მიმღებ გარემოს კი - 7 - 8 ხაზი.

თბურ მილში პროცესები (ნახ. 10.1- ბ) განსხვავდება ზემოთ აღწერილი სქემისაგან იმით, რომ მასში მიმდინარეობს ტენიანი ორთქლის არეში ფაზური მდგომარეობის ცვლილებით და პრაქტიკულად მუდმივი ტემპერატურით. სითბოს მიმღებ თბოგადამცემში მოთავსებულია თბური მილების ერთი ბოლო, ხოლო ამ მილების მეორე ბოლო კი - სითბოს გამცემ თბოგადამცემში. მილში ვაკუუმის ქვეშ ჩასხმულია შუალედური თბოგადამტანი (წყალი, ხლადონი და სხვ.). სათავსიდან მიწოდებული სითბოს ხარჯზე მილის ქვედა ნაწილში მიმდინარეობს თბოგადამტანის აორთქლების პროცესი. მას გადააქვს მილის ზედა ბოლოზე ფარული სითბო, რომელსაც გარემოდან მოწოდებული ჰაერი ართმევს. ართმევის შედეგად თბოგადამტანის ორთქლი კონდენსირდება და თვითდინებით ჩამოედინება ისევ ქვედა ზონაში. ვინაიდან მილის ჰიდრავლიკური წინაღობა უმნიშვნელოა, ამიტომ თბურ მილში მყარდება მექანიკური და თერმული წონასწორობა (მუდმივი წნევა და ტემპერატურა). ცხადია, ამ პირობებში მილში მუშა სხეულის მდგომარეობა T-S კოორდინატთა სისტემაში შეიძლება პრაქტიკულად გამოისახოს, თანხვედნილი სწორი ხაზებით (ნახ. 10.1- ბ).

თბური ტუმბო (ნახ. 10.1.გ) განსხვავდება თბური მილისაგან იმით, რომ მასში მუშა სხეულის ცირკულაცია განხორციელებულია გარე აღმგზნები ძალების საშუალებით, კომპრესორით. კომპრესორში მიმდინარეობს მუშა სხეულის ადიაბატური კუმშვა, რის გამოც შუალედური თბომტარის ტემპერატურა და წნევა მკვეთრად იზრდება. კომპრესორში რაც

უფრო მეტი მუშაობა იხარჯება ადიაბატურ კუმშვაზე, მით უფრო მეტი საშუალო ტემპერატურული დონე იქმნება ამორთქლებელსა და კონდენსატორში (პროცესები 1–4 და 2–3). ტემპერატურის ზრდა თავისთავად გამოიწვევს სითბოს მიმღებ და გამცემ თბოგამცემებში ზედაპირის ფართობის გაზრდას. მეორე მხრივ, ამ პროცესში იზრდება ადიაბატურ კუმშვაზე დახარჯული სიმძლავრე. ამასთან კონკრეტული უტილიზატორის შერჩევისათვის მიზანშეწონილია ჩატარდეს ტექნიკურ-ეკონომიური გაანგარიშება.



ნახ. 10.1

ნახ.10.1. სითბოს უტილიზატორების მუშაობის პრინციპული სქემები:

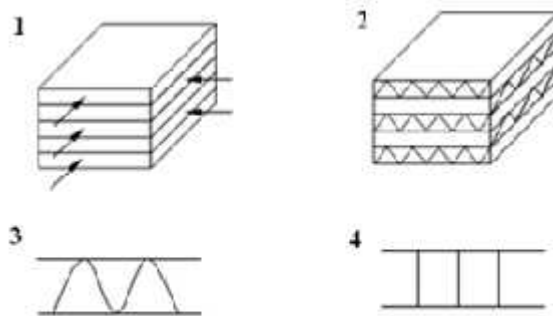
ა - თბოგადამცემები შუალედურ ერთფაზა თბოგადამტანებით; ბ - თბოგადამცემები თბური მილებით; გ - თბოგადამცემები თბური ტუმბოებით; 1 - სათავსი; II - სითბოს გამცემი თბოგადამცემები; III - სითბოს მიმღები თბოგადამცემები; IV - საცირკულაციო ტუმბო; V - თბური მილები; VI - კონდენსაციის ზონა; VII - ორთქლი; VIII - კონდენსატი; IX - აორთქლების ზონა; X - კომპრესორი; XI - მარეგულირებელი ვენტილი; XII - კონდენსატორი; XIII - ამორთქლებელი.

10.3 ჰაერის რეკუპერატორები

სითბოს უტილიზაციის სისტემებში რეკუპერატორულ თბოგადამცემებად გამოიყენება ჰაერშემთბობი, ჰაერსაცივარი, ჰაერის სითბოს უტილიზატორი, თბური ტუმბოების კონდესატორი და ამორთქლებელი.

ჰაერშემთბობებად და ჰაერსაცივრებად ძირითადად გამოიყენებულია ჰაერის მხრიდან წიბოიანი თბოგადამცემი აპარატები. ამჟამად თანამედროვე წარმოებაში ათვისებულია ფოლადის მილები, რომლებიც გაწიბოვებულია ალუმინის ან იმავე ფოლადის მასალებისგან. სამაცივრო ტექნიკაში ჰაერსაცივრების მილები მზადდება სპილენძისაგან, ხოლო მათი წიბოიანობა განხორციელებულია თითბერის ან ალუმინის მასალისაგან. ჰაერშემთბობებისა და ჰაერსაცივრების კონსტრუქციები და მათი გაანგარიშების მეთოდები მოცემულია III თავში. ამასთან დაკავშირებით მოცემულ პარაგრაფში განვიხილავთ მხოლოდ ჰაერ-ჰაერის რეკუპერატორებს.

ჰაერ-ჰაერის სითბოს უტილიზატორებად ძირითადად გამოიყენება ფირფიტებიანი თბოგადამცემები. მათი პრინციპული სქემები მოცემულია 10.2 ნახაზზე. როგორც ამ ნახაზიდან ჩანს, ფირფიტებიანი თბოგადამცემი აიწყობა ხდება გლუვი ფირფიტებისაგან (ნახ. 10.2-1), რომლებიც ქმნიან არხებს. არხებში მოძრაობს სხვადასხვაპარამეტრებიანი ჰაერის ნაკადი, რომელთა შორის ხდება თბოცვლა. თბოცვლის ზედაპირის ფართობის გასაზრდელად ხშირად გლუვ ფირფიტებს შორის ათავსებენ სხვადასხვა პროფილის მოღუნულ ფირფიტებს (სამკუთხა, U – სებრი და Π – სებრი) (ნახ. 10.2 – 2,3,4).



ნახ. 10.2

ნახ. 10.2. ჰაერ-ჰაერის სითბოს უტილიზატორის სქემა:

1. გლუვი ფირფიტებისაგან;
2. Π სამკუთხა ფირფიტებისაგან;
3. U- სებრი ფირფიტებისაგან;
4. Π- სებრი ფირფიტებისაგან.

თბოტექნიკური თვალსაზრისით, ყველაზე ეფექტურია ჰაერის მოძრაობის წინაღობის დაქვეითება. მაგრამ წინაღობის კონსტრუქციული გადაწყვეტა ასეთი ტიპის რეკუპერატორებში გართულებულია ჰერმეტიულობასთან დაკავშირებით. ამასთან ხშირად მზადდება ჯვარედინა დინების თბოგადამცემები. როგორც 10.2 ნახაზიდან ჩანს, ნაკადები, რომელთა შორისაც ხდება თბოცვლა, მოძრაობს წინაჯვარედინა სქემით. ეს მოძრაობა განხორციელებულია მოცემული თბომცვლელის კონსტრუქციული თავისებურებით, კერძოდ, არხები ჰაერის მოძრაობის ნაკადებისათვის შესრულებულია მთლიანი მოღუნული ფურცლებისგან, რომლებიც ქმნის U – სებრ არხებს.

შესაძლებელია აგრეთვე ერთ-ერთი ნაკადისათვის გამოვიყენოთ მრავალსვლიანი თბოგადამცემები არანაკლებ ორი სვლისათვის. ასეთი რეკუპერატორი თავისი თბოტექნიკური მაჩვენებლებით უახლოვდება წინაღობის აპარატებს.

რეკუპერატორებისათვის ძირითად თბოტექნიკურ მახასიათებელს წარმოადგენს სითბოსა და მასათა ცვლის კოეფიციენტები. ვინაიდან რეკუპერატორებში დაცულია ლუისის ფარდობა, ამიტომ სითბოსა და მასის გადატანის შესასწავლად საკმარისია ვიცოდეთ მხოლოდ თბოგაცემის კოეფიციენტი.

თბოგაცემის კოეფიციენტისა და აეროდინამიკური წინაღობის საანგარიშოდ შეიძლება გამოვიყენოთ შემდეგი კრიტერიული განტოლებები:

$$Nu = A Re^n \left(\frac{l_1}{d_{\text{გვ}}}\right)^{n_1} Pr^{0.43} , \quad (10.1)$$

$$Fa = A_1 Re^n \left(\frac{l_1}{d_{\text{გვ}}}\right)^{n_1} , \quad (10.2)$$

სადაც Nu არის ნუსელტის კრიტერიუმი;

Re - რეინოლდსის კრიტერიუმი;

Pr - პრანდტლის კრიტერიუმი;

Fa - ფანიგის კრიტერიუმი;

l - მსაზღვრელი ზომა;

$d_{\text{გვ}}$ - ექვივალენტური დიამეტრი.

თბოგადაცემის კოეფიციენტის მნიშვნელობა ცივი ჰაერის ნაკადის თბოგადამტანის ზედაპირის ფართობის მიმართ იანგარიშება ფორმულით:

$$K = \frac{1}{\frac{F_2/F_1}{1\eta_{გაწ1}} + \frac{1}{\alpha_2\eta_{გაწ2}}} , \quad (10.3)$$

სადაც F_1 და F_2 არის ჰაერის თბილი და ცივი ნაკადების თბოცვლის ზედაპირების ფართობი;

α_1 და α_2 – ჰაერის თბილი და ცივი ნაკადების თბოგაცემის კოეფიციენტები;

$\eta_{გაწ1}$ და $\eta_{გაწ2}$ – ცივი და თბილი ნაკადების მხრიდან გაწიბოვნების კოეფიციენტები.

$$აქ \quad \eta_{გაწ} = \frac{F_{ფირ}}{F} + \frac{F_{ფირ}}{F} \eta K_3 ,$$

სადაც $F_{ფირ}$ არის ფირფიტების გლუვი ზედაპირების ფართობი;

F – თბოცვლის სრული ფართობი;

η – გაწიბოვნების ეფექტურობის კოეფიციენტი;

K_3 – კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს წიბოების კონტაქტის ხარისხს გლუვ ზედაპირთან, $K_3 \approx 0,7$.

სამკუთხა ფორმის არხებისათვის ლამინარული რეჟიმიდან ტურბულენტურში გადასვლა იწყება $Re_{min} = 1200 - 1400$ მნიშვნელობის დროს; U – სებრი არხებისთვის $Re = 1000 - 2000$, ხოლო მართკუთხა არხებისათვის კი $Re = 2000$ მნიშვნელობის დროს.

ჰაერშემთბობებისა და ჰაერსაცივრების თბოგადამცემი აპარატების გაანგარიშების ანალოგიურად მიმდინარეობს ჰაერ-ჰაერ რეკუპერატორის თბოცვლის ზედაპირების ფართობის ტემპერატურული განაწილების, აეროდინამიკური წინაღობის და სხვ. პარამეტრების გაანგარიშება. კერძოდ, რეკუპერატორებისათვის უგანზომილებო ტემპერატურული θ ვარდნის ხარისხი, თბოტევადობების W ფარდობისა და მოდიფიცირებული ფურიეს კრიტერიუმის F'_0 განსაზღვრა შეიძლება მესამე თავში განხილული ფორმულებით. ამ პარამეტრების საშუალებით შეიძლება განვსაზღვროთ ცივი და თბილი ჰაერის ნაკადების საწყისი და საბოლოო ტემპერატურები ან შევაფასოთ თბომცვლელი ზედაპირის ფართობი როგორც ერთ, ისე მეორე ნაკადისათვის.

10.4. სითბოს უტილიზაციის დანადგარები შუალედური თბოგადამტანით

შუალედური თბოგადამტანით სითბოს უტილიზატორის განმასხვავებელი ნიშანია საცირკულაციო კონტური, რომელშიც გადაადგილდება მუშა სხეული და სათანადოდ უზრუნველყოფს თბური ენერჯის გადატანას სითბოს წყაროდან მომხმარებელზე.

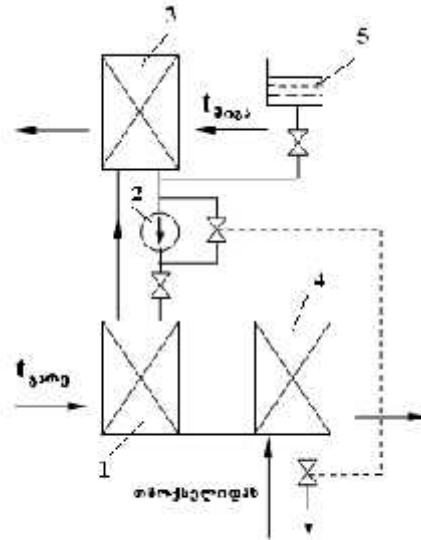
თბოგადამცემის გამოყენების მიხედვით სითბოს უტილიზატორები შეიძლება იყოს რეკუპერატორული ან კონტაქტური ტიპის. შესაძლებელია კიდევ მესამე ტიპის, როდესაც ერთდროულად გამოიყენება, როგორც რეკუპერატორული, ასევე კონტაქტური უტილიზატორები.

შუალედური თბოგადამტანით სითბოს უტილიზატორები შეიძლება მუშაობდეს როგორც ერთფაზა სითხით, ასევე ტენიანი ორთქლის არეში. ერთფაზა სითხედ, როგორც წესი, გამოიყენება წყალი ან ისეთი სითხეები, რომლებიც მუშა ტემპერატურის დიაპაზონში არ იყინებიან. სითხეებად, რომლებიც მუშაობენ ტენიანი ორთქლის არეში, გამოიყენება სხვადასხვა სამაცივრო აგენტები და აგრეთვე მარილხსნარები.

უკანასკნელ ხანს გამოყენება პოვა სითბოს უტილიზატორმა, რომელშიც თბოგადამცემად გამოყენებულია თბური მილები. თბური მილი წარმოადგენს დახურულ მოცულობას, რომელშიც მოთავსებულია სითხე. მისი ერთი ბოლო მოთავსებულია სითბოს წყაროში, რომელთანაც თბოცვლაშია, ხოლო მეორე ბოლო - სითბოს მიმღებ გარემოში. სითბოს წყაროში მოთავსებულ ბოლოზე ტემპერატურათა სხვაობით მილში მიმდინარეობს სითხის აორთქლება, ორთქლი გადაადგილდება მეორე ბოლოში, სადაც სითბო აერთმევა ორთქლს (გადასცემს მომხმარებელს) და კონდენსირდება, ამის შემდეგ გრავიტაციული ძალებით (თერმოსიფონურად) ან სპეციალური კაპილარული სტრუქტურით სითხე უბრუნდება პირვანდელ მდგომარეობას.

განვიხილოთ რეკუპერატორული ტიპის შუალედური თბოგადამცემების სითბოს უტილიზატორები. საინჟინრო სისტემებში ყველაზე უფრო მეტად გავრცელდა უტილიზატორები, რომლებიც სათავსიდან გაყვანილ ვენტილირებულ ჰაერს ან ტექნოლოგიური დანადგარებიდან გამოყოფილ სითბოს იყენებენ. კონდიციონერის ჰაერდამამზადებელი ცენტრების პრინციპული სქემები, სადაც გათვალისწინებულია

რეკუპერატორული თბოგადამცემები, მოცემულია (10.3) ნახაზზე. როგორც ამ ნახაზიდან ჩანს, სათავსიდან გაყვანილი დამუშავებული ჰაერი მიეწოდება 3 ზედაპირულ თბოგადამცემ აპარატს, რომლითაც იგი სითბოს გადასცემს კონტურში მბრუნავ მუშა სხეულს. შემთბარი თბომტარი 2 ტუმბოს საშუალებით მიეწოდება 1 თბომცვლელ აპარატს, სადაც ატმოსფეროდან მოდინებული ჰაერი შეთბება და სათავსს მიეწოდება.



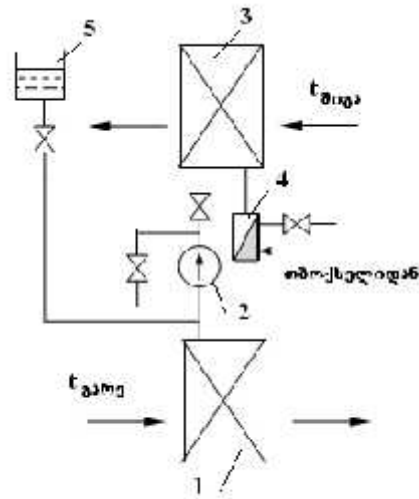
ნახ. 10.3

ნახ.10.3. რეკუპერატორული ტიპის სითბოს უტილიზატორების სქემა
შუალედური თბოგადამცემით (ჰაერის წინასწარი შეთბობით):

1. ატმოსფერული ჰაერის შეთბობი თბოგადამცემი აპარატი (კალორიფერი);
2. ტუმბო; 3. სათავსში დამუშავებული ჰაერის თბოგადამცემი (სითბოს მიმღები აპარატი); 4. დამატებითი ჰაერშეთბობი;
5. საფართობული ავზი.

როგორც წესი, გათბობის სეზონის მთელ პერიოდში უტილიზებული სითბო საკმარისი არ არის, რათა შეათბოს მოდინებული ჰაერი მოცემულ ტემპერატურამდე. ამასთან ჰაერის მოსამზადებელ ცენტრებში აუცილებლად საჭიროა დამატებითი სითბოს წყაროს არსებობა. ამ ამოცანის გადაწყვეტა შესაძლებელია ორი ხერხით. პირველი ითვალისწინებს ჰაერის დამატებით დამუშავებას ჰაერშეთბობში (ნახ.10.3), რომელიც შეიძლება დავაყენოთ უტილიზატორის წინ ან მის შემდეგ. ხშირ შემთხვევაში დამატებითი ჰაერშეთბობი მუშაობს მხოლოდ აცივების პერიოდში, დანარჩენ დროს კი გამოუყენებელია. გამორთვის

დროს მოსალოდნელია დამატებითი ჰაერშემთბობების მიღებაში თბოგამტარის გაყინვა. მეორე ხერხი აცივების პერიოდში ითვალისწინებს შუალედური თბოგამტარის დამატებით შეთბობას (ნახ.10.4) წყალ-წყლიან ბოილერებში 4. ზემოთ განხილულ სქემებში მოდინებული ჰაერის დატენიანება არ არის გათვალისწინებული. ჰკს სპეციალური დამატებითი სქემების გათვალისწინებით შესაძლებელია ჰაერის დატენიანება.



ნახ. 10.4

ნახ.10.4. უტილიზატორის სქემა რეკუპერატორული ტიპის შუალედური თბოგადამცემით (თბოგადაცემის წინასწარი შეთბობით):

1. ატმოსფერული ჰაერის შემთბობი თბოგადამცემი აპარატი (კალორიფერი);
2. ტუმბო; 3. სათავსში დამუშავებული ჰაერის თბოგადამცემი(სითბოს მიმღები აპარატი); 4. წყალ-წყლიანი ბოილერი; 5. საფართოებული ავზი.

გარდა რეკუპერატორული უტილიზატორებისა, ჰკს - ში გამოიყენება კონტაქტური ტიპის უტილიზატორი. კონტაქტური ტიპის თბოგადამცემები შეიძლება გამოვიყენოთ, როგორც მოდინებული ჰაერის გასათბობად და გასაცივებლად, ასევე მის გასაშრობად და დასატენიანებლად. შუალედური თბომტარის შესაძლო გაყინვის შემთხვევაში სქემაში გამოიყენება სხვადასხვა მარილის ხსნარები, კერძოდ, ნატრიუმ ქლორიდი, კალციუმქლორიდი, ლითიუმქლორიდი. უფრო ხშირად გამოიყენება ლითიუმქლორიდი, რომელსაც საკმაოდ დიდი სორბციული თვისებები აქვს.

ლითიუმქლორიდის ხსნარს მუშა კონცენტრაციების დროს აქვს დაბალი გაყინვის ტემპერატურა (-30°C - მდე) და მაღალი დუდილის ტემპერატურა, რაც საშუალებას იძლევა

მუშა ტემპერატურის დიაპაზონში ის გამოვიყენოთ თხევად მდგომარეობაში. გარდა ამისა, ლითიუმქლორიდს ახასიათებს ბაქტერიოციდული თვისებები. მისი უარყოფითი თვისებაა ლითონებთან კონტაქტის დროს კოროზიულობა. კოროზიის პროცესის შესამცირებლად სქემაში იყენებენ ინჰიბიტორებს.

კონტაქტურ აპარატებში მარილხსნარებით ჰაერის დამუშავებისას შეიძლება გამოვიყენოთ ტიპური კონდიციონერის ფრქვევანებიანი კამერები და აგრეთვე აფსკური თბოგადამცემი კამერები, ბარბატაჟული და ნაცმიანი აპარატები.

როგორც აღვნიშნეთ, შუალედური თბოგადამტანით სითბოს უტილიზაციის სისტემებში შედის ჰაერსაცივებლები, რომელიც მოთავსებულია გამწოვი ჰაერის ნაკადში, და ჰაერშემთბობი მოთავსებული სათავსიდან მოდინებული ჰაერის ნაკადში. შუალედურ თბოგადამტანიანი სისტემების გაანგარიშების ძირითადი განსხვავება ცალკეული თბოგადამცემების გაანგარიშებისაგან ის არის, რომ მოდინებული და გამწოვი ჰაერის პარამეტრების გარდა უცნობ სიდიდეებს წარმოადგენს აგრეთვე სითბის საწყისი ტემპერატურა. ამ სისტემების გაანგარიშების მეთოდიკა მოცემულია სპეციალურ ლიტერატურაში.

10.5. რეგენერატორული ჰაერ-ჰაერის უტილიზატორები

სათავსში დამუშავებული ჰაერის სითბოს უტილიზაციის დანადგარებში ფართოდ გამოიყენება მბრუნავი რეგენერატორული სითბოს უტილიზატორები, სადაც სითბო გადაეცემა აკუმულირებული მასებით, რომლებიც მიმდევრობით მოთავსებულია ჰაერის თბილ და ცივ ნაკადებში.

მბრუნავი რეგენერატორი შედგება აკუმულირებული ნაცმისაგან, მბრუნავი ცილინდრული გარსაცმისაგან, რედუქტორისაგან, ელექტროძრავისაგან, რომელსაც ბრუნვით მოძრაობაში მოჰყავს ნაცმი, და გამქრევი კამერისაგან. ნაცმი შესაძლებელია დამზადდეს სხვადასხვა კონფიგურაციის ფირფიტებისგან ან სხვადასხვა ზომის ბურთულებისა და ბადეებისგან.

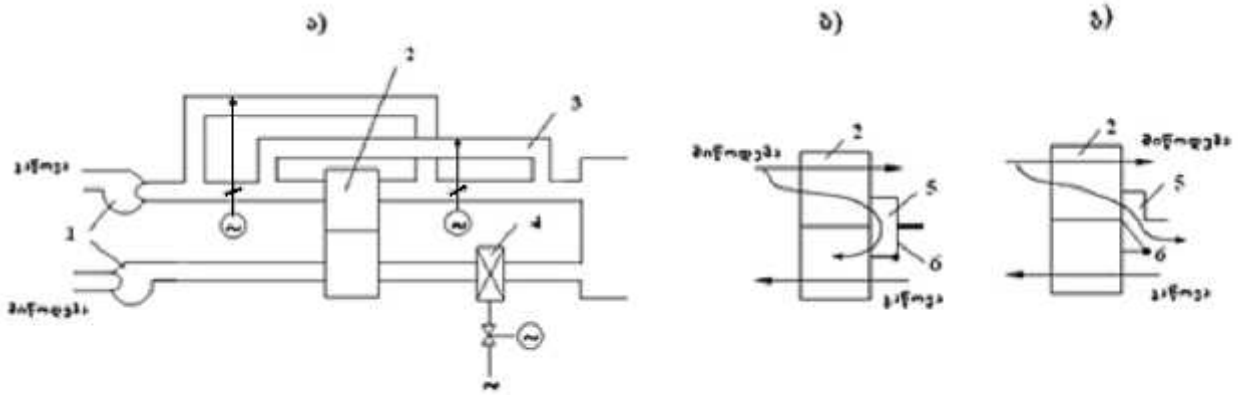
მბრუნავი რეგენერატორები შეიძლება იყოს, როგორც არასორბირებული, ასევე სორბირებული. სორბირებულ რეგენერატორებში აკუმულირებულია ნაცმი, რომელიც კაპილარულ-ფოროვანი მასალაა, გაჟღენთილია ბრომის ან ლითიუმქლორიდის მარილის

ხსნარით. სორბენტების საშუალებით ტენი შთაინთქმება დამუშავებული ჰაერიდან და გადაეცემა მოდინებულ ჰაერს.

მზრუნავი რეგენერატორები შეიძლება ჩაითვალოს სითბოს ყველაზე უფრო ეკონომიურ უტილიზატორად, ვინაიდან ნაცმის დასამზადებლად გამოიყენება იაფი მასალები, როგორცაა: ტექნიკური მუყაო, ალუმინის ფირფიტები ან ბურბუშელა და სხვ. მის უარყოფით მხარედ შეიძლება ჩაითვალოს უსიამოვნო სუნის გავრცელება გამწოვი სისტემიდან მოდინებულ ჰაერში. რეგენერატორების თანამედროვე კონსტრუქციებში ჰაერის გადადენა 0,4-4% არ აღემატება.

ჰაერის მომზადების ცენტრებში რეგენერატორული თბომცვლელი აპარატების დაყენების ვარიანტები მოცემულია 10.5 ნახაზზე.

ამ სქემების განხორციელება ძირითადად დამოკიდებულია ატმოსფერული ჰაერის ტემპერატურაზე. დაბალი ტემპერატურის შემთხვევაში (-5°C დაბლა) ნაცმის ზედაპირზე შეიძლება მოხდეს კონდენსატის მიყინვა. იმ შემთხვევაში, თუ დასაშვებია სისტემის ხანმოკლე გათიშვა, მაშინ ზედაპირზე ყინულის გადნობა შეიძლება ხუთი წუთით ცივი ჰაერის მიწოდების შეწყვეტით - ყოველი 3-5 საათის შემდეგ (ნახ.10.5-ა). მრავალი ტექნოლოგიური პროცესისათვის მიზანშეწონილი არ არის სავენტილაციო სისტემების ხანმოკლე გათიშვა. ამდენად მიყინვის თავიდან ასაცილებლად საჭიროა ატმოსფერული ჰაერის ნაწილის ბაიპასირება შემომვლელი არხის საშუალებით. რეგენერატორულ სქემებში უფრო ხშირად გამოიყენება ატმოსფერული ჰაერის წინასწარი შეთბობა, როგორც ეს მოცემულია 10.5-ა ნახაზის სქემაზე. რეგენერატორების თანამედროვე კონსტრუქციებში გათვალისწინებულია აგრეთვე გამჭრევი კამერები გადამრთველი სარქველების გამოყენებით (ნახ.10.5-ბ,ვ).



ნახ.10.5

ნახ. 10. 5. რეგენერატორული ჰაერ-ჰაერის უტილიზატორების სქემები:

- ა - წინაღინების რეგენერატორი; ბ, გ - გამქრევი კამერით; 1. ვენტილატორი; 2. რეგენერატორი; 3. შემომვლელი არხი; 4. დამატებითი ჰაერშემთბობი; 5. გადამრთველი სარქველი; 6. ჩამკეტი.

მზრუნავ რეგენერატორებში ყველაზე ფართოდ გამოიყენება ფირფიტისებრი, ბადისებრი და ბურთულოვანი რეგულარული ნაცმები.

როგორც წესი, რეგენერატორის როტორი ბრუნავს მცირე სიხშირით, დაახლოებით 10 წთ^{-1} , რომელიც პრაქტიკულად გავლენას არ ახდენს თბოცვლის ინტენსიურობაზე. ამასთან რეგენერატორის გაანგარიშებისათვის შეიძლება გამოვიყენოთ სტაციონალური პირობებისათვის მიღებული თბოცვლის კოეფიციენტები.

რეგენერატორებში გამოყენებული ნაცმები შეიძლება დახასიათდეს ფარდობითი მოცულობით, რომელიც დაკავებულია ε_v სიცარიელებით და უშუალოდ ნაცმის მასალის $1-\varepsilon_v$ მოცულობით. გარდა ამისა, მახასიათებლად მიღებულია აგრეთვე მ^3 მოცულობაში თბოცვლის ზედაპირის F_v ფართობის მნიშვნელობები.

ნაცმების თბოტექნიკური გაანგარიშება შეიძლება (10.1) და (10.2) ფორმულების გამოყენებით.

როგორც აღვნიშნეთ, მზრუნავ რეგენერატორებში გამოყენებულია სორბირებული ნაცმები. ამათგან ნაცმებში, რომლებიც საკმაოდ ხანგრძლივი დროის განმავლობაში იმყოფება ჰაერის ნაკადში, მყარდება წონასწორული მდგომარეობა ჰაერსა და მის მასალას

შორის. ტენიანობის წონასწორული მნიშვნელობები დამოკიდებულია ამავე ტენიანობის პოტენციალზე, ჰაერის ფარდობით ტენიანობასა და მის ტემპერატურაზე.

რეგენერატორული თბომცვლელის მუშაობა დამოკიდებულია როტორის ბრუნვის სიხშირეზე ან უგანზომილებო W პარამეტრზე. გარკვეული ზღვრული მდგომარეობის ზევით ბრუნთა რიცხვის გაზრდა ($n > n_{\text{ზღ}}$) პრაქტიკულად არ მოქმედებს ფარდობით ტემპერატურულ ვარდნაზე Q_t -ზე. Q_t მნიშვნელობები მცირდება, როდესაც ბრუნთა რიცხვის სიხშირე ნაკლებია მის ზღვრულ მნიშვნელობაზე. პრაქტიკულ გაანგარიშებებში შეიძლება მივიღოთ, რომ როგორც რეგენერატორებში ბრუნვის ზღვრული სიხშირე $n \approx 5$, ასევე რეკუპერატორებში თბომცვლის პროცესების აღწერა ერთი და იგივეა. ამასთან დაკავშირებით, რეგენერატორებისათვის ფარდობითი ტემპერატურული ვარდნების გაანგარიშება შეიძლება ჩატარებულ იქნეს ჩვენთვის უკვე ცნობილი ფორმულებით. ამ ფორმულებში უგანზომილებო F'_0 და W მნიშვნელობები განისაზღვრება შემდეგი თანაფარდობებით:

$$F'_0 = \frac{\alpha F}{c G} \quad \text{და} \quad W = \frac{G_3 C_3 n}{M_{\text{ნაც}} C_{\text{ნაც}}}$$

სადაც n არის როტორის ბრუნთა რიცხვის სიხშირე;

$M_{\text{ნაც}}$ - ნაცმის მასა (კგ);

$C_{\text{ნაც}}$ - ნაცმის კუთრი სითბოტევადობა (კჯ/კგ.გრად).

უნდა აღინიშნოს, რომ ნაცმის მოდიფიცირებული ფურიეს კრიტერიუმი შეიძლება წარმოვადგინოთ შემდეგი სახით: $F'_{0\text{ნაც}} = F'_0 W$.

იმ შემთხვევაში, როდესაც $n < n_{\text{ზღ}}$, მაშინ არასორბირებული ზედაპირებისათვის ფარდობითი ტემპერატურული ვარდნა იანგარიშება შემდეგი ფორმულით:

$$Q_t = Q_t^{\text{max}} \{1 - \exp[-6W^{-1} (F'_0)^{-0.686}]\}, \quad (10.4)$$

ხოლო სორბირებული ზედაპირებისათვის ფარდობითი ენტალპიების ვარდნა ტოლი იქნება:

$$Q_I = Q_I^{\max} \{1 - \exp[3,5 W^{-1} (F_0')^{-0,673}]\}. \quad (10.5)$$

10.6. თბური ტუმბოები

IX თავში ჩვენ მიერ განხილული იყო სამაცივრო მანქანებისა და თბური ტუმბოების მუშაობის პრინციპები და მათი კლასიფიკაცია. სამაცივრო პროცესის ძირითადი დანიშნულებაა, შეზღუდულ გარემოში დაბალი ტემპერატურის, სიცივის მიღება, ხოლო თბური ტუმბოს ძირითადი დანიშნულებაა, შემოზღუდულ გარემოში სითბოს მიწოდება. ამ შემთხვევაში სითბოს ართმევა განხორციელებულია ატმოსფერული გარემოდან ან სხვა დაბალი პოტენციური წყაროდან. კომბინირებულ პროცესში ერთდროულად განხორციელებულია როგორც სამაცივრო, ასევე თბური ტუმბოს პროცესები.

ამრიგად, თბური ტუმბოები შეიძლება გამოვიყენოთ როგორც შენობების გასათბობად, ასევე ცხელი წყლის მომარაგებისა და სხვადასხვა ტექნოლოგიური პროცესებისთვის.

კომბინირებული პროცესები მიზანშეწონილია გამოვიყენოთ შენობების ჰაერის კონდიცირების სისტემებისთვის, როდესაც ერთდროულადაა საჭირო სიცივისა და სითბოს მიღება.

როგორც აღინიშნა, ამჟამად ძირითადად გამოიყენება კომპრესორული და აბსორბციული თბური ტუმბოს ციკლები. ზოგიერთი შემთხვევისათვის აბსორბციულ მანქანებს სპეციალურად ამზადებენ სითბოსა და სიცივის ერთდროულად მისაღებად. ამ შემთხვევაში აბსორბციულ თბურ ტუმბოებს აქვს შემდეგი უპირატესობა: თანაბარი სიცივის მწარმოებლურობის დროს სითბოს რაოდენობა, რომელიც ერთმევა კონდენსატორსა და აბსორბერს, ორჯერ მეტია კომპრესორულ მანქანაში კონდენსატორისაგან ართმეულ სითბოზე; წყლის მაღალი ტემპერატურის მისაღებად კონდენსატორში არაა საჭირო წნევის გაზრდა.

თბური ტუმბოებისათვის, რომლებიც იყენებენ მექანიკურ ან ელექტროენერგიას, ეფექტურობის მახასიათებელია გარდაქმნის μ კოეფიციენტი:

$$\mu = \frac{Q}{L}, \quad (10.6)$$

სადაც Q არის თბური ტუმბოდან მიღებული სითბო;

L - ციკლში დახარჯული მუშაობა.

კომპრესორული თბური ტუმბოების ნამდვილი გარდაქმნის კოეფიციენტების მნიშვნელობა შეიძლება იცვლებოდეს 2,2-დან 10-მდე.

აბსორბციული თბური ტუმბოების ენერგეტიკული ეფექტურობა განისაზღვრება თბური კოეფიციენტის საშუალებით:

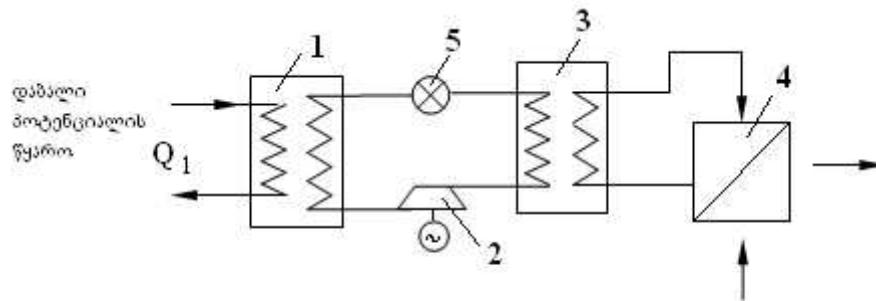
$$\xi = \frac{Q}{Q_0}, \quad (10.7)$$

სადაც Q არის თბური ტუმბოდან მიღებული სითბო;

Q_0 - ციკლში დახარჯული ენერგია სითბოს სახით.

საკომპრესორო ორთქლის თბური ტუმბოს მუშაობის პრინციპი და სათანადო ციკლი მოცემულია 10.6 და 10.7 ნახაზებზე.

როგორც ამ სქემიდან ჩანს ამორთქლებელში 1 მუშა სხეული (ხლადონი) ორთქლდება (დუღს) დაბალი პოტენციალის სხეულის Q_1 სითბოს ხარჯზე (ჰაერი, წყალი, გრუნტი, ჩამდინარე წყალი და სხვ.). ამორთქლებელში თბომტარის ტემპერატურა მცირდება და იღვრება კანალიზაციაში. მუშა სხეული (ხლადონი), რომელიც ორთქლის მდგომარეობაშია, შეიწოვება კომპრესორის 2 მიერ. ხლადონის ორთქლი იკუმშება, რის გამოც მისი ტემპერატურა იზრდება თბომომარაგების სისტემების მოთხოვნილების შესაბამისად. კომპრესორიდან მაღალი წნევის გადახურებული ორთქლი მიეწოდება კონდესატორს 3. თბოგადამცემში მუშა სხეულის ორთქლი გადასცემს გადახურებისა და აორთქლების ფარულ r სითბოს თბოგადამტანს, რომელიც ცირკულირებს თბომომარაგების სისტემაში 4 და კონდენსირდება. კონდენსაციის შემდეგ თხევადი ხლადონი გაივლის სარედუქციო ვენტილს 5, სადაც მისი წნევა, ტემპერატურა მცირდება და ხდება ნაწილობრივი აორთქლება. დაბალპარამეტრებიანი მუშა სხეული ვენტილის შემდეგ უბრუნდება ამორთქლებელს 1, ამის შემდეგ ციკლი მეორდება.



ნახ. 10.6

ნახ.10.6. საკომპრესორო ორთქლის თბური ტუმბოს მუშაობის პრინციპი:

1. ამორთქლებელი; 2. კომპრესორი; 3. კონდენსატორი;
4. თბომომარაგების სისტემა; 5. სარედუქციო ვენტილი.

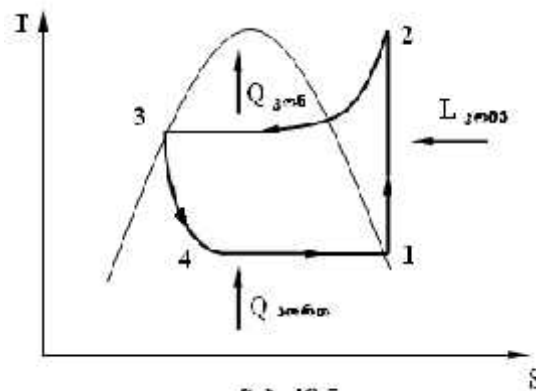
სითბოს რაოდენობა, რომელიც გადაეცემა გათბობის სისტემას, განისაზღვრება ფორმულით:

$$Q = Q_1 + L, \quad (10.8)$$

სადაც Q_1 არის სითბოს რაოდენობა, რომელიც აერთმევა დაბალი პოტენციალის სხეულს;

L – ციკლში დახარჯული მუშაობა.

10.7. ნახაზზე მოცემულია თბური ტუმბოს მუშაობის ციკლი T-S კოორდინატა სისტემაში:



ნახ. 10.7

- ნახ.10.7. თბური ტუმბოს მუშაობის ციკლი T-S კოორდინატა სისტემაში:
- 1-2 - შეკუმშვა კომპრესორში;
 - 2-3 - მომხმარებლისთვის სითბოს მიწოდება;
 - 3-4 - გაფართოება სარედუქციო ვენტილში;

ნამდვილი გარდაქმნის კოეფიციენტის გაანგარიშების დროს მხედველობაში უნდა მივიღოთ თბური ტუმბოს თავისებურება, რომელიც მდგომარეობს იმაში, რომ მთელი რიგი დანაკარგები, რომლებიც გამოწვეულია ციკლის შეუქცევადობით, არა მარტო ზრდის დახარჯულ L მუშაობას, არამედ აგრეთვე ადიდება სასარგებლო სითბოს მწარმოებლურობას (ფორ.10.11).

თბური ტუმბოს ნამდვილი ციკლის ეფექტურობა (იდეალურთან მიახლოების ხარისხით) განისაზღვრება კოეფიციენტით:

$$\eta = \frac{\mu_{ნამ}}{\mu_{კარ}}, \quad (10.9)$$

სადაც $\mu_{კარ} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)$ არის კარნოს შეზღუდული ციკლის გარდაქმნის კოეფიციენტი;

T - ზედა სითბოს წყაროს ტემპერატურა.

ცდების მონაცემების განზოგადება გვიჩვენებს, რომ მცირე მწარმოებლურობის ხლადონების თბური ტუმბოებისათვის ციკლის ეფექტურობის კოეფიციენტი არ აღემატება $\mu=0,3$ მაშინ, როდესაც თანამედროვე მძლავრი თბური ტუმბოების ეს კოეფიციენტი აღწევს $\mu = 0,6 \div 0,65$.

თუ ჩავთვლით, რომ კომპრესორის ინდიკატორული დანადგარები გადადის სასარგებლო სითბოს მწარმოებლურობაში, მაშინ გარდაქმნის ნამდვილი კოეფიციენტი შეიძლება განისაზღვროს ფორმულით:

$$\mu_{ნამ} = \left[\mu_{ინდ} + \left(\frac{1}{\mu_{ინდ}} - 1 \right) \right] \eta_{ინდ} \eta_{მექ} \eta_{ე}, \quad (10.10)$$

სადაც $\eta_{ინდ}$, $\eta_{მექ}$, $\eta_{ე}$ კომპრესორის სათანადო ინდიკატორული, მექანიკური და ელექტრული მარგი ქმედების კოეფიციენტებია.

მრავალი გამოკვლევის საფუძველზე $\mu_{ნამ}$ - ის შესაფასებლად ი.მარტინოვსკის მიერ მიღებული იყო ნახევრად ემპირიული ფორმულა:

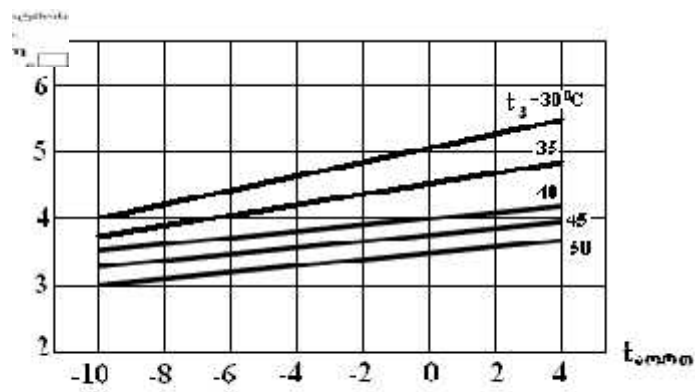
$$\mu_{ნამ} = 0,74 \frac{T_{ფ}}{T_{კ}-T_{ფ}} - \left(0,0032T_{ფ} + 0,765 \frac{T_{ფ}}{T_{კ}} \right) + 0,9, \quad (10.11)$$

სადაც T_{e} და T_{z} შესაბამისად, სამაცივრო აგენტის დუდილისა და კონდენსაციის ტემპერატურებია.

ამრიგად, გარდაქმნის ნამდვილი კოეფიციენტების მნიშვნელობების შესაფასებლად შეიძლება გამოვიყენოთ (10.12), (10.13) და (10.14) ფორმულები.

გათბობის, ვენტილაციისა და ჰაერის კონდიცირების სისტემებისათვის თბური ტუმბოს გამოყენების შესაძლებლობის შესაფასებლად ჩვენ მიერ გამოყენებულია (10.14) ფორმულა (ნახ.10.8).

სხვადასხვა ტიპის გამთბობი სისტემებისათვის (ჰაერის, პანელური, რადიატორული) საჭიროა თბოგადამტანის განსაზღვრული ტემპერატურა. ასევე სხვადასხვა ტემპერატურით ხასიათდება დაბალი პოტენციალის სითბოს წყაროები, როგორცაა: მდინარის წყლები, წყალსაცავები და ზღვები, ატმოსფერული ჰაერი, გრუნტი, გრუნტის წყლები, საწარმოების ჩამდინარე წყლები და სხვა.



ნახ. 10.8

ნახ.10.8. თბური ტუმბოს გარდაქმნის ნამდვილი კოეფიციენტის დამოკიდებულების გრაფიკი კონდენსაციისა და დუდილის ტემპერატურებზე.

(10.8) ნახაზზე მოცემულია თბური ტუმბოს გარდაქმნის ნამდვილი კოეფიციენტის დამოკიდებულების გრაფიკი კონდენსაციისა და დუდილის ტემპერატურებზე. სითბოს წყაროს ერთი და იმავე ტემპერატურის დროს უფრო მაღალი გარდაქმნის კოეფიციენტებით ხასიათდება თბური ტუმბოები ჰაერით გათბობის შემთხვევაში, მცირე კოეფიციენტებით – რადიატორული გათბობის სისტემები. ცხადია, ეს შეიძლება აიხსნას იმით, რომ ჰაერის გათბობის სისტემებში წყლის ტემპერატურა უნდა იყოს 95 – 105 °C. თბომომარაგების სისტემებში, რაც მეტია ტემპერატურათა სხვაობა სითბოს წყაროსა და თბომტარს შორის,

მით უფრო მცირდება გარდაქმნის კოეფიციენტის მნიშვნელობა. ამ თვალსაზრისით, რადიატორული გათბობის სისტემებთან შედარებით უპირატესობა ენიჭება პანელურ გათბობას, სადაც თბომტარის ტემპერატურა არ უნდა აღემატებოდეს 40–45 °C–ს.

ამრიგად, მაღალი გარდაქმნის კოეფიციენტის მიღების პირობიდან ენერგეტიკული ეფექტურობის შესაფასებლად მიზანშეწონილია, სითბოს მისაღებად შევადაროთ სათბობის ხარჯი როგორც თბურ ტუმბოებში, ასევე საქვაბე დანადგარებში.

საქვაბებში დახარჯული სათბობის რაოდენობა:

$$b_{საქ} = \frac{Q}{\eta_{საქ} \eta_{ქს}} , \quad (10.12)$$

სადაც $\eta_{საქ}$ და $\eta_{ქს}$ საქვაბე დანადგარისა და თბური ქსელის მარგი ქმედების კოეფიციენტებია.

თბური ტუმბოებისათვის ელექტროსადგურებში დახარჯული სათბობის რაოდენობა:

$$b_{სად} = \frac{Q}{\eta_{სად} \eta_{გად} \mu_{ნამ}} , \quad (10.16)$$

სადაც $\eta_{სად}$ და $\eta_{გად}$ ელექტროსადგურებისა და ელექტროგადაცემის მარგი ქმედების კოეფიციენტებია.

თბოელექტროსადგურებში დახარჯული სათბობის რაოდენობის ფარდობას საქვაბეში დახარჯული სათბობის რაოდენობასთან შეიძლება ვუწოდოთ სათბობის ეკონომიის კოეფიციენტი:

$$K = \mu_{ნამ} \frac{\eta_{სად} \eta_{გად}}{\eta_{საქ} \eta_{ქს}} , \quad (10.16)$$

როდესაც $K > 1$, თბური ტუმბო იძლევა სათბობის ეკონომიას; როდესაც $K = 1$, სათბობის ეკონომია არ გვაქვს, ხოლო როდესაც $K < 1$, მაშინ თბური ტუმბო იძლევა სათბობის გადახარჯვას.

თუ პანელური გათბობის შემთხვევაში, დაბალი პოტენციალის სითბოს წყაროს ტემპერატურა 10 °C ტოლია, გარდაქმნის კოეფიციენტის მნიშვნელობა იქნება $\eta_{ქს} = 4,5$. ამ პირობებისათვის სათბობის ეკონომიის კოეფიციენტი აღწევს $K = 1,8$ –ს. ამ პირობებისათვის რადიატორული გათბობის შემთხვევაში ნამდვილი გარდაქმნის კოეფიციენტის

მნიშვნელობა არ აღემატება $\eta\epsilon = 2$ -ს, რაც იწვევს სათბობის გადახარჯვას, ($K < 1$). საკმაოდ მაღალი გარდაქმნის კოეფიციენტი შეიძლება მივიღოთ ჰაერ-გათბობის სისტემებში, ისევე როგორც პანელური გათბობის შემთხვევაში. ნამდვილი გარდაქმნის კოეფიციენტი $\eta\epsilon = 4,5 \div 5$, რომელსაც ეთანადება სითბოს ეკონომიის კოეფიციენტი $K = 1,8 \div 2$. განსაკუთრებით ეკონომიურია ჰაერის გათბობის სისტემები მაშინ, როდესაც თბური ტუმბო გამოყენებულია ზაფხულის პერიოდისათვის ჰაერის კონდიციონირების სისტემაში. ამ შემთხვევაში წლის განმავლობაში თითქმის ორჯერ იზრდება დანადგარის მუშაობის საათების რიცხვი, რაც საგრძნობლად ამცირებს მანქანის ღირებულების ანაზღაურების დროს.

თბური ტუმბოების დანადგარების ერთდროული დანახარჯები თითქმის ორჯერ მეტია, ვიდრე საქვაბე დანადგარების. სამაგიეროდ, თუ $K > 1$, ექსპლუატაციური ხარჯი თბური ტუმბოების შემთხვევაში ნაკლებია.

ამრიგად, ამა თუ იმ გათბობის სქემების შერჩევასას საჭიროა ტექნიკურ-ეკონომიკური გაანგარიშება.

თბური ტუმბოსთვის მუშა სხეულების შერჩევა ისევე წარმოებს, როგორც სამაცივრო აგრეგატებისთვის. თბური ტუმბოებისთვის ზედა ტემპერატურული დონე უფრო მაღალია, ვიდრე სამაცივრო მანქანებში. ამიტომ იმისათვის, რომ უზრუნველყოთ მუშა სხეულების სტაბილურობა და კონდენსაციის მცირე წნევები, თბურ ტუმბოებში, როგორც წესი, გამოყენებულია ხლადონების მთელი ჯგუფი, როგორცაა: 11, 113, 143.

ზოგიერთ ტემპერატურულ დონეზე შეიძლება გამოვიყენოთ ხლადონები 12 და 22. გარდა ამისა, მიღებულია აზეოტროპული და არააზეოტროპული ნარევების გამოყენება. მაგალითად, როგორცაა ხლადონების ნარევები: 12 და 142, 142 და 113, 11 და 142.

როგორც აღვნიშნეთ, დაბალი პოტენციური სითბოს წყაროდ გათბობისა და ჰაერის კონდიციონირების სისტემებში გამოიყენება ჰაერი, წყალი გრუნტი და მზის ენერჯია.

ჰაერი შეიძლება გამოვიყენოთ როგორც ატმოსფერული, ასევე სათავსში დამუშავებული. ატმოსფერული ჰაერის თავისებურებაა ტემპერატურული ცვალებადობა და მასში წყლის ორთქლის დუდილის დაბალი ტემპერატურა, რის გამოც ამართქლებლის ზედაპირებზე მიმდინარეობს წყლის ორთქლის მიყინვა, რაც ართულებს თბოგადაცემის პროცესს. როგორც წესი, ატმოსფერული ჰაერის გამოყენების დროს გარდაქმნის კოეფიციენტი არ აღემატება $\eta\epsilon = 2,5$ -ს. სათავსში ტემპერატურა $t_3 = 20 \div 22^\circ$, რაც საშუალებას

იმლევა გავზარდოთ დუდილის ტემპერატურა. ამ შემთხვევაში გარდაქმნის კოეფიციენტის მნიშვნელობამ შეიძლება მიაღწიოს $\eta_{\text{ფ}}=3 \div 3,5$ -ს. ვინაიდან ჰაერს აქვს დაბალი თბოგადაცემის კოეფიციენტები, ამიტომ ამართქლებლის ზედაპირის ფართობი იზრდება. იზრდება აგრეთვე ტემპერატურული სხვაობა ჰაერსა და მუშა სხეულს შორის დუდილის ტემპერატურის ხარჯზე, რაც იწვევს ენერგეტიკული და ეკონომიკური მახასიათებლების გაუარესებას. მიუხედავად ზემოხსენებული ნაკლოვანებებისა, ჰაერი, როგორც დაბალი პოტენციალის სითბოს წყარო, ფართოდ გამოიყენება მცირე სიმძლავრის ჰაერის კონდიციონერებში.

ყველაზე მოსახერხებელი სითბოს წყაროა წყალი, ვინაიდან იგი უზრუნველყოფს მაღალი თბოგადაცემის კოეფიციენტს. გრუნტის წყლებს ჰაერთან შედარებით აქვს სტაბილური ტემპერატურა ($t_{\text{ფ}} = 10 \div 15^{\circ}$), რაც უზრუნველყოფს მაღალი საშუალო წლიური გარდაქმნის კოეფიციენტებს $\eta_{\text{ფ}}=3 \div 5$. ყველაზე მიზანშეწონილია საწარმოებიდან და თბოელექტროსადგურებიდან ჩამდინარე თბილი წყლების გამოყენება. ამ შემთხვევებში გარდაქმნის კოეფიციენტებმა შეიძლება მიაღწიოს $\eta_{\text{ფ}}=7$ -ს. დაბალი პოტენციალის წყაროდ შეიძლება გამოვიყენოთ აგრეთვე მდინარეები, წყალსაცავები და ზღვის წყალი. ამავე დროს ზედმიწევნით შესწავლილი უნდა იყოს წყალსაცავების ტემპერატურული რეჟიმი. აღსანიშნავია, რომ გაანგარიშებებში უნდა გავითვალისწინოთ აგრეთვე საცირკულაციო ტუმბოების ენერჯის ხარჯი, რომელიც ზოგიერთ შემთხვევაში თბური ტუმბოს სიმძლავრის 15-20 % აღწევს.

ჰაერის კონდიციონერების სისტემებისათვის ბუნებრივი სითბოს წყაროდ შეიძლება გამოვიყენოთ გრუნტი, რომელიც თავისთავად წარმოადგენს აგრეთვე სეზონურ აკუმულატორს. კლაკნილი მილი, რომელიც ჩადებულია გრუნტში, სეზონის მიხედვით ასრულებს ამართქლებლის ან კონდენსატორის როლს. პრაქტიკამ გვიჩვენა, რომ გრუნტის გამოყენების შემთხვევაში გარდაქმნის კოეფიციენტის მნიშვნელობები აღწევენ $\eta_{\text{ფ}} = 2,2 \div 3,2$.

თბური ტუმბოების გაანგარიშების მეთოდის ანალოგიურია სამაცივრო მანქანების გაანგარიშების მეთოდებისა, რომლებიც მოცემულია მერვე თავში. ცხადია, ამ შემთხვევაში

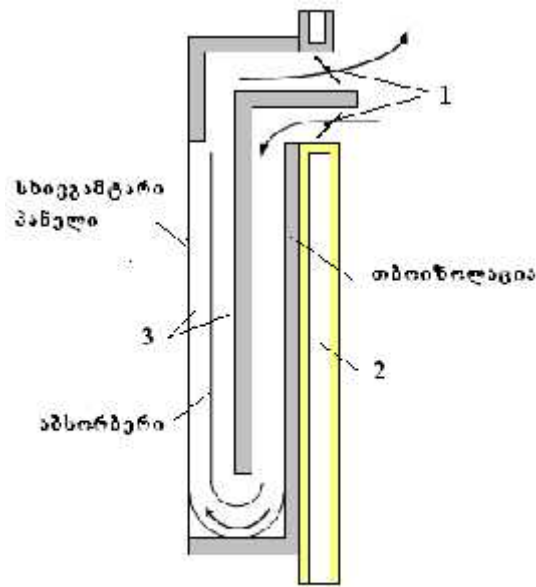
ძირითად საანგარშო პარამეტრად მიღებული უნდა იყოს მანქანის სრული სითბოს Q მწარმოებლობა.

10.7. მზის ენერჯის გამოყენება ჰაერის კონდიციონერების სისტემებში

გათბობის, ცხელი წყლის მომარაგებისა და ჰაერის კონდიციონერების სისტემებში, როგორც თბური ენერჯის წყარო, გამოიყენება მზის რადიაცია. ყველაზე მიზანშეწონილია მზის ენერჯია გამოყენებული იქნეს თბილ პერიოდში ცხელი წყლის მომარაგებისა და კონდიციონერების სისტემებისათვის, ვინაიდან ამ პერიოდში ენერჯის მოხმარების მაქსიმუმი ემთხვევა მზის ენერჯის მოდინების მაქსიმუმს.

როგორც წესი, მზის რადიაციის ენერჯია არასკმარისია თბური ენერჯის მთლიანი მოთხოვნის დასაკმაყოფილებლად, ამიტომ ჰელიოსისტემებში საჭიროა დამატებითი სითბოს წყაროს (დუბლიორი) გათვალისწინება. ვინაიდან მზის რადიაციის მოდინება დროის ერთეულში საკმაოდ არათანაბარია, ამიტომ ჰელიოსისტემებში გათვალისწინებული უნდა იყოს აკუმულატორები. რომელთა საშუალებით ხდება სითბოს დაგროვება იმ პერიოდში, როდესაც მზის ენერჯის მოდინება აღემატება მოხმარების ენერჯიას.

განასხვავებენ ჰაერისა და სითბის მზით გამთბობ სისტემებს. ჰაერის მზით გამთბობ სისტემებში ჰაერი თბება ჰელიომიმღებში, რომლის შემდეგ იგი აკუმულატორის გავლით მიეწოდება სათავსს. ფართოდ გავრცელდა ჰაერის მზით გამთბობი სისტემები, სადაც მზის მიმღები და აკუმულატორი შეთავსებულია შენობის შემომზღულ კონსტრუქციასთან. 10.9 ნახაზზე მოცემულია ჰაერის მზით გათბობის სისტემა, რომელიც შედგება მასიური კედლისაგან 2. მასში ჰაერის ცირკულაციისათვის გათვალისწინებულია ორი არხი 3. კედლის წინ მოთავსებულია სხივგამტარი პანელი 1 ერთმაგი ან ორმაგი შემინვით. შემომზღული ვერტიკალური კედელი ერთდროულად წარმოადგენს სითბოს აკუმულატორს. პანელში შემთბარი ჰაერი გადაადგილდება ქვემოდან ზემოთ და ზედა არხის საშუალებით მიეწოდება სათავსს. ღრუბლიან დღეს სარქველები 4 იკეტება, რათა თავიდან ავიცილოთ სათავსის გაცივება. ბუნებრივი კონვექციის გარდა, ჰაერის მოძრაობა შეიძლება ვენტილატორის საშუალებით. სისტემებს, სადაც გამოყენებულია ბუნებრივი ცირკულაცია, ხშირად პასიურ სისტემებს უწოდებენ.



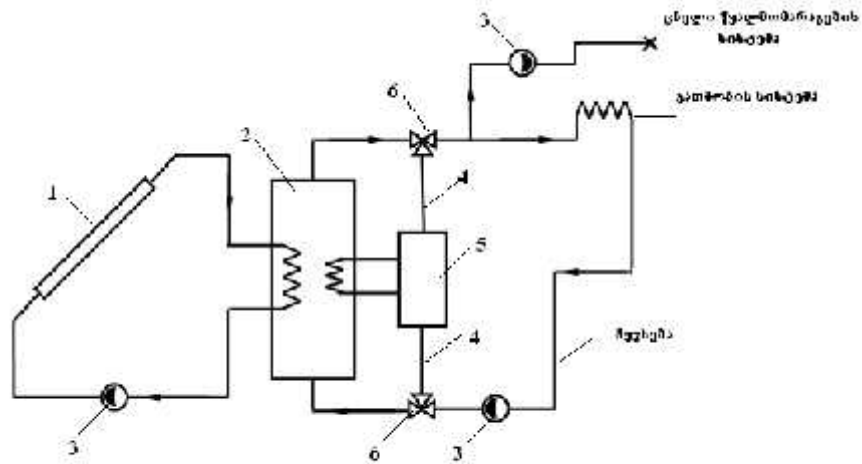
ნახ. 10.9

ნახ.10.9. ჰაერის მზით გათბობის სისტემის სქემა:

1. სხივგამტარი მინის პანელი ;
2. მასიური კედლის შემომზღული კონსტრუქცია;
3. ჰაერის საცირკულაციო არხები;
4. ჰაერის სარქველი.

ენერგეტიკულად მიზანშეწონილია, რომ შემინული პანელი მიმართული იყოს სამხრეთის მხარეს. ამ შემთხვევაში ზამთრის პერიოდში მაქსიმალურად იზრდება მზის მოდინება.

(10.10) ნახაზზე მოცემულია ორკონტურიანი მზით გათბობის სისტემა. პირველი კონტური აერთებს მზის სხივების მიმღებ პანელს 1 სითბოს აკუმულატორთან 2. მეორე კონტურში სითბის საშუალებით სითბო გადაეცემა აკუმულატორიდან სათავსს 3. იმ შემთხვევაში, თუ აკუმულატორ-ავზში სითბის ტემპერატურა ნაკლებია, გათბობის სისტემის უკუმდგისტრალზე, მაშინ ცირკულაცია განხორციელებულია შემომღლები ხაზით 4. ამ დროს სითბოს წყაროდ გამოყენებულია დამატებითი გამაცხელებელი 5 (დუბლიორი). ორკონტურიანი სქემები გამოყენებულია იმ შემთხვევაში, როდესაც გარემოს საანგარიშო ტემპერატურა ნაკლებია 0°C -ზე, ამ დროს პირველ კონტურში შეირჩევა ისეთი სითხეები, რომლებიც დაბალ ტემპერატურაზე არ იყინება.



ნახ. 10.10

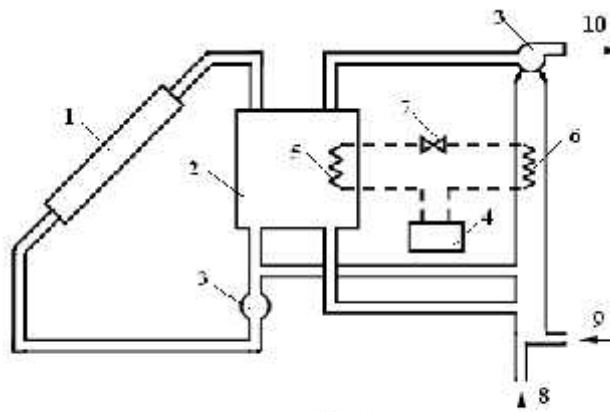
ნახ. 10.10. მზის ორკონტურიანი გამთბობი სისტემა:

1. მზის სხივების მიმღები პანელი;
2. სითბოს აკუმულატორი;
3. ტუმბო;
4. შემომვლელი მილსადენი;
5. დამატებითი გამაცხელებელი (დუბლიორი);
6. სამსვლიანი ონკანი.

ცხელი წყლით მომარაგებისთვის მზის სისტემის მუშაობა ანალოგიურია სითბის მზით გამთბობი სისტემებისა. სქემაში ძირითადად გამოყენებულია ორკონტურიანი ხაზი აკუმულატორ-ავზით. აქაც გათვალისწინებულია დამატებითი წყალგამაცხელებელი აპარატი და შემომვლელი ხაზი სამსვლიანი ონკანით.

მზით გამთბობ ცხელი წყალით მომარაგების და ჰაერის კონდიცირების სისტემებში პერსპექტიულია დამატებითი სითბოს წყაროდ გამოვიყენოთ კომპრესიული თბური ტუმბო, რომელიც ჩართულია ამართქლებლის კონტურში. ასეთი სისტემა პირველად საბჭოთა კავშირში 1957 - 1960 წლებში შეიქმნა თბილისში და გამოსცადეს საქართველოს სსრ მეცნიერებათა აკადემიის ენერგეტიკის ინსტიტუტში ავტორის გ. რატიანის უშუალო ხელმძღვანელობით. სისტემა მუშაობდა ზამთარში ცხელი წყლის, ხოლო ზაფხულში – ცივი წყლის მისაღებად.

ჰელიოდანადგარისა და თბური ტუმბოს კომბინირებული სქემით შესაძლებელია აგრეთვე სათავსში მისაწოდებელი ჰაერის დამუშავება – ზამთარში გათბობა და ზაფხულში გაგრილება. ასეთი დანადგარის სქემა მოცემულია (10.11) ნახაზზე.



ნახ. 10.11

ნახ. 10.11. მზის ენერჯისა და თბური ტუმბოს კომბინირებული გამოყენების სქემა:

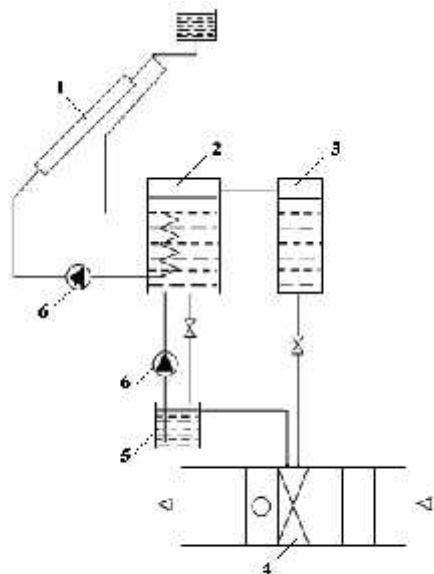
1. მზის კოლექტორი (ჰელიოდანადგარი); 2. ავზი – აკუმულატორი;
3. ვენტილატორები; 4. კომპრესორი; 5. ამორთქლებელი;
6. კონდენსატორი; 7. რედუქტორი; 8. გარე ჰაერის მიწოდება;
9. სათავსის ჰაერის მიღება; 10. ჰაერის მიწოდება სათავსში.

ზამთარში დაბალპოტენციურ სითბოს წყაროდ გამოიყენება მზის კოლექტორში 1 შემთბარი ჰაერი, რომელიც მიეწოდება ავზ – აკუმულატორს 2. აქ იგი სითბოს გადასცემს თბური ტუმბოს ასაორთქლებელს 5, სადაც ცივდება და ისევ უბრუნდება მზის კოლექტორს 6, რომელიც სითბოს გადასცემს სათავსში მისაწოდებელ ჰაერს.

ზაფხულში თბური ტუმბო მუშაობს სამაცივრო ციკლით, რომლის დროსაც საორთქლებლიდან ცივი ჰაერი მიეწოდებოდა სათავსს. კონდენსატორიდან სითბოს ართმევა წარმოებს მინით დაუფარავი ჰელიომიმლების დახმარებით.

გამოკვლევებმა გვიჩვენა, რომ თბილისის პირობებში ნამდვილი გარდაქმნის კოეფიციენტების მნიშვნელობები იცვლება 3-დან 6,2-მდე. ამ კოეფიციენტებს ეთანადება მზის ჯამური რადიაციის ინტენსივობა 320 ვტ/მ² და 820 ვტ/მ²-მდე. ზამთრის პერიოდში საშუალო ნამდვილი გარდაქმნის კოეფიციენტი ცდებში დაფიქსირებული იყო $\mu_6 = 4,1$. ამ კოეფიციენტს ეთანადება სათბობის ეკონომიის კოეფიციენტის მნიშვნელობა $K=1,5$. ამრიგად, საქართველოს მთელ რიგ რაიონებში მზის დანადგარისა და თბური ტუმბოს კომბინირებულმა გამოყენებამ შეიძლება მოგვცეს პირობითი სათბობის ეკონომია დაახლოებით, 50 - 60 %-ით, ხოლო ელექტროგათბობასთან შედარებით 350%-ით.

გარდა ამისა, გამოკვლევებმა გვიჩვენა, რომ თბურ ტუმბოსა და მზის დანადგარის ერთობლივი გამოყენებისას აღარ არის ის ძირითადი უარყოფითი მხარეები, რომლებიც ახასიათებს ცალ-ცალკე თბურ ტუმბოსაც და ჰელიოდანადგარებსაც.



ნახ. 10.12

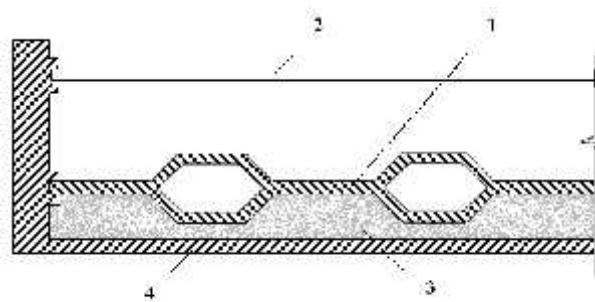
ნახ.10.12. ჰეს მზის კოლექტორისა და სამაცივრო აბსორბაციული დანადგარის ჩართვის კომბინირებული სქემა:

1. მზის კოლექტორი; 2. გენერატორი; 3. კონდენსატორი;
4. ამორთქლებელი – ზედაპირული ჰაერგამაცივებელი; 5. აბსორბერი; 6. ტუმბო.

მზის რადიაციის ენერგია გამოყენებულია აგრეთვე აბსორბციულ სამაცივრო დანადგარებში სიცივის მისაღებად (ნახ.10.12). მისი მუშაობის პრინციპი ის არის, რომ ვაკუუმის პირობებში გენერატორში 2 ბრომლითიუმის ხსნარიდან ორთქლდება წყალი; წყლის ორთქლი მიემართება კონდენსატორში 3, სადაც იგი კონდენსირდება გამაციებელი გარემოს ხარჯზე; კონდენსატი მიეწოდება ამორთქლებელს 4, სადაც იგი ორთქლდება 4-5°C ტემპერატურის დროს ჰაერის კონდიციონირების სისტემიდან მიწოდებული წყლის სითბოს ხარჯზე; დაბალი ტემპერატურის წყლის ორთქლი მიემართება აბსორბერში 5 და შთაინთქმება მდიდარი ბრომლითიუმის ხსნარის მიერ. მიღებული ღარიბი ხსნარი ტუმბოს 6 საშუალებით მიეწოდება გენერატორს. გენერატორში ხსნარისა და წყლის აორთქლება

განხორციელებულია თბომტარით, რომლის ტემპერატურაა 70°C . ავზ-აკუმულატორში თბომტარის შეთბობა 70°C -მდე მიმდინარეობს თბოქსელით.

ამჟამად ათვისებულია ორი ტიპის ჰელიომიმღებები. პირველი ტიპის მზის კოლექტორი (ნახ.10.13) შედგება სითბოს შთამნთქმელი შავი ფერის პანელისგან 1, მისი დანიშნულებაა მზის ენერჯიის შთანთქმა და მისი გარდაქმნა თბურ ენერჯიად, მინის ერთ - ან ორრიგიანი პანელისაგან 2, მოთავსებულია სითბოს შთამნთქმელი პანელის წინ. იგი ატარებს მზის რადიაციას და ამცირებს კონვექციურ და რადიაციულ თბოდანაკარგებს, თბოსაიზოლაციო ფენისაგან 3, ამცირებს სითბოს დანაკარგებს მზის სხივების მიმღების ძირიდან და კედლებიდან.



ნახ. 10.13

ნახ.10.13. მზის კოლექტორის კონსტრუქცია.

1. შთამნთქმელი აპარატი; 2. მინის პანელი;
3. თბოსაიზოლაციო ფენა; 4. ლითონის გარსაცმი.

ამჟამად ამ ტიპის ათვისებულ ბრტყელ მზის კოლექტორებს აქვს მაღალი მყისიერი ეფექტურობის კოეფიციენტი $\eta_a = 0,85$. მაგრამ შედარებით მცირეა დღეღამური $\eta_d = 0,5$ და წლიური $\eta_f = 0,25$ ეფექტურობა. მას შეუძლია ზამთარში კოლექტორში გააცხელოს თბომტარი $30-40^{\circ}\text{C}$ -მდე, ხოლო ზაფხულში კი - $80 - 90^{\circ}\text{C}$ - მდე.

იმის გამო, რომ მზის კოლექტორებს აქვს დაბალი დღეღამური და წლიური ეფექტურობა, მიზანშეწონილია მათი გამოყენება იმ რაიონებში, სადაც საშუალო მზის რადიაციის ინტენსიურობა მეტია $300 \text{ ვტ/მ}^2\text{-ზე}$. ასეთ რაიონებად შეიძლება ჩაითვალოს უკრაინის სამხრეთი ნაწილი, ამიერკავკასია, შუა აზია და რუსეთის სამხრეთი რაიონები.

ჰელიომიმღების მეორე კონსტრუქცია წარმოადგენს ე.წ აბსორბციულ მიმღებს, რომელსაც არ გააჩნია შემინული ზედაპირი და ხშირ შემთხვევაში - თბოსაიზოლაციო

ფენა. ამჟამად გამოიყენება მილოვან-ფურცლოვანი ტიპის ფოლადის გამაცხელებელი ალუმინისა და ფოლადის პანელები. ისინი საშუალებას გვაძლევენ გამოვიყენოთ არამარტო პირდაპირი და გაფანტული მზის რადიაცია, არამედ ატმოსფერული ჰაერის ნალექებისა და ფაზური გარდაქმნის სითბო (კონდენსაცია, ყინულის წარმოქმნა და ყინულის ღებობა). აბსორბციული ჰელიომიმდებები წლის განმავლობაში თანაბრად დატვირთული და აქვთ დაბალი მყისიერი ეფექტურობა $\eta_{\text{ა}} = 0,4$, მაგრამ სამაგიეროდ აქვთ მაღალი დღეღამური $\eta_{\text{დ}} = 0,7$ და წლიური $\eta_{\text{წ}} = 0,85$ ეფექტურობა. მათი გამოყენება მიზანშეწონილია ცივ პერიოდში თბურ ტუმბოებთან კომბინაციაში. ამ სისტემებში შუალედურ თბოგადამტანად გამოიყენება გლიზანტინი (გლიცერინის 40%-იანი წყლის ხსნარი), რომელიც იცავს ლითონის ზედაპირს კოროზიისაგან.

თავი 11. ჰაერის კონდიცირების სისტემების მუშაობის რეჟიმები და რეგულირება

11.1. წლის განმავლობაში გარე კლიმატისა და სათავის კლიმატის პარამეტრების ცვლილებები

განხილული ჰკს პროცესები მიეკუთვნება მხოლოდ საანგარიშო რეჟიმებს (ზაფხული და ზამთარი). ამ რეჟიმების საფუძველზე ტარდება კონდიციონერის

განგარიშება და შეირჩევა საჭირო მოწყობილობა, რომელიც წლის პერიოდში ჰაერის დამუშავების საშუალებას გვაძლევს. ამრიგად, ჩატარებული განგარიშების საფუძველზე ვირჩევთ მხოლოდ დამდგარ სიმძლავრეებს.

მეორე მხრივ, ექსპლუატაციის პროცესში შესაძლებელია როგორც გარემო ჰაერის, ასევე სათავსში ჰაერის პარამეტრის ცვლილებები. ამასთან აუცილებელი პირობაა ჰაერის კონდიცირების სისტემების რეგულირება, რომლის საშუალებითაც ჰაერის დამუშავების ყველა პირობისათვის სათავსში შეიქმნება საჭირო პარამეტრები.

განვიხილოთ წლის განმავლობაში გარე კლიმატისა და სათავსში კლიმატის პარამეტრების ცვლილებები, რომლებიც დაამუშავა მოსკოვის სამშენებლო ინსტიტუტში ი. კუეშინოვმა.

საანგარიშო მეთოდიკა ითვალისწინებს, რომ ყველა კლიმატური პარამეტრი (მზის რადიაცია, ტემპერატურა, ენთალპია) იცვლება ჰარმონიული კანონით და იგი წლის დროის ცვლილების ფუნქციაა. ზოგადად ეს ცვლილება შეიძლება გამოისახოს ტრიგონომეტრიული მწკრივის სახით:

$$Y = Y_{\bar{z}} + A \cos \bar{z}, \quad (11.1)$$

სადაც $Y_{\bar{z}}$ არის კლიმატის პარამეტრის ერთ-ერთი საშუალო წლიური მნიშვნელობა (გარემო ჰაერის ტემპერატურა, ენთალპია და მზის რადიაციის ინტენსივობა);
 A - წლიური ამპლიტუდის ცვლილება;
 \bar{z} - წლის განმავლობაში პარამეტრის ცვლილების დრო:

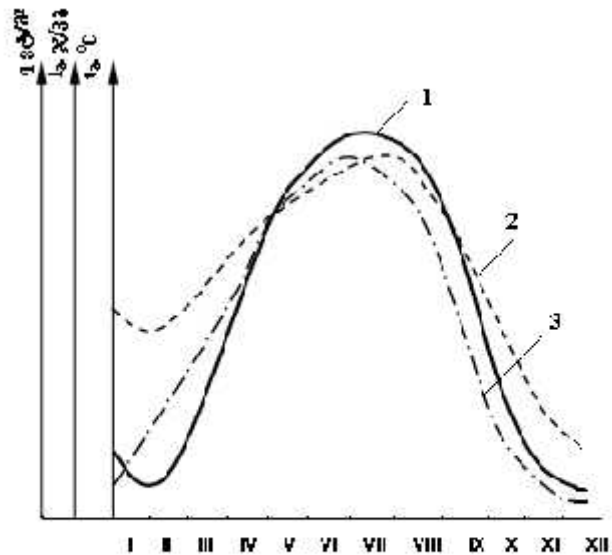
$$\bar{z} = \frac{2\pi \bar{z}}{365}, \quad (11.2)$$

აქ $z = z' - z_{\text{გაქ}}$ არის დრო პარამეტრის მაქსიმუმის მომენტიდან, დღე-ღამე;
 z' - დრო, რომელიც აღირიცხება 1 იანვრიდან, დღე-ღამე;
 $z_{\text{გაქ}}$ - პარამეტრის მაქსიმალური მნიშვნელობის დრო, დღე-ღამე.

სხვადასხვა გეოგრაფიული რაიონებისა და კლიმატური პარამეტრებისათვის $Y_{\bar{z}}$, A და $z_{\text{გაქ}}$ სიდიდეების მნიშვნელობები შეიძლება მიღებულ იქნეს ფაქტობრივი მასალების დამუშავებით (კლიმატური ცნობარები), ზემოთ აღნიშნული მეთოდიკით მოცემული გეოგრაფიული რაიონისათვის შეიძლება ავაგოთ პარამეტრების

(ტემპერატურა, ენთალპია, მზის რადიაცია) საშუალო თვიური, წლიური ცვლილების გრაფიკი.

ატმოსფერული ჰაერის პარამეტრების წლიური ცვლილების გრაფიკებს შემდეგი სახე აქვთ:



ნახ. 11.1

ნახ. 11.1. ატმოსფერული ჰაერის პარამეტრების წლიური ცვლილების ზოგადი სახე:

1. გარე ჰაერის ტემპერატურა; 2. გარე ჰაერის ენთალპია;
3. მზის რადიაციის ინტენსივობა ჰორიზონტალურ ზედაპირზე.

(11.1) ფორმულის საშუალებით წლის განმავლობაში შეიძლება მოიძებნოს მოცემულ Y მნიშვნელობაზე მეტი გარემო კლიმატის პარამეტრების ხანგრძლივობა, Δz დღე-ღამე:

$$z = \frac{365}{\pi} \arccos \frac{Y - Y_{\text{წ}}}{A} . \quad (11.3)$$

ხშირ შემთხვევაში საინტერესოა Y პარამეტრის დგომის ხანგრძლივობის განსაზღვრა, როდესაც მისი მნიშვნელობა აჭარბებს საშუალო თვიურის საზღვრებს.

მაგალითად, მთელ რიგ გარდამავალ პროცესებში ჰკს რეგულირდება მაქსიმალური და მინიმალური მნიშვნელობებისათვის. მრავალი დაკვირვების თანახმად, პარამეტრის მნიშვნელობის შესაძლო ერთობლივი ცვლილებანი დადგენილი იყო წლის განმავლობაში ამ მნიშვნელობების სტატისტიკური ფუნქციების განაწილებით. ი. კუვშინოვმა მიიღო Y მნიშვნელობის ზევით გარემო კლიმატის პარამეტრის მნიშვნელობის ხანგრძლივობის ანალიზური ფუნქცია:

$$\Delta z = 4,38 \cdot 10^3 \left(1 - \sin \frac{\pi \bar{Y}}{2}\right), \quad (11.4)$$

სადაც

$$\bar{Y} = Y - \frac{Y_{\text{წ}}}{Y},$$

(11.5)

აქ $Y = Y_{\text{წ}} - Y_{\text{წ}};$ $Y_{\text{წ}}$ – პარამეტრის ექსტრემული მნიშვნელობა.

სათავსის თბური რეჟიმი განისაზღვრება შემომზღუდი კონსტრუქციიდან და ტექნოლოგიური დანადგარებიდან სითბოს მიწოდებით ან ართმევით. წლის განმავლობაში სათავსის პარამეტრების კლიმატი იცვლება უმნიშვნელოდ. ამასთან, წლის მოცემულ მომენტში სათავსის თბური რეჟიმი შეიძლება მიღებულ იქნეს სტაციონარულად. თბურ ბალანსს ექნება შემდეგი სახე:

$$Q_{\text{სთ}} = Q_{\text{გკ}} + Q_{\text{ტდ}}. \quad (11.6)$$

თუ მხედველობაში მივიღებთ, რომ წლის განმავლობაში თბური ფაქტორების ცვლილება ჰარმონიულია, მაშინ სათავსის თბური ბალანსის განტოლება გადაიწერება შემდეგი სახით:

$$Q_{\text{სთ}} = Q_{\text{სთ,წ}} + A Q_{\text{სთ}} \cdot \cos z, \quad (11.7)$$

სადაც $Q_{\text{სთ}}$ არის საშუალოდ წლის განმავლობაში სათავსის თბური ბალანსის ჰარმონიული ცვლილების მნიშვნელობა.

$A Q_{\text{სთ}}$ – საშუალო მნიშვნელობიდან თბური ბალანსის გადახრის ამპლიტუდა.

გასამარტივებლად შეიძლება მივიღოთ რომ სათავსის ტემპერატურის ცვლილების ხასიათი უახლოვდება ჰარმონიულ რხევებს. მაშინ გვექნება:

$$t_{\text{გ}} = t_{\text{გ,წ}} + A \cos \bar{z}. \quad (11.8)$$

სათავსის შიგა ჰაერის საშუალო წლიური მნიშვნელობა $t_{ა,წ}$ განისაზღვრება, როგორც ზამთრის $t_{ა,ზ}$ და ზაფხულის $t_{ა,ზფ}$ საანგარიშო ტემპერატურებს შორის საშუალო მნიშვნელობა, ხოლო ამპლიტუდა – როგორც ამტემპერატურების სხვაობის ნახევარი.

ცხადია, შიგა ჰაერის მაქსიმალური ტემპერატურის დრო ემთხვევა სითბოს მოდინების მაქსიმალურ დროს.

გათბობის ხანგრძლივობის პერიოდის მნიშვნელობა შეიძლება დადგინდეს იმ პირობიდან, რომ გათბობის დაწყება საჭიროა დროის იმ მომენტიდან, როდესაც სათავსის თბური ბალანსი მიიღებს უარყოფით მნიშვნელობას, ე.ი. $Q_{სთ} < 0$. ამ პირობებში (11.7) განტოლების ამოხსნა საშუალებას გვაძლევს განვსაზღვროთ გათბობის ხანგრძლივობის პერიოდი Δz_0 როგორც ტრიგონომეტრიული ფუნქციის შებრუნებული სიდიდე:

$$z_0 = \frac{365}{\pi} \arccos \bar{Q}_{ს,წ} = 116 \arccos \bar{Q}_{ს,წ} . \quad (11.9)$$

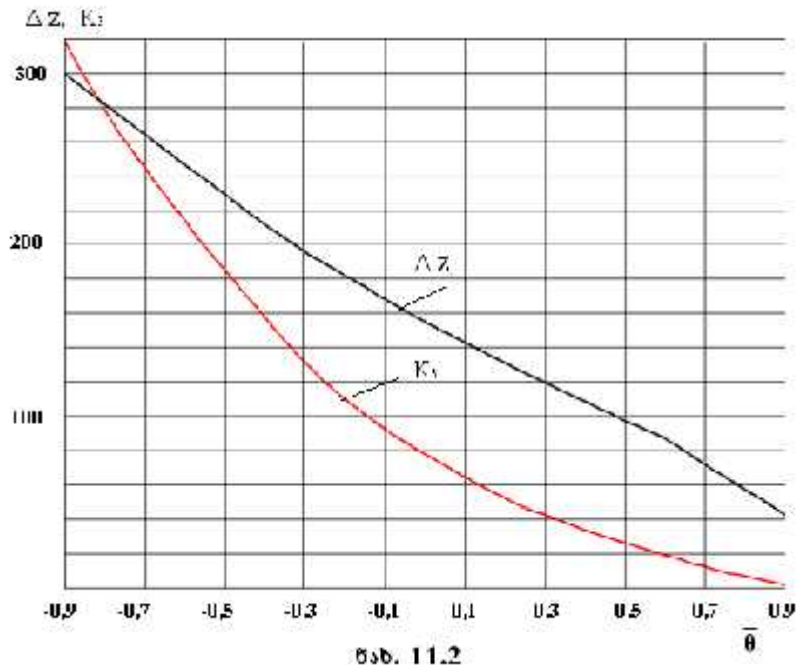
აქ უგანზომილებო $\bar{Q}_{ს,წ}$ სიდიდე:

$$\bar{Q}_{ს,წ} = \frac{Q}{A_Q} . \quad (11.10)$$

ცხადია, (11.9) ფორმულას აქვს ზოგადი სახე. ეს ფორმულა შეიძლება გამოვიყენოთ აგრეთვე გათბობის ცენტრალური სისტემის რეგულირების დროსაც. როდესაც ამომავალ პარამეტრად მიღებულია გარემო ჰაერის საანგარიშო ტემპერატურა $t_გ$, მაშინ (11.10) ფორმულა მიიღებს შემდეგ სახეს:

$$Q_{ს,წ} = \frac{t_გ - 8}{A_t} . \quad (11.11)$$

გარემო ტემპერატურა ეს ის ზღვარია, როდესაც გათბობის სისტემა იწყებს მუშაობას. (11.2) ნახაზზე მოცემულია გათბობის ხანგრძლივობის პერიოდის (z_0 დღე-ღამე) დამოკიდებულების მრუდი უგანზომილებო $\bar{\theta}$ სიდიდეზე.



ნახ. 11.2. გათბობის ხანგრძლივობის Δz პერიოდის და K_v სიდიდის დამოკიდებულების მრუდი უგანზომელებო \bar{v} სიდიდეზე.

ვ.ბოგოსლოვსკიმ მიიღო გათბობისათვის სითბოს ხარჯის შემდეგი გამარტივებული ფორმულა:

$$Q_{\text{გათ}} = 0,143 m n' A_{\text{ფ}} k_{\delta} \quad (11.12)$$

სადაც m არის დღე-ღამეში გათბობის სისტემის მუშაობის ხანგრძლივობა, სთ-ობით;
 n' - კვირის განმავლობაში გათბობის სისტემის მუშაობის ხანგრძლივობა დღე-ღამეობით;

მამრავლი $k_{\delta} = f(\bar{Q})$ მოცემულია მრუდის სახით (11.2) ნახაზზე და მისი მნიშვნელობა:

$$k_{\delta} = 116 \sin \frac{\Delta z}{2} - \bar{Q}_{\delta} \Delta z_{\delta} \quad (11.13)$$

ანალოგიურად, შეიძლება განისაზღვროს ვენტილაციაზე სითბოს წლიური ხარჯი:

$$Q_3 = 0,143 m n' L \rho A_{\text{MH}} k_3, \quad (11.14)$$

სადაც L არის მისაწოდებელი ჰაერის რაოდენობა;

ρ – ჰაერის სიმკვრივე;

Δz და k_3 მნიშვნელობები შეიძლება განისაზღვროს (11.2) ნახაზის t_3 სიდიდის დამოკიდებულებებიდან.

ჰაერის კონდიციონირების სისტემების ძირითადი მახასიათებლებია: ჰაერის ხარჯი, სიცივის ხარჯი როგორც წინდენით სქემებში, ასევე რეცირკულაციის დროსაც და პირველ და მეორე შემთხვევაში კალორიფერებზე სითბოს ხარჯი. ამ მახასიათებლების საშუალებებით განისაზღვრება კონსტრუქციული გადაწყვეტები და კონდიციონირების სისტემების ყველა ელემენტის დაყენებული სიმძლავრეები. როგორც წესი, ჰაერის კონდიციონირების სისტემებისათვის ზაფხულის რეჟიმში ამოსავალია, მაშინ, როდესაც ზამთრის მახასიათებლების მნიშვნელობები საზღვრავს მხოლოდ წლის ცივი პერიოდის საანგარიშო რეჟიმს.

11.2. ჰკს - ის წლიური რეჟიმების ანალიზი და რეგულირების კონტურების შერჩევა

როგორც აღვნიშნეთ, ჰკს-ის მუშაობის წლიური რეჟიმი დამოკიდებულია გარემოსა და შიგა მახასიათებლების ცვლილებაზე. ცხადია, ამ პარამეტრების ცვლილება მოითხოვს ჰკს-ის მუშაობის რეგულირებას. რეგულირება შეიძლება როგორც ხარისხობრივი, ასევე რაოდენობრივი. ხარისხობრივი რეგულირება გულისხმობს რომ სათავსში სითბოსა და ტენის ცვლილების შემთხვევაში საჭიროა მისაწოდებელი ჰაერის მუდმივი რაოდენობის დროს ვცვალოთ მისი პარამეტრები (ტემპერატურა, ტენშემცველობა, სითბოშემცველობა). რაოდენობრივი რეგულირება კი ითვალისწინებს მისაწოდებელი ჰაერის მუდმივი პარამეტრების შემთხვევაში მისი რაოდენობის ცვლილებას.

დიაგრამის დახმარებით განვიხილოთ წინდენითი ჰკს - ის ხარისხობრივი რეგულირება. მივიღოთ, რომ წლის განმავლობაში სათავეში იცვლება აშკარა სითბოს რაოდენობა, ხოლო ტენგამოყოფა მუდმივია. B წერტილით აღვნიშნოთ სათავსის შიგა ჰაერის მდგომარეობა (ნახ. 11.3). როგორც I-d დიაგრამიდან ჩანს, BII₁, BII₂ და BII₃, სხივებს

სათავსში ეთანადება სითბოს გამოყოფის სხვადასხვა რეჟიმი. O წერტილს უნდა ეთანადებოდეს მისაწოდებელი ჰაერის ტენშემცველობა. ამრიგად, სათავსში მოცემული პარამეტრების შესანარჩუნებლად საჭიროა სპეციალური რეგულირების მოწყობა. რეგულირება შეიძლება ტემპერატურის გადამწოდის საშუალებით, რომელიც მოთავსებულია სათავსში. გადამწოდი უშუალოდ მოქმედებს მეორეული კალორიფერის სარქველზე და ყოველ დროს უზრუნველყოფს მოსაწოდებელი ჰაერის საჭირო ტემპერატურას (t_{n1} , t_{n2} , t_{n3} და ა. შ.).

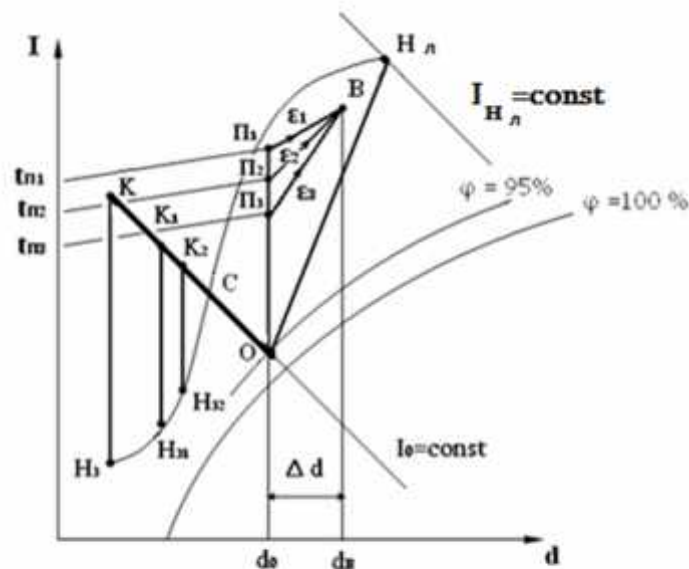
მივიღოთ, რომ H_3 და H_{II} გამოსახავს წლის განმავლობაში ატმოსფერული ჰაერის პარამეტრების ცვლილებას (კლიმატური მრუდი). ზამთრის პერიოდში გარემო ჰაერი თბება პირველად კალორიფერში (H_3 და K) I_0 სითბოს შემცველობამდე ($I_0 = \text{const}$), რის შემდეგ იგი ტენიანდება სარწყავ კამერაში O_3 წერტილამდე. ამ მდგომარეობით ჰაერი მიეწოდება მეორეულ კალორიფერს.

ატმოსფერული ჰაერის პარამეტრების ცვლილების დროს (მაგალითად, H_{31} , H_{32} და ა.შ.) პირველად კალორიფერში იგი თბება $H_{31}-K_1$, $H_{32}-K_2$ და ა.შ. სხივების მიმართულებით. როდესაც გარემო ჰაერის ტემპერატურის მნიშვნელობა მიაღწევს C წერტილს, მაშინ კალორიფერი გამოირთვება და ატმოსფერული ჰაერი უშუალოდ მიეწოდება სარწყავ კამერას.

H_3-C კლიმატის მრუდის მონაკვეთში პირველადი კალორიფერის რეგულირება აუცილებელია, რათა შევინარჩუნოთ მისაწოდებელი ჰაერის მუდმივი სითბოშემცველობა $I_0 = \text{const}$. ასეთი რეგულირება შეიძლება ტემპერატურული გადამწოდის მოთავსებით სარწყავი კამერის ქვეშეთში. წყლის ტემპერატურის ცვლილების დროს (ქვეშეთში) გადამწოდი მოქმედებს პირველადი კალორიფერის სარქველზე და არეგულირებს თბომტარის ხარჯს. O წერტილის მიხედვით პროცესის რეგულირებას ხშირად უწოდებენ ნამის წერტილით რეგულირებას. ტემპერატურის შემდგომი ზრდით, რომელიც აღემატება C წერტილის სათანადო ტემპერატურას (ნახ. 11.3), საჭიროა მისი შემცირება. ამასთან მისაწოდებელ ჰაერს ხელოვნურად აციებენ სპეციალურ თბომცვლელ აპარატებში. ასე, მაგალითად, თუ ჰაერის მდგომარეობის გამომსახველი წერტილია H_{II} მაშინ მისი გაცივება და გაშრობა უნდა განხორციელდეს O წერტილის მდგომარეობამდე ($H_{II}-O$ სხივით).

ცხადია, ამ შემთხვევაში სარწყავ კამერაში ჰაერის დამუშავება უნდა მიმდინარეობდეს ცივი წყლის საშუალებით, რომლის ტემპერატურა ნაკლები უნდა იყოს ჰაერის ნამის წერტილის ტემპერატურაზე.

ჰაერის დამუშავების ასეთი პროცესის რეგულირება შეიძლება ნამის წერტილის ტემპერატურის მეორე გადამწოდის საშუალებით. იგი დაკავშირებული უნდა იყოს სარწყავი კამერის სამსვლიან სარქველთან, რომლითაც რეგულირდება ცივი და რეციკულირებული წყლის ნარევის ტემპერატურა.



ნახ. 11.3

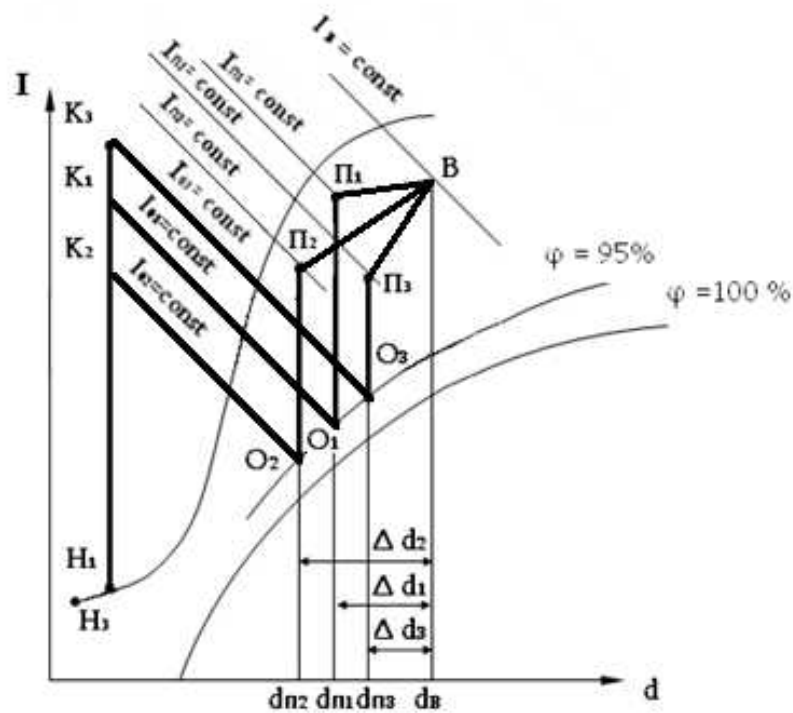
ნახ. 11.3. წინდენითი ჰაერის კონდიციონირების სისტემის წლიური რეგულირების გრაფიკი სათავსში მუდმივი ტენგამოყოფის დროს.

განვიხილოთ მეორე მაგალითი (ნახ. 11.4). აქ B წერტილს ეთანადება სათავსის ჰაერის საანგარიშო მდებარეობა, ხოლო BII₁, BII₂ და BII₃, და ა.შ. პროცესის სხივებს კი ეთანადება სათავსის ჰაერის სითბოსა და ტენცვლის სხვადასხვა რეჟიმი. ცხადია, სითბოსა და ტენცვლის ცვლილება გამოიწვევს ΔI და Δd მნიშვნელობის ცვლილებას, როგორც ეს (11.4)

ნახაზზეა მოცემული. ამ შემთხვევაში Π_1 , Π_2 და Π_3 წერტილები განსაზღვრავს მისაწოდებელი ჰაერის საჭირო მდგომარეობის ცალკეულ რეჟიმებს.

იმასთან დაკავშირებით, რომ მისაწოდებელი ჰაერის ტენშემცველობა ცვალებადია d_{Π_1} , d_{Π_2} , d_{Π_3} , ამიტომ მისი მდგომარეობა ადიაბატური დატენიანების შემდეგ სათანადოდ უნდა ხასიათდებოდეს Q_1 , Q_2 , Q_3 , წერტილებით. ამგვარად, გათბობა პირველად კალორიფერში ისე უნდა რეგულირდებოდეს, რომ ჰაერის სითბოშემცველობა კალორიფერის შემდეგ ცალკეული რეჟიმის მოთხოვნებს უნდა აკმაყოფილებდეს, როგორცაა I_{01} , I_{02} , I_{03} .

ვთქვათ, თუ მოცემული დროის მომენტში გარემო ჰაერის მდგომარეობა დახასიათებულია H_1 წერტილით, ხოლო ამ მომენტში სარწყავი კამერიდან გამოსული ჰაერის სითბოშემცველობას ეთანადება I_3 , მაშინ გარემო ჰაერი უნდა შეთბეს K_3 წერტილის მდგომარეობამდე და ა.შ. შიგა და გარემო პირობების ასეთი შეხამება შეიძლება იყოს სხვადასხვაგვარი.



ნახ. 11.4

ნახ. 11.4. წინდენითი ჰაერის კონდიციონირების სისტემის წლიური რეგულირების გრაფიკი სათავსში ცვალებადი ტენგამოყოფის დროს

ასეთ პროცესს არეგულირებენ ტემპერატურისა და ტენიანობის გადამწოდების საშუალებით, რომლებიც მოთავსებული არიან უშუალოდ სათავსში. სათავსის ჰაერის ტემპერატურის დარღვევის შემთხვევაში ტემპერატურის გადამწოდი მოქმედებს მეორეული კალორიფერის სარქველზე, რომელიც უზრუნველყოფს მოსაწოდებელი ჰაერის საჭირო ტემპერატურას.

სათავსის ჰაერის ტენიანობის დარღვევის დროს კი ტენიანობის გადამწოდი მოქმედებს პირველადი კალორიფერის სარქველზე და გადაადგილებს ნამის წერტილის ტემპერატურას საჭირო მიმართულებით.

პირველადი და მეორეული რეცირკულაციით ჰაერის კონდიციონირების რეგულირების სქემები ანალოგიურია წინდენითი ჰეს - ის სქემებისა.

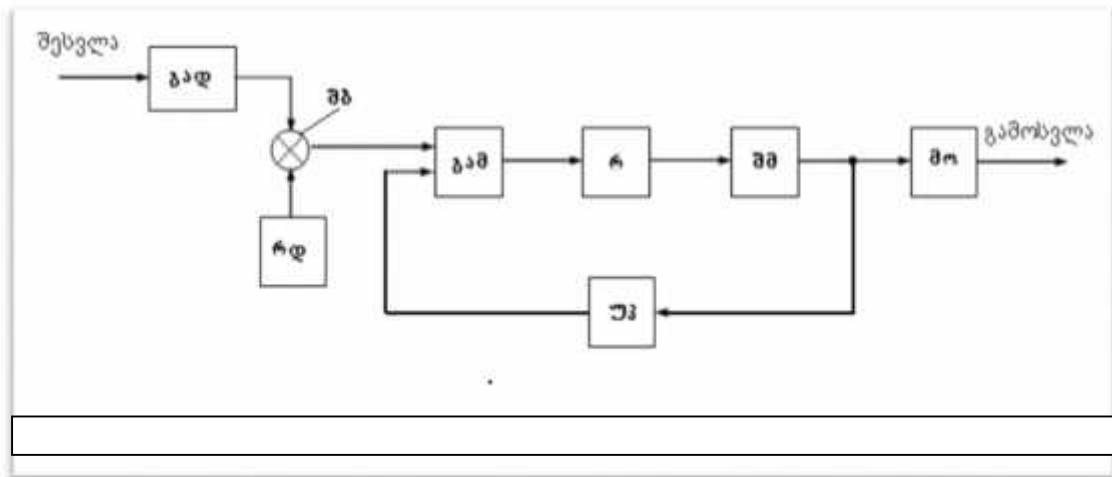
11.3. ავტომატური რეგულირების სისტემა

ტემპერატურის, ტენიანობისა და სხვა პარამეტრების მოცემულ დონეზე შენარჩუნება შეიძლება ურთიერთდაკავშირებული ხელსაწყოების კომპლექსით. ამ კავშირს ხშირად მართვის კვანძს უწოდებენ.

ავტომატური რეგულირების მართვის კვანძი შედგება შემდეგი ძირითადი ელემენტებისაგან: გადამწოდი, საკომანდო ხელსაწყოები, შემსრულებელი მექანიზმი, მარეგულირებელი ორგანო, მანაწილებელი ქსელი. გარდა ამ ძირითადი ელემენტებისა, მართვის კვანძში შედის აგრეთვე: რელე, უკუკავშირის მექანიზმი, ხისტი უკუკავშირი და მოქნილი (დრეკადი) უკუკავშირი.

ავტომატური რეგულირების მუშაობის პრინციპული სქემა მოცემულია (11.5) ნახაზზე. როგორც ამ სქემიდან ჩანს, სარეგულირებელი პარამეტრების ცვლილება აღიქმება გადამწოდის მიერ (ტემპერატურა, ტენიანობა, წნევა და სხვა), რომელიც დაკავშირებულია

საკომანდო ხელსაწყოთან, ეს ხელსაწყო ზომავს მომხდარ ცვლილებებს და მარეგულირებელი პარამეტრის მოცემული ზღვრების დარღვევის შემთხვევაში ქმნის საკომანდო იმპულსს (პნევმატიკური, ჰიდრავლიკური ან ელექტრული), რომელიც გადაეცემა შემსრულებელ მექანიზმს.



ნახ. 11.5. ავტომატური რეგულირების მუშაობის პრინციპული სქემა:

გად – გადამწოდი; რდ – ელემენტი, რომელიც საზღვრავს რეგულირების დონეს;
 შმ – შედარების ბლოკი; გამ – გამაძლიერებელი; რ – რელე; შმ – შემსრულებელი მექანიზმი; მო – მარეგულირებელი ორგანო (სარქველი, ჩამკეტი);
 უკ – უკუკავშირის ბლოკი.

საკომანდო იმპულსის ზემოქმედების მექანიზმს მოძრაობაში მოჰყავს მარეგულირებელი ორგანო, რომელსაც ჰკს - ში წარმოადგენს, სარქველები, ჩამკეტები და სხვ. მათი საშუალებით შესაძლებელია ვარეგულიროთ წყლის და ჰაერის ხარჯები, სითბოსა და სიცივის მატარებლის ტემპერატურა და სხვ. საკომანდო ორგანოდან იმპულსის გადაცემა შემსრულებელ მექანიზმზე განხორციელებულია მანაწილებელი ქსელით (ჰაერი, ელექტრო ან ჰიდრავლიკური). მიღებული იმპულსის სიმძლავრის გაძლიერება და შემსრულებელი მექანიზმების მართვა (ჩართვა, გამორთვა და ა.შ.) მიმდინარეობს რელეს საშუალებით, ისინი წარმოადგენენ ძირითადი ელემენტების შუალედურ რგოლს.

პირველადი რელეს საშუალებით გადამწოდიდან უშუალოდ მიიღება იმპულსი, ხოლო მეორეული რელე იმპულსს იღებს გადამწოდიდან ან პირველადი რელედან და ზრდის მის სიდიდეს და სიმძლავრეს.

მარეგულირებელი ორგანოს მოძრაობის მართვა საკომანდო ხელსაწყოს რეგულატორის ზემოქმედების გზით განხორციელებულია უკუკავშირის მექანიზმის საშუალებით.

ხისტი უკუკავშირი მოქმედებს საკომანდო ხელსაწყოზე, ამასთან ზემოქმედების სიდიდე მარეგულირებელი ორგანოს გადაადგილების პროპორციულია (პროპორციული და ასტატიკური რეგულირება).

დრეკადი უკუკავშირი მოქმედებს საკომანდო ხელსაწყოზე, ამასთან მოქმედება წყდება არა ერთბაშად, არამედ მარეგულირებელი ცვლილების გარკვეული დროის შემდეგ (იზოდრომული რეგულირება).

ავტომატური რეგულირება ვრცლად ისწავლება "თბოაირომომარაგებისა და ვენტილაციის სისტემების ავტომატიკის" კურსში.

11.4. ჰეს-ის ენერჯის წლიური დანახარჯები

როგორც ცნობილია, ჰაერის კონდიციონერების სისტემები წლის გარკვეული დროის ნაწილში ხარჯავს ხელოვნურ სიცივესა და სითბოს ჰაერის შემთბობ სექციებში. ცხადია, კონდიციონერებში სიცივისა და სითბოს მწარმოებლურობის ცვლილებები დამოკიდებული იქნება გარემო ჰაერის ენთალპიის ცვლილებაზე.

სიცივის მოხმარების ხანგრძლივობა $\Delta z_{სიგ}$ პერიოდი განისაზღვრება იმ პირობებისათვის, როდესაც გარე ჰაერის I_g ენთალპია მეტია I_0 -ზე, ხოლო სითბოს მოხმარების $\Delta z_{სით}$ ხანგრძლივობა განისაზღვრება იმ პირობებისათვის, როდესაც გარე ჰაერის I_g ენთალპია ნაკლებია I_k -ზე.

$\Delta z_{სიგ}$ და $\Delta z_{სით}$ (დღე-ღამე) განისაზღვრება (11.3) გამოსახულების გათვალისწინებით შემდეგი ფორმულებით:

$$z_{სიგ} = 116 \arccos \bar{I}_0, \quad (11.15)$$

$$z_{\text{სოთ}} = 116 \arccos \bar{I}_k, \quad (11.16)$$

სადაც

$$\bar{I}_0 = (I_{0A} - I_H) / A_{I_H}, \quad (11.17)$$

$$\bar{I}_k = (I_k - I_k) / A_{I_H}. \quad (11.18)$$

იმ შემთხვევაში, თუ \bar{I}_0 და \bar{I}_k აბსოლიტური მნიშვნელობები მეტია ერთზე, მაშინ $z_{\text{სოთ}}$ და $z_{\text{სოთ}}$ საანგარიშოდ უნდა გამოვიყენოთ (11.4) ფორმულა.

წლიური სიცივის ხარჯის პირველი და მეორე რეცირკულაციისთვის საანგარიშოდ მიღებულ იქნა შემდეგი მიახლოებული ფორმულა:

$$Q_{\text{სოთ}} = 0,143 \text{ mn}' (1 - a'') L_0 \rho_0 A_{I_H} [(K_{\text{სოთ}} - 1 - a_H) K'_{\text{სოთ}}]. \quad (11.19)$$

სადაც $K_{\text{სოთ}}$ და $K'_{\text{სოთ}}$ კოეფიციენტის მნიშვნელობას ვპოულობთ (11.2) ნახაზის K-ს მრუდზე \bar{I}_0 (ფორმულა 11.17) და I'_0 საშუალებით. I'_0 განისაზღვრება ფორმულით:

$$I'_0 = (I_{\text{აი}} - I_H) / I_H. \quad (11.20)$$

სითბოს წლიური ხარჯი პირველად კალორიფერში:

$$Q_I = 0,143 \text{ mn}' a_H L_0 \rho A_{I_H} K_1, \quad (11.21)$$

სადაც a_H არის საერთო ხარჯში გარემო ჰაერის წილი;

a'' - საერთო ხარჯში მეორეული ჰაერის რეცირკულაციის წილი;

K_1 - ის მნიშვნელობას ვპოულობთ (11.2) ნახაზის K-ს მრუდზე I_k -ს საშუალებით (ფორმულა 11.8).

სითბოს წლიური ხარჯი მეორეულ შეთბობაზე იანგარიშება შემდეგი გამოსახულებით:

$$Q_{II} = 0,143 \text{ mn}' 365 (L_0 \rho \Delta I_{II} - \Delta Q). \quad (11.22)$$

ენტალპიების საშუალო წლიური სხვაობა:

$$I_{II} = 0,5(1 - a'')(I_{0II} - I_B - I_0 - I_{0\delta}). \quad (11.23)$$

ზემოთ მოყვანილი ფორმულები მართებულია როგორც რეცირკულაციური, ასევე წინდენითი ჰაერის კონდიცირების სისტემისთვის. პირველადი რეცირკულაციის

გამოყენების შემთხვევაში ფორმულებში უნდა მივიღოთ, რომ $a'' = 0$, ხოლო წინდენით სქემებში კი $a = 0$ და $a_{II} = 1$.

დანართი

საქართველოს ქალაქების კლიმატური პარამეტრები

წლის ცივი პერიოდისთვის

ქალაქი	ყველაზე ცივი თვის ყველაზე ცივი ხუთდღიურის ჰაერის ტემპერატურა, C	ჰაერის აბსოლუტური მინიმალური ტემპერატურა, C	ყველაზე ცივი თვის საშუალო ფარდობითი ტენიანობა 15 სთ -ზე, %	ქარის საშუალო სიჩქარე, მ/წმ
ახალქალაქი	-15	-38	61	5,1
ყაზბეგი	-21	-42	72	4,9
მესტია	-13	-35	66	1,3
ფოთი	-3	-13	64	6,1
ქუთაისი	-3	-16	65	4,8
სამტრედია	-3	-17	66	5,3
თბილისი	-8	-22	57	2,9
თელავი	-8	-23	63	2,0
ცხინვალი	-4	-28	67	3,1
სოხუმი	-2	-12	65	3,0
გუდაუთა	-3	-13	66	2,9
ბათუმი	-1	-8	70	3,2
ხულო	-3	-13	65	5,0

წლის თბილი პერიოდისთვის

ქალაქი	ყველაზე თბილი თვის ჰაერის საშუალო ტემპერატურა, C	ჰაერის აბსოლუტური მაქსიმალური ტემპერატურა, C	ყველაზე თბილი თვის საშუალო ფარდობითი ტენიანობა, %	ქარის საშუალო სიჩქარე, მ/წმ
ახალქალაქი	21,7	37	72	1,5
ყაზბეგი	6,8	17	77	1,8
მესტია	23	38	72	0,2
ფოთი	30,1	39	84	1,0
ქუთაისი	30,2	40	82	1,1
სამტრედია	30,4	41	80	0,9

თბილისი	32,6	41	58	0,9
თელავი	30,9	38	65	1,0
ცხინვალი	27,5	36	89	0,5
სოხუმი	30,1	40	77	1,0
გუდაუთა	30,4	39	78	1,1
ბათუმი	30,2	38	79	1,1
ხულო	24,9	39	78	1,0

ლიტერატურა

1. Achim, Trogisch – Feuchte Luft t-hx diagram, FDE VERLAG GMBH, Berlin, 2012, 185 გვ.
2. Achim, Trogisch - Planungshilfen Luftungs – technick, FDE VERLAG GMBH, Berlin, 2011, 388გვ.
3. Богословский В.Н. Строительная теплофизикаб Уг. для Вузов, м., Высшая школа, 1982, 415 გვ.
4. Богословский В.Н., Кокорин О.Я., Петров Л.В. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение, м., стройздат, 1985, 366 გვ.
5. Buderus, справочник по проектированию тепловых насосов, м.,2005
6. გრძელიშვილი მ., გორგობიანი ო., არატრადიციული განახლებადი ენერჯით გათბობა, თბილისი, 2012, 83 გვ.
7. დარჩია გ., გათბობა და ვენტილაცია, ნაწილი I, თბილისი, „განათლება“, 1988, 388 გვ.
8. დარჩია გ., გათბობა და ვენტილაცია, ნაწილი II, თბილისი, „განათლება“, 1970, 373 გვ.
9. დარჩია გ., რატიანი გ., ჩიხლაძე ვ., თბოაირმომარაგება და ვენტილაცია, თბილისი, „განათლება“, 1977, 423გვ.
10. „Danfoss“ – Тепло – и холодоснабжение отопильно-вентиляционных установок, м., 2010.
11. Кокорин О.Я., Установки кондиционирования воздуха, м., машиностроение, 1978, 164 გვ.
12. Кокорин О.Я., Энергосберегающие технологии функционирования систем вентиляции, отопления, кондиционирования воздуха, м., «Перспект», 1999,203 გვ.
13. Креслинъ А.Я., Автоматическое регулирование систем кондиционирования воздуха, м. Стройиздат, 1972, 96 გვ.
14. Эффективные системы и возобновляемые источники энергии. Bundesindustrie-verband, Neus-Energie und Umwelttechick, ISH, 2011.
15. Hoznez, Bezndt. Handbuch der kliematechnick. FDE Vezlas GNBH, Berlin, 2011, 628 გვ.
16. Нестеренко А.В., Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздухаб м., Высшая школа, 1971, 460 გვ.

17. ფურცელაძე ო., აბულაშვილი გ., ენერგოდაზოგვა საცხოვრებელ და საზოგადოებრივ შენობებში, საქართველოს ენერგოეფექტურობის ცენტრი, თბილისი, 2001, 54 გვ.
18. ფურცელაძე ო., აბულაშვილი გ., ენერგოდაზოგვა სამრეწველო საწარმოებში, საქართველოს ენერგოეფექტურობის ცენტრი, თბილისი, 2001, 64 გვ.
19. Pohlman. Taschenbuch der Kältetechnik, FDE VERLAG GNBH, Berlin, 2013, 1288გვ.
20. Stiebel Eltron – Тепловые насосы, проектирования и монтаж, м. 2010. 315გვ.
21. Системы вентиляции и кондиционирования, теория и практика, Эвроклимат 2000, 415 გვ.