

ენერგოდანჯობა მრავალფუნქციური შენობის თბო-სიცივით მომარაგების მულტიზონალური სქემით მომარაგების მულტიზონალური სქემით განხორციელების პირობებში

ს.ბარამიძე, ღ.კილურაძე, ო.კილურაძე

ჩატარებულია მრავალფუნქციური შენობის თბო-სიცივით მომარაგების მულტიზონალური სქემით განხორციელების პირობებში ენერგოდანჯობის სიდიდის გაანგარიშება. განხილულია შემთხვევა, როდესაც ადგილი აქვს სითბოს “გადატანას” იმ სათავსებიდან, სადაც სითბოს “სიჭარბეა”, იმ სათავსებში, სადაც სითბოს “დეფიციტია”. აღნიშნული პროცესი მიიღწევა საერთო წყლის კონტურში ჩართული პარალელურ რეჟიმში მომუშავე რევერსიული თბური ტუმბოების გამოყენებით. ენერგიის მნიშვნელოვანი დაზოგვა (40-50%) მიიღწევა განსაკუთრებით გარდამავალ სეზონისათვის (გაზაფხული, შემოდგომა).

საკვანძო სიტყვები: ენერგოდანჯობა, მრავალფუნქციური შენობა, თბოსიცივით მომარაგება, მულტიზონალური სქემა, თბოტუმბოები.

მრავალფუნქციურ შენობებში სხვადასხვა სათავსი შეიძლება იმყოფებოდეს თბურად მნიშვნელოვნად განსხვავებულ პირობებში, რაც განპირობებულია: სათავსიდან სხვადასხვა თბური დანაკარგებით (შენობიდან გარემოში და ვენტილაციის დანაკარგები); სათავსებში მოქმედი სხვადასხვა შიდა წყაროებით, როგორცაა: მეტაბოლური სითბო, მაცივარაგრეგატებიდან, კომპიუტერებიდან და სხვა მოწყობილობებიდან გამოყოფილი სითბო. გათბობის საანგარიშოდ ფასდება თბური დანაკარგები, ხოლო გაგრილების საანგარიშოდ ფასდება სითბოს მოდინების სიდიდეები, შესაბამისად გათბობისა და გაგრილების საანგარიშო ტემპერატურებისათვის. ამ მონაცემების მიხედვით შეირჩევა ინდივიდუალური თბური ტუმბოები ყოველი სათავსისათვის ან ცალკეული ზონებისათვის. რადგან ანგარიში ტარდება მაქსიმალურად უარესი შემთხვევებისათვის, შედეგად აგრეგატების სიმძლავრეები იქნება მაღალი მარაგით აღებული. ეს უკვე დაკავშირებულია საწყისი კაპიტალდაბანდების გაზრდასთან და, ამასთან ერთად, აგრეგატების გამოყენების კოეფიციენტის შემცირებასთანაც (მცირდება აგრეგატების მუშაობის ციკლი). გარემოს ტემპერატურის ამაღლებასთან ერთად, მცირდება რა გარემოში სითბოს დანაკარგები, კონკრეტულ სათავსში შეიძლება დადგეს ისეთი თბური ბალანსი, როდესაც სითბოს შიდა წყაროებიდან მიღებული სითბო გადააჭარბებს გარემოში სითბოს დანაკარგებს, ე.ი. სათავსში აღმოჩნდება სითბოს “სიჭარბე”. სათავსში მიკროკლიმატის შენარჩუნებისათვის რევერსიული თბური ტუმბო “გათბობის” რეჟიმიდან გადაირთვება “გაგრილების” რეჟიმში. სტანდარტული სქემის მიხედვით, აღნიშნული “ჭარბი” სითბო, როგორც სითბოს დანაკარგი, გაიყვანება გარემოში. იმ შემთხვევაში, როდესაც რევერსიული თბური ტუმბოები ჩართულია საერთო წყლის რგოლურ კონტურში, მაშინ “ჭარბი” სითბო “გადაიტანება” წყლის რგოლურ კონტურში, საიდანაც შესაძლებელი ხდება მისი გამოყენება სხვა სათავსში, რომელშიც არის სითბოზე მოთხოვნილება (“სითბოს ნაკლებობა”).

ამრიგად, კლიმატური პირობების ცვლისას, განსაკუთრებით გარდამავალ სეზონში (გაზაფხული, შემოდგომა), მულტიზონალური შენობის თბო-სიცივით მომარაგების შემთხვევაში, როდესაც გამოყენებულია ერთი საერთო წყლის რგოლურ კონტურში ჩართული რევერსიული თბური ტუმბოები, ადგილი ექნება სითბოს “გადატანას” იმ სათავსებიდან, რომლებშიც აღმოჩნდება “ჭარბი” სითბო სათავსებში, სადაც მათი “ნაკლებობაა”. შედეგად ადგილი ექნება ენერგიის მნიშვნელოვან დაზოგვას. წლის გარკვეულ პერიოდებში შესაძლებელია შიდა ენერგორეზერვების საშუალებით მთელი შენობის თბური დაბალანსება ისე, რომ საჭირო არ აღმოჩნდება გარე წყაროდან ენერგიის მიწოდება.

მრავალფუნქციური შენობის თბო-სიცივით მომარაგების დაპროექტების დროს, რომ არ მოხდეს საჭირო აგრეგატების დიდი მარაგით შერჩევა და საწყისი კაპიტალდაბანდების გაუმართლებელი გაზრდა, ასევე შეფასდეს თბო-სიცივით მომარაგებისათვის საჭირო ენერჯის დაზოგვის სიდიდე, აუცილებელია შესაბამისი ინჟინრული გაანგარიშების მეთოდის შექმნა, რომელიც გაითვალისწინებს სითბოს “გადატანას” ცალკეულ სათავსებს შორის. შედეგად დაპროექტების ეტაპზე შესაძლებელი ხდება შენობის მომავალი საექსპლუატაციო ხარჯების უფრო დაზუსტებული განსაზღვრა და შენობის ენერგეტიკულ პასპორტში ამ მონაცემების ასახვა. შენობის ენერგეტიკული პასპორტის შექმნა ხელს უწყობს როგორც დეველოპერულ კომპანიებს, ასევე შემსყიდველ კლიენტებს გააკეთონ სწორი არჩევანი ბინების ყიდვა-გაყიდვის ოპერაციების დროს.

თბო-სიცივით მომარაგების სტანდარტული სქემით დაპროექტების დროს სწარმოებს ცალკეული სათავსების თბოდანაკარგებისა და სითბოს მოდინების გაანგარიშებები და განისაზღვრება ცალკეული სათავსისათვის მოთხოვნილი სიმძლავრე გათბობაზე და გაგრილებაზე, შესაბამისად, გათბობისა და გაგრილების საანგარიშო ტემპერატურების პირობებისათვის [5]. გათბობაზე დაპროექტების მეთოდიკა [6] არ მოითხოვს ზამთარში შენობაში შიდა წყაროებიდან სითბოს მოდინების გათვალისწინებას, რაც ხშირ შემთხვევაში გათბობის სიმძლავრეების დიდ მარაგთან ასოცირდება. წყლის რგოლურკონტურიანი სისტემა რევერსიული თბური ტუმბოების ბაზაზე “ჭარბი” სითბოს უტილიზაციის საშუალებას იძლევა, მაგრამ აგრეგატების საჭირო სიმძლავრეების ოპტიმალური შერჩევისათვის აუცილებელი ხდება საპროექტო საინჟინრო გაანგარიშებების დროს მხდველობაში იქნას მიღებული სითბოს “გადატანა” სათავსებს შორის.

დღეისათვის მრავალფუნქციური შენობების თბო-სიცივით მომარაგების პერსპექტიულ სქემად მიიჩნევა თბური ტუმბოების ბაზაზე მომუშავე სისტემები [5].

მაგალითისათვის განვიხილოთ შენობა, რომელშიც თბო-სიცივით მომარაგებისათვის გამოყენებულია წყლის რგოლურ კონტურში პარალელურ რეჟიმში ჩართული რევერსიული თბური ტუმბოები [1]. პროცესის თეორიული მოდელირებისათვის შენობაში გამოყვით ორი სათავსო - I და II (ნახაზი). სათავსოებში იქმნება მიკროკლიმატი. შენარჩუნებულია წყლის რგოლური კონტური, რომელშიც ჩართულია პარალელურ რეჟიმში მომუშავე ორი რევერსიული თბური ტუმბო. მოდელი ხასიათდება შემდეგი პარამეტრებით:

გარე ჰაერის ტემპერატურა $t_{\text{გარ}}^{\circ}\text{C}$;

სათავსის ჰაერის ტემპერატურა $t_{\text{შოს}}^{\circ}\text{C}$.

I და II სათავსოში ადგილი აქვს ენერჯის გამოყოფის შემდეგ შიდა წყაროებს: განათება, ადამიანების სითბო (მეტაბოლური სითბო), კომპიუტერული და სამაცივრო ტექნიკა და სხვა ელექტრომომწობილობები. მათი ჯამური ეფექტია, შესაბამისად, (კვტ) $Q_{\text{შიდა წყ.1}}$ და $Q_{\text{შიდა წყ.2}}$.

I და II სათავსოებიდან (შენობიდან) გარემოში სითბოს დანაკარგებია (კვტ) $Q_{\text{შგ.1}}$ და $Q_{\text{შგ.2}}$. სითბოს დანაკარგები, დაყვანილი გასათბობ ფართზე და ოთახის ჰაერსა და გარემოს ტემპერატურათა სხვაობის ერთ გრადუსზე, შესაბამისად, q_1 და q_2 კვტ/მ²/K. მაშინ პირველ სათავსიდან გარემოში სითბოს დანაკარგები გარე კედლებიდან, ფანჯრებიდან, გარე კარებიდან, იატაკიდან, ჭერიდან (ტრანსმიზიური დანაკარგები) ტოლია:

$$Q_{\text{შგ.1}} = q_1 F_1 (t_{\text{შოს}} - t_{\text{გარ}}).$$

ანალოგიურად ვენტილაციაზე სითბოს დანაკარგებია (კვტ) $Q_{\text{ვენტ.1}}$ და $Q_{\text{ვენტ.2}}$. სათავსებში მოდინებული ჰაერის რაოდენობებია ($\text{მ}^3/\text{წმ}$), $L_{\text{ვენტ.1}}$ და $L_{\text{ვენტ.2}}$.

გაწოვილი ჰაერის რაოდენობები ტოლია, შესაბამისად, მოდინებული ჰაერის რაოდენობების: $L_{\text{ვენტ.1}} = L_{\text{გაწ1}}$ და $L_{\text{ვენტ.2}} = L_{\text{გაწ2}}$; გაგრილების რეჟიმში მომუშავე თბური ტუმბოს სამაცივრო კოეფიციენტია ε_1 , ხოლო სითბოს ტრანსფორმაციის კოეფიციენტი φ_1 . ანალოგიურად გათბობის რეჟიმში მომუშავე თბური ტუმბოს სამაცივრო კოეფიციენტია ε_2 , ხოლო სითბოს ტრანსფორმაციის კოეფიციენტი φ_2 .

I და II სათავსში სითბოს ჯამური Q_1 და Q_2 დანაკარგებია:

$$Q_1 = Q_{\text{გაწ.1}} + Q_{\text{ვენტ.1}} \quad \text{და} \quad Q_2 = Q_{\text{გაწ.2}} + Q_{\text{ვენტ.2}}.$$

ვთქვათ, I სათავსში სითბოს სიჭარბეა, ხოლო II სათავსში - მისი დეფიციტი. მაშინ სათავსებში სითბოს ბალანსებს ექნებათ სახე:

$$Q_{\text{შიდა წყ.1}} - Q_1 = \Delta Q_1 > 0 \quad \text{და} \quad Q_{\text{შიდა წყ.2}} - Q_2 = \Delta Q_2 < 0.$$

I სათავსში მიკროკლიმატის შესაქმნელად რევერსიული თბური ტუმბო იმუშავეს გაგრილების რეჟიმში, ხოლო II სათავსის თბური ტუმბო- გათბობის რეჟიმში.

კონდიციონერის სისტემა შედგება შემდეგი აგრეგატებისაგან: თბური ტუმბო - “წყალი-ჰაერი” ტიპის, პირველადი კონტური-ჰაერი-მაცივარაგენტი, მეორადი კონტური-მაცივარაგენტი-წყალი. პირველადი ჰაერი აიღება გარედან. ცენტრალური ვენტილაციის კალორიფერში ჰაერი ცხელდება $t^{\circ}\text{C}$ -დე. უკმარხურებით $\Delta t = (t_{\text{შიდა}} - t)^{\circ}\text{C}$. სათავსში ჰაერი ხვდება $t^{\circ}\text{C}$ -თი და ერევა სათავსის ჰაერს ტემპერატურით $t_{\text{შიდა}}^{\circ}\text{C}$. $t^{\circ}\text{C}$ ტემპერატურის მქონე მოდინებითი ჰაერის გასათბობად $t_{\text{შიდა}}^{\circ}\text{C}$ -დე საჭირო სითბოს რაოდენობა $Q_{\text{ვენტ.1}}$ და $Q_{\text{ვენტ.2}}$ ტოლია:

$$Q_{\text{ვენტ.1}} = L_1 \cdot c \cdot \rho \cdot (t_{\text{შიდა}} - t) \quad \text{და} \quad Q_{\text{ვენტ.2}} = L_2 \cdot c \cdot \rho \cdot (t_{\text{შიდა}} - t),$$

სადაც C ($\text{კჯ/კგ}\cdot\text{K}$) და ρ (კგ/მ^3) არის ჰაერის მასური სითბოტევადობა და სიმკვრივე.

სითბოს დანაკარგები შენობიდან გამოითვლება ფორმულებით:

$$Q_{\text{გაწ.1}} = q_1 F_1 (t_{\text{შიდა}} - t_{\text{გარ.}}) \quad \text{და} \quad Q_{\text{გაწ.2}} = q_2 F_2 (t_{\text{შიდა}} - t_{\text{გარ.}}),$$

სადაც $q=0.003$ $\text{კვტ}/(\text{მ}^2\text{K})$ არის შენობის შემოზღუდი კონსტრუქციებიდან გარემოში ხვედრითი სითბოს დანაკარგი, დაყვანილი სათავსის გასათბობი ფართის 1 მ^2 -ზე და ოთახისა და გარემოს ტემპერატურას შორის სხვაობის 1°C -ზე; F_1 და F_2 - სათავსების გასათბობი ფართები შესაბამისად.

I სათავსის გაგრილებისათვის საჭიროა “ჭარბი” სითბოს ΔQ_1 არინება სათავსიდან თბური ტუმბოს საშუალებით და გადაცემა წყლის კონტურისათვის. არინებაზე დახარჯული ელექტრული სიმძლავრე $\frac{\Delta Q_1}{\varepsilon_1}$ და წყლის კონტურში გადატანილი სითბო Q_1 -

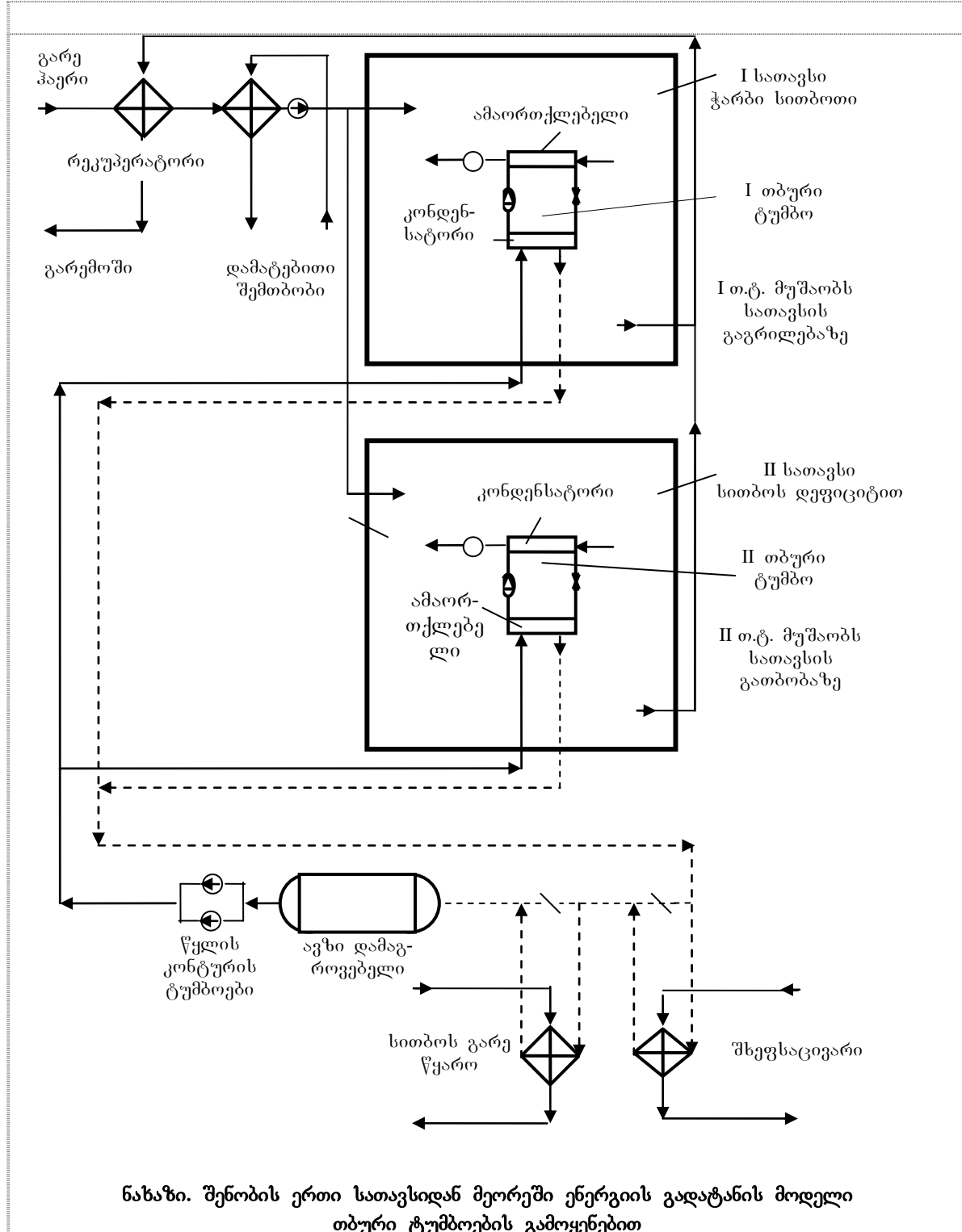
$$\Delta Q_1 + \frac{\Delta Q_1}{\varepsilon_1} = \Delta Q_1 \cdot \frac{\varphi_1}{\varepsilon_1},$$

სადაც ε_1 და φ_1 არის გაგრილების რეჟიმში მომუშავე თბური ტუმბოს სამაცივრო და თბური ტრანსფორმაციის კოეფიციენტები შესაბამისად [2,3].

II სათავსში ადგილი აქვს სითბოს დეფიციტს $Q_2 - Q_{\text{შიდა წყ.2}}$, რომელიც შეიძლება შეივსოს I სათავსიდან წყლის კონტურში გადაცემული ჭარბი სითბოს ხარჯზე. II სათავსის თბური ტუმბო იმუშავეს გათბობის რეჟიმში, წყლის კონტურიდან აიღებს სითბოს

$$\Delta Q_1 \cdot \frac{\Phi_1}{\epsilon_1} + \Delta Q_1 \cdot \frac{\Phi_1}{\epsilon_1} \cdot \frac{1}{\epsilon_2} = \Delta Q_1 \cdot \frac{\Phi_1 \Phi_2}{\epsilon_1 \epsilon_2} = \Delta Q_1 n$$

და მიაწოდებს I სათავეს, სადაც $\frac{\Phi_1 \Phi_2}{\epsilon_1 \epsilon_2} = n$.



I და II სათავსების საერთო ბალანსს ექნება სახე:

$$\Delta Q_{1n} = Q_2 - Q_{შიდაწყ2}$$

ანუ

$$Q_{შიდაწყ1} - Q_{შენ.1} - Q_{გენტ.1} = Q_{შენ.2} + Q_{გენტ.2} - Q_{შიდაწყ2}$$

გამოიღო სახით:

$$Q_{შიდაწყ1} \cdot n - qF_1(t_{შიდა} - t_g) \cdot n - L_1 c\rho(t_{შიდა} - t) \cdot n = qF_2(t_{შიდა} - t_g) + L_2 c\rho(t_{შიდა} - t) - Q_{შიდაწყ2}$$

მარტივი გარდაქმნების შემდეგ მივიღებთ ჰაერის წინასწარი შეთბობის საბოლოო ტემპერატურის გამოსათვლელ გამოსახულებას:

$$t = t_{შიდა} + \frac{(q_1 F_1 n + q_2 F_2)(t_{შიდა} - t_g)}{C\rho(L_1 n + L_2)} - \frac{Q_{შიდაწყ1} n + Q_{შიდაწყ2}}{C\rho(L_1 n + L_2)} \quad (1)$$

კერძო შემთხვევაში, როდესაც ორივე სათავსი პრაქტიკულად ერთნაირი არქიტექტურისაა, $F_1 = F_2 = F$, სავენტილაციო ჰაერის ხარჯებიც $L_1 = L_2 = L$ თანაბარია და ხვედრითი თბური დანაკარგები გარემოში ერთნაირია $q_1 = q_2 = q$. მაშინ მივიღებთ:

$$t = t_{შიდა} + \frac{q \cdot F}{C\rho L} \cdot (t_{შიდა} - t_g) - \frac{Q_{შიდაწყ1} n + Q_{შიდაწყ2}}{C\rho L(n + 1)} \quad (2)$$

ჰაერის წინასწარი შეთბობის საბოლოო ტემპერატურის საანგარიშო ფორმულაში მონაწილეობს კოეფიციენტი $\frac{\Phi_1 \Phi_2}{\epsilon_1 \epsilon_2} = n$, რომელიც განსაზღვრულია სხვადასხვა რეჟიმში

მომუშავე თბური ტუმბოების სამაცივრო და სითბოს ტრანსფორმაციის კოეფიციენტებით. ამ კომპლექსის სიდიდე განისაზღვრება კონკრეტული პირობებისათვის, რომლებშიც მუშაობა უწყვეტ წყლის რგოლურ კონტურთან მიერთებულ თბურ ტუმბოებს.

ენერგოდაზოგვის გაანგარიშება მიღებული მეთოდიკით ჩატარებულია მრავალფუნქციური დანიშნულების კომპლექსისათვის “ნიბა-ინვესტი” (ქ.თბილისი, ვაჟა-ფშაველას I, შესახვევი №1/43). ამ უნიკალური პროექტის ავტორია ცნობილი იტალიელი არქიტექტორი მასიმილიანო ფუქსასი. ოთხდონიანი მიწისქვეშა ნაწილის (სადირკვლები და კედლები) კომპლექსური ჰიდროიზოლაციისათვის გამოყენებულია პენეტრონის ჯგუფის მასალები [4]. პროექტის I ეტაპის მშენებლობა დამთავრების სტადიაშია, ხოლო მეორე ეტაპზე გათვალისწინებულია 160 მ სიმაღლის შენობის მშენებლობა.

დაპროექტების ეტაპზე პრიორიტეტული იყო ინოვაციური გადაწყვეტების გამოყენებით ენერგორესურსების, რომელიც იხარჯება შენობის ენერგომომარაგებაზე, უფრო ეფექტური გამოყენება. ინოვაციური გადაწყვეტების ერთ-ერთი მაგალითია შენობის თბო-სიცივით მომარაგებისათვის წყლის ჩაკეტილ-კონტურიანი რევერსიული თბური ტუმბოების გამოყენება. შედეგად იზოგება ენერგია და არ ბინძურდება გარემო.

ჩატარებული გაანგარიშებების მიხედვით მიღებულია, რომ მრავალფუნქციური შენობის თბო-სიცივით მომარაგების დაბუშავებული წყლის ჩაკეტილკონტურიანი სქემა [1], რევერსიული თბური ტუმბოების ბაზაზე, შენობაში მაღალკომფორტული კლიმატის შენარჩუნების პირობებში, უზრუნველყოფს ენერგიის 40 %-დე დაზოგვას და სათბური გაზების შემცირებას 8950 ტ CO₂/წ-დე. თბური ტუმბოების ჯამური სიმძლავრე შეირჩევა საანგარიშო სიმძლავრის 70-75%-ის ფარგლებში და პიკური დატვირთვის დაფარვა (რომლის ხანგრძლივობაც მცირეა) ეკონომიკურად გამართლებულია თბური ტუმბოების ელექტროკალორიფერებით.

ლიტერატურა

1. ბარამიძე ს., მანდარია გ. და სხვ. ენერგოეფექტური საინჟინრო სისტემა რევერსიული თბური ტუმბოების//ენერჯია. №2(46). 2008. თბილისი.
2. Рей Д., Макмайл Д. Тепловые насосы. М. 1982.
3. Хайнрих Г., Найорк Х., Нестлер В. Теплонасосные установки для отопления и горячего водоснабжения. М. 1985.
4. www.niba.com.ge.
5. Отопление. Оборудование и технологии. Серия «Застройщик» ООО «Стройинформ». 2006.
6. დარჩია გ. გათბობა და ვენტილაცია. I ნაწილი. 1967. II ნაწილი. თბილისი. 1970.