

Ո.Ձ. ՄԱՐՈՒԽՅԱՆ, Ե.Ռ. ՇԱՄՍՍՅԱՆ

**ՋԷԿ-ԵՐԻ ԿՈՆԴԵՆՍԱՑԻՈՆ ՏԵՂԱԿԱՑԱՆՔՆԵՐՈՒՄ ՀՈՎԱՑՆՈՂ ՋՐԻ
ԼԱՎԱՐԿԱՅԻՆ ԾԱԽՍԻ ՈՐՈՇՄԱՆ ԱՆԱԼԻՏԻԿ ՄԵԹՈԴԻ ՄՇԱԿՈՒՄ՝ ԿԱԽՎԱԾ
ԿՈՆԴԵՆՍԱՑՈՐՆԵՐՈՒՄ ՆՍՏՎԱԾՔԱՅԻՆ ՇԵՐՏԻ ՀԱՍՏՈՒԹՅՈՒՆԻՑ**

Հետազոտվել են ՋԷԿ-երի կոնդենսացիոն տեղակայանքների աշխատանքային փոփոխական ռեժիմներում լավարկային վակուումի որոշման հարցերը: Մշակվել է անալիտիկ մեթոդ կոնդենսատորում հովացնող ջրի լավարկային ծախսի որոշման համար՝ կախված հովացման ներքին մակերևույթներից նստվածքային շերտի հաստությունից և հովացնող ջրի սկզբնական ջերմաստիճանից:

Առանցքային բառեր. լավարկային վակուում, հովացնող ջուր, շրջանառության պոմպ, մակերևույթային կոնդենսատոր, նստվածքային շերտի հաստություն, հիդրավլիկական դիմադրություն:

Ջերմային էլեկտրակայանի աշխատանքի արդյունավետության վրա էական ազդեցություն ունեն ցածրպոտենցիալային համակարգը և, մասնավորապես, վերջինիս հիմնական հանգույցը՝ կոնդենսատորը: Կոնդենսատորում աշխատած շոգու ճնշումից կախված՝ փոխվում է էներգաբլոկի զարգացրած հզորությունը: Ընդ որում, այդ փոփոխությունը էական է նույնիսկ տուրբինի էլքում շոգու ճնշման աննշան տատանումների դեպքում: Շոգու սկզբնական գերտաք պարամետրերով աշխատող կոնդենսացիոն էլեկտրակայանների կոնդենսատորներում ճնշման 1 կՊա բարձրացումը հանգեցնում է տուրբինների զարգացրած հզորության նվազման անվանականի նկատմամբ մինչև 1 %, իսկ հազեցած շոգով աշխատող ատոմային էլեկտրակայանների համար այդ ցուցանիշը կրկնակի է՝ մինչև 2 % [1-2]: Իրական շահագործման պայմաններում էլեկտրակայանների կոնդենսատորներում շոգու ճնշման փոփոխությունը՝ բարձրացման չափը, կարող է հասնել մինչև 5...6 կՊա՝ պայմանավորված հովացնող ջրի սկզբնական ջերմաստիճանի աճով, հովացման ներքին մակերևույթներից նստվածքագոյացմամբ, կոնդենսատոր ներթափանցող օդի քանակության ավելացմամբ, հովացնող ջրի ծախսի կրճատմամբ և այլն: Բնական է, որ սա կայանի շահավետության ցուցանիշների խիստ վատացում է և հանգեցնում է վառելիքի գերաժախսի: Եվ այս իմաստով խիստ կարևորվում է էլեկտրակայանների կոնդենսացիոն տեղակայանքների ոչ միայն աշխատանքային ցուցանիշների հաշվարկային արժեքների ապահովումը, այլև տվյալ պարամետրերի դեպքում համակարգի լավարկային ռեժիմների ընտրությունը: Նմանատիպ խնդիր է առաջանում մասնակի բեռնվածքների դեպքում, երբ կոնդենսատորի շոգեբեռնվածքը համապատասխան կերպով փոխվում է: Այդ դեպքում հովացնող ջրի անվանական ծախսը չփոփոխելով՝

կոնդենսատորում ստանում ենք ավելի խորը վակուում, սակայն ջրի մղման վրա շրջանառության պոմպերի ծախսած հզորությունն աճում է, իսկ հովացնող ջրի ծախսի կրճատումը հանգեցնում է նոսրացման վատացման: Ուստի առաջանում է լավարկային խնդիր. մասնակի շոգեբեռնվածքների դեպքում հովացնող ջրի ծախսի այնպիսի արժեքի ընտրում, որ զարգացրած հզորության և շրջանառության պոմպերի վրա ծախսված հզորության տարբերությունը լինի առավելագույնը:

Նախկինում կատարված աշխատանքներում [3-7] որոշվել է հովացնող ջրի ծախսը տեխնիկական ջրամատակարարման տարատեսակ համակարգերի համար՝ հովացնող ջրի սկզբնական տարբեր ջերմաստիճաններից կախված: Սակայն այդ աշխատանքներում գրեթե հաշվի չի առնվում կոնդենսատորի հովացման ներքին մակերևույթների աղտոտվածության ազդեցությունը: Խնդրի անալիտիկ լուծումը բավականին բարդ է՝ պայմանավորված մի շարք ծավալուն արտահայտություններով, որոնցում հովացնող ջրի ծախսի կամ խողովակներով ջրի արագության փոփոխականը կրում է տարբեր ցուցային աստիճաններ (օրինակ՝ կոնդենսատորի ջերմափոխանցման գործակցի որոշման Լ.Դ. Բերմանի բանաձևը):

Փորձենք խնդիրը լուծել անալիտիկորեն՝ հաշվի առնելով նաև կոնդենսատորի հովացման ներքին մակերևույթների աղտոտվածությունը, որի համար որպես բնութագրիչ պարամետր կընտրվի նստվածքային շերտի միջին հաստությունը: Պարզության համար դիտարկենք տեխնիկական ջրամատակարարման անհատական համակարգ և ընդունենք կոնդենսատորի շոգեբեռնվածքը տրված:

Ընդհանուր դեպքում խնդրի մաթեմատիկական տեսքը հետևյալն է.

$$N_t - \Delta N_{\text{աղտ}} - N_{\text{շա}} \Rightarrow \max, \quad (1)$$

որտեղ N_t -ը էներգաբլոկի զարգացրած հզորությունն է տրված շոգեբեռնվածքի և տեխնիկապես մաքուր կոնդենսատորի դեպքում: Հետևաբար, համարելով, որ օդային ներծծումները գտնվում են թույլատրելի սահմաններում, զարգացրած հզորությունը, կախված կոնդենսացիոն տեղակայանքի աշխատանքային ցուցանիշներից, կարտահայտվի հետևյալ առնչությամբ.

$$N_t = f(t_{\text{thg}}, \beta_G), \quad (2)$$

որտեղ t_{thg} -ը հովացնող ջրի սկզբնական ջերմաստիճանն է, աստ., β_G -ն՝ հովացնող ջրի հարաբերական ծախսը՝ ընթացիկ արժեքի հարաբերությունը հաշվարկային արժեքին՝ $\beta_G = G_{\text{hg}} / G_{\text{hg0}}$:

$\Delta N_{\text{աղտ}}$ -ը հզորության նվազման չափն է՝ պայմանավորված կոնդենսատորների խողովակների աղտոտվածությամբ: Ինչպես (2) արտահայտության, այնպես էլ այս դեպքում $\Delta N_{\text{աղտ}}$ -ը կարող ենք ներկայացնել.

$$\Delta N_{\text{աղտ}} = f(t_{1\text{հգ}}, \beta_G, \delta), \quad (3)$$

որտեղ δ -ն կոնդենսատորի խողովակներում նստվածքային շերտի միջին հաստությունն է:

Շահագործման իրական պայմաններում հովացնող ջրի սկզբնական ջերմաստիճանի վերին սահմանը կարող է հասնել 35°C , հովացնող ջրի հարաբերական ծախսը՝ $0,5 \dots 1,2$, իսկ նստվածքային շերտի միջին հաստությունը՝ մինչև 2 մմ : Նշված սահմաններում կարող ենք ասել, որ տրված մակնիշի կոնդենսացիոն էներգաբլոկի համար (2) և (3) արտահայտությունները տիպարային են: Կիրառելով փորձնական տվյալների պլանավորման ՀՊՃՀ-ում մշակված մեթոդը [8] և նկատի ունենալով, որ ջերմաէներգետիկական սարքավորումների բնութագրական մոդելների առումով բավարար է համարվում 2-րդ աստիճանի բազմանդամ մոդելի ներկայացումը, (2) և (3) արտահայտությունները կներկայացվեն հետևյալ տեսքով [9].

$$N^{(\beta_D)}_t = F_0 + F_1 \cdot t_{1\text{հգ}} + F_2 \cdot \beta_G + F_{12} \cdot t_{1\text{հգ}} \beta_G + F_{11} \cdot t_{1\text{հգ}}^2 + F_{22} \cdot \beta_G^2 + F_{112} \cdot t_{1\text{հգ}} \beta_G^2 + E_{122} \cdot t_{1\text{հգ}} \beta_G^2 + E_{1122} \cdot t_{1\text{հգ}}^2 \beta_G^2, \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \Delta N^{(\beta_D)}_{\text{աղտ}} = & E_2 \cdot \delta + E_{12} \cdot t_{1\text{հգ}} \delta + E_{22} \cdot \delta^2 + E_{23} \cdot \delta \beta_G + E_{112} \cdot t_{1\text{հգ}}^2 \delta + \\ & + E_{122} \cdot t_{1\text{հգ}} \delta^2 + E_{123} \cdot t_{1\text{հգ}} \delta \beta_G + E_{223} \cdot \delta^2 \beta_G + E_{233} \cdot \delta \beta_G^2 + E_{1122} \cdot t_{1\text{հգ}}^2 \delta^2 + \\ & + E_{1123} \cdot t_{1\text{հգ}}^2 \delta \cdot \beta_G + E_{1223} \cdot t_{1\text{հգ}} \delta^2 \beta_G + E_{1233} \cdot t_{1\text{հգ}} \delta \beta_G^2 + E_{2233} \cdot \delta^2 \beta_G^2 + \\ & + E_{11223} \cdot t_{1\text{հգ}}^2 \delta^2 \beta_G + E_{11233} \cdot t_{1\text{հգ}}^2 \delta \beta_G^2 + E_{12233} \cdot t_{1\text{հգ}} \delta^2 \beta_G^2 + E_{112233} \cdot t_{1\text{հգ}}^2 \delta^2 \beta_G^2, \end{aligned} \quad (5)$$

որտեղ $F_0, F_1, F_2 \dots$ և $E_2, E_{12}, E_{22} \dots$ ռեգրեսիոն վերլուծության հաստատուն գործակիցներն են:

$\beta_D = D_{\text{լ}} / D_{\text{լ}0}$ -ն կոնդենսատորի հարաբերական շոգեբեռնվածքն է և ընդունվում է հաստատուն մեծություն: (4) և (5) բազմանդամ արտահայտություններում կատարենք β_G և β_G^2 մեծությունների գումարելիների խմբավորում.

$$N^{(\beta_D)}_t = (F_0 + F_1 \cdot t_{1\text{հգ}} + F_{11} \cdot t_{1\text{հգ}}^2) + \beta_G (F_2 + F_{12} \cdot t_{1\text{հգ}} + F_{112} \cdot t_{1\text{հգ}}^2) + \beta_G^2 (F_{22} + E_{122} \cdot t_{1\text{հգ}} + E_{1122} \cdot t_{1\text{հգ}}^2), \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \Delta N^{(\beta_D)}_{\text{աղտ}} = & (E_2 \cdot \delta + E_{12} \cdot t_{1\text{հգ}} \delta + E_{22} \cdot \delta^2 + E_{112} \cdot t_{1\text{հգ}}^2 \delta + E_{122} \cdot t_{1\text{հգ}} \delta^2 + E_{1122} \cdot t_{1\text{հգ}}^2 \delta^2) + \\ & + \beta_G (E_{23} \cdot \delta + E_{123} \cdot t_{1\text{հգ}} \delta + E_{223} \cdot \delta^2 + E_{1123} \cdot t_{1\text{հգ}}^2 \delta + E_{1223} \cdot t_{1\text{հգ}} \delta^2 + E_{11223} \cdot t_{1\text{հգ}}^2 \delta^2) + \\ & + \beta_G^2 (E_{233} \cdot \delta + E_{1233} \cdot t_{1\text{հգ}} \delta + E_{2233} \cdot \delta^2 + E_{11233} \cdot t_{1\text{հգ}}^2 \delta + E_{12233} \cdot t_{1\text{հգ}} \delta^2 + E_{112233} \cdot t_{1\text{հգ}}^2 \delta^2): \end{aligned} \quad (7)$$

Կատարենք նշանակում.

$$\begin{cases} F = F_0 + F_1 \cdot t_{1hg} + F_{11} \cdot t_{1hg}^2, \\ F' = F_2 + F_{12} \cdot t_{1hg} + F_{112} \cdot t_{1hg}^2, \\ F'' = F_{22} + E_{122} \cdot t_{1hg} + E_{1122} \cdot t_{1hg}^2, \end{cases}$$

$$\begin{cases} E = E_2 \cdot \delta + E_{12} \cdot t_{1hg} \delta + E_{22} \cdot \delta^2 + E_{112} \cdot t_{1hg}^2 \delta + E_{122} \cdot t_{1hg} \delta^2 + E_{1122} \cdot t_{1hg}^2 \delta^2, \\ E' = E_{23} \cdot \delta + E_{123} \cdot t_{1hg} \delta + E_{223} \cdot \delta^2 + E_{1123} \cdot t_{1hg}^2 \delta + E_{1223} \cdot t_{1hg} \delta^2 + E_{11223} \cdot t_{1hg}^2 \delta^2, \\ E'' = E_{233} \cdot \delta + E_{1233} \cdot t_{1hg} \delta + E_{2233} \cdot \delta^2 + E_{11233} \cdot t_{1hg}^2 \delta + E_{12233} \cdot t_{1hg} \delta^2 + E_{112233} \cdot t_{1hg}^2 \delta^2, \end{cases}$$

և արդյունքում (6) և (7) բանաձևերը կընդունեն հետևյալ տեսքերը.

$$N^{(\beta_D)}_t = F + F' \beta_G + F'' \beta_G^2, \quad (8)$$

$$\Delta N^{(\beta_D)}_{\omega_{\eta\omega}} = E + E' \beta_G + E'' \beta_G^2 : \quad (9)$$

$N_{2\omega}$ -ը՝ շրջանառության պոմպերի էլեկտրական հզորությունը, ընդհանուր դեպքում որոշվում է՝ կախված շրջանառության կոնտուրի հիդրավլիկական դիմադրությունից և մղվող ջրի ծախսից.

$$N_{2\omega} = \frac{kG_{hg} \Delta H \cdot 10}{\rho_{\omega} \eta_{\omega}}, \quad (10)$$

որտեղ k -ն գործակից է, որը հաշվի է առնում յուղա- և գազահովացուցիչների, առանցքակալների հովացման և այլ նպատակներով ծախսվող ջրի քանակները և միջին ու բարձր հզորության էներգաբլոկների համար կազմում է 3...7 %, ρ_{ω} -ն՝ տեխնիկական ջրի խտությունը, kg/m^3 , η_{ω} -ն՝ պոմպի օ.գ.գ.-ն, ΔH -ը՝ հիդրավլիկական դիմադրությունների հաղթահարման ճնշման էջքը, MPa .

ΔH -ը որոշվում է

$$\Delta H = \Delta H_{\eta} + \Delta H_{2\eta} + h \quad (11)$$

բանաձևով, որտեղ ΔH_{η} -ն կոնդենսատորի հիդրավլիկական դիմադրությունն է, MPa , $\Delta H_{2\eta}$ -ն՝ շրջանառության կոնտուրի մատակարարող և հետադարձ խողովակազմերում հիդրավլիկական դիմադրությունը, MPa , h -ը՝ ջրի վերհանման գեոդեզիական բարձրությունը, որը հավասար է ջրթափման և ջրընդունման մակարդակների տարբերությանը, MPa .

ΔH_{η} -ն որոշվում է հետևյալ բանաձևով [10].

$$\Delta H_{\text{կ}} = \left(\lambda \frac{z \cdot l}{d} + \Sigma \xi \right) \cdot \frac{w^2}{2g} \text{ ,} \quad (12)$$

որտեղ λ -ն հիդրավլիկական շփման դիմադրության գործակիցն է խողովակում, z -ը՝ կոնդենսատորում հովացնող ջրի շարժման քայլերի թիվը, l -ը՝ խողովակների երկարությունը մեկ քայլում, w , d -ն՝ խողովակների ներքին տրամագիծը, w , $\Sigma \xi$ -ն՝ կոնդենսատորի տեղական դիմադրությունների գործակիցների գումարը, որը հաշվի է առնում ջրային խցերում և խողովակների տրամագծերի փոփոխությամբ պայմանավորված ճնշման էջքի կորուստները, w -ն՝ խողովակներում հովացնող ջրի շարժման արագությունը, w/l , g -ն՝ ծանրության ուժի արագացումը, w/l^2 :

(12) հավասարումը կարելի է ներկայացնել նաև հետևյալ տեսքով [11]՝

$$\Delta H_{\text{կ}} = K_1 \beta_G^2 \text{ ,} \text{ ,} \quad (13)$$

$$K_1 = \left(\lambda \frac{z \cdot l}{d} + \Sigma \xi \right) \cdot \frac{1}{2g} \left(\frac{4G_{hg0}Z}{\pi d^2 n_0 \rho_g} \right)^2 \text{ ,}$$

որտեղ n_0 -ն կոնդենսատորի խողովակների թիվն է:

Շրջանառության կոնտուրի հիդրավլիկական դիմադրությունը որոշվում է Դարսի- Վեյսբախի բանաձևով [12].

$$\Delta H_{2\text{կ}} = 2 \cdot \left(\lambda_1 \frac{L}{D} + \Sigma \xi_1 \right) \cdot \frac{W^2}{2g} \text{ ,} \quad (14)$$

որտեղ λ_1 -ը հիդրավլիկական շփման դիմադրության գործակիցն է մղող և հետադարձ խողովակագծում, L -ը՝ շրջանառության կոնտուրի երկարությունը, w , D -ն՝ մղող և հետադարձ խողովակագծի ներքին տրամագիծը, w , $\Sigma \xi_1$ -ն՝ շրջանառության կոնտուրի տեղական դիմադրությունների գումարը, W -ն՝ շրջանառության կոնտուրում հովացնող ջրի շարժման արագությունը, w/l , g -ն՝ ծանրության ուժի արագացումը, w/l^2 :

(14) հավասարումը նույնպես կարելի է ներկայացնել (13) տեսքով [11]՝

$$\Delta H_{2\text{կ}} = K_2 \beta_G^2 \text{ ,} \text{ ,} \quad (15)$$

$$K_2 = 2 \cdot \left(\lambda_1 \frac{L}{D} + \Sigma \xi \right) \cdot \frac{1}{2g} \left(\frac{2G_{hg0}}{\pi D^2 \rho_g} \right)^2 \text{ :}$$

(13) և (15) արտահայտությունները տեղադրելով (10)-ում կարող ենք գրել.

$$N_{2\omega} = \frac{kG_{\text{h}\omega 0} \beta_G (K_1 \beta_G^2 + K_2 \beta_G^2 + h) \cdot 10}{\rho_g \eta_{\omega}} : \quad (16)$$

(16)-ում միակ փոփոխականը հովացնող ջրի ծախսն է՝

$$N_{2\omega} = f(\beta_G) : \quad (17)$$

(8), (9), (16)-ը տեղադրելով (1)-ում կստանանք.

$$F + F' \beta_G + F'' \beta_G^2 - (E + E' \beta_G + E'' \beta_G^2) - \frac{kG_{\text{h}\omega 0} \beta_G (K_1 \beta_G^2 + K_2 \beta_G^2 + h) \cdot 10}{\rho_g \eta_{\omega}} \Rightarrow \max : \quad (18)$$

Ինչպես երևում է (18)-ից, միակ փոփոխականը հովացնող ջրի ծախսի β_G հարաբերական մեծությունն է: Հետևաբար, (18)-ը դիֆերենցելով ըստ β_G , հավասարեցնելով 0-ի և լուծելով, կորոշենք հովացնող ջրի ծախսի այն արժեքը, որը կապահովի առաքվող էլեկտրաէներգիայի առավելագույն քանակություն՝ հաշվի առնելով կոնդենսատորի հովացման ներքին մակերևույթներին նստվածքային շերտի ազդեցությունը:

$$\frac{d(\max)}{d\beta_G} = F' + 2 \cdot F'' \beta_G - E' - 2 \cdot E'' \beta_G - \frac{10kG_{\text{h}\omega 0} K_1}{\rho_g \eta_{\omega}} \cdot 3\beta_G^2 - \frac{10kG_{\text{h}\omega 0} K_2}{\rho_g \eta_{\omega}} \cdot 3\beta_G^2 - \frac{10kG_{\text{h}\omega 0} h}{\rho_g \eta_{\omega}} : \quad (19)$$

Կատարենք նման անդամների միացում.

$$A_1 = F' - E' - \frac{10kG_{\text{h}\omega 0} h}{\rho_g \eta_{\omega}}, A_2 = 2 \cdot F'' - 2 \cdot E'', A_3 = \frac{30kG_{\text{h}\omega 0} K_1}{\rho_g \eta_{\omega}} + \frac{30kG_{\text{h}\omega 0} K_2}{\rho_g \eta_{\omega}} :$$

Արդյունքում (19)-ը կընդունի հետևյալ տեսքը.

$$\frac{d(\max)}{d\beta_G} = A_3 \beta_G^2 - A_2 \beta_G - A_1 = 0 : \quad (20)$$

(20)-ը քառակուսային հավասարում է, որը լուծելով կստանանք հովացնող ջրի լավարկային ծախսը:

Որպես օրինակ դիտարկվել է K-200-130 էներգաբլոկի կոնդենսացիոն տեղակայանքի աշխատանքը 70 % շոգեբեռնվածքի դեպքում: (1) արտահայտության

մեջ $N_t - \Delta N_{\omega \eta \text{տ}} = N_{\omega \eta \text{տ}}$ համար ստացվել է հետևյալ ռեգրեսիոն հավասարումը.

$$\begin{aligned}
N_{\text{արտ}} = & 138.2 + 0.08t_1 - 1.5\delta + 5.58\beta_G - 0.027t_1^2 + 0.03t_1\delta - 0.096t_1\beta_G - \\
& - 0.198\delta^2 + 0.54\delta\beta_G - 2.14\beta_G^2 - 0.005t_1^2\delta + 0.024t_1^2\beta_G - 0.0077t_1\delta^2 - 0.06t_1\delta\beta_G + \\
& + 0.04t_1\beta_G^2 - 0.107\delta^2\beta_G - 0.149\delta\beta_G^2 - 0.00044t_1^2\delta^2 + 0.0038t_1^2\delta\beta_G - 0.0093t_1^2\beta_G^2 + \\
& + 0.0056t_1\delta^2\beta_G + 0.026t_1\delta\beta_G^2 + 0.068\delta^2\beta_G^2 + 0.000015t_1^2\delta^2\beta_G - 0.0014t_1^2\delta\beta_G^2 - \\
& - 0.0018t_1\delta^2\beta_G^2 + 0.0000395t_1^2\delta^2\beta_G^2 :
\end{aligned}$$

Ռեգրեսիոն հավասարման ճշտության դասը շատ բարձր է. բազմակի հարաբերակցության գործակցի արժեքը 0.9997 է:

$N_{2\text{պ}}$ -ի համար ստանում ենք հետևյալ արտահայտությունը.

$$N_{2\text{պ}} = 0.8\beta_G^3 + 0.85\beta_G :$$

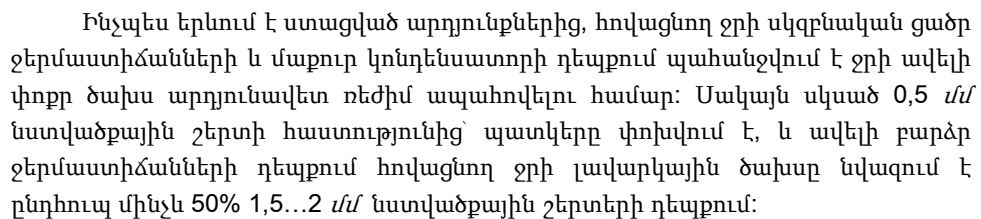
Ըստ (18)-ի կարող ենք գրել.

$$\begin{aligned}
& 138.2 + 0.08t_1 - 1.5\delta + 5.58\beta_G - 0.027t_1^2 + 0.03t_1\delta - 0.096t_1\beta_G - 0.198\delta^2 + \\
& + 0.54\delta\beta_G - 2.14\beta_G^2 - 0.005t_1^2\delta + 0.024t_1^2\beta_G - 0.0077t_1\delta^2 - 0.06t_1\delta\beta_G + \\
& + 0.04t_1\beta_G^2 - 0.107\delta^2\beta_G - 0.149\delta\beta_G^2 - 0.00044t_1^2\delta^2 + 0.0038t_1^2\delta\beta_G - \\
& - 0.0093t_1^2\beta_G^2 + 0.0056t_1\delta^2\beta_G + 0.026t_1\delta\beta_G^2 + 0.068\delta^2\beta_G^2 + 0.000015t_1^2\delta^2\beta_G - \\
& - 0.0014t_1^2\delta\beta_G^2 - 0.0018t_1\delta^2\beta_G^2 + 0.0000395t_1^2\delta^2\beta_G^2 - 0.8\beta_G^3 - 0.85\beta_G \Rightarrow \max :
\end{aligned}$$

Հետևաբար, վերջինս դիֆերենցելով ըստ β_G -ի կստանանք.

$$\begin{aligned}
\frac{d(\max)}{d\beta_G} = & -2.4\beta_G^2 + \beta_G \left(-4.28 + 0.08t_1 - 0.3\delta - 0.0186t_1^2 + 0.052t_1\delta + \right. \\
& \left. + 0.136\delta^2 - 0.0028t_1^2\delta - 0.0036t_1\delta^2 + 0.00008t_1^2\delta^2 \right) + \\
& + \left(4.73 - 0.096t_1 + 0.54\delta + 0.024t_1^2 - 0.06t_1\delta - 0.107\delta^2 + \right. \\
& \left. + 0.0038t_1^2\delta + 0.0056t_1\delta^2 + 0.000015t_1^2\delta^2 \right) = 0 :
\end{aligned}$$

Այսպիսով, ստացանք քառակուսային հավասարում, որի լուծմամբ որոշվում է հովացնող ջրի լավարկային ծախսը 0,6...1,2 տիրույթում՝ կախված հովացնող ջրի սկզբնական ջերմաստիճանից՝ 5...35 °C և նստվածքային շերտի հաստությունից՝ 0...2 մմ: Համապատասխան գրաֆիկը բերված է ստորև (նկ.)



1. **Αόδια Α.Α., Αττίδια Α.Α., Αεσαδια Α.Τ.** Οαρεϊαυά γεαόδε-άνεα ποαίρε/ ίια δαα. Α.Ι. Εααυαία, Α.Ν. Νάαία, Ν.Α.Οαίαα- Ι. : Εça. Ι ΥΕ, 2007.- 466 π.
2. **Οόοίρε Α.Α., Εçπιτα Ι.Α., ίιαδια Ι.Α., ίαεαίρε Ν.Ι.** ίηίια ηάααίαιίε γάααοεε. Οίι 1. Νάααίαιίay οαίεγίααοεε/ ίια δαα. Α.Α. Οόοίρεγ- Ι. : Εça. Ι ΥΕ, 2008.- 472 π.
3. **Αατδια Α.Α.** ίιόείεçαοεγ η ίίίίυυ άυ-εηεόαευίε ίαείυ δαεα ίοεόεγυοείίίαι ααίηάααίε // Υεαόδε-άνεα ποαίρε.-1975.- Ν 11.-Ν. 71-73.
4. **Εεεθ Ι.Α.** ίιόείεçαοεγ ααίυ ηεηάιυ οάίε-άνεαί ααίηάααίεγ ίοεαίαι-οαίείε ΑΔΥΝ // Υεαόδε-άνεα ποαίρε.-1982.-Ν 6. -Ν. 40-53.
5. **Ααδίοαί Α.Α., Εεγίεε Ν.Ε., οαεί Ι.Ε.** ίιόαααίεα ίιόείευίίαι αεόοια είααίηαοείίίυ ίαδιαυ οόαί η είαεαεαευίίε οεόεγυοείίίυ ίανηαίε // ίοίίυεαίay γάααοεε.-1986.-Ν 3.- Ν.36-37.
6. **çηηαίηαε- Ε.Α., Οαατδια Α.Ε.** ίιόαααίεα ίιόείευίίαι δαηάαα οεόεγυοείίίε ααυ ία αείε ίίίίηόυ 800 Ι Αό // Οαίεγίααοεε.-1984.-Ν 2.- Ν. 27-30.
7. **çαεαί Α.Τ.** δαη-αό ία ΥΑΙ ίιόείευίίυ δαεαίηα ααίυ είααίηαοείίίε οηαίηαε οόαίε Ι-300-240 ΟΟΑÇ // Υεαόδε-άνεα ποαίρε.-1986.-Ν 2.- Ν. 72-73.

- [illegible]

В.З. МАРУХЯН, Е.Р. ШАМАМЯН

Исследованы вопросы определения оптимального вакуума при переменных режимах работы конденсационных установок ТЭС. Разработан аналитический метод определения оптимального расхода охлаждающей воды в конденсаторе в зависимости от толщины накипи на внутренних охлаждаемых поверхностях и начальной температуры охлаждающей воды.

V.Z. MARUKHYAN, YE.R. SHAMAMYAN

The problems for defining the optimal vacuum at changing regimes of TPP condensers are studied. An analytic method defining the optimal consumption of cooling water in condenser against the thickness of scale formation on inner cooling surfaces and the cooling water primary temperature is developed.