

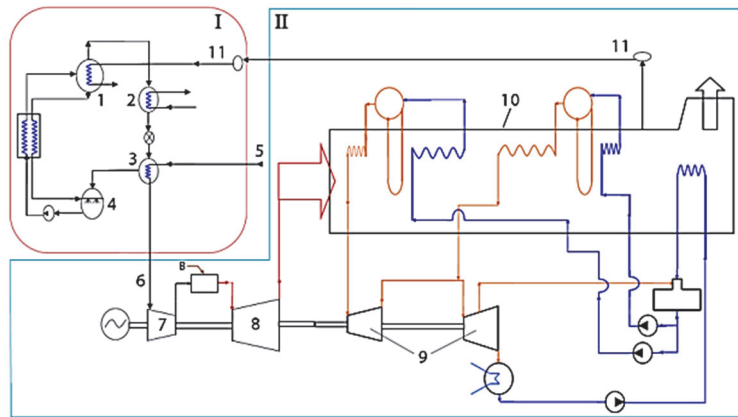
Լ.Ս. ՀՈՎՀԱՆՆԻՍՅԱՆ, Ռ.Գ. ԽԱՉԱՏՐՅԱՆ

**ԳԱԶԱՏՈՒՐԲԻՆԱՅԻՆ ՏԵՂԱԿԱՅԱՆՔ ՄԱՏՈՒՑՎՈՂ ՕԴԻ՝ ՍԱՌԱՐԱՆԱՅԻՆ
ՄԵՔԵՆԱՅՈՎ ՀՈՎԱՑՄԱՆ ՀԱՄԱԿԱՐԳԻ ՆԱԽԱԳԾՄԱՆ ՀԱՇՎԱՐԿԱՅԻՆ
ՕՊՏԻՄԱԼ ՋԵՐՄԱՍՏԻՃԱՆԻ ԸՆՏՐՈՒԹՅՈՒՆԸ**

Դիտարկվել է գազատուրբինային տեղակայանքի (ԳՏՏ) կոմպրեսոր մատուցվող մթնոլորտային օդը արտաբերվող բրոմալիթիումային սառնարանային մեքենայի (ԱԲՄՄ) միջոցով հովացնելու տեխնիկատնտեսական շահավետությունը: Գնահատվել է ԱԲՄՄ-ի արդյունավետությունը: Վերլուծվել է հովացման համակարգը նախագծելիս մթնոլորտային օդի առավել նպատակահարմար հաշվարկային ջերմաստիճանի ընտրության հարցը:

Առանցքային բառեր. ԳՏՏ-ի մուտքում օդի հովացում, արտաբերվող բրոմալիթիումային սառնարանային մեքենա, զուտ բերված շահույթ:

Սառնարանային մեքենաների միջոցով տեղակայանք մատուցվող օդի հովացումը (նկ.1) հնարավորություն է տալիս նվազեցնել մթնոլորտային օդի պարամետրերի ազդեցությունը շոգեգազային տեղակայանքների (ՇԳՏ) էներգետիկական ցուցանիշների վրա՝ պահպանելով ներծծվող օդի հաստատուն ջերմաստիճան կոմպրեսորի մուտքում [1]:

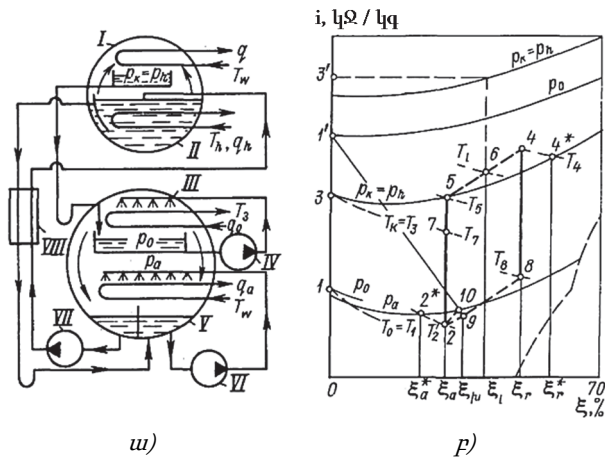


Նկ. 1. Ներծծվող օդի հովացմամբ շոգեգազային համակցված ցիկլով տեղակայանքի սկզբունքային սխեման.

I - արտաբերվող հովացման համակարգ, *II* - երկկոնտուր օգտահանիչ կաթսայով ՇԳՏ.

1 - գեներատոր, 2 - կոնդենսատոր, 3- գոլորշացուցիչ, 4 - արտաբեր, 5 - արտաքին օդ, 6 - հովացված օդ, 7 - կոմպրեսոր, 8 - գազային տուրբին, 9 - շոգետուրբին, 10 - օգտահանիչ կաթսա, 11 - ՕԿ-ից դեպի ԱԲՄՄ-ի գեներատոր տրվող ջերմություն

Ներծծվող օդի հովացման համար ընտրված է հեղեղված տիպի գեներատորով, արտորբերում և գոլորշացուցիչում համապատասխանաբար ցածր կոնդենստացիայով լուծույթի ու ջրի վերաշրջանառությամբ սառնարանային մեքենայի սխեման (նկ.2): Հովացնող ջրի մատուցումը արտորբեր և կոնդենսատոր զուգահեռ է:



Նկ. 2. ԱՖՄՄ-ի սխեման (ա) և պրոցեսները $\xi - i$ դիագրամի վրա (բ).
 I – կոնդենսատոր, II – գեներատոր, III – գոլորշացուցիչ, IV, VI, VII – համապատասխանաբար շրջապտույտային ջրի, լիթիումի բրոմիդի խառնված և նոսր լուծույթների պոմպերը, V – արտորբեր, VIII – ռեկուպերատիվ ջերմափոխանակիչ

Ելակետային տվյալներն են. տաքացնող ջրի ջերմաստիճանը՝ $t_h=98^\circ\text{C}$, հովացնող՝ $t_w=22^\circ\text{C}$, սառեցված՝ $t_3=7^\circ\text{C}$:

Առավելագույն ջերմաստիճանը գեներատորում լուծույթի եռման պրոցեսի վերջում. $t_4 = t_h - \Delta t_h = 98 - 10 = 88^\circ\text{C}$: Ջրային գոլորշու կոնդենսացման ջերմաստիճանը ընդունված է հավասար $t_k = t_w + \Delta t_w = 22 + 8 = 30^\circ\text{C}$, լուծույթի ջերմաստիճանը արտորբման պրոցեսի վերջում՝ $t_2 = t_w + \Delta t_a = 22 + 8 = 30^\circ\text{C}$, գոլորշացուցիչում ջրի եռման ջերմաստիճանը՝ $t_0 = t_3 - \Delta t_3 = 7 - 3 = 4^\circ\text{C}$: Ուստի բանող մարմնի կոնդենսացման ճնշումը կլինի $p_k = 4,241 \text{ կՊա}$, և եռման ճնշումը՝ $p_0 = 0,83 \text{ կՊա}$: Գոլորշու շարժման արագությունը գեներատորից կոնդենսատոր ցածր է, հետևաբար, հիդրավիկական դիմադրությունները կարելի է անտեսել և գեներատորում լուծույթի եռման ճնշումը p_h ընդունել հավասար գոլորշու կոնդենսացման ճնշմանը՝ $p_h = p_k$: Արտորբեր-գոլորշացուցիչ բլոկում գոլորշու տեսակարար ծավալի բարձր արժեքի պատճառով գոլորշացուցիչից արտորբեր դրա հոսքի արագությունը կլինի զգալի (40...50 մ/վ), ուստի անհրաժեշտ է հաշվի առնել գումարային հիդրավիկական դիմադրությունը, որը փորձնական տվյալների համաձայն՝ արդյունաբերական նշանակության մեքենաներում հասնում է $\Sigma\Delta p = 0,13 \text{ կՊա}$: Այդ դեպքում արտորբերում գոլորշու ճնշումը՝ $p_a = p_0 - \Sigma\Delta p = 0,7 \text{ կՊա}$:

Նոսր ξ_a^* և խիտ ξ_r^* լուծույթների կոնցենտրացիաների տեսական արժեքները որոշվում են ըստ $\xi - i$ դիագրամի՝ T_2, p_a և T_4, p_h համապատասխան արժեքների համաձայն [2]: Խիտ լուծույթի իրական կոնցենտրացիան տեսական արժեքից ցածր է լուծույթից ջրի ոչ լրիվ գոլորշացման չափով $\Delta\xi_r$, իսկ նոսր լուծույթի իրական կոնցենտրացիան արտորբերում տեսական արժեքից բարձր է լուծույթի թերհագեցման մեծության չափով $\Delta\xi_a$: Նկ. 2-ում պատկերված ցիկլերի հանգուցային կետերի պարամետրերը ներկայացված են աղ.1-ում:

Աղյուսակ 1

ԱՐՄՄ-ի հանգուցային կետերի պարամետրերը

Նյութի վիճակը	t, °C	p, կՊա	ξ , %	i, կՋ/կգ
Ջուրը կոնդենսատորից հետո	$t_k = t_2 = 30$	$p_k = 4,24$	$\xi = 0$	$i_3 = 544,3$
Լուծույթը. նոսր արտորբերից հետո	$t_2 = 30$	$p_a = 0,7$	$\xi_a = 58$	$i_2 = 245,6$
Խիտ գեներատորից հետո	$t_4 = 88$	$p_h = 4,24$	$\xi_r = 64$	$i_4 = 361,7$
Խիտ ջերմափոխանակիչից հետո	$t_8 = 45$	$p_h = 4,24$	$\xi_r = 64$	$i_8 = 279,3$
Ջուրը գոլորշացուցիչում	$t_0 = t_1 = 4$	$p_0 = 0,83$	$\xi = 0$	$i_1 = 435,5$
Գոլորշին գոլորշացուցիչից հետո	$t_1 = 4$	$p_0 = 0,83$	$\xi = 0$	$i_{1'} = 2914,2$

Օգտագործելով լուծույթի շրջանառության բազմապատիկը՝ հաշվարկվում են ռեկուպերատիվ ջերմափոխանակիչի ջերմությունը q_{ρ} և նոսր լուծույթի էնթալպիան ջերմափոխանակիչից հետո i_7 .

$$f = \xi_r / (\xi_r - \xi_a) = 64 / (64 - 58) = 10,7 \text{ կգ/կգ,}$$

$$q_{\rho} = (f - 1)(i_4 - i_8) = 799,3 \text{ կՋ/կգ,}$$

$$i_7 = i_2 + q_{\rho} / f = 320,3 \text{ կՋ/կգ:}$$

Նոսր լուծույթը գեներատորի մուտքում թերտաքացած է, այն գեներատորում նախ տաքացվում է մինչև հավասարակշռության վիճակին՝ 5 հասնելը և ապա եռում է 5-4 պրոցեսում:

Գեներատորում եռացող լուծույթի միջին ջերմաստիճանին համապատասխանող լուծույթի կոնցենտրացիան հավասար է $\xi_l = 61\%$: Գերտաք գոլորշու էնթալպիան գեներատորի ելքում որոշում են $\xi - i$ դիագրամից ըստ հայտնի p_h և ξ_l արժեքների. $i_{3'} = 3052 \text{ կՋ/կգ}$: Գեներատորի ջերմությունը՝ $q_h = i_{3'} + (f - 1)i_4 - fi_7 = 3052 + (10,7 - 1) \cdot 361,7 - 10,7 \cdot 320,3 = 3133 \text{ կՋ/կգ}$:

Գոլորշացուցիչի ջերմությունը՝ $q_0 = i_{1'} - i_3 = 2914,2 - 544,3 = 2370 \text{ կՋ/կգ}$: Կոնդենսատորի ջերմությունը՝ $q = i_{3'} - i_3 = 3052 - 544,3 = 2508 \text{ կՋ/կգ}$: Արտորբերի

ջերմությունը՝ $q_a = i_1 + (f - 1)i_8 - fi_2 = 2914,2 + (10,7 - 1) \cdot 279,3 - 10,7 \cdot 245,6 = 2995$ կՋ/կգ: Ջերմային հաշվեկշիռը՝ $q_h + q_0 = q + q_a = 5503$ կՋ/կգ: Ջերմության օգտագործման գործակիցը.

$$\zeta = \frac{q_0}{q_h} = \frac{2370}{3133} = 0,756: \quad (1)$$

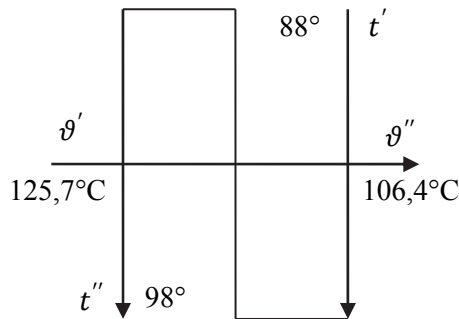
Անվանական պարամետրերով աշխատող գազաջրային տաքացուցիչի (ԳՋՏ) ջերմությունը ամբողջությամբ օգտագործող 7782 կՎտ ցրտարտադրողականությամբ ԱԲՄՄ-ի ելքում տաքացնող ջրի ջերմաստիճանը կկազմի $t' = 98 - 10 = 88^\circ\text{C}$: Ընդ որում, տաք ջրի հոսքից տրված ջերմությունը կկազմի. $Q_\rho = \frac{Q_0}{\zeta} = 7782/0,756 = 10294$ կՎտ: Հետևաբար՝ պահանջվող տաք ջրի (98°C) ծախսը հավասար կլինի. $G_\rho = Q_\rho/(i'' - i') = 245$ կգ/վ:

Տաք ջուրն արտադրվելու է հեռացող ծխագազերից չորս ջերմափոխանակիչների միջոցով օգտահանվող ջերմության հաշվին: Գազաջրային տաքացուցիչն ունի շախմատաձև խողովակափնջերում գազերով լայնակիորեն ողողվող, արտաքինից կողավորված խողովակների տեսքով տաքացման մակերևույթ: Կոնվեկտիվ տաքացման մակերևույթների հաշվարկը հիմնվում է ջերմային հաշվեկշռի հավասարումների համակարգի և ջերմափոխանակության հավասարման համատեղ լուծման վրա [3]: Տաքացուցիչի ելքում գազերի ջերմաստիճանի որոշման համար կազմենք տաքացուցիչի ջերմային հաշվեկշռի հավասարումը. $Q_\rho = Q_q$, որտեղ $Q_q = G_q(h' - h'')$ -ը տաքացուցիչում գազերից ջրին փոխանցված ջերմությունն է, G_q -ը՝ տաքացուցիչներում գազերի ծախսը, h' -ը՝ տաքացուցիչի մուտքում գազերի էնթալպիան: Տաքացուցիչի ելքում գազերի էնթալպիան՝ h'' կորոշվի հետևյալ արտահայտությունից.

$$h'' = h' - \frac{G_\rho(i'' - i')}{G_q} = 130 - \frac{245 \cdot (412 - 370)}{512,7} = 109,9 \text{ կՋ/կգ}: \quad (2)$$

Գազերի ջերմաստիճանը տաքացուցիչի ելքում կկազմի $\theta'' = 106,4^\circ\text{C}$:

Տաքացուցիչում կիրառված է խաչաձև հոսքով ըստ ջրի եռաքայլ սխեմա (նկ.3): Ջերմափոխանցման գործակցի $k = 66,5$ Վտ/($u^2 \cdot \text{C}$) դեպքում մեկ տաքացուցիչում անհրաժեշտ ամբողջ տաքացման մակերևույթի մակերեսը 1818,9 u^2 է, հետևաբար, կողավորված խողովակների ընդհանուր երկարությունը կկազմի 2135 u : Տաքացուցիչ տրված երկրաչափական պարամետրերի դեպքում այդպիսի ջերմափոխանակիչի արժեքը, եթե տեսակարար ծախսերը մեկ մետր երկարությամբ կողավորված խողովակին վերագրած 20,4 \$/մ են, կկազմի 44 880 ԱՄՆ դոլ.: Ջերմափոխանակիչների ձեռքբերման վրա կատարվող ներդրումները վերագրենք փոխանցվող միավոր ջերմաքանակին, կստանանք. $4 \cdot 44 880/10 305$ կՎտ = 17,4 \$/կՎտ:



Նկ. 3. Տաքացուցիչում միջավայրերի շարժման սխեման

ԱԲՄՄ-ում ցուրտն արտադրվում է ԳՋՏ-ում ԳՏՏ-ից հեռացող ծխագազերի օգտահանման հաշվին ստացված ջերմության օգտագործմամբ, այսինքն՝ առանց դրա արտադրության վրա էներգիայի լրացուցիչ քանակություն ծախսելու:

Ելնելով վերը նշվածից՝ կատարենք ՇԳՏ-ում կոմպրեսոր ներծծվող օդի՝ ԱԲՄՄ-ի միջոցով հովացման տնտեսական արդյունավետության գնահատումը: Հովացման համակարգի տեղադրման կապիտալ ներդրումների հիմնական բաղադրիչներն են աբսորբցիոն սառնարանային տեղակայանքի և ջերմա-փոխանակիչների կապիտալ ծախսերը: Որպես ջերմության աղբյուր տաք ջուր օգտագործող միաստիճան աբսորբցիոն սառնարանային մեքենայի (5...12 ՄՎտ) կապիտալ ծախսերը, հովացնող ջրի աշտարակահովացուցիչի արժեքը ներառյալ, կազմում են մոտ 190\$/կՎտ: Ներծծվող օդը հովացնող ջերմափոխանակիչի վրա կատարվող ծախսերը հաշվվում են 17,4\$/կՎտ $Q_{\text{ս}}$ և ԳՋՏ-ի վրա կատարվող ծախսերը՝ 17,4\$/կՎտ $\cdot Q_{\text{ջ}}$, որտեղ $Q_{\text{ս}}$ -ը ԱԲՄՄ-ի ցրտարտադրողականությունն է, իսկ $Q_{\text{ջ}}$ -ը՝ աշխատանքի համար անհրաժեշտ ջերմության քանակությունը՝ $Q_{\text{ջ}} = Q_{\text{ս}}/\zeta$:

Հովացման համակարգի վրա կատարվող գումարային կապիտալ ներդրումներն օդի տարբեր հաշվարկային ջերմաստիճանների՝ $t_{\text{ս.օդ}}^{\text{ն}}$ -ի դեպքում ամփոփված են աղ. 2-ում:

Որպես ԳՏՏ-ի կոմպրեսորի մուտքում ԱԲՄՄ-ով օդի հովացման տնտեսական արդյունք հանդես է գալիս միևնույն վառելիքի ծախսի պայմաններում ($B=\text{idem}$) հովացման արդյունքում արդյունավետության բարձրացման շնորհիվ հավելյալ արտադրված էլեկտրական էներգիայի առևտրային իրացումից ստացված եկամուտը: Տարեկան դրամական հոսքը կորոշվի հետևյալ բանաձևով.

$$CF_{\text{տ}} = U_{\text{էլ}} \cdot (E_{\text{հով}} - E_{\text{առանց}}), \quad (3)$$

որտեղ $U_{\text{էլ}}$ -ը «Երևանի ՋԷԿ» ՓԲԸ շոգեգազային ցիկլով աշխատող էներգաբլոկի կողմից առաքված էլեկտրական էներգիայի սակագնի դրույքն է, որը 2016թ. III-

եռամսյակում կազմել է $U_{\text{էլ}} = 21,3 \text{ ճր/կՎտժ}$, $E_{\text{հոլ}}$ և $E_{\text{առանց}}$ -ը, համապատասխանաբար, հոլացմամբ և առանց հոլացման ԳՏՏ-ով արտադրված էլեկտրաէներգիան է, երբ վառելիքի ծախսն այրման խցում միևնույնն է և հավասար առանց հոլացման մթնոլորտային օդի ջերմաստիճանին համապատասխանող վառելիքի ծախսին՝ $B_{\text{առանց}}$, $կգ/վ$:

Արտադրված էլեկտրաէներգիայի քանակությունը որոշվում է $E = N_{\text{ԳՏՏ}}^{\text{է}} \cdot \tau_{\text{հոլ}}$ բանաձևից, ընդ որում՝ $N_{\text{ԳՏՏ}}^{\text{է}} = B \cdot Q_u^{\text{է}} \cdot \eta_{\text{ԳՏՏ}}$, հետևաբար՝ (3)-ից կստանանք.

$$CF_{\text{տ}} = U_{\text{էլ}} \cdot B_{\text{առանց}} \cdot Q_u^{\text{է}} \cdot \tau_{\text{հոլ}} (\eta_{\text{հոլ}}^{\text{ԳՏՏ}} - \eta_{\text{առանց}}^{\text{ԳՏՏ}}), \quad (4)$$

որտեղ $\tau_{\text{հոլ}}$ -ը սառնարանային մեքենայի աշխատանքի ժամերի թիվն է, ժ , $Q_u^{\text{է}}$ -ը՝ վառելիքի այրման ջերմությունը, $Q_u^{\text{է}} = 47372 \text{ կՋ/կգ}$, $\eta_{\text{հոլ}}^{\text{ԳՏՏ}}$, $\eta_{\text{առանց}}^{\text{ԳՏՏ}}$ -ը՝ ԳՏՏ-ի օ.գ.գ.-ի արժեքներն են, համապատասխանաբար, հոլացմամբ և առանց հոլացման:

Վերջիններս կարելի է որոշել հաշվարկների արդյունքների հիման վրա ստացված արտաքին օդի ջերմաստիճանից t դրանց կախվածությունն արտահայտող հետևյալ արտահայտությունից.

$$\eta_{\text{ԳՏՏ}} = 0,3579 \cdot e^{-0,00242 \cdot t},$$

իսկ վառելիքի ծախսի համար կարող ենք գրել.

$$B = 10,14 \cdot e^{-0,00479 \cdot t}:$$

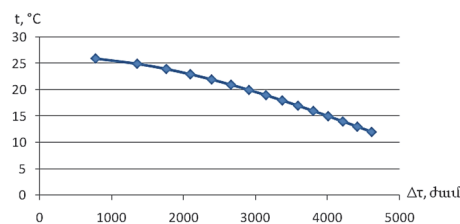
$\tau_{\text{հոլ}}$ -ը հաշվելու համար անհրաժեշտ է իմանալ տարվա ընթացքում ջերմաստիճանների փոփոխության բնույթը: Միջին ջերմաստիճանի փոփոխությունը Երևան քաղաքի համար արտահայտելու համար հեղինակների կողմից ստացվել է հետևյալ կախվածությունը.

$$t = 11,3 + 15,2 \cdot \sin\left(\frac{2\pi}{9500} \cdot (\tau - 2450)\right), \quad (5)$$

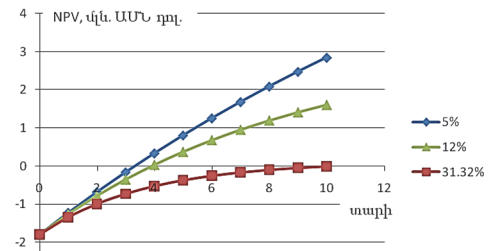
որտեղ τ -ը ժամերի թիվն է տարվա սկզբից: Այս արտահայտությամբ որոշված միջին ջերմաստիճաններն ըստ ամիսների համադրվել են [4]-ում բերված կլիմայական տվյալների հետ: Ստացված արտահայտության հիման վրա որոշվել է որոշակի t միջին ջերմաստիճանից բարձր արտաքին օդի ջերմաստիճանով տարվա ընթացքում գումարային ժամերի քանակը (նկ.4):

Տարեկան դրամական հոսքերը որոշելուց հետո (աղ. 2) կարող ենք գտնել նախագծի իրականացման արդյունքում ստացված զուտ բերված շահույթը (NPV), որի հիման վրա կորոշվի արտաքին օդի օպտիմալ հաշվարկային ջերմաստիճանի արժեքը, որի համար ԱԲՄՄ-ը նախագծելու դեպքում ստացվող շահույթը կլինի առավելագույնը:

Հաշվարկը կատարվել է 10 տարի ժամանակահատվածի համար, որպես դիսկոնտավորման դրույք դիտարկվել է երկու արժեք (նկ.5). առաջին դեպքում R-ն ընդունվել է հավասար ՀՀ կենտրոնական բանկի կողմից սահմանված դրամական միջոցների ներգրավման տոկոսադրույքին՝ R=5%, իսկ երկրորդ դեպքում բանկային տոկոսի հաշվարկային դրույքին՝ R=12%, դրամը ԱՄՆ դոլարի վերահաշվարկելիս օգտագործվել է ԿԲ սահմանած 19.12.2016 փոխարժեքը՝ 1 USD=482,68 դր:



Նկ. 4. t միջին արժեքից բարձր արտաքին օդի ջերմաստիճանով ժամերի քանակը



Նկ. 5. Ջուտ բերված շահույթը տարբեր դիսկոնտավորման դրույքների դեպքում

Աղյուսակ 2

ԱՔՄՄ-ի միջոցով ներծծվող օդի հովացման համակարգի տեխնիկատնտեսական ցուցանիշները

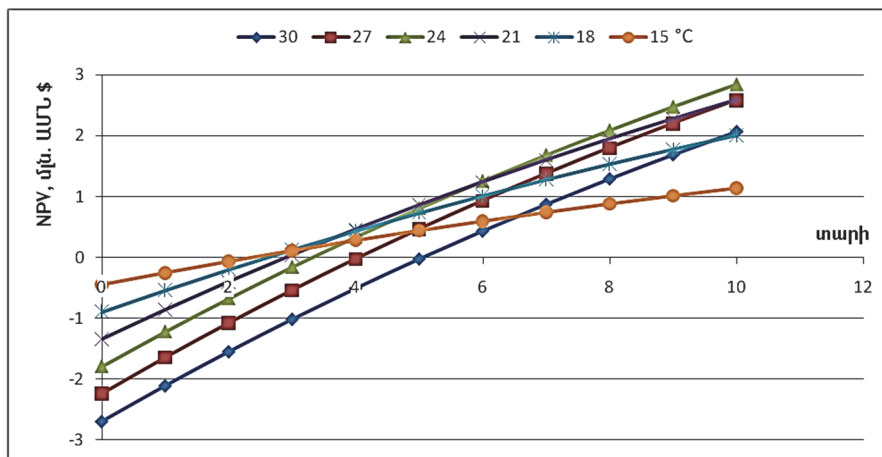
$t_{\text{ա.օդ}},$ °C	$Q_{\text{ԱՔՄՄ}},$ կՎտ	Ջերմափոխանակիչից հետո ծխագազերի ջերմաստիճանը՝ θ'' , °C	Ընդհանուր կապիտալ ներդրումները, դոլ.	$CF_{\text{տ}},$ դոլ./տարի	Պարզ հետզնման ժամկետը, տարի
30	11673	97	2689627	616845	4.36
29	11024	98	2540204	619807	4.10
28	10376	100	2390780	622783	3.84
27	9727	102	2241356	625773	3.58
26	9079	103	2091932	628778	3.33
25	8430	105	1942509	619505	3.14
24	7782	106	1793085	600997	2.98
23	7133	108	1643661	575898	2.85
21	5836	111	1344814	509621	2.64
19	4539	114	1045966	424786	2.46

Օգտահանիչ կաթսայի հաշվարկի արդյունքում ստացված տվյալների և առնչությունների հիման վրա որոշվել է հեռացող ծխագազերի ջերմաստիճանը՝ θ'' դրանց ջերմության հաշվին սառնարանային մեքենայի միջոցով ներծծվող օդի հովացման համակարգի կիրառման դեպքում: Բնչալես երևում է աղ. 2-ից, $\theta'' > 100^\circ\text{C}$ պայմանը պահպանելու նպատակով (ծխագազերում առկա ջրային գոլորշիների

կոնդենսացումից հետագա թթվային միջավայրի ստեղծումից խուսափելու համար) ԱԲՄՄ-ի ցրտարտադրողականությունը պետք է սահմանափակվի 10 ՄՎտ-ով, իսկ $t_{w.o\eta}^{\text{հ}}$ -ը, համապատասխանաբար, 28°C-ով:

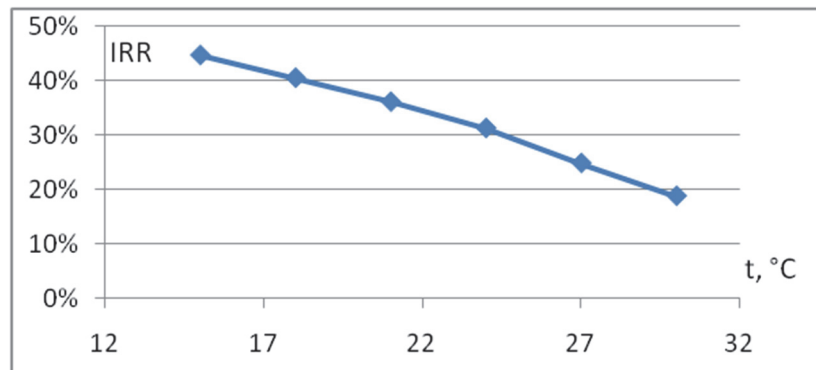
Արտաքին օդի ջերմաստիճանի հաշվարկային արժեքը $t_{w.o\eta}^{\text{հ}}$ որոշելիս կարևոր դերակատարություն ունի դիսկոնտավորման դրույքի R ճիշտ որոշումը, քանի որ այն զգալիորեն ազդում է NPV-ի վրա (նկ.5): Այսպես, պարզ հետզնման ժամկետը և եկամուտը գնահատելիս ($R=0$) օպտիմալ արտաքին օդի ջերմաստիճանը կազմել է $t_{w.o\eta}^{\text{հ}} = 25^{\circ}\text{C}$, որի դեպքում ԱԲՄՄ-ի տեղադրումից 10 տարի անց շահույթն առավելագույնն է՝ 4253 հզ. ԱՄՆ դոլ., իսկ հետզնման ժամկետը՝ $PBP=3,14$ տարի: $R=5\%$ դեպքում (նկ.6) օպտիմալ է $t_{w.o\eta}^{\text{հ}} = 24^{\circ}\text{C}$, որի դեպքում $PBP=4$ տարի, իսկ $NPV=2848$ հզ. ԱՄՆ դոլ.: Մինչդեռ $R=12\%$ դեպքում օպտիմալ է $t_{w.o\eta}^{\text{հ}} = 23^{\circ}\text{C}$, որի դեպքում $PBP=4$ տարի, իսկ $NPV=1610$ հզ. ԱՄՆ դոլ.:

Ինչպես երևում է ստացված գրաֆիկից (նկ.6), էական նշանակություն ունի նախագծի տևողության ընտրությունը, քանի որ տարբեր $t_{w.o\eta}^{\text{հ}}$ -ից կախված $CF_{\text{տ}}$ -ի արժեքները զգալիորեն տարբերվում են, և նախագծի տևողությունից կախված՝ առավելագույն NPV-ին համապատասխանող $t_{w.o\eta}^{\text{հ}}$ -ը կարող է փոխվել:



Նկ. 6. Ձուտ բերված շահույթը $t_{w.o\eta}^{\text{հ}}$ -ի տարբեր արժեքների դեպքում

Կոմպլեքտը ներծծվող օդի հովացման համակարգը նախագծելիս պետք է նաև հաշվի առնել, որ շահութաբերության ներքին նորմը (IRR) զգալիորեն փոփոխվում է՝ ընտրված ԱԲՄՄ-ի ցրտարտադրողականությունից կախված: Ինչպես երևում է նկարից (նկ.7), արտաքին օդի հաշվարկային արժեքից $t_{w.o\eta}^{\text{հ}}$ կախված՝ IRR-ը զգալիորեն նվազում է:



Նկ. 7. IRR-ի կախվածությունը արտաքին օդի հաշվարկային ջերմաստիճանից

Եզրակացություն: Մշակվել է ծխագազերի ջերմությունը օգտահանող, ԳՏՏ ներծծվող օդի աբսորբցիոն հովացման համակարգի նախագծման փուլում էներգետիկական և տնտեսական շահավետության հաշվարկի հիման վրա արտաքին օդի հաշվարկային օպտիմալ ջերմաստիճանի որոշման մեթոդ: Որպես օպտիմալ ընտրվել է $t_{w, օդ}^h = 24\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($Q_{UFSU} \approx 7,8\text{ ՄՎտ}$):

Հաշվարկի արդյունքներից ակնհայտ է, որ Երևանի պայմաններում ԳՏՏ-ի կոմպրեսորի մուտքում ԱԲՄՄ-ի միջոցով օդի հովացման համակարգի կիրառումը տնտեսապես շահավետ է: Երևանի ՋԷԿ-ի շոգեգազային էներգաբովի օրինակով այդպիսի համակարգի հետգնման ժամկետը կազմել է 3...4 տարի, տարեկան շահութաբերությունը՝ մոտ 601 հզ. ԱՄՆ դոլ. (290 մլն. դր):

ԳՐԱԿԱՆՈՒԹՅԱՆ ՑԱՆԿ

1. **Սարգսյան Ա.Գ., Խաչատրյան Ռ.Գ.** Գազատուրբինային տեղակայանքների մուտքում օդի հովացման արդյունավետության ջերմատնտեսական մեթոդի վերլուծություն // ՀՀԱ Լրաբեր. – 2016.- Հ.13, №2. – Էջ 249-254:
2. Термодинамические свойства водных растворов бромистого лития / **О.И. Вербя, В.А. Груздев, А.Г. Захаренко и др.** // Теплофизические свойства растворов: Сб. научн. тр.- Новосибирск: Изд-во Ин-та теплофизики, 1983. - С. 19-34.
3. **Тепловой расчет котлов** (Нормативный метод). - СПб.: НПО ЦКТИ, 1998. - 256 с.
4. **ՀՀՇՆ II-7.01-2011** Շինարարական կլիմայաբանություն

Հայաստանի ազգային պոլիտեխնիկական համալսարան: Նյութը ներկայացվել է խմբագրություն 01.04.2017:

Л.С. ОГАНЕСЯН, Р.Г. ХАЧАТРЯН

**ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО ЗНАЧЕНИЯ РАСЧЕТНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ПРИ
ПРОЕКТИРОВАНИИ СИСТЕМЫ ХОЛОДИЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ
ВОЗДУХА, ПОСТУПАЮЩЕГО В ГАЗОТУРБИННУЮ УСТАНОВКУ**

Рассмотрена технико-экономическая эффективность охлаждения абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной (АБХМ) атмосферного воздуха, поступающего в компрессор газотурбинной установки. Оценена эффективность АБХМ. Анализован вопрос выбора оптимальной расчетной температуры наружного воздуха при проектировании системы охлаждения.

Ключевые слова: охлаждение поступающего в газотурбинную установку воздуха, абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина, чистый дисконтированный доход.

L.S. HOVHANNISYAN, R.G. KHACHATRYAN

**SELECTING THE OPTIMAL VALUE OF CALCULATION TEMPERATURE AT
DESIGNING A REFRIGERATION COOLING SYSTEM OF THE AIR
ENTERING THE GAS - TURBINE PLANT**

The technical and economic efficiency of the gas-turbine compressor inlet air cooling by means of a lithium-bromide absorption chiller is investigated. The efficiency of LiBr AC is estimated. The issue on selecting the optimal outdoor air temperature at designing the cooling system is analyzed.

Keywords: gas-turbine inlet air cooling, lithium-bromide absorption chiller, net present value.