

**ՀԱՅԱՍՏԱՆԻ ԱԶԳԱՅԻՆ ՊՈԼԻՏԵԽՆԻԿԱԿԱՆ ՀԱՄԱԼՍԱՐԱՆ**

**ՈԱՖՅԱՆ ՌՈՐԵՐՏ ԱՐԹՈՒՐԻ**

**ՇՈՊԵԳԱԶԱՏՈՒՐԻԻՆԱՅԻՆ ՏԵՂԱԿԱՅԱՆՔԻ ԱՇԽԱՏԱՆՔԱՅԻՆ  
ՌԵԺԻՄՆԵՐԻ ՀԵՏԱԶՈՏՈՒԹՅՈՒՆԸ ԵՎ ԼԱՎԱՐԿՈՒՄԸ (ԵՐՋԷԿ-Ի  
ՕՐԻՆԱԿԻ ՎՐԱ)**

Ե.14.03 - «Ջերմատներգետիկա» մասնագիտությամբ տեխնիկական  
գիտությունների  
թեկնածուի գիտական աստիճանի հայցման ատենախոսության

**Ս Ե Ղ Մ Ա Գ Ի Ր**

ԵՐԵՎԱՆ 2015

---

**НАЦИОНАЛЬНЫЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
АРМЕНИИ**

**РАФЯН РОБЕРТ АРТУРОВИЧ**

**ИССЛЕДОВАНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ РАБОЧИХ РЕЖИМОВ  
ПАРОГАЗОВОЙ УСТАНОВКИ (НА ПРИМЕРЕ ЕРТЭЦ)**

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук  
по специальности 05.14.03 - "Теплоэнергетика"

ЕРЕВАН 2015

Ատենախոսության թեման հաստատվել է Հայաստանի պետական ճարտարագիտական համալսարանում (Պոլիտեխնիկ):

Գիտական ղեկավար՝	տ.գ.թ., պրոֆ.	Ո. Զ. Մարուխյան
Պաշտոնական ընդդիմախոսներ՝	տ.գ.դ., պրոֆ.	Ս. Ա. Մինասյան
	տ.գ.թ., դոց.	Լ. Ս. Հովհաննիսյան

Առաջատար կազմակերպություն՝ «Էլեկտրատեներգետիկական համակարգի օպերատոր» ՓԲԸ

Պաշտպանությունը կայանալու է 2015թ. դեկտեմբերի 23-ին, ժամը 15<sup>00</sup>-ին ՀԱՊՀ-ում գործող ԲՈՂ-ի Էլեկտրատեխնիկայի և էներգետիկայի 038 մասնագիտական խորհրդի նիստում:

Հասցեն՝ 0009, Երևան, Տերյան փ., 105:

Ատենախոսությանը կարելի է ծանոթանալ ՀԱՊՀ-ի գրադարանում:

Սեղմագիրն առաքված է 2015թ. նոյեմբերի 20-ին:

Մասնագիտական խորհրդի  
գիտական քարտուղար, տ.գ.դ.



Ն. Ն. Պետրոսյան

---

Тема диссертации утверждена в Государственном инженерном университете Армении (Политехник).

Научный руководитель:	к.т.н., проф.	В. З. Марухян
Официальные оппоненты:	д.т.н., проф.	С. А. Минасян
	к.т.н., доц.	Л. С. Оганесян

Ведущая организация: ЗАО “Оператор электроэнергетической системы”

Защита диссертации состоится 23-го декабря 2015г. в 15<sup>00</sup> часов на заседании специализированного совета ВАК 038 – “Электротехника и энергетика”, действующего при НПУА по адресу: 0009, г. Ереван, ул. Теряна, 105.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке НПУА.

Автореферат разослан 20-ого ноября 2015г.

Ученый секретарь  
специализированного совета  
д.т.н., проф.



Н. Н. Петросян

## ԱՇԽԱՏԱՆՔԻ ԸՆԴՀԱՆՈՒՐ ԲՆՈՒԹԱԳԻՐԸ

### Աշխատանքի արդիականությունը:

Էլեկտրական էներգիայի արտադրության ոլորտում գազատուրբինային տեղակայանքները (ԳՏՏ) և դրանցով կահավորված համակցված շոգեգազային ցիկլով աշխատող էներգաբլոկները հանդիսանում են բնական ռեսուրսներով էլեկտրական էներգիայի արտադրության զարգացման հիմնական ուղղությունը: Ինչը պայմանավորված է նմանատիպ էներգաբլոկների բարձր շահավետությամբ, մանրայնությամբ ինչպես նաև շրջակա միջավայրի վրա՝ ավանդական էներգաբլոկների համեմատ ավելի փոքր վնասակար ազդեցությամբ:

Չարկ է նշել, որ գազատուրբինային տեղակայանքների արտադրողականությունը և աշխատանքի արդյունավետությունը խիստ կախվածության մեջ են մթնոլորտային օդի պարամետրերից, մասնավորապես՝ ջերմաստիճանից: Չաշվի առնելով այն հանգամանքը, որ էլեկտրական էներգիայի պահանջարկի պիկը ամառային ամիսներին պայմանավորված է օդի հովացման համակարգերի գրեթե զանգվածային կիրառմամբ և համընկնում է ԳՏՏ-ի արտադրողականության նվազման հետ, արտադրողներն ու շահագործողները ստիպված են փնտրել հզորության անկման փոխհատուցման նոր մեթոդներ: Դրանք էներգահամակարգը բացառություն չէ, և նույնպես տուժում է նկարագրված հիմնախնդրից:

Ակնհայտորեն, ցանկացած տեխնոլոգիա, որն ունակ է կանխել կամ վերականգնել ոչ բարենպաստ կլիմայական պայմաններից բխող ԳՏՏ արտադրողականության և արդյունավետության անկումը, դառնում է թանկարժեք ռեսուրս: Այդ առումով, վերջին ժամանակներս, լայն տարածում են ստացել ԳՏՏ կոմպրեսոր մատուցվող օդի հովացման տարբեր համակարգեր, որոնք ԳՏՏ մատուցվող օդը հովացնելով, ապահովում են վերջինիս էներգետիկական և արդյունավետության ցուցանիշների մոտեցումը նախագծային արժեքներին: Շոգեգազային համակցված տեղակայանքների էներգետիկական պարամետրերի վրա ԳՏՏ կոմպրեսոր մատուցվող օդի պարամետրերի փոփոխության ազդեցության ճշգրիտ հաշվարկը հանդիսանում է այդ ազդեցության չեզոքացման համապատասխան մեթոդի ընտրության հիմքը, և իրենից ներկայացնում է ժամանակակից էներգետիկայի խիստ կարևոր նշանակություն ունեցող խնդիրներից մեկը:

### Աշխատանքի նպատակը և հետազոտության հիմնական խնդիրները:

Չետազոտության նպատակն է գազատուրբինային և համակցված ցիկլով աշխատող շոգեգազատուրբինային տեղակայանքների աշխատանքային ռեժիմների հետազոտումը և դրանց արդյունավետության և էներգետիկական ցուցանիշների լավարկման մեթոդների մշակումը:

Աշխատանքի հիմնական խնդիրներն են՝

1. Մշակել ԳՏՏ էներգետիկական ցուցանիշների հաշվարկի այնպիսի մեթոդիկա, որի միջոցով հնարավոր կլինի գնահատել կոմպրեսոր մատուցվող օդի ջերմաստիճանից կախված ԳՏՏ հզորության փոփոխությունը, ՕԳԳ-ն և վառելիքի ծախսը:

2. Ուսումնասիրել ԳՏՏ կոմպրեսոր մատուցվող օդի հովացման համակարգերի տարատեսակները և ընտրել լավարկային տարբերակը:

3. Ուսումնասիրել ՊՏՏ կոմպրեսոր մատուցվող օդի ջերմաստիճանի ազդեցությունը կոմպրեսորի ճնշման բարձրացման աստիճանի փոփոխության վրա:

4. Ուսումնասիրել ՊՏՏ կոմպրեսոր մատուցվող օդի պարամետրերի փոփոխությամբ պայմանավորված ՊՏՏ աշխատանքային ռեժիմի փոփոխության ազդեցությունը գոլորշային ցիկլի վրա համակցված տեղակայանքների համար:

Աշխատանքի արդյունքում հիմնական խնդիր է դրված երևանի ՋԷԿ-ի համակցված ցիկլով էներգաբլոկի համար ուսումնասիրել մթնոլորտային պայմաններից՝ ՊՏՏ մատուցվող օդի ջերմաստիճանի ազդեցությունը տարեկան կտրվածքով, և ընտրված հովացման համակարգի միջոցով ստացվող լավարկումը, ինչպես նաև դիտարկել այդպիսի համակարգի տեղակայման տնտեսական շահավետության հարցերը:

#### **Չետագոտության գիտական նորույթ:**

1. Մշակվել է ՊՏՏ ջերմային հաշվարկի մեթոդիկա, որը հնարավորություն է տալիս հաշվարկել ՊՏՏ էներգետիկական և արդյունավետության ցուցանիշները ՊՏՏ կոմպրեսոր մատուցվող օդի ջերմաստիճանի, ճնշման և հարաբերական խոնավության արժեքների լայն տիրույթում:
2. Առաջարկվել է ՊՏՏ կոմպրեսոր մատուցվող օդի ջերմաստիճանի փոփոխության ազդեցությունը ՊՏՏ կոմպրեսորի ճնշման բարձրացման աստիճանի վրա գնահատող բանաձև,
3. Առաջարկվել է մեթոդիկա, որը հնարավորություն է տալիս գնահատել ՊՏՏ կոմպրեսոր ներծծվող օդի պարամետրերի փոփոխության ազդեցությունն օգտահանիչ կաթսայով շոգետուրբինի հզորության վրա:

#### **Աշխատանքի կիրառական նշանակությունը:**

Մշակված մեթոդիկաները և ծրագրային ապահովման փաթեթը կարող են կիրառվել գազատուրբինային և համակցված տեղակայանքների էներգետիկական և արդյունավետության ցուցանիշների հաշվարկման և դրանց լավարկման մեթոդների ուսումնասիրության նպատակով գործող կայաններում: Ինչպես նաև՝ նշված տեղակայանքների կարգաբերման, փորձարկման և նախագծային աշխատանքների ժամանակ:

Մշակված մեթոդիկայի և ծրագրային ապահովման փաթեթի միջոցով հաշվարկվել է ԵրՋԷԿ-ի համակցված էներգաբլոկի վրա մթնոլորտային օդի ջերմաստիճանի ազդեցությունը տարեկան կտրվածքով, ինչպես նաև ջրային մշուշապատման հովացման համակարգի տեղակայմամբ էներգաբլոկի աշխատանքային ռեժիմի լավարկման չափը: Կատարվել է նաև ջրային մշուշապատման համակարգի տեխնիկատնտեսական հաշվարկ նշված էներգաբլոկի համար:

#### **Յրապարակումները:**

Իրականացված հետազոտությունների հիմնական դրույթների ու արդյունքների մասին գեկուցվել է «Ձերմաէներգետիկա և շրջակա միջավայրի պաշտպանություն» ամբիոնի գիտական սեմինարներում և ՀԴԵՀ-ի ամենամյա տարեկան գիտաժողովներում (2010-2014թթ.): Ատենախոսության դրույթներն ու արդյունքներն արտացոլված են 6 գիտական աշխատություններում, որոնց ցանկը բերված է սեղմագրի վերջում:

**Աշխատանքի ծավալը և կառուցվածքը:**

Ատենախոսությունը բաղկացած է ներածությունից, չորս գլուխներից, եզրակացություններից, 97 անուն օգտագործված գրականության ցանկից և 3 հավելվածներից: Ատենախոսական աշխատանքի ընդհանուր ծավալը կազմում է 161 էջ:

**Պաշտպանության ներկայացվող հիմնական դրույթները.**

1. ՉՏՏ էներգետիկական և արդյունավետության ցուցանիշների կոմպրեսոր ներծծվող օդի պարամետրերից կախվածության հաշվարկի մեթոդիկա:
2. ՉՏՏ կոմպրեսորի ճնշման բարձրացման աստիճանի ներծծվող օդի ջերմաստիճանից կախվածության գնահատման փորձնական բանաձև:
3. Օգտահանիչ կաթսայով համակցված տեղակայանքի շոգետուրբինի հզորության վրա ՉՏՏ կոմպրեսոր ներծծվող օդի պարամետրերի ազդեցությունը գնահատելու մեթոդիկա:

**ԱՇԽԱՏԱՆՔԻ ՀԱՄԱՌՈՑ ԲՈՎԱՆԴԱԿՈՒԹՅՈՒՆ**

**Ներածությունում** հիմնավորված է թեմայի արդիականությունը, ձևակերպված են աշխատանքի նպատակը, գիտական նորույթը և կիրառական արժեքը:

**Առաջին գլխում** իրականացվել է մթնոլորտային պայմանների ազդեցության ուսումնասիրություն գազատուրբինային տեղակայանքների և համակցված ցիկլերի աշխատանքի վրա: Ուսումնասիրվել են ՉՏՏ կոմպրեսոր մատուցվող օդի հովացման բոլոր համակարգերը: Դիտարկվել են այդ համակարգերի դրական և բացասական կողմերը: Հիմնավորվել է աշխատանքում կիրառված լավարկման մեթոդի՝ ՉՏՏ կոմպրեսոր ներծծվող օդի խոնավ մշուշային հովացման եղանակի ընտրությունը: Մանրամասն նկարագրված է ջրային մշուշապատման հովացման համակարգի աշխատանքի սկզբունքը, ջրի փոշիացման տեսակները և դրանց աշխատանքի վրա ազդող գործոնները: Գնահատված է օդի ջերմաստիճանի փոփոխությունը կախված հոսքի արագությունից և օդի տեսակարար ջերմունակությունից, գնահատված է օդի մշուշային հովացման համար անհրաժեշտ ջրի քանակը և դրա որակին ներկայացվող պահանջները: Ներկայացված են մշուշային հովացման համակարգեր ներդրած ընկերությունների փորձի արդյունքները:

**Երկրորդ գլխում** հակիրճ ներկայացված են ՀՀ էներգահամակարգի առջև ծառայած հիմնախնդիրները, որոնք ավելի հստակ ցուցադրելու համար հաշվարկված են ՀՀ էներգահամակարգի բնութագրիչ որոշ պարամետրեր: Ներկայացված է Երևանի ՋԷԿ-ի նոր համակցված ցիկլով աշխատող էներգաբլոկը, դրա հիմնական սարքավորումների անվանական պարամետրերի նշմամբ: Այս գլխում դիտարկվել են շոգեգազատուրբինային տեղակայանքների (ՇԳՏ) հնարավոր աշխատանքային ռեժիմները ՀՀ էներգահամակարգում: Կատարվել է, գրականությունում բերված, ՉՏՏ ջերմային հաշվարկի մեթոդների ուսումնասիրություն, պարզելու համար դրանց կիրառելիությունը ՉՏՏ կոմպրեսոր մատուցվող օդի հովացման համակարգերի արդյունավետության

հաշվարկի համար: Նշվել են այդ մեթոդների դրական և բացասական կողմերը աղյուսակային ձևով:

Ստորև ներկայացված են այն հիմնական թերությունները, որոնք խնդիր են առաջացրել մշակել նոր մեթոդիկա՝ ԳՏՏ կոմպրեսոր ներծծվող օդի պարամետրերի ազդեցությունը դրանց էներգետիկական և արդյունավետության ցուցանիշների վրա հաշվարկելու համար:

1. ԳՏՏ արտադրողները չեն բացահայտում ճնշման արժեքները տուրբինի և կոմպրեսորի աստիճաններում:

2. ԳՏՏ աշխատող մարմինների էնթալպիաների հաշվարկի աղյուսակային մեթոդն անխուսափելիորեն հանգեցնում է նշանակալի անճշտությունների:

3. Որևէ մեթոդում հաշվի չի առնվում ԳՏՏ կոմպրեսոր ներծծվող օդի խոնավապարունակությունը, ինչը կարևոր դեր է կատարում հատկապես այդ օդի խոնավ հովացմամբ լավարկային մեթոդների ուսումնասիրության համար:

4. ԳՏՏ կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման աստիճանը որոշակի կախվածության մեջ է գտնվում ներծծվող օդի ջերմաստիճանից, ինչը սակայն հաշվի չի առնվում որևէ հաշվարկային մեթոդում:

**Էրրորը գլխում** իրականացվել է Gas Turbine Handbook – Principles and Practices (T. Giampaolo), Gas Turbine Engineering Handbook (P. Boyce), Advanced Gas turbine Cycles (J. Horlock), Паровые и Газовые Турбины (П. Шляхин), Газотурбинные Установки (А. Трухний), Газотурбинные и Парогазовые Установки Электростанций (С. Цанев) գրականությունում բերված ԳՏՏ ջերմային հաշվարկի հայտնի մեթոդների համակողմանի վերլուծություն, որի արդյունքում մշակվել է ԳՏՏ ջերմային հաշվարկի նոր մեթոդիկա, որը հնարավորություն է տալիս ամբողջական պատկերացում կազմել ԳՏՏ էներգետիկական և արդյունավետության ցուցանիշների վրա դրա կոմպրեսոր մատուցվող օդի պարամետրերի փոփոխության ազդեցության մասին:

Մշակված մեթոդիկայի հիման վրա Visual Basic 10.0 միջավայրում իրականացվել է հաշվարկային ալգորիթմ, որի ինտերֆեյսը ներկայացված է նկ.1-ում: Հաշվարկների ճշտությունը մեծացնելու նպատակով ցիկլի աշխատող մարմնի էնթալպիաները և էնտրոպիաները կան դրանց հայտնի լինելու դեպքում հակադարձ ֆունկցիաների միջոցով ճնշումը և ջերմաստիճանը հաշվարկվում են OKAWSP.dll ֆունկցիաների գրադարանի միջոցով:

15	T_d_od	1095	t_GT	Button1	Ro	d_d_od
0.9000938	P_d_od	88	etta_k		Q	
56	fi_d_od	89	etta_GT	Shug_1	N_i_k	N_GT
47.48	Q_s_b	80	etta_v_k	Shug_2	N_i_GT	
1	P_v	5	delta_P_a_k		N_i_v_k	
15	t_v	2.7	delta_P_GT		N_j	
0.5	Delta_P_v_k	99.5	etta_a_k		etta_GTT	
15.4	Pi_k				N_i_od	

Նկ.2 ԳՏՏ-ի էներգետիկական ցուցանիշների հաշվարկման ծրագրի ինտերֆեյս

Մշակված մեթոդիկայով հաշվարկների ելակետային պարամետրերն են՝

- դրսի օդի ջերմաստիճան՝  $t_{դօ}$ , °C,
- դրսի օդի ճնշում՝  $P_{դօ}$  մթն,
- դրսի օդի հարաբերական խոնավություն՝  $\phi_{դօ}$ , %,
- վառելիքի այրման ստորին բանվորական ջերմություն՝  $Q_{\text{է}}, 42/49$ ,
- մատուցվող վառելիքի ճնշում՝  $P_{\text{վառ}}, ՄՊա$ ,
- մատուցվող վառելիքի ջերմաստիճան՝  $t_{\text{վառ}}, °C$ ,
- վառելիքի ավելցուկային ճնշում այրման խցից առաջ՝  $\Delta P_{\text{ախ}}, ՄՊա$ ,
- կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման աստիճան՝  $\pi_{կ}$ ,
- տուրբինից առաջ ծխագազերի ջերմաստիճան՝  $t_{\text{գՏա}}, °C$ ,
- կոմպրեսորի իզոէնտրոպ ՕԳԳ՝  $\eta_{կ}$ , %,
- գազատուրբինի ներքին հարաբերական ՕԳԳ՝  $\eta_{\text{գՏ}}$ , %,
- վառելիքային կոմպրեսորի իզոէնտրոպ ՕԳԳ՝  $\eta_{\text{վկ}}$ , %,
- այրման խցի ՕԳԳ՝  $\eta_{\text{ախ}}$ , %,
- ճնշման անկում այրման խցում՝  $\delta P_{\text{ախ}}, \%$ ,
- ճնշման անկում գազային տուրբինում՝  $\delta P_{\text{գտ}}, \%$ :

Տվյալների ներմուծումից հետո մեթոդիկայի հաշվարկների հերթականությունը հետևյալն է՝

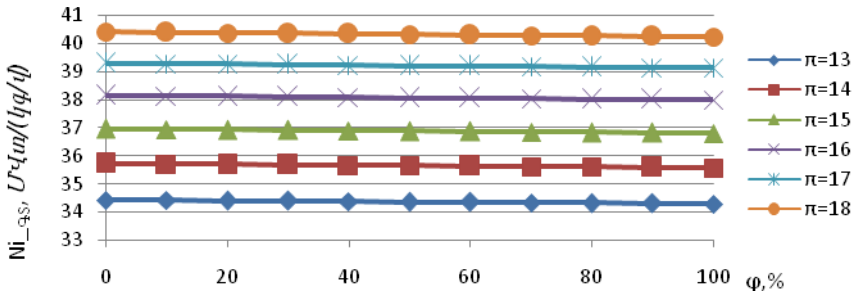
1. շրջակա միջավայրի օդի հատկությունների հաշվարկ,
2. այրման արգասիքների պարամետրերի որոշում,
3. կոմպրեսորի հաշվարկ,
4. վառելիքային կոմպրեսորի հաշվարկ,
5. այրման խցիկի հաշվարկ,
6. հաշվեկշռի ստուգում,
7. ԳՏ-ի հաշվարկ,
8. ԳՏՏ-ի էներգետիկական ցուցանիշների հաշվարկ:

Հաշվարկների արդյունք են հանդիսանում ԳՏՏ-ի հետևյալ էներգետիկական ցուցանիշները՝

- կոմպրեսորի ներքին հզորությունը բերված 1 կգ/վ վառելիքի ծախսի,
- գազատուրբինի ներքին հզորությունը բերված 1 կգ/վ վառելիքի ծախսի,
- վառելիքային կոմպրեսորի ներքին հզորությունը բերված 1 կգ/վ վառելիքի ծախսի,
- ԳՏՏ-ի ներքին օգտակար հզորությունը բերված 1 կգ/վ վառելիքի ծախսի, որը հաշվի չի առնում մեխանիկական կորուստները,
- ԳՏՏ-ի ՕԳԳ-ն,
- ԳՏՏ-ի հզորությունը բերված կոմպրեսորում 1 կգ/վ օդի ծախսի:

Մշակված մեթոդիկայի և ծրագրային ապահովման փաթեթի միջոցով իրականացվել են ԳՏՏ էներգետիկական ցուցանիշների հաշվարկներ, երբ դրսի օդի հարաբերական խոնավությունը փոփոխվում է 0-ից 100% սահմաններում, իսկ ջերմաստիճանը հավասար է 15 °C-ի, և դրա կոմպրեսորում սեղմման

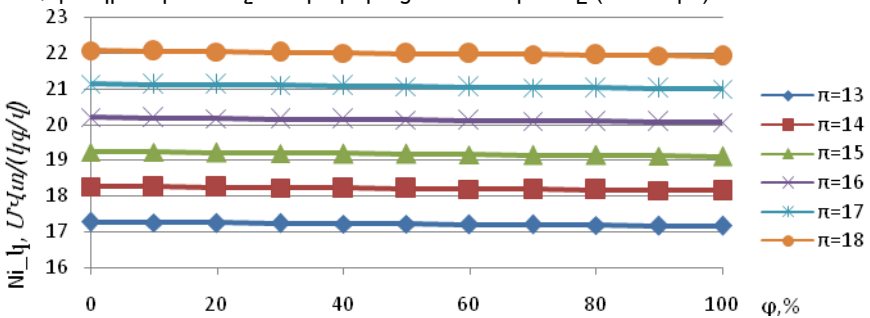
աստիճանը փոփոխվում է 13...18 միջակայքում, իսկ մնացած բոլոր ելակետային պարամետրերը մնում են հաստատուն: Նաև, երբ դրսի օդի ջերմաստիճանը փոփոխվում է 15-ից 35 °C, իսկ հարաբերական խոնավությունը հավասար է 60%-ի, դրա կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման աստիճանը փոփոխվում է 13...18 միջակայքում, իսկ մնացած բոլոր ելակետային պարամետրերը մնում են հաստատուն: Այդ հաշվարկների արդյունքները



գրաֆիկական տեսքերով ներկայացված են ստորև:

Նկ.2 ՊՏ 1 կգ/վ վառելիքի ծախսի բերված ներքին հզորության կախվածությունը կոմպրեսոր մատուցվող օդի հարաբերական խոնավությունից կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման 13...18 արժեքների դեպքում

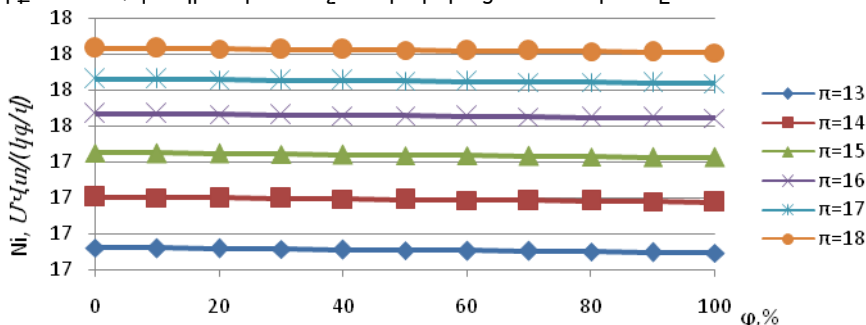
Հետազոտությունները ցույց են տալիս, որ ՊՏ կոմպրեսոր մատուցվող օդի հարաբերական խոնավության աճը ՊՏ 1 կգ/վ վառելիքի ծախսի բերված ներքին հզորության ( $N_{i_{QSS}}$ ) վրա ունենում է փոքր ազդեցություն: Այսպես, օրինակ կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման աստիճանի 13 արժեքի դեպքում ներծծվող օդի հարաբերական խոնավության 0-ից 100% փոփոխությունը հանգեցնում է  $N_{i_{QSS}}$ -ի 0,138  $U_{-Q/4} / (l_{q/4})$  փոփոխության: Իսկ, երբ կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման աստիճանը հավասար է 18-ի այդ փոփոխությունը հասնում է 0,18-ի: Այսինքն, կոմպրեսոր ներծծվող օդի խոնավության ազդեցությունը ՊՏ 1 կգ/վ վառելիքի ծախսի բերված ներքին հզորության վրա այնքան ավելի մեծ է, որքան մեծ է կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման աստիճանը (տես նկ.2):





Նկ.3 1կգ/վ վառելիքի ծախսի բերված զՏՏ կոմպրեսորի ներքին հզորության կախվածությունը կոմպրեսոր մատուցվող օդի հարաբերական խոնավությունից կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման 13...18 արժեքների դեպքում

Նկ.3-ից երևում է, որ 1կգ/վ վառելիքի ծախսի բերված կոմպրեսորի ներքին հզորությունը ( $N_{i, \phi}$ ) մատուցվող օդի հարաբերական խոնավության 0-ից 100% փոփոխման և կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման աստիճանի 13 արժեքի դեպքում փոփոխվում է 0,109  $U_{\phi} / (1 \text{ կգ/վ})$ -ով: Իսկ, երբ կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման աստիճանը հավասար է 18-ի այդ փոփոխությունը հասնում է 0,157  $U_{\phi} / (1 \text{ կգ/վ})$ -ի: Այսինքն, կոմպրեսոր ներծծվող օդի հարաբերական խոնավության աճը  $N_{i, \phi}$ -ի վրա նույնպես ունի այնքան ավելի մեծ ազդեցություն, որքան մեծ է կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման աստիճանը:

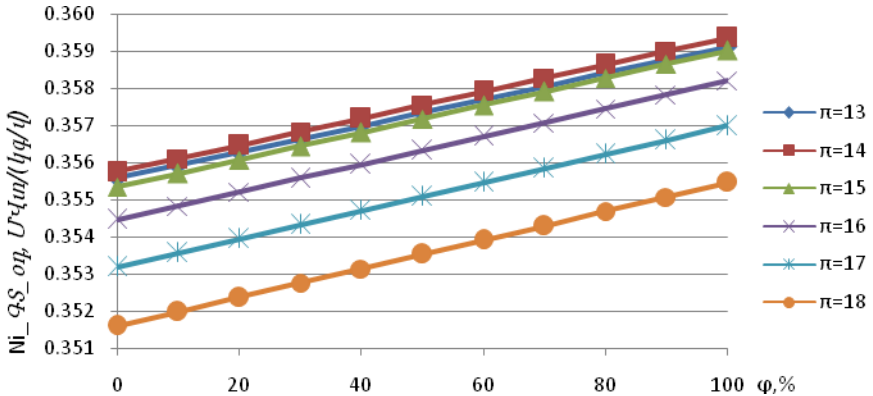


Նկ.4 զՏՏ-ի 1կգ/վ վառելիքի ծախսիբերված ներքին օգտակար հզորության կախվածությունը, կոմպրեսոր մատուցվող օդի հարաբերական խոնավությունից կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման 13...18 արժեքների դեպքում

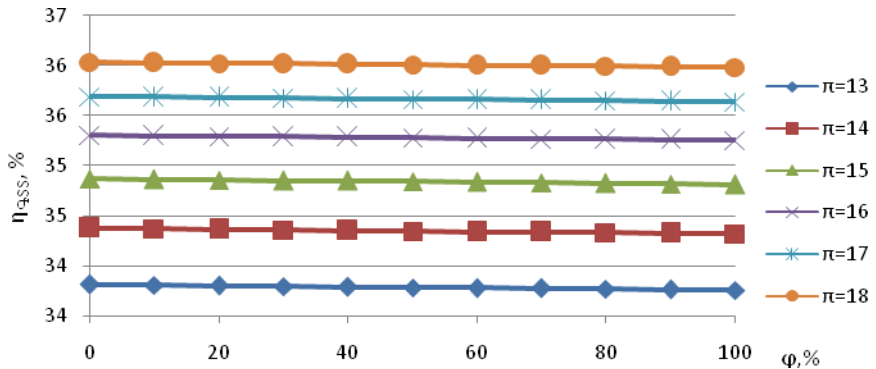
զՏՏ-ի ներքին հզորությունը բերված կգ/վ վառելիքի ծախսի ( $N_i$ ) կոմպրեսոր մատուցվող օդի ջերմաստիճանի բարձրացմանը զուգընթաց մեծանում է, ընդ որում, երբ կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման աստիճանը հավասար է 13-ի այդ փոփոխությունը ներծծվող օդի հարաբերական խոնավության 0...100% աճելու դեպքում ունի 0,029  $U_{\phi} / (1 \text{ կգ/վ})$  արժեք, իսկ կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման աստիճանի 18 արժեքի դեպքում՝ 0,024  $U_{\phi} / (1 \text{ կգ/վ})$ : Այսինքն, որքան ավելի մեծ է կոպրեսորում ճնշման բարձրացման աստիճանը, այնքան ավելի փոքր է ներծծվող օդի խոնավության բարձրացման բացասական ազդեցությունը զՏՏ-ի ներքին հզորության վրա: Սա պայմանավորված է այն փաստով, որ չնայած, որ կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման որևէ տվյալ արժեքի դեպքում ներծծվող օդի հարաբերական խոնավության բարձրացման դեպքում նվազում է 1 կգ/վ վառելիքի ծախսի բերված և զՏՏ ներքին հզորությունը և կոմպրեսորի ներքին հզորությունը, սակայն կոմպրեսորի ճնշման բարձրացման աստիճանի մեծացմանը զուգընթաց մատուցվող օդի հարաբերական խոնավության մեծացման հետ կապված կոմպրեսորի ներքին հզորության անկումն ավելի արագ է մեծանում քան 1կգ/վ վառելիքի ծախսի բերված զՏՏ ներքին հզորության անկումը (տես նկ.4):

Կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման ցանկացած աստիճանի դեպքում զՏՏ-ի կոմպրեսորում 1կգ/վ օդի ծախսի բերված զՏՏ-ի հզորությունը  $N_{i, \phi}$

մատուցվող օդի հարաբերական խոնավության բարձրացմանը զուգընթաց մեծանում է: Մատուցվող օդի հարաբերական խոնավության 0...100% բարձրացման հետ պայմանավորված  $N_{i\_օդ}$ -ի մեծացման արժեքը կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման աստիճանից զրեթե կախված չէ, և դրա 13...18 արժեքների դեպքում ընդունում է 0,0035...0,0038 արժեքներ (տես. նկ.5):



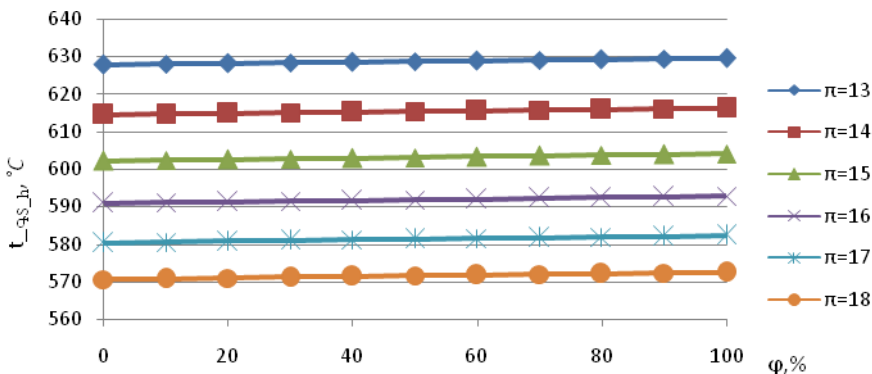
Նկ.5 զՏՏ-ի կոմպրեսորում 1 կգ/վ օդի ծախսի բերված զՏՏ հզորության կախվածությունը կոմպրեսոր մատուցվող օդի հարաբերական խոնավությունից կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման 13...18 արժեքների դեպքում



Նկ.6 զՏՏ-ի ՕԳԳ-ի կախվածությունը կոմպրեսոր մատուցվող օդի հարաբերական խոնավությունից կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման 13...18 արժեքների դեպքում

Ինչպես երևում է նկ.6-ից, զՏՏ-ի ՕԳԳ-ն կոմպրեսոր մատուցվող օդի հարաբերական խոնավության մեծացման հետ նվազում է, ընդ որում, կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման աստիճանի 13 արժեքի դեպքում հարաբերական խոնավության 0...100% բարձրացումը հանգեցնում է ՕԳԳ-ի

0,059% անկման, իսկ ճնշման բարձրացման աստիճանի 18 արժեքի դեպքում՝ 0,048%: Այսինքն, ինչքան ավելի մեծ է կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման աստիճանն այնքան ավելի փոքր է ԳՏՏ-ի ՕԳԳ-ի վրա մատուցվող օդի խոնավության բարձրացման բացասական ազդեցությունը:



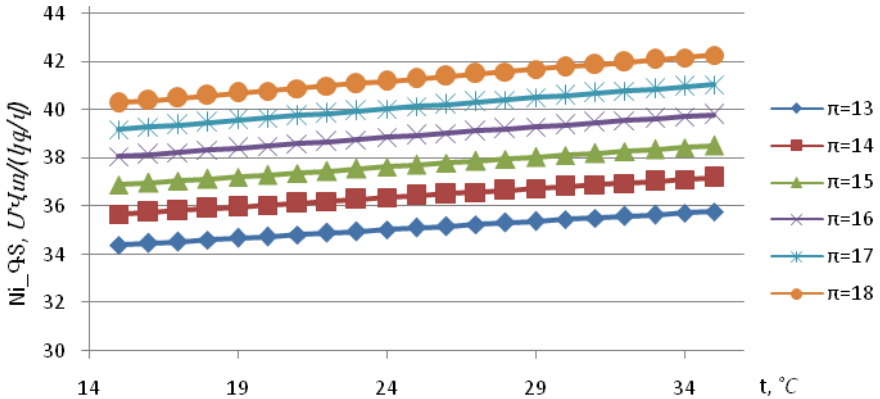
Նկ.7 ԳՏՏ-ից հեռացող ծխազագերի ջերմաստիճանի կախվածությունը կոմպրեսոր մատուցվող օդի հարաբերական խոնավությունից կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման 13...18 արժեքների դեպքում

Ընդհանուր առմամբ ԳՏՏ կոմպրեսոր մատուցվող օդի հարաբերական խոնավության բարձրացումը հանգեցնում է ԳՏՏ-ից հեռացող ծխազագերի ջերմաստիճանի բարձրացման: Այդ բարձրացման արժեքը կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման աստիճանի 13 արժեքի դեպքում հավասար է 1,847 Ծ 0...100% հարաբերական խոնավության բարձրացման դեպքում, իսկ կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման 18 արժեքի դեպքում՝ 1,937 Ծ: Այսինքն, ԳՏՏ-ի կոմպրեսոր ներծծվող օդի հարաբերական խոնավության մեծացումը ԳՏՏ-ից հեռացող ծխազագերի ջերմաստիճանի վրա ունի այնքան ավելի մեծ ազդեցություն, որքան ավելի մեծ է ԳՏՏ-ի կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման աստիճանը (տես նկ.7):

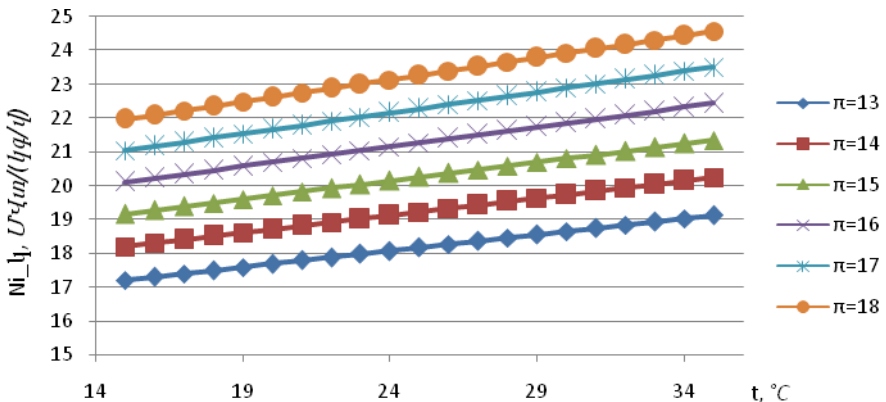
Հաշվի առնելով վերը նկարագրվածը կարելի է ասել, որ ԳՏՏ-ի կոմպրեսոր ներծծվող օդի հարաբերական խոնավության բարձրացումը ԳՏՏ էներգետիկական և արդյունավետության ցուցանիշների վրա ունենում է բացասական, բայց փոքր ազդեցություն, ուստի կարելի է ասել, որ ԳՏՏ-ի աշխատանքային ռեժիմների լավարկման համար կոմպրեսոր մատուցվող օդի հովացման թաց համակարգերի կիրառությունը, որոնք բերում են կոմպրեսոր մատուցվող օդի հարաբերական խոնավության աճի մինչև 100%, լիովին նպատակահարմար է:

ԳՏՏ կոմպրեսոր մատուցվող օդի ջերմաստիճանի 15-ից 35 Ծ աճելու դեպքում և կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման աստիճանի 13 արժեքի դեպքում ԳՏ-ի 1 կգ/վ վառելիքի ծախսի բերված ներքին օգտակար հզորությունը աճում է 1,398 ՄՎտ/(կգ/վ)-ով: Իսկ, երբ կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման աստիճանը հավասար է 18-ի այդ փոփոխությունը կազմում է 1,974 ՄՎտ/(կգ/վ): Այսինքն ԳՏՏ-ի կոմպրեսոր մատուցվող օդի ջերմաստիճանի փոփոխման

ազդեցությունը ՊՏ-ի 1 կգ/վ վառելիքի ծախսի բերված ներքին օգտակար հզորության վրա այնքան ավելի մեծ է, որքան մեծ է կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման աստիճանի արժեքը: Ընդ որում ջերմաստիճանի բարձրացումը ունի դրական ազդեցություն ՊՏ-ի ներքին հզորության վրա (տես նկ.8):



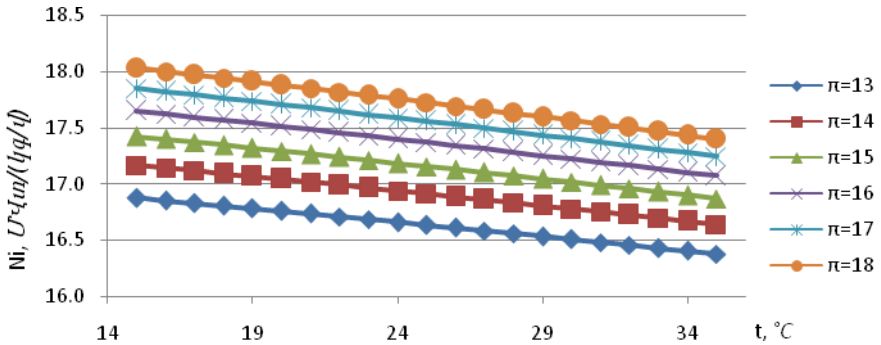
Նկ.8 ՊՏ 1 կգ/վ վառելիքի ծախսի բերված ներքին հզորության կախվածությունը կոմպրեսոր մատուցվող օդի ջերմաստիճանից կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման 13...18 արժեքների դեպքում



Նկ.9 1 կգ/վ վառելիքի ծախսի բերված ՊՏՏ կոմպրեսորի ներքին հզորության կախվածությունը կոմպրեսոր մատուցվող օդի ջերմաստիճանից կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման 13...18 արժեքների դեպքում

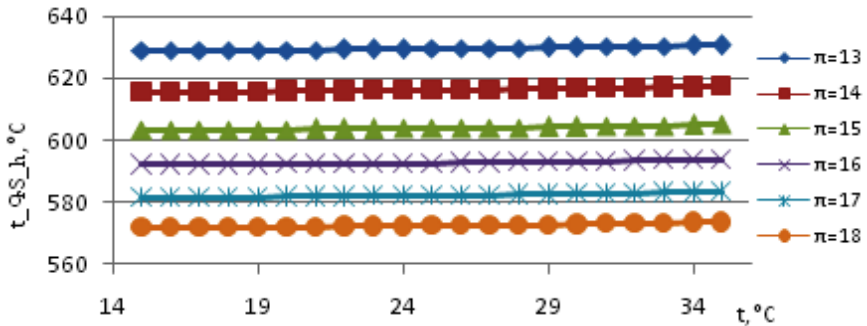
Նկ.9-ից երևում է, որ 1 կգ/վ վառելիքի ծախսի բերված ՊՏՏ-ի կոմպրեսորի ներքին հզորությունը ներծծվող օդի ջերմաստիճանի բարձրացման հետ

նույնպես մեծանում է: Ընդ որում, որքան ավելի մեծ է կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման աստիճանի արժեքը, այնքան ավելի մեծ է այդ ազդեցությունը: Այսպես, ներծովող օդի ջերմաստիճանի 15-ից 35 °C բարձրանալու դեպքում, երբ կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման աստիճանը հավասար է 13-ի կոմպրեսորի ներքին հզորությունը մեծանում է 1,898 ՄՎտ/(կգ/վ)-ով, իսկ երբ ճնշման բարձրացման աստիճանը հավասար է 18-ի՝ 2,606 ՄՎտ/(կգ/վ)-ով:



Նկ.10 ԳՏՏ-ի 1 կգ/վ վառելիքի ծախսի բերված ներքին օգտակար հզորության կախվածությունը, կոմպրեսոր մատուցվող օդի ջերմաստիճանից կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման 13...18 արժեքների դեպքում

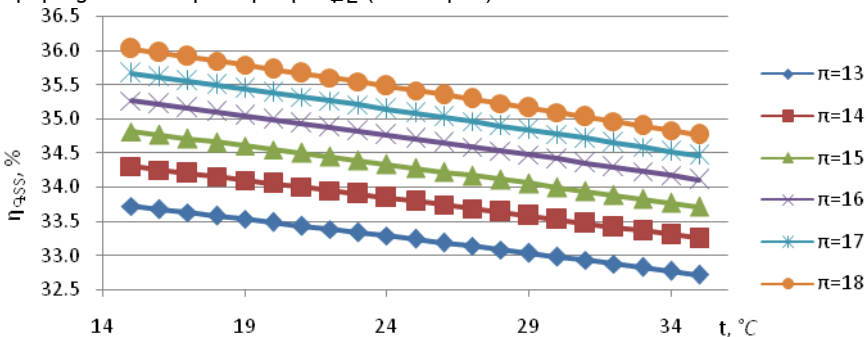
Կոմպրեսոր ներծովող օդի ջերմաստիճանի բարձրացման հետևանքով մեծանում է ԳՏ-ի ներքին օգտակար հզորությունը, բայց և միևնույն ժամանակ մեծանում է կոմպրեսորի ներքին հզորությունը, ընդ որում, ճնշման բարձրացման ցանկացած աստիճանի դեպքում ջերմաստիճանի միևնույն փոփոխության դեպքում կոմպրեսորի ներքին հզորությունը ավելի մեծ արժեքով է մեծանում, ինչով էլ պայմանավորված է, որ ներծովող օդի ջերմաստիճանի բարձրացումը ընդհանուր առմամբ բերում է ԳՏՏ օգտակար հզորության նվազման: Այդ նվազումը 15-ից 35 °C ջերմաստիճանի բարձրացման դեպքում, երբ կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման աստիճանն ունի 13 արժեք կազմում է 0,5 ՄՎտ/(կգ/վ), իսկ 18 արժեքի դեպքում՝ 0,632 (տես նկ.10):



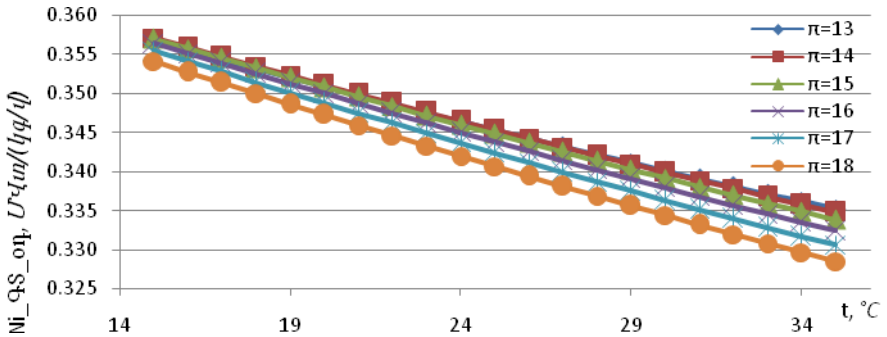
Նկ.11 ԳՏՏ-ից հեռացող ծխագազերի ջերմաստիճանի կախվածությունը կոմպրեսոր մատուցվող օդի ջերմաստիճանից կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման 13...18 արժեքների դեպքում

Ջեռացող ծխագազերի ջերմաստիճանը մյուս ելակետային պայմանների հաստատուն մնալու պարագայում, ներծծվող օդի ջերմաստիճանի բարձրացմանը զուգընթաց նույնպես բարձրանում է: Երբ ճնշման բարձրացման աստիճանի արժեքը կոմպրեսորում հավասար է 13-ի ներծծվող օդի ջերմաստիճանի 15-ից  $35\text{ }^\circ C$  բարձրացումը հանգեցնում է ԳՏՏ-ից հեռացող ծխագազերի ջերմաստիճանի  $1,782\text{ }^\circ C$ -ով բարձրացման, իսկ ճնշման բարձրացման աստիճանի 18 արժեքի դեպքում՝  $1,793\text{ }^\circ C$ -ով (տես նկ.11):

Ընդհանուր առմամբ ԳՏՏ-ի ՕԳԳ-ն կոմպրեսոր ներծծվող օդի ջերմաստիճանի բարձրացման հետևանքով նվազում է: Ներծծվող օդի  $15\text{ }^\circ C$ -ից  $35\text{ }^\circ C$  բարձրանալու դեպքում, երբ կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման աստիճանը հավասար է 13-ի, ԳՏՏ-ի ՕԳԳ-ն նվազում է  $0,999\%$ -ով, իսկ երբ ճնշման բարձրացման աստիճանը հավասար է 18-ի՝  $1,262\%$ -ով: Այսինքն, ներծծվող օդի ջերմաստիճանի բարձրացման բացասական ազդեցությունը ԳՏՏ-ի ՕԳԳ-ի վրա այնքան ավելի մեծ է, որքան մեծ է ԳՏՏ-ի կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման աստիճանի արժեքը (տես նկ.12):



Նկ.12 ԳՏՏ-ի ՕԳԳ-ի կախվածությունը կոմպրեսոր մատուցվող օդի ջերմաստիճանից կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման 13...18 արժեքների դեպքում



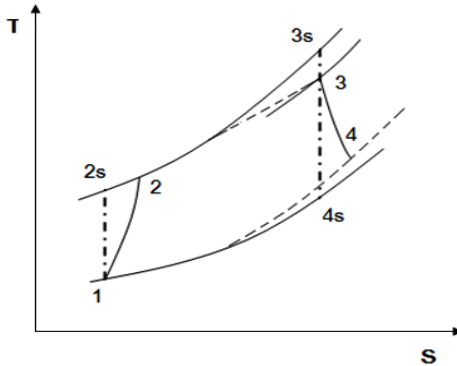
Նկ.13 ՊՏՏ-ի կոմպրեսորում 1 կգ/վ օդի ծախսի բերված ՊՏՏ հզորության կախվածությունը կոմպրեսոր մատուցվող օդի ջերմաստիճանից կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման 13...18 արժեքների դեպքում

ՊՏՏ-ի հզորությունը կոմպրեսորում 1 կգ օդի հաշվով, ներծծվող օդի ջերմաստիճանի բարձրացման դեպքում նվազում է: Կոմպրեսորում օդի 1 կգ/վ ծախսի բերված ՊՏՏ հզորությունը ներծծվող օդի ջերմաստիճանի 15-ից 35 °C բարձրանալուց նվազում է 0,021 ՄՎտ/(կգ/վ)-ով, երբ կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման աստիճանը հավասար է 13-ի և 0,026 ՄՎտ/(կգ/վ)-ով, երբ ճնշման բարձրացման աստիճանը հավասար է 18-ի (տես նկ.13):

Երրորդ գլխի վերջին պարագրաֆում իրականացվել է մշակված մեթոդիկայի հավաստիության ստուգում՝ «Ղրագղան-5» էներգաբլոկում տեղակայված գազատուրբինային տեղակայանքի իրական ցուցանիշների հետ համեմատությամբ: Հաշվարկվել են ՊՏՏ հզորության և ՕԳԳ-ի մշակված մեթոդիկայով հաշվարկման սխալների տոկոսները, որոնք ունեցել են համապատասխանաբար 0,46% և 0,87% արժեքները:

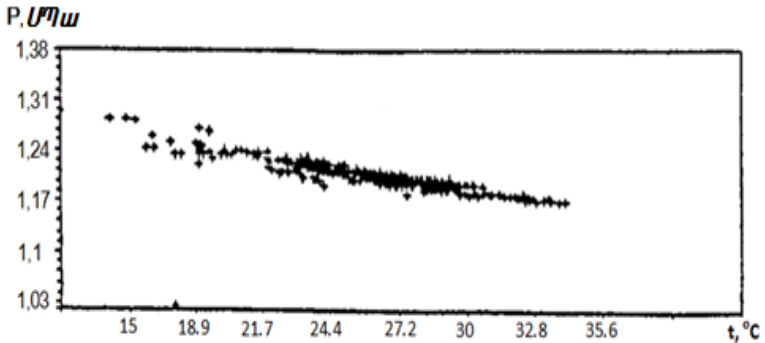
**Չորրորդ գլխում** ուսումնասիրվել է ՊՏՏ կոմպրեսոր ներծծվող օդի ջերմաստիճանի ազդեցությունը դրանում ճնշման բարձրացման աստիճանի և օգտահանիչ կաթսայով աշխատող շոգետուրբինային տեղակայանքի վրա:

Գազատուրբինային տեղակայանքի իդեալական ցիկլը կազմված է կոմպրեսորում սեղմման իզոէնտրոպ պրոցեսից(1-2s), այրման խցում ջերմության հաղորդման իզոբար պրոցեսից(2s-3s), տուրբինում իզոէնտրոպ ընդարձակումից(3s-4s) և 4s-1 պայմանական պրոցեսը փակում է ցիկլը (նկ.15): Իրական ՊՏՏ-ում, պայմանավորված շփման և այլ անհակադարձելի կորուստներով, պրոցեսն ընթանում է էնտրոպիայի աճով և ունի 1-2-3-4 տեսքը (նկ.14):



Նկ.14 Պարզ ԳՏՏ-ի աշխատանքային ցիկլը T-s դիագրամի վրա

Երբ բարձրանում է կոմպրեսոր ներծծվող օդի ջերմաստիճանը, 1 կետը նույն իզոբարով տեղաշարժվում է դեպի աջ (1-1'): Կոմպրեսորի ներքին հարաբերական ՕԳԳ-ի փոփոխությունը, կախված ներծծվող օդի ջերմաստիճանից, աննշան է և կարող է անտեսվել: Կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման աստիճանի կախվածությունը ներծծվող օդի ջերմաստիճանից գնահատելու համար դիտարկվել է Նկ.15-ում պատկերված միջին հզորության «GE Frame 7F» ԳՏՏ-ի կոմպրեսոր մատուցվող օդի ջերմաստիճանից կախված դրա ելքում ճնշման արժեքների դիագրամը:



Նկ.15 GT Frame 7F գազատուրբինի կոմպրեսորի ելքում ճնշման կախվածությունը դրսի օդի ջերմաստիճանից

Քանի որ ԳՏՏ-ները, որպես կոմոն, նախագծվում են ներծծվող օդի 15 °C ջերմաստիճանի համար, այդ ջերմաստիճանի դեպքում կոմպրեսորի ելքում օդի ճնշումը ունի իր անվանական արժեքը: Վերցնելով ճնշման արժեքները և արտահայտելով դրանք տոկոսներով՝ 15 °C ջերմաստիճանի դեպքում անվանական ճնշման նկատմամբ կունենանք աղ.1-ում բերված տվյալները:



GT Frame 7F գազատուրբինի կոմպրեսորի ելքում ճնշման կախվածությունը  
կոմպրեսոր ներծծվող օդի ջերմաստիճանից

կոմպրեսոր ներծծվող օդի ջերմաստիճան, $t^{\circ}C$	ճնշում կոմպրեսորի ելքում, P %
15	100
18,9	99,2
21,7	96,5
24,4	95,5
27,2	93,9
30	92,8
32,8	91,7
35,6	90,1

Աղ.1-ում ներկայացված տվյալների մոտարկման միջոցով ստանում ենք փորձնական բանաձև, որը բնութագրում է միջին հզորության գազատուրբինի կոմպրեսորի ելքային ճնշման փոփոխությունը ներծծվող օդի ջերմաստիճանի փոփոխման 15... 35,5  $^{\circ}C$  տիրույթում՝ արտահայտված %-ով անվանական ճնշման նկատմամբ:

$$P\% = 0,363t - 6056,541/t^2 + 440,075/\ln(t) - 40,948,$$

որտեղ t-ն կոմպրեսոր ներծծվող օդի ջերմաստիճանն է  $^{\circ}C$ , P%-ը կոմպրեսորի ելքում ճնշումն է արտահայտված տոկոսներով ելակետային ճնշման նկատմամբ:

Տուրբինի ներքին հարաբերական ՕԳԳ-ն պայմանավորված է գազային տուրբինի մուտքում ծխագազերի ջերմաստիճանով, որը ժամանակակից գազատուրբինային տեղակայանքներում բեռնվածքի՝ անվանականին մոտ տիրույթում մնում է հաստատուն, այսինքն՝ անկախ է կոմպրեսոր ներծծվող օդի ջերմաստիճանի արժեքից:

Փաստորեն, եթե կոմպրեսոր ներծծվող օդի 15  $^{\circ}C$  ջերմաստիճանի պայմաններում ԳՏՏ-ի աշխատանքային ցիկլը ունի 1-2-3-4 տեսքը, ապա ներծծվող օդի 15  $^{\circ}C$ -ից բարձր արժեքների դեպքում այն կունենա 1'-2'-3'-4' տեսքը:



զանգվածային ծախսը (Gկմ) և, հաշվի առնելով օդի խտությունը այդ պայմաններում, որոշվում է ՊՏՏ կոմպրեսորի ծավալային ծախսը (Gկվ), որը հաստատուն է տրված ՊՏՏ-ի համար՝

$$G_{կմ} = N_{էլ} / N_{i-օդ}, 4q/ւ,$$

որտեղ  $N_{էլ}$ -ը ելակետային պայմաններում ՊՏՏ-ի հզորությունն է:

$$G_{կվ} = G_{կմ} / \rho, \nu^3/ւ,$$

$$G_m = G_{կվ} * \rho + G_{կվ} * \rho / (g_{օդ\_ավ} + L_օ) 4q/ւ:$$

ՈՒՆԵՆԱԿԸ Պ մեծությունը ելակետային պայմաններում և այդ դեպքում՝ ՇՊՏ-ի շոգետուրբինի հզորությունը, և հաշվարկելով դրսի օդի ցանկացած ջերմաստիճանի դեպքում Պ մեծության արժեքը, և այն համեմատելով ելակետային պայմանների իր արժեքի հետ, կարելի է գնահատել շոգետուրբինի զարգացվելիք հզորությունը տվյալ ջերմաստիճանի դեպքում:

Առաջարկվող եղանակի միջոցով գնահատվել է ԵրՋԷԿ-ի նոր էներգաբլոկի թերարտադրանքը տարվա ընթացքում ջերմաստիճանի նախագծայինից բարձր տիրություն: Ինչպես նաև ծավալարկվել է այդ թերարտադրանքից խուսափման առաջարկվող լավարկային մեթոդի տեխնիկատնտեսական արդյունավետությունը:

Դիտարկվող զագատուրբինային տեղակայանքի կոմպրեսորում օդի ծավալային ծախսը 15 °C ջերմաստիճանի և 60% հարաբերական խոնավության պարագայում հավասար է 523,08 4q/ւ : Քանի որ այդ պայմաններում օդի խտությունը կազմում է 1,22 4q/մ³, ապա կոմպրեսորի ծավալային ծախսը կազմում է 428,65 մ³/ւ: Այս ծավալային ծախսը մնում է հաստատուն:

Յետևաբար ՊՏՏ հզորությունը նշված նախագծային պայմաններում հավասար կլինի 155,2 ՄՎտ: Այս նույն պայմաններում ԵրՋԷԿ-ի համակցված ցիկլով աշխատող էլեկտրակայանում շոգետուրբինի հզորությունը հավասար է 63,4 ՄՎտ: Պ մեծությունը այդ պայմաններում հավասար է 410878,5 4q/ւ:

Գնահատենք էլ. էներգիայի թերարտադրությունը տարվա կտրվածքով օդի ջերմաստիճանի 12 °C-ից բարձր լինելու հետևանքով: Վերցնենք միջին հարաբերական խոնավությունը Երևան քաղաքի համար այն ամիսներին, որոնց ընթացքում միջին ջերմաստիճանը բարձր է 15 °C-ից, քանի որ դրանից ցածր ջերմաստիճանների դեպքում հովացման հետևանքով ՊՏՏ կոմպրեսորի մուտքում ստացվում են վտանգավոր ջերմաստիճաններ, կապված սառցակալման հնարավորության հետ: Դրանք մարտից նոյեմբեր ամիսներն են (տես աղ.2 և 3): Սակայն մարտ և նոյեմբեր ամիսներին 15 °C-ից բարձր ջերմաստիճանների միջին տևողականությունը հավասար է ընդամենը 6,72 ժամ, ուստի այդ ամիսները դուրս են գալիս դիտարկվող գոտուց: Միջին հարաբերական խոնավությունը մնացած դիտարկվող ամիսների ընթացքում լինում է 49,857 % :

Աղյուսակ 2.

Միջին ամսական ջերմաստիճանների տևողականություններն ըստ ամիսների Երևան քաղաքի համար

Իերմաստիճան		Ամիսներ								
-ից	մինչև	3	4	5	6	7	8	9	10	11
15,1	20	0,2	6,7	16,8	7,9	0,6	0,8	12	8,5	0,08
20,1	25	0	0,3	7	17,4	12,9	13,9	14,1	0,5	0
25,1	30	0	0	0	4,1	16,4	15,9	1,5	0	0

30,1	35	0	0	0	0	1	0.4	0	0	0
------	----	---	---	---	---	---	-----	---	---	---

Աղյուսակ 3.

Միջին ամսեկան ջերմաստիճանների տևողականություններն ըստ ժամերի երևան քաղաքի համար

միջին ջերմաստիճան	ժամեր									
	3-րդ ամիս	4-րդ ամիս	5-րդ ամիս	6-րդ ամիս	7-րդ ամիս	8-րդ ամիս	9-րդ ամիս	10-րդ ամիս	11-րդ ամիս	Գումար
17,5	-	160,8	403,2	189,6	14,4	19,2	288	204	-	1279,2
22,5	0	7,2	168	417,6	309,6	333,6	338,4	12	0	1586,4
27,5	0	0	0	98,4	393,6	381,6	36	0	0	909,6
32,5	0	0	0	0	24	9,6	0	0	0	33,6

Կորուստները գնահատվում են ըստ ջերմաստիճանային տիրույթների՝ 5 °C քայլով: Այսինքն, նախ հաշվարկվում է կորուստը պայմանավորված 17,5°C միջին ջերմաստիճանի տևողականության դեպքում, հետո՝ 22,5 °C միջին տևողականության հետ կապված և այլն: Բոլոր կորուստների գումարը կլինի միջին տարեկան կորուստը կապված ջերմաստիճանի բարձր լինելու հետ: 17,5 °C միջին ջերմաստիճան նկատվում է տարեկան 1279,2 ժամ: Այդ ջերմաստիճանի դեպքում ԳՏՏ կոմպրեսորում ճնշման բարձրացման աստիճանը հավասար է 15 °C-ում իր ունեցած արժեքի 99,4 %-ին՝ 15,3: Կառուցենք աղյուսակ, որում արտահայտված կլինեն աղ.3-ում նշված ջերմաստիճանների և տևողականությունների դեպքում դիտարկվող էներգաբերկի գազատուրբինային և շոգեուժային տեղակայանքների հզորությունները գնահատված վերը նկարագրված մեթոդով, արտադրանքը և վառելիքի ծախսը (աղ.4):

Ինչպես ցույց են տալիս աղ.4-ում բերված հաշվարկների արդյունքները ԵրՋԷԿ-ի նոր էներգաբերկը դիտարկվող ջերմաստիճանային տևողականությամբ տիրություն արտադրում է 783,7 մլն. կՎտ.ժ էլ. էներգիա: Սակայն եթե դրա հզորությունը լիներ հավասար իր նախագծայինին, այդ նույն տիրություն այն կարտադրեր 832,6 մլն. կՎտ. ժ էլ. էներգիա: Այսինքն դիտարկվող 3808,8 ժամերի ընթացքում կայանի թերարտադրությունը կազմում է 48,8 մլն. կՎտ.ժամ:

Հզորության տեսանկյունից աղ.4-ում բերված տվյալները վկայում են, որ 17,5 °C միջին ջերմաստիճանի նկատվող 1279,2 ժամերի ընթացքում ԳՏՏ հզորությունը կազմում է նախագծայինի 95,9 %-ը, իսկ շոգեուրբինինը՝ 98,2 %: Իսկ 32,5 °C միջին ջերմաստիճանի դիտարկվող 33,6 ժամերի ընթացքում ԳՏՏ հզորությունը ընկնում է մինչև նախագծայինի 86,2 %-ին հավասար:

Աղյուսակ 4

ԵրՋԷԿ-ի գազատուրբինային և շոգեուժային տեղակայանքների հզորությունները և գումարային արտադրանքը դիտարկվող տևողականությամբ ջերմաստիճանների դեպքում

t, °C	17,5	22,5	27,5	32,5
$\pi$	15,3	14,9	14,4	14,1
Ni <sub>որ</sub> , ՄՎտ/(կգ/վ)	0,319	0,313	0,308	0,303
Ni <sub>գՏ</sub> , ՄՎտ/(կգ/վ)	38,35	38,28	38,17	38,12

Ni <sub>լ</sub> , ՄՎտ/(կգ/լ)	21,06	21,21	21,33	21,50
Ni <sub>ս</sub> , ՄՎտ/(կգ/լ)	0,129	0,124	0,119	0,116
η, %	36,14	35,67	35,19	34,75
Ni, ՄՎտ/(կգ/լ)	17,16	16,94	16,71	16,49
Q, կՋ/լ	403523,6	399460,2	395781,5	391986,7
N <sub>գՏ</sub> , ՄՎտ	148,8	143,6	138,6	133,9
N <sub>ՇՏ</sub> , ՄՎտ	62,3	61,6	61,07	60,5
T, ժ	1279,2	1586,4	909,6	33,6
W <sub>Σ</sub> , կՎտ ժ	270x10 <sup>6</sup>	325,6 x10 <sup>6</sup>	181,6 x10 <sup>6</sup>	6,5 x10 <sup>6</sup>
G <sub>վ.Տ</sub> , տ	39,9 x10 <sup>3</sup>	48,4 x10 <sup>3</sup>	27,2 x10 <sup>3</sup>	0,98 x10 <sup>3</sup>

Ենթադրենք էներգաբալկի ԳՏՏ-ի վրա տեղակայվել է կոմպրեսոր մատուցվող օդի ջրային մշուշապատման հովացման համակարգ: Այդ դեպքում ԳՏՏ մատուցվող օդը հովացվում է մինչև տվյալ մթնոլորտային ճնշմանը համապատասխան և դիտարկվող տևողականություններով միջին ջերմաստիճանների դեպքում հաստատվող խոնավ ջերմաչափի ջերմաստիճանին: Իսկ հարաբերական խոնավությունը հասնում է 100 %-ի: Այդ ջերմաստիճանները և դրանց դեպքում ԳՏՏ ջերմային հաշվարկի արդյունքները, ստեղծված հզորությունը և վառելիքի ծախսերը բերված են աղ.5-ում:

#### Աղյուսակ 5.

ԵրՋԷԿ-ի գազատուրբինային և շոգեուժային տեղակայանքների հզորությունները և գունարային արտադրանքը դիտարկվող տևողականությամբ ջերմաստիճանների պայմաններում հովացման համակարգի կիրառման դեպքում

t, °C	17,5	22,5	27,5	32,5
t <sub>ն</sub> , °C	11,54	15,65	19,77	23,92
π	15,4	15,4	15,1	14,7
Ni <sub>օդ</sub> , ՄՎտ/(կգ/լ)	0,327	0,323	0,319	0,315
Ni <sub>գՏ</sub> , ՄՎտ/(կգ/լ)	37,82	38,20	38,21	38,08

Աղյուսակ 5-ի  
շարունակություն

t, °C	17,5	22,5	27,5	32,5
Ni <sub>լ</sub> , ՄՎտ/(կգ/վ)	20,36	20,85	21,04	21,10
Ni <sub>վլ</sub> , ՄՎտ/(կգ/վ)	0,147	0,147	0,127	0,123
η, %	36,46	36,23	35,89	35,48
Ni, ՄՎտ/(կգ/վ)	17,31	17,20	17,04	16,85
Q, կՋ/վ	412340	406686	403063	400341
N <sub>գՏ</sub> , ՄՎտ	155,8	151,07	146,8	142,7
N <sub>ՇՏ</sub> , ՄՎտ	63,6	62,7	62,2	61,8
T, °C	1279,2	1586,4	909,6	33,6
W <sub>Σ</sub> , կՎտ ժ	280,7x10 <sup>6</sup>	339,2 x10 <sup>6</sup>	190,1 x10 <sup>6</sup>	6,9 x10 <sup>6</sup>
G <sub>վ,Տ</sub> , տ	41,6 x10 <sup>3</sup>	50,2 x10 <sup>3</sup>	28,2 x10 <sup>3</sup>	1,02 x10 <sup>3</sup>

Ինչպես տեսնում ենք աղ.5-ում բերված տվյալներից, զՏՏ կոմպոնետը մատուցվող օդի հովացման ջրային մշուշապատման համակարգի կիրառության արդյունքում, դիտարկվող ժամանակահատվածում հնարավոր է արտադրել 816,9 մլն. կՎտ.ժ էլ. էներգիա: Այսինքն բլոկը հովացման համակարգի կիրառման արդյունքում արտադրում է իր նախագծային արտադրանքի 98,1 %-ը, մինչդեռ առանց հովացման համակարգի այն արտադրում է 94,1 %-ը: Վերականգնված արտադրանքը կազմում է 33,23 մլն. կՎտ.ժամ, կամ թերարտադրված էլ. էներգիայի 68 %-ը և այդ փոխհատուցված արտադրանքի համար վառելիքի ծախսը կազմում է 131,2 գր.գազ/կՎտ.ժ:

Ջրային մշուշապատման համակարգի աշխատանքի ժամանակ ծախսվում է էլ. էներգիա և քիմիապես մաքրված ջուր, որը պատրաստվում է կայանի քիմիական արտադրամասում, ինչպես նաև, հավելյալ վառելիք: Համակարգի կիրառման օգուտը հանդիսանում է դրա բերած հզորության ավելացման հաշվին արտադրված էլ. էներգիան:

Կառուցվել է աղյուսակ, որում բերված են դիտարկվող միջին ջերմաստիճանների դեպքում ջրային մշուշապատման համակարգի աշխատանքի բնութագրիչ տեխնիկատնտեսական ցուցանիշների արժեքները (տես աղ.6):

Աղյուսակ 6.

Ջրային մշուշապատմամբ հովացման համակարգի տնտեսական ցուցանիշներ

Առանց հովացման		հովացմամբ		T, ժամ	G <sub>ջուր</sub> , կգ/վ	N <sub>պոմպ</sub> , կՎտ	ΔN, կՎտ	Յ, մլն. դր	Π, մլն. դր
t, °C	φ, %	t, °C	φ, %						
17,5	49,9	11,5	100	1279,2	1,27	41,9	8374,5	3,6	161,8
22,5	49,9	15,6	100	1586,4	4,66	153,6	8610	15,6	206,4
27,5	49,9	19,7	100	909,6	1,67	55,9	9362	3,4	128,6
32,5	49,9	23,9	100	33,6	1,94	63,9	10150	0,14	5,1

Ինչպես երևում է աղ.6-ից, ամբողջ տարվա ընթացքում հովացման համակարգի 3808,8 ժամ աշխատանքի ընթացքում ծախսվում է 22,8 մլն. *դր* հավելյալ վառելիքի, աղազրկված ջրի և պոմպի ծախսած էլ. էներգիայի համար, իսկ ավելացած հզորության հաշվին արտադրվում է 502,1 մլն. *դր* արժողությամբ էլ.էներգիա: Ուստի տարեկան հավելյալ եկամուտի և ծախսերի տարբերությունը կազմում է 479,2 մլն. *դր*:

Կատարենք տարեկան շահագործման ծախսերի և հավելյալ եկամուտի տարբերության հաշվարկ երկու տարբերակով՝ առաջինում ընդունելով  $\sigma$ -ն հավասար 0,121-ի, որը համապատասխանում է 8,3 ետզմման տարիներին, որը ընդունված գործակից է էներգետիկական օբյեկտների համար: Երկրորդ դեպքում հաշվարկենք տարեկան եկամուտը, և գտնենք  $\sigma$ -ի նվազագույն արժեքը, այսինքն կապիտալ ներդրումների ետզմման նվազագույն ժամկետը:  $\sigma$ -ի 0,121 արժեքի համար՝

$$3=0,121*330240000+22826748=62785788 \text{ դր, իսկ } \Pi=502077738 \text{ դր}$$

Ուստի  $\Pi-3=439291950$  *դր*

Այսինքն տարեկան մաքուր հավելյալ եկամուտը կկազմի 439,3 մլն. *դր*:

Երկրորդ դեպքի համար հաշվարկենք 3-ն առանց կապիտալ ներդրումների ետզմման մասնաբաժնի, այն հավասար կլինի 22,8 մլն. *դր*, իսկ  $\Pi$ -ն կրկին հավասար կլինի՝ 502,1 մլն. *դր*: Եվ  $\Pi-3=479,2$  մլն. *դր*: Եթե  $K$ -ն բաժանենք ( $\Pi-3$ )-ի վրա կստանանք կապիտալ ներդրումների ետզմման նվազագույն ժամկետը՝ 0,689 *տարի*, կամ  $\sigma=1,45$ -ի:

## ԵԶՐԱԿԱՑՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐ

1. Առաջարկվում է ԵրՋԷԿ-ի համակցված էներգաբլոկի ԳՏՏ կոմպրեսոր ներծծվող օդի հովացում՝ բարձր ճնշումային մշուշապատման համակարգի միջոցով, մթնոլորտային օդի բարձր ջերմաստիճանների դեպքում հզորության թերարտադրման փոխհատուցման նպատակով:
2. Մշակվել է ԳՏՏ ջերմային հաշվարկի մեթոդ, որը հնարավորություն է տալիս հաշվարկել ցանկացած ԳՏՏ-ի էներգետիկական և արդյունավետության ցուցանիշները կախված կոմպրեսոր ներծծվող օդի պարամետրերից:
3. Առաջարկված ԳՏՏ էներգետիկական և արդյունավետության ցուցանիշների հաշվարկի մեթոդի սխալանքը կազմում է 0,87% ԳՏՏ ՕԳԳ-ի համար և 0,46%՝ հզորության համար:
4. Առաջարկվել է ԳՏՏ կոմպրեսոր ներծծվող օդի ջերմաստիճանի փոփոխության ազդեցությունը ԳՏՏ կոմպրեսորի ճնշման բարձրացման աստիճանի վրա գնահատող փորձնական բանաձև:
5. Առաջարկվել է ԳՏՏ կոմպրեսոր ներծծվող օդի ջերմաստիճանի փոփոխության ազդեցությունն օգտահանիչ կաթսայով շոգետուրբինի զարգացրած հզորության գնահատման մեթոդիկա:
6. Առաջարկվող հովացման համակարգի կիրառման դեպքում ԵրՋԷԿ-ի համակցված էներգաբլոկում հնարավոր է փոխհատուցել տարվա 3808 ժամերի ընթացքում դիտարկվող բարձր ջերմաստիճանով

պայմանավորված թերարտադրված 48,8 մլն. կվտ.ժամ էլ. էներգիայի 68%-ը:

7. Ապացուցվել է զՏՏ կոմպրեսոր մատուցվող օդի հովացման համակարգի տեղադրման տեխնիկատնտեսական շահավետությունը Երևան քաղաքի համար, ԵրՋԷԿ-ի օրինակի վրա: Հաշվարկված կապիտալ ներդրումների ետզման ժամկետը կազմել է 0,69 տարի:

***Ատենախոսության հիմնական դրույթներն ու արդյունքները արտացոլված են հետևյալ հրատարակումներում***

1. **Ռաֆյան Ռ.Ա.** Գազատուրբինային տեղակայանք տրվող օդի հովացման համակարգեր // ՀՃԱ Լրաբեր.-2010.-Հատոր 7, №1.-էջ 72-73:
2. **Ռաֆյան Ռ.Ա.** Մաթկադ ֆունկցիաների կիրառությունը զՏՏ-ի վառելիքային կոմպրեսորի ջերմային հաշվարկում մեթանի ջերմաքիմիական պարամետրերի որոշման համար // ՀՃԱ Լրաբեր.-2015.- Հատոր 12, №2.-էջ 277-280:
3. **Ռաֆյան Ռ.Ա** Շրջակա միջավայրի պայմանների ազդեցությունը գազատուրբինային տեղակայանքի արդյունավետության ցուցանիշների վրա // ՀՊԵՀ (Պոլիտեխնիկ) Լրաբեր.-2011.- Հատոր 3, №1.-էջ 385-388:
4. **Մարուխյան Ռ.Ջ., Ռաֆյան Ռ.Ա.** Գազատուրբինային տեղակայանքի կոմպրեսոր ներծծվող օդի ջերմաստիճանի բարձրացման ազդեցությունը շոգեգազային տեղակայանքի աշխատանքի վրա // Հայաստանի Գիտությունների Ազգային Ակադեմիայի և ՀՊԵՀ Տեղեկագիր.- 2011.-Հատոր 64, №3.-էջ 243-249:
5. **Մարուխյան Ռ.Ջ., Ռաֆյան Ռ.Ա.** Բնակլիմայական պայմանների ազդեցությունը Երևանի ՋԷԿ-ի համակցված էներգաբլոկի աշխատանքի վրա // Հայաստանի Գիտությունների Ազգային Ակադեմիայի և ՀՊԵՀ Տեղեկագիր.- 2013.- Հատոր 66, №2.-էջ 120-126:
6. **Ռաֆյան Ռ.Ա., Մարուխյան Ռ.Ջ., Խաչատրյան Ռ.Գ.** զՏՏ կոմպրեսոր ներծծվող օդի ջրային մշուշապատմամբ հովացման համակարգի կիրառման տեխնիկատնտեսական հաշվարկ (ԵրՋԷԿ-ի օրինակով) //Հայաստանի Գիտությունների Ազգային Ակադեմիայի և ՀԱՊՀ Տեղեկագիր.-2015.- Հատոր 68, №2.-էջ 163-168:



ИССЛЕДОВАНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ РАБОЧИХ РЕЖИМОВ ПАРОГАЗОВОЙ  
УСТАНОВКИ (НА ПРИМЕРЕ ЕРТЭЦ)  
РЕЗЮМЕ

В производстве электрической энергии газотурбинные установки (ГТУ) и работающие на их основе комбинированные парогазовые энергоблоки являются основным направлением развития, что обусловлено высокой эффективностью и маневренностью таких энергоблоков, а также более низким влиянием на окружающую среду по сравнению с традиционными энергоблоками.

Тем не менее следует отметить, что производительность и эффективность работы ГТУ в значительной степени зависят от параметров окружающего воздуха, в частности от температуры. Учитывая тот факт, что пик потребления электрической энергии в летнее время, обусловленный практически массовым использованием систем кондиционирования воздуха, совпадает с падением производительности ГТУ, перед производителями и операторами возникла необходимость поиска новых методов компенсации снижения мощности. Электрическая система Армении не является исключением, и перед ней также стоят вопросы решения указанной проблемы.

Очевидно, что любая технология, способная предотвратить или восстановить снижение мощности и эффективности из-за неблагоприятных атмосферных условий, становится ценным ресурсом. В связи с этим в последнее время широкое распространение получили разные системы охлаждения воздуха, поступаемого в компрессор ГТУ, что позволяет приблизить энергетические показатели ГТУ к проектным значениям. Точная оценка воздействия параметров всасываемого в компрессор ГТУ воздуха на энергетические показатели парогазовых установок (ПГУ) является основанием для выбора метода восстановления данного воздействия и представляет собой чрезвычайно актуальную и насущную задачу современной энергетики.

Целью диссертационной работы является исследование влияния параметров окружающего воздуха на энергетические характеристики газотурбинных и парогазовых установок и разработка метода оптимизации рабочих режимов последних.

Исследованы разные системы охлаждения поступающего в компрессор ГТУ воздуха и выбран оптимальный метод.

Разработана методика расчета энергетических параметров ГТУ, позволяющая произвести расчет влияния температуры поступающего в компрессор ГТУ воздуха. Полученные на основе разработанного метода результаты сравнены с показаниями ГТУ, установленной на энергоблоке Раздан-5.

Исследовано влияние поступающего в компрессор ГТУ воздуха на степень повышения давления в компрессоре и дана формула оценки данного влияния.

Разработана методика оценки влияния поступающего в компрессор ГТУ воздуха на мощность паровой турбины, работающей в комбинированном цикле с котлом-утилизатором.

Дана технико-экономическая оценка установки выбранной оптимальной системы охлаждения поступающего в компрессор ГТУ воздуха на основании расчетов для ПГУ ЕрТЭЦ.

Разработанная методика и выполненное на ее основе программное обеспечение могут быть использованы с целью оценки и исследования методов оптимизации энергетических показателей ГТУ и ПГУ на действующих электростанциях, а также во время наладочных, проектных и испытательных работ.

В работе были получены следующие основные выводы:

1. Предлагается охлаждение воздуха, подаваемого в компрессор ГТУ комбинированного энергоблока ЕрТЭЦ с помощью системы распыления воды высокого давления, с целью восстановления недопроизведенной мощности при высоких температурах атмосферного воздуха.
2. Разработана методика теплового расчета ГТУ, которая дает возможность оценки энергетических показателей любой ГТУ в зависимости от параметров всасываемого в компрессор воздуха.
3. Проценты ошибочности разработанной методики оценки энергетических показателей ГТУ составили 0,87% - для КПД и 0,46% - для мощности.
4. Предложена эмпирическая формула оценки воздействия температуры всасываемого в компрессор воздуха на степень повышения давления компрессора.
5. Предложена методика оценки воздействия температуры всасываемого в компрессор воздуха на мощность паровой турбины, работающей в комбинированном цикле с котлом-утилизатором.
6. При использовании предлагаемой системы охлаждения на комбинированном энергоблоке ЕрТЭЦ из 48,8 млн.кВтч недопроизведенной электрической энергии возможно возмещение 68% при 3808 часах работы в условиях повышенной температуры.
7. Дано технико-экономическое обоснование установки системы охлаждения подаваемого в компрессор ГТУ воздуха для условий г. Еревана на примере ЕрТЭЦ. Расчетная окупаемость капиталовложений составила 0,69 года.

ROBERT ARTHUR RAFYAN

INVESTIGATING AND OPTIMIZING THE OPERATION MODES OF A  
GAS-STEAM UNIT (ON THE EXAMPLE OF YTPP)  
SUMMARY

Gas turbine plants (GT) and, operating on their basis, combined power units are the main development trend in the production of electric power. This is conditioned by high efficiency and maneuverability of such power units, as well as by a lower environmental impact compared with conventional power units.

Nevertheless, it is worth noting that the performance and efficiency of gas turbines are considerably dependent on the parameters of the ambient air, in particular, on the temperature. Given the fact that the peak of power consumption in summer, due to the virtually massive use of air-conditioning systems, coincides with the drop in the gas turbine performance, manufacturers and operators are forced to look for new ways of compensation of the reduced power. The electric power system of Armenia is not an exception, and also faces the problem described above.

It is obvious that any technology which can prevent or restore the power reduction and efficiency due to adverse weather conditions, becomes a valuable resource. In this regard recently different cooling systems of the air entering the gas turbine compressor are widely used, allowing convergence of gas turbine energy performance to the design values. The accurate assessment of the impact of the parameters of the gas turbine compressor intake air on the steam-gas power plant performance is the basis for the choice of the method of recovery of the given impact, and is an extremely important task in modern energetics.

The goal of the dissertation is to study the influence of the ambient air parameters on the energy characteristics of gas turbine and steam-gas power plants and the development of the optimization method of their operation modes.

Various systems of gas turbine compressor intake air cooling are investigated and an optimal method is chosen.

A method for calculating the GT energy parameters enabling to calculate the impact of the gas turbine compressor intake air temperature is developed. The developed method is tested in comparison with the readings of the power unit at Hrazdan-5 CCGT.

The impact of the gas turbine compressor intake air temperature on its pressure ratio is investigated, and a formula for assessing that impact is given.

A method is developed for assessing the impact of the gas turbine compressor intake air on the steam turbine power in a combined cycle with a heat recovery boiler.

A feasibility assessment of the selected optimal cooling system is given on the basis of calculations for the Yerevan CCPP.

The developed method and the software based on it can be used to estimate and investigate the GT and combined cycle power unit optimization methods in functioning power plants, as well as at commissioning, designing and testing works.

The main conclusions are as follows:

1. Cooling of the air supplied to the compressor of GT of Yerevan CCPP with high-pressure water fogging system is proposed in order to restore the underproduction of power due to high air temperatures.

2. A method of GT thermal cycle calculation is developed which enables to evaluate the energy performance of any gas turbine, depending on the parameters of the intake air of the compressor.

3. The error of the developed method for evaluating the energy performance of the GT is 0,87% for efficiency and 0,46% for power calculations.

4. An empirical formula for evaluating the impact of the temperature of the intake air on the compressor pressure ratio is proposed.

5. A method for evaluating the impact of the temperature of the intake air of GT compressor on the steam turbine power operating in a combined cycle with the recovery boiler is proposed.

6. When using the proposed cooling system in the Yerevan CCPP, it is possible to compensate 68% of the underproduced 48.8 million kWh electric power during 3808 hours of operation at increased temperatures.

7. The feasibility study justified the installation of the cooling system of the GT compressor intake air for Yerevan on the example of the Yerevan CCPP. The estimated return on the investment is 0,69 years.

