

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

СӘТБАЕВ УНИВЕРСИТЕТІ

Ә. Бүркітбаев атындағы Өнеркәсіптік автоматтандыру және цифрлау институты

Энергетика кафедрасы

Әміркүл Данияр Серіжанұлы

Өндірістік жылуландырулық ЖЭО-БГҚ жобасы

ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

5B071700 – Жылуэнергетикасы

Алматы 2020

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

СӘТБАЕВ УНИВЕРСИТЕТІ

Ә. Бүркітбаев атындағы Өнеркәсіптік автоматтандыру және цифрлау институты

Энергетика кафедрасы

ҚОРҒАУҒА ЖІБЕРІЛДІ

Кафедра меңгерушісі

PhD, ассистент профессор

 Е.А. Сарсенбаев

«29» мамыр 2020 ж.

ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

Тақырыбы: «Өндірістік жылуландырулық ЖЭО-БГҚ жобасы»

5B071700 – Жылуэнергетикасы

Орындаған:



Әміркүл Д.С.

Ғылыми жетекші

PhD, ассоциирленген профессор

 Д.Р. Умышев

(қолтаңбасы)

«25» мамыр 2020 ж.

Алматы 2020

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

СӘТБАЕВ УНИВЕРСИТЕТІ

Ә. Бүркітбаев атындағы Өнеркәсіптік автоматтандыру және цифрлау институты

Энергетика кафедрасы

5B071700 – Жылуэнергетикасы мамандығы

БЕКІТЕМІН

Кафедра меңгерушісі

PhD, ассистент профессор

 Е.А. Сарсенбаев

«27» қаңтар 2020 ж.

Дипломдық жұмыс орындауға

ТАПСЫРМА

Білім алушы Әмірқұл Д.С.

Тақырыбы «Өндірістік жылуландырулық ЖЭО-БГҚ жобасы»

Университет ректорының 2020 ж. «27» қаңтарындағы №762-бұйрығымен бекітілген

Аяқталған жұмысты тапсыру мерзімі «4» маусым 2020 ж.

Дипломдық жұмыста қарастырылатын мәселелер тізімі: а) Негізгі бөлім; ә) Есептік бөлім; б) Экономикалық бөлім в) Қоршаған ортаны қорғау

Сызбалық материалдар тізімі: Сызбалық материалдарды слайдпен дайындау






Ұсынылатын негізгі әдебиет; 10 атау


Дипломдық жұмысты дайындау


КЕСТЕСІ

Бөлімдер атауы, қарастырылатын мәселелер тізімі	Ғылыми жетекші мен кеңесшілерге көрсету мерзімдері	Ескерту
Негізгі бөлім	11.03.2020	жоқ
Есептік бөлім	24.03.2020	жоқ
Экономикалық бөлім	07.04.2020	жоқ
Қоршаған ортаны қорғау	25.04.2020	жоқ

Аяқталған жұмысқа қойылған кеңесшілер мен норма бақылаушының қолтаңбалары

Бөлімдер атауы	Ғылыми жетекші, кеңесшілер	Қол қойылған күні	Қолы
Негізгі бөлім	Умышев Д.Р., PhD, қауымдастырылған профессор	20.05.2020	
Есептік бөлім	Умышев Д.Р., PhD, қауымдастырылған профессор	22.05.2020	
Экономикалық бөлім	Умышев Д.Р. PhD, ассоциирленген профессор	25.05.2020	
Қоршаған ортаны қорғау	Умышев Д.Р. PhD, ассоциирленген профессор	25.05.2020	
Норма бақылау	Бердибеков А.О., сениор-лектор	27.05.2020	

Ғылыми жетекшісі  /Д.Р. Умышев/
(қолы)

Тапсырманы орындауға алған студент  /Д.С.Әмірқұл/
(қолы)

Күні «28» қаңтар 2020 ж.

АНДАТПА

Бұл дипломдық жобада қуаты 450 МВт болатын БГҚ-ЖЭО жобасы ұсынылған. Дипломдық жоба бес бөлімнен тұрады. Бірінші бөлім электр және жылу энергиясының өзіндік құнын, жобаның өтелу мерзімін анықтау, есептелген экономикалық бөлімді қамтиды. Екінші бөлім жылу сұлбасының есебін, энергетикалық тиімділік көрсеткіштерін есептеуді қамтиды. Үшінші бөлім бас жоспарды әзірлеуге арналған. Төртінші бөлімде экологиялық мәселелер қарастырылған, ауа мен су бассейндерінің ластануын болдырмауға арналған техникалық шешімдер көрсетілген. Жобаның бесінші бөлімі жобаланған қондырғы өндірісінің қауіпсіздігіне арналған.

АННОТАЦИЯ

В данном дипломном проекте представлен проект ПГУ-ТЭЦ мощностью 450 МВт. Дипломный проект состоит из пяти разделов. Первый раздел включает в себя экономическую часть, где рассчитана себестоимость электрической и тепловой энергии, определение срока окупаемости проекта. Вторая часть содержит расчет тепловой схемы, расчет показателей энергетической эффективности. Третий раздел посвящен разработке генерального плана. Четвертым разделом проработаны вопросы охраны окружающей среды, представлены технические решения по предотвращению загрязнения воздушного и водного бассейнов. В пятом разделе проекта рассмотрены вопросы безопасности производства проектируемого объекта.

ANNOTATION

This diploma project presents the project of a CCGT-CHP with a capacity of 450 MW. The diploma project consists of five sections. The first section includes the economic part, where the cost of electricity and heat is calculated, and the definition of the payback period of the project. The second part contains the calculation of the heat scheme, calculation of energy efficiency indicators. The third section is devoted to the development of the general plan. The fourth section deals with issues of environmental protection, presents technical solutions to prevent pollution of air and water basins. In the fifth section of the project, the issues of production safety of the projected object are considered.

МАЗМҰНЫ

	КІРІСПЕ	7
1	Экономикалық бөлім	8
1.1	Дипломдық жобаның өзектілігі	8
1.2	Күрделі салымдарды есептеу	8
1.3	Пайдалануға байланысты жыл сайынғы шығындарды анықтау	8
1.4	Жылу және электр энергиясының өзіндік құнын есептеу	12
1.5	Күрделі салымдардың экономикалық тиімділігін бағалау	14
2	Есептік бөлім	17
2.1	Принциптік жылу схемасы	17
2.2	ГТҚ жылулық есебі	18
2.2.1	Компрессордағы ауаны сығу процесінің параметрлерін анықтау	19
2.2.2	Жану камерасынан кейін газ параметрлерін анықтау	22
2.2.3	Турбинадағы газды кеңейту процесінің параметрлерін анықтау	27
2.3	Бу турбинасының есебі	33
2.3.1	Желілік суды жылыту қондырғысын есептеу	37
2.4	Утилизациялық қазандықтың есептемесі	39
3	Жалпы бөлім	44
3.1	Бас жоспар	44
4	Қоршаған ортаны қорғау	46
4.1	Жалпы ережелер	46
4.2	Өндіріс пен электр қондырғыларының қоршаған ортаға әсері	47
4.3	Шығарылатын газдың улылығы мен газ турбинасының шуын азайту	47
5	Жобаланатын объектінің өнеркәсіптік қауіпсіздігі	49
5.1	Өндірістік қауіпсіздік және зиянды еңбек жағдайлары тұрғысынан жобаланатын объектінің жалпы сипаттамасы	49
5.2	Технологиялық процестің ықтимал қауіптері мен зияндылығын талдау және жою	49
	Қорытынды	50
	Пайдаланылған әдебиеттер тізімі	51

КІРІСПЕ

Қазіргі уақытта энергетикалық және жылу қуаттарының жетіспеушілігі әлі күнге дейін еліміздің экономикасының дамуына айтарлықтай әсер етіп отыр. Электр энергиясының тапшылығын қуатты БТҚ-ЖЭО орнына алмастыратын жаңа тиімді БГҚ-ЖЭО салу арқылы жабу жоспарлануда.

Бу-газ электр станцияларының технологиялық схемасында (БГҚ) бу және газ турбиналарының комбинациясы қолданылады. Бұл схема электр энергиясын өндіруді барынша арттыру қажет болған жағдайларда пайдаланылады. Мұндай біріктіру газ турбиналарындағы жылу энергиясының шығынын немесе бу қазандықтарының кететін газдарының жылуын төмендетуге мүмкіндік береді. Осылайша электр ПӘК-нің 58% - ға дейін артуы қамтамасыз етіледі. Бу-газ қондырғылары бу-күш қондырғыларымен салыстырғанда өндірілетін электр энергиясының бірлігіне суды едәуір аз тұтынады, ал суды салқындату жүйесі ықшам. БГҚ жұмысына отын ретінде мазут немесе табиғи газ қолданылады. БГҚ технологиясын қолданудың жағымды жағы қоршаған ортаға зиянды әсерді азайту болып табылады. Бу-газ циклін пайдалану атмосфераға шығарындыларды 25% дейін төмендетуді қамтамасыз етеді. БГҚ қондырғысының қуаттылығы орта есеппен 250 - 450 МВт құрайды.

Бұл дипломдық жобада Тараз қаласында қуаты 450 МВт болатын БГҚ-ЖЭО жобасы ұсынылған. Дипломдық жоба аясында келесі міндет қойылды: тиімді, жалпы схемада белгіленген талаптарды қанағаттандыратын және зиянды шығарындылардың төмен деңгейімен жұмыс істейтін электр станциясын құру.

1. Экономикалық бөлім

1.1 Дипломдық жобаның өзектілігі

Бұл жоба Тараздағы қуаттылығы 450 МВт ЖЭО жобасын ұсынады.

450 МВт-қа арналған БГҚ келесі негізгі жабдықтардан тұрады:

- екі газ турбиналары SGT-2000E;
- Бу турбинысы КТ -150-8;
- екі утилизациялық қазандық П-90.

1.2 Күрделі салымдарды есептеу

Құрамдастырылған циклмен БГҚ-дағы меншікті капитал салымдары 535 АҚШ долларын/кВт құрайды. [2]

Капиталды салымның жалпы сомасы K , 1 АҚШ доллары үшін 437,65 теңге курста (22.04.2020 ж. жағдай бойынша) мына формула бойынша анықтаймыз,

$$K = W_э \cdot K_p \cdot 10^{-6}. \quad (1.1)$$

мұнда $W_э$ - орнатылатын турбинаның электр қуаты, КВ;

K_p -АҚШ долларының бағамы, теңге / доллар.

$$K = 450000 \cdot 535 \cdot 437,65 \cdot 10^{-6} = 105364,23.$$

1.3 Пайдалануға байланысты жыл сайынғы шығындарды анықтау

Жобаның техникалық-экономикалық есептеулеріндегі шығындар үлкейтілген есептеу элементтеріне топтастырылған, жылына миллион теңге:

$$U_э = Z_{\text{топ}} + U_{\text{зп}} + U_a + U_{\text{тр}} + U_{\text{пр}}. \quad (1.2)$$

мұнда $Z_{\text{топ}}$ -отынға арналған шығындар;

$U_{\text{зп}}$ -еңбекақы төлеу шығындары;

U_a - негізгіөндірістік құралдардың амортизациясы;

$U_{\text{тр}}$ -негізгі құралдарды жөндеуге арналған шығындар;

$U_{\text{пр}}$ -өзге де шығындар.

1.3.1 Отынға арналған шығындарды есептеу

Отынға арналған шығындарды мына формула бойынша анықтаймыз.

$$Z_{\text{топ}} = B \cdot \zeta_{\text{топ}} \cdot 10^{-3}. \quad (1.3)$$

мұнда $B_{\text{тэц}}$ - отын шығындарын құрауышысы, мың т.у.т.;

$\zeta_{\text{топ}}$ - отын шығыны, $\zeta_{\text{топ}} = 7475,87$ теңге./т.у.т.;

ЖЭО-да отын шығыны $B^{\text{ГВ}}$ ыстық суда жылу энергиясын өндіруге және $B^{\text{ЭЛ}}$ электр энергиясын өндіруге жұмсалады, мың. т.у.т.,

$$B_{\text{тэц}} = B^{\text{ГВ}} + B^{\text{ЭЛ}}. \quad (1.4)$$

мұнда $B^{\text{ГВ}}$ -ыстық суда жылу энергиясын өндіруге арналған отын шығыны,мың. т.у.т.;

$B^{\text{ЭЛ}}$ -электр энергиясын өндіруге арналған отын шығыны, мың. т.у.т.;

Электр энергиясын өндіруге арналған отынның толық шығыны,мың. т.у.т./жыл,

$$B^{\text{ЭЛ}} = b_3 \cdot W. \quad (1.5)$$

мұнда $b_3 = 0,144$ кг. у. т/(кВт · ч) = 0,144 т. у. т/(МВт · ч) - есептік бөліктің нәтижелері бойынша электр энергиясын өндіруге арналған шартты отынның үлестік шығысы;

W -ЖЭО-да электр энергиясының жылдық өндірілуі, мың. МВт сағ.

$$W = N_{\text{уст}} \cdot T_{\text{уст}}. \quad (1.6)$$

мұнда $N_{\text{уст}}$ -станцияның белгіленген қуаты, МВт;

$T_{\text{уст}}$ -белгіленген қуатты пайдалану сағаттарының саны,сағ.

$$W = 450 \cdot 7100 \cdot 10^{-3} = 3195,$$

$$B^{\text{ЭЛ}} = 0,144 \cdot 3195 = 460,08.$$

Жылу энергиясын өндіруге арналған отынның толық шығыны,мың. т.у.т./жыл,

$$B^{\text{ГВ}} = b_T \cdot Q_{\text{ГВ}}. \quad (1.7)$$

мұнда $b_T=20,069$ кг/ГДж = 84 кг/Гкал = 0,084 т/Гкал - есептік бөліктің нәтижелері бойынша жылу энергиясын өндіруге арналған шартты отынның үлестік шығысы ;

$Q_{ГВ}$ -ЖЭО-да ыстық су бойынша жылдық жылу өндірісі, мың. Гкал.,

$$Q_{ГВ} = N_{ГВ} \cdot T_{ГВ} \cdot 10^{-3}. \quad (1.8)$$

мұнда $N_{ГВ}$ – тұтынушылардың жылу жүктемесі, Гкал/сағ;

$T_{ГВ}$ –жылу жүктемесін пайдалану сағаттарының саны, сағ/жыл.

$$Q_{ГВ} = 100 \cdot 6000 \cdot 10^{-3} = 600 ,$$

$$B^{ГВ} = 0,084 \cdot 600 = 50,40 . \quad (1.9)$$

Жылу және электр энергиясын өндіруге табиғи отын шығынын табамыз, мың.т/жыл,

$$B_{ТЭЦ} = B_{ТН}^{эл} + B_{ТН}^{ГВ} = 460,08 + 50,40 = 510,48 . \quad (1.10)$$

Отын шығынының табамыз, млн.теңге. (1.3) бойынша,

$$Z_{топ} = 510,48 \cdot 7475,87 \cdot 10^{-3} = 3816,28 .$$

1.3.2 Еңбекақы төлеу шығындары

Станция бойынша жалақының жуықтап есептеу үшін мына формуланы қолдануға болады, млн.теңге./жыл:

$$U_{зп} = N_y \cdot n_y \cdot \Phi_{зп} \cdot 10^{-6} . \quad (1.11)$$

мұнда n_y –штаттық коэффициент;

$\Phi_{зп}$ –бір жыл ішіндегі бір қызметкердің орташа жалақысы;

$$U_{зп} = 450 \cdot 1.5 \cdot 1500000 \cdot 10^{-6} = 1012,5.$$

1.3.3 Амортизациялық аударымдар

Амортизациялық аударымдардың мөлшері, млн. теңге/жыл :

$$U_a = K \cdot H_a. \quad (1.12)$$

мұнда H_a – жалпы станция амортизациясының орташа нормасы;

$$U_a = 105364,23 \cdot \frac{7,3}{100} = 7691,58.$$

1.3.4 Жөндеуге қызмет көрсету бойынша шығындар

Жөндеу бойынша шығындар, млн.теңге./жыл:

$$U_{тр} = K \cdot H_{тр}. \quad (1.13)$$

мұнда $H_{тр}$ – ЖЭС-дағы күрделі салымдардан жөндеу қызметін көрсетуге арналған аударымдар нормасы.

$$U_{тр} = 105364,23 \cdot \frac{5,0}{100} = 5268,21.$$

1.3.5 Басқа шығындар

Басқа шығындарға:

- жалпы цехтық және жалпы станциялық шығындар;
- еңбекті қорғау және қауіпсіздік техникасы бойынша шығындар;
- салықтар мен алымдар.

Олардың шамасы бюджеттен тыс қорларға сақтандыру жарналарын ескере отырып, амортизацияға, жөндеуге және жалақыға арналған жиынтық шығындардың 20-30% алынады, млн.теңге./жыл:

$$U_{пр} = 0,2 \cdot (U_a + U_{тр} + U_{зп}) + СТР . \quad (1.14)$$

мұнда СТР- төленетін шығыстардың 30% ставкасы бойынша есептелетін бюджеттен тыс қорларға жарналар.

$$U_{пр} = 0,2 \cdot (7691,58 + 5268,21 + 1012,5) + 0,30 \cdot 1012,5 = 3098,20.$$

Пайдалану шығындары, млн.теңге/жыл:

$$U_3 = 3816,28 + 1012,5 + 7691,58 + 5268,21 + 3098,20 = 20886,77 .$$

1.4 Жылу және электр энергиясының өзіндік құнын есептеу

Станциядан энергияның жылдық өндірілуі, МВт сағ:

$$W_{Г.отп} = W_{отп} \cdot T_{уст} \cdot 10^{-3}. \quad (1.15)$$

мұнда $W_{отп}$ –бір блоктың қуаты, кВт сағ,
 $T_{уст}$ –белгіленген қуатты пайдалану сағаттарының саны, сағ.,

$$W_{отп} = W_{э} \cdot (1 - \alpha_{сн}).$$

$\alpha_{сн}$ –электр энергиясын өз қажеттіліктеріне пайдалану коэффициенті [3]

$$W_{отп} = 450000 \cdot (1 - 0,05) = 427500 ,$$

$$W_{Г.отп} = 427500 \cdot 7100 \cdot 10^{-3} = 3035250 .$$

Жылу және электр энергиясы бірлігінің өзіндік құнын есептеу үшін жобаланатын станцияның цехтары бойынша пайдалану шығындарын бөлеміз:

- отынға жұмсалатын шығындар;
 - амортизациялық аударымдар ;
 - еңбекақы төлеу шығындары ;
 - жөндеуге қызмет көрсету бойынша шығындар ;
 - басқа шығындар жалпы станциялық шығындарға толығымен кетеді.
- Есептеу нәтижелерін кестеге енгіземіз.

1.1-кесте - Электр және жылу энергиясының өзіндік құнының калькуляциясы

Өндіріс сатысы	Шығындар элементтері, млн.теңге.					Шығындардың барлығы, млн. теңге.	Оның ішінде, млн.теңге.	
	U_T	$U_{ам}$	$U_{зп}$	$U_{тр}$	$U_{пр}$		э/э	т/э
ТТЦ және КЦ	3827,21	4261,19	411,08	2918,65		11418,13	10290,82	1127,31

1.1-кесте - Электр және жылу энергиясының өзіндік құнының калькуляциясы

Машина залы, ЭЦ		1966,72	308,31	1347,09		3622,13	3622,13	
Жалпы станциялық шығындар		327,81	308,31	224,52	2723,03	3315,08	3315,08	268,58
ЖЭО бойынша барлығы	3827,21	6555,71	1027,71	4490,26	2723,03	17228,03	17228,03	1395,89
Электр энергиясы бірлігінің өзіндік құны, теңге./кВт · сағ						5,39		
Жылу энергиясы бірліктері, теңге./Гкал						2326,48		

-Әрбір кезең бойынша шығындар энергияның екі түріне физикалық әдіс бойынша бөлінеді, яғни отын шығынына тепе-тең, млн.теңге.:

$$Z_{\text{ТТЦ}}^{\text{э/э}} = Z_{\text{ТТЦ}} \cdot \frac{B_{\text{эл}}}{B_{\text{тэц}}}, \quad (1.16)$$

$$Z_{\text{ТТЦ}}^{\text{э/э}} = 11418,13 \cdot \frac{460,08}{510,48} = 10290,81,$$

$$Z_{\text{ТТЦ}}^{\text{э/э}} = Z_{\text{ТТЦ}} - Z_{\text{ТТЦ}}^{\text{э/э}}, \quad (1.17)$$

$$Z_{\text{ТТЦ}}^{\text{э/э}} = 11418,13 - 10290,82 = 1127,31 .$$

- Энергияның екі түріне арналған жалпы станциялық шығындар алдыңғы екі кезең бойынша шығындарға ұқсас бөлінеді, млн.теңге.:

$$Z_{\text{общ}}^{\text{э/э}} = Z_{\text{общ}} \cdot \frac{Z_{\text{ТТЦ}}^{\text{э/э}} + Z_{\text{маш.э}}^{\text{э/э}}}{Z_{\text{ТТЦ}} + Z_{\text{маш.э}}}, \quad (1.18)$$

$$Z_{\text{общ}}^{\text{э/э}} = 3583,66 \cdot \frac{10290,82 + 3622,13}{11418,13 + 3622,13} = 3315,05 ,$$

$$Z_{\text{общ}}^{\text{т/э}} = Z_{\text{общ}} - Z_{\text{общ}}^{\text{э/э}} = 3583,66 - 3315,05 = 268,61 . \quad (1.19)$$

-Электр энергиясы бірлігінің өзіндік құнын есептеу, теңге. / кВт·сағ, және жылу энергиясын жіберу, теңге./Гкал,

$$\frac{\mathcal{E}_{\text{общ}}^{\text{э/э}}}{\mathcal{E}_{\text{опт}}} = \frac{17228,03}{3195} = 5,39 , \quad (1.20)$$

$$\frac{\mathcal{E}_{\text{общ}}^{\text{т/э}}}{Q_{\text{гв.год}}} = \frac{1395,89 \cdot 10^3}{600} = 2326,48 . \quad (1.21)$$

1.5 Күрделі салымдардың экономикалық тиімділігін бағалау

ЖЭС-ты жобалау бойынша іс-шараларды экономикалық бағалау осы мақсаттарға бағытталған инвестициялардың коммерциялық тиімділігін есептеуді болжайды, ол кәсіпорындардың шаруашылық есептік көрсеткіштерін талдау негізінде анықталады.

Тиімділікті бағалау үшін инвестицияларды іске асыруға байланысты қаржылық шығындар мен нәтижелердің арақатынасын белгілейтін көрсеткіштер есептеледі.

Таза ағымдағы табыс:

$$NPV = \sum_{n=0}^{10} [(T_3 - U_3) \cdot W_{\text{э.отп}} + (T_T - U_T) \cdot W_{\text{т.отп}} + U_{\text{ам}}] \cdot \frac{1}{(1+0,1)^n} - K. \quad (1.22)$$

мұнда T_3 - қабылданған рентабельділігі бар таратылған кВт сағ үшін тариф, теңге./кВт сағ;

U_3 - жіберілген электр энергиясының өзіндік құны, теңге./кВт сағ;

$W_{\text{э.отп}}$ - станцияның кеңейтілетін бөлігінен электр энергиясын жылдық жіберілуі, МВт сағ;

T_T - жылу энергиясының жіберілген бірлігіне арналған тариф, теңге./Гкал, қабылданған рентабельділік кезінде ;

U_T - жіберілген жылу энергиясының өзіндік құны, теңге./Гкал;

$W_{\text{т.отп}}$ - ЖЭО кеңейтілетін бөлігінен жылу энергиясын жылдық жіберілуі, Гкал;

$U_{\text{ам}}$ - амортизациялық аударымдар, млн. теңге./жыл;

n - ағымдағы жылы;

K - күрделі салымдар, млн. теңге.

Жіберілген электр энергиясынан пайда, млн. теңге/жыл,

$$D = (T_3 - U_{\text{отп}}^3) \cdot W_{\text{отп}} = (8,25 - 5,39) \cdot 3035250 \cdot 10^{-3} = 8680,81 . \quad (1.23)$$

Жіберілген жылу энергиясынан пайда, млн. теңге/жыл,

$$D = (T_T - U_T) \cdot W_{T,отп} = (3529,33 - 2326,48) \cdot 600 \cdot 10^{-3} = 721,71. \quad (1.24)$$

ЖЭО-450 ГТҚ жобасына капиталдық салымдардың өтелу мерзімін есептеу нәтижелері 1.2 -кестеде келтірілген.

1.2 - кесте - Күрделі салымдардың экономикалық тиімділігін бағалау

Көрсеткіштер	Есептік кезең, жыл										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1) Инвестициялық қызмет бойынша ақша ағыны- күрделі салымдар (К), млн.теңге.	-105364,23	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2) негізгі қызмет бойынша ақша ағыны млн.теңге.		16029	16029	16029	16029	16029	16029	16029	16029	16029	16029
-амортизациялық аударымдар		6565	6565	6565	6565	6565	6565	6565	6565	6565	6565
- жіберілген электр энергия бойынша пайда	1	8765	8765	8765	8765	8765	8765	8765	8765	8765	8765
- жіберілген жылу энергиясы бойынша пайда		722	722	722	722	722	722	722	722	722	722
3) Таза ақша ағыны, млн.теңге.	-105364,23	16053,85	16053,85	16053,85	16053,85	16053,85	16053,85	16053,85	16053,85	16053,85	16053,85
4) Дисконттау коэффициенті	1	0,909	0,826	0,751	0,683	0,620	0,564	0,513	0,466	0,424	0,385
5) Таза дисконтталған табыс, млн.теңге	-105364,23	14592,98	13260,50	12056,42	1898,40	9969,44	9054,38	1425,88	7481,11	6806,84	6180,75
6) Өспелі қорытындымен, млн. теңге.	-105364,23	-75346,18	-62085,75	-50029,27	-39064,48	-29095,10	-20040,71	-11805,05	-4324,00	2482,85	8663,59

Тараз қаласында,БГҚ 450 МВт жобасы жабдықты пайдаланудың тоғызыншы жылында ақталады. Жобаның өспелі қорытындысы 2482,85млн. теңге.

2 Есептік бөлім

2.1 Принциптік жылу схемасын құру

Принциптік жылу схемасы (2.1-сурет) екі ГТҚ тұрады, газ конденсатты жылытқыштары бар екі КУ (ГПК), деаэратор және екі жылуландыру алымы бар бу турбинасы. Деаэраторға коллектордан бу беріледі, оған КУ төменгі қысымды тізбектері қосылады.

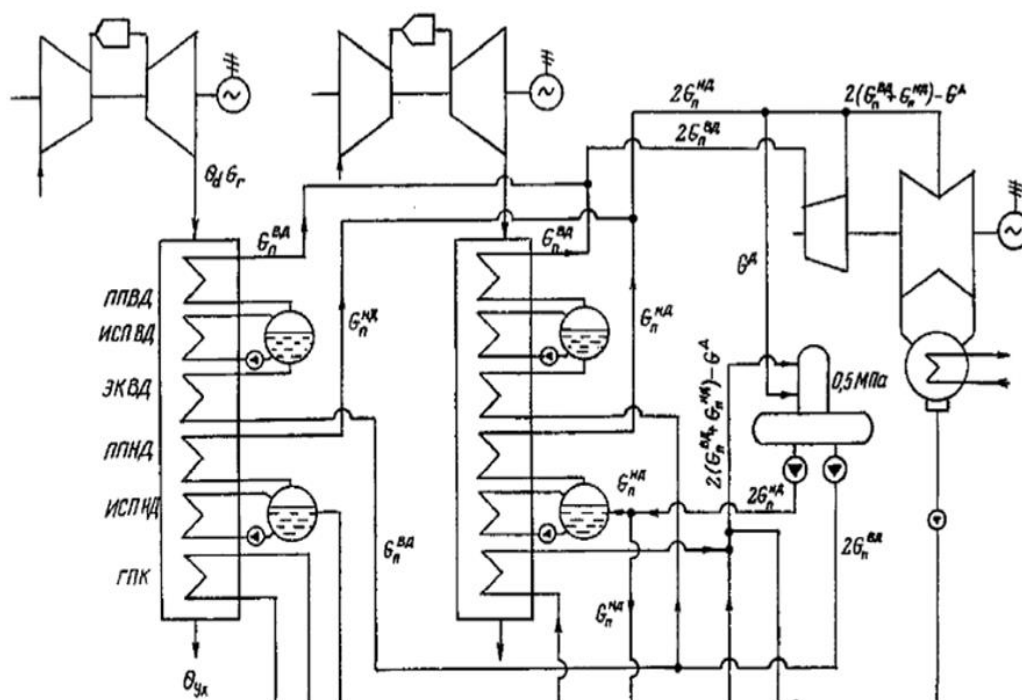
Газ ГТҚ жану камерасына түседі, онда компрессордан берілетін ауамен араласады. Қоспа тұтанады және газ турбинасының қалақшасына түседі. ГТҚ-ның шығу газдары қазандық-утилизаторға (КУ) түседі, онда олардың жылуының көп бөлігі бу-су жұмыс денесіне беріледі.

Жоғары қысымды КУ контурларынан шығатын қызған бу ағыны бу турбинасының ЦВД беріледі. Төмен қысымның контурларынан шыққан бу ағындары ЦВД орналасқан араластыру камерасына беріледі.

ЦВД өткен соң бу ЦНД-ға жіберіледі.

Бу турбинасында (ПТ) пайдаланылған бу БТҚ конденсаторында конденсацияланады, конденсат сорғының көмегімен қайта қазандық-утилизаторларға беріледі.

2.1-суретте: БВД – жоғарғы қысымды барабан; БНД – төменгі қысымды барабан; ГПК – газ конденсатты жылытқыш; ЦВД – жоғарғы қысымды цилиндр; ЦНД – төменгі қысымды цилиндр; Д – деаэратор; К – конденсатор; КЭН – конденсатты сорғы; ГТ – газ турбинасы; КС – жану камерасы.



2.1-сурет - БГҚ-450 принципті жылу сұлбасы

2.2 ГТҚ жылулық есебі

Негізгі жабдық ретінде газ турбинасы қолданылады SGT5-2000E, бұл бір біліктен тұратын бір корпусстық құрылым. Сыртқы күштік корпус, 16 сатылы компрессор және төрт сатылы турбинаға арналған, төрт бөліктен тұрады, негізгі параметрлері 2.1-кестеде келтірілген. [2]

2.1 - кесте - ГТҚ параметрлері

ГТҚ түрі	$N_{ГТУ}$, МВт	η_e , %	ε_k
SGT5-2000E	150	36,3	20

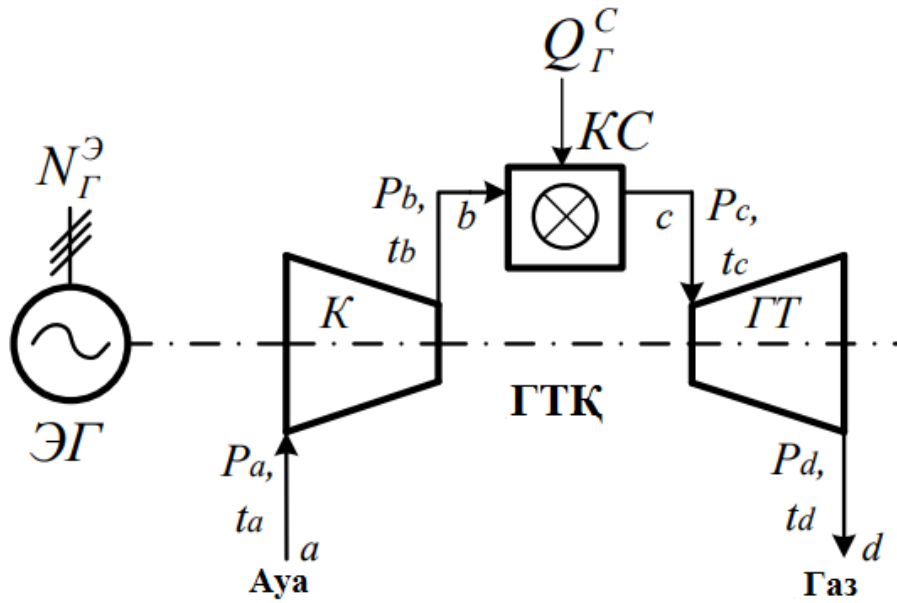
Газ сипаттамасы 2.2 - кестеде көрсетілген .

2.2 - кесте - Газ сипаттамасы

N_2 , %	CO, %	CO ₂ , %	H ₂ , %	Q_G^c , МДж/м ³	ρ , кг/м ³
48,584	28,387	20,443	2,586	8,196	1,167

- ГТҚ жылу сұлбасын есептеу үшін бастапқы шамалар [2]
- турбина алдындағы газ температурасы $t_c = 1450^\circ\text{C}$;
 - компрессор алдындағы ауа температурасы $t_a = 15^\circ\text{C}$;
 - турбина қалақтары металының ең жоғары рұқсат етілетін температурасы $t_w = 850^\circ\text{C}$;
 - газ турбинасы сатыларының саны $z = 4$;
 - қысым жоғалту коэффициенті $\lambda = 0,95$;
 - жану камерасында отын жылуын пайдалану коэффициенті $\eta_{K.C.} = 0,995$;
 - турбинаның механикалық ПӘК $\eta_M = 0,99$;
 - Электргенератордың ПӘК $\eta_{Э.Г.} = 0,982$;
 - турбинаның изоэнтропиялық ПӘК $\eta_T = 0,84$;
 - компрессордың изоэнтропиялық ПӘК $\eta_K = 0,86$;
 - ағу коэффициенті $\alpha_y = 0,005$.

Газ турбины қондырғының принципіалды сұлбасы 2.2-суретте көрсетілген.

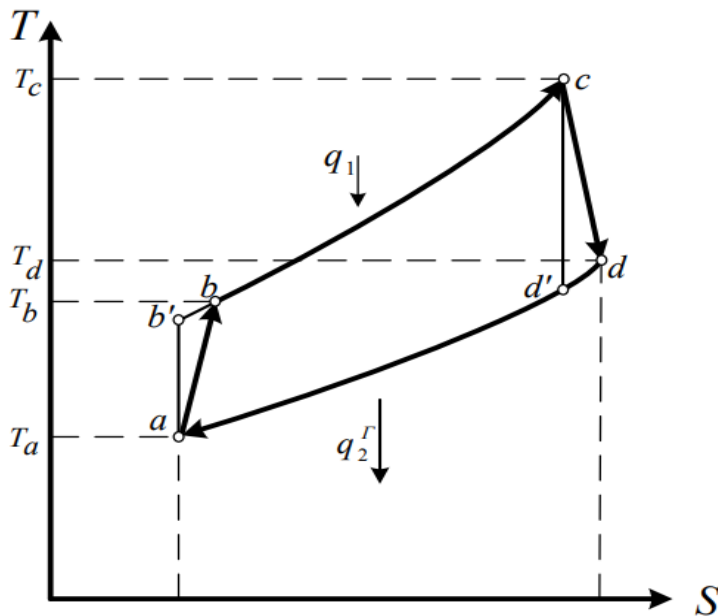


2.2 - сурет - Газ турбиналы қондырғының принципті сұлбасы

К –компрессор, ЖК- жану камерасы, ГТ – газ турбиасы, ЭГ- электргенератор

2.2.1 Компрессордағы ауаны сығу процесінің параметрлерін анықтау

2.3 суретте ГТҚ циклі көрсетілген [2]



2.3 - сурет - ГТҚ циклі

а нүктесі компрессордың алдындағы ауа жағдайына сәйкес келеді (қысым P_a , температура t_a). АВ кесіндісі параметрлерге дейінгі шығындарды ескере отырып компрессордағы ауаны сығудың нақты процесі P_b және t_b ; ab' – изоэнтропиялық сығымдау процесі; ВС кесіндісі t_c дейін температураны ұлғайтумен жану камерасында жылуды жеткізу процесі; cd кесіндісі P_b және t_b параметрлеріне дейінгі шығындарды есепке ала отырып, турбинадағы газды кеңейтудің нақты процесі; cd' – изоэнтропиялық процесс; da кесіндісі-циклдің шартты тұйықталуы.

Компрессор алдындағы ауа температурасы (а нүктесі) T_a , К

$$T_a = t_a + 273, \quad (2.1)$$

$$T_a = 15 + 273 = 288.$$

Компрессор алдында t_a температурада ауаның жылу сыйымдылығы $c_p^B(t_a)$, кДж/м³

$$c_p^B(t_a) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_a), \quad (2.2)$$

$$c_p^B(t_a) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 15) = 1,288.$$

Температура кезінде ауаның жылу сыйымдылығы $25^\circ C c_p^B(25^0)$, кДж/м³

$$c_p^B(25^0) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_{\text{станд}}). \quad (2.3)$$

мұнда $t_{\text{станд}}$ – заттардың колориметриялық параметрлері эксперименттік анықталатын стандартты температура, °С;

$$c_p^B(25^0) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25) = 1,29.$$

Заттардың энтальпиялары берілген температура кезінде және 25^0 температурада олардың мәндерінің айырмашылығы ретінде анықталады.

Компрессор алдындағы ауаның көлемді энтальпиясы, кДж/м³

$$h'_a(t_a) = c_p^B(t_a) \cdot t_a, \quad (2.4)$$

$$h'_a(t_a) = 1,288 \cdot 15 = 19,326,$$

$$h^B(25) = c_p^B(25^0) \cdot 25^0, \quad (2.5)$$

$$h^B(25) = 1,29 \cdot 25^0 = 32,24,$$

$$h_a = h'_a(t_a) - h^B(25^0), \quad (2.6)$$

$$h_a = 19,326 - 32,24 = -12,914.$$

Бірінші жуықтауда ауа үшін сығу процесіндегі дәреже көрсеткішінің мәнін аламыз $m_B = 0,28$. Сонда бірінші жуықтауда компрессордағы ауа температурасы (b нүктесі, Сурет 2.3) $t_B, ^\circ\text{C}$

$$T_b = T_a \left(1 + \frac{\varepsilon^{T_b-1}}{\eta_k} \right), \quad (2.7)$$

$$T_b = 288 \cdot \left(1 + \frac{2,314-1}{0,86} \right) = 727,903 ,$$

$$t_B = T_b - 273 , \quad (2.8)$$

$$t_B = 727,903 - 273 = 454,903 .$$

Компрессордан кейінгі t_b температурасы кезінде ауаның көлемді жылу сыйымдылығы $c_p^B(t_b)$, кДж/м^3

$$c_p^B(t_b) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_b) , \quad (2.9)$$

$$c_p^B(t_b) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 454,903) = 1,341 .$$

Нақты процесітегі компрессордан кейінгі ауаның көлемді энтальпиясы (b нүкте) h_b , кДж/м^3

$$h_b = h_b'(t_b) - h^B(25^0) , \quad (2.10)$$

$$h_b = 610,132 - 32,24 = 577,892 .$$

Компрессорда сығу процесінде ауаның орташа көлемді жылу сыйымдылығы $c_p^{B'}$, $\text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{град})$

$$c_p^{B'} = \frac{h_b - h_a}{t_b - t_a} , \quad (2.11)$$

$$c_p^{B'} = \frac{577,892 - (-12,914)}{454,903 - 15} = 1,343 .$$

Компрессорда сығу процесінде ауаның орташа массалық жылу сыйымдылығы c_p^B , $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$

$$c_p^B = c_p^{B'} / p_B . \quad (2.12)$$

мұнда $\rho_B = 1,293 \text{ кг/м}^3$ - қалыпты жағдайда ауа тығыздығы;

$$c_p^B = 1,343/1,293 = 1,039.$$

Дәреже көрсеткішін нақтылау T_B

$$T_B = R_B/c_p^B . \quad (2.13)$$

мұнда $R_B = 0,287 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{град)}$ - ауа үшін газ тұрақтысы;

$$T_B = 0,287/1,039 = 0,276 .$$

Жаңа мәнде компрессордағы температураны және ауаның энтальпиясын нақтылау T_B (екінші жуықтау), $t_B = 446,381^\circ\text{C}$, $h_B = 566,004 \text{ кДж/м}^3$.

2.2.2 Жану камерасынан кейін газ параметрлерін анықтау

Температура t_c кезінде жану камерасынан кейін компоненттердің жылу сыйымдылығы, $\text{кДж/(м}^3 \cdot \text{град)}$.[1]

$$c_{\text{RO}_2} = (1,6990 + 0,0004798 \cdot t_c) , \quad (2.14)$$

$$c_{\text{RO}_2} = (1,699 + 0,0004798 \cdot 1450) = 2,395 ,$$

$$c_{\text{H}_2\text{O}} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot t_c) , \quad (2.15)$$

$$c_{\text{H}_2\text{O}} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 1450) = 1,836 ,$$

$$c_{\text{N}_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot t_c) , \quad (2.16)$$

$$c_{\text{N}_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 1450) = 1,44 ,$$

$$c_{\text{VO}} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_c) , \quad (2.17)$$

$$c_{\text{VO}} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 1450) = 1,461 .$$

Ұқсас температура кезінде компоненттердің жылу сыйымдылығы анықталады 25°C , $c_{\text{RO}_2}(25) = 1,711 \text{ кДж/ (м}^3 \cdot \text{град)}$, $c_{\text{H}_2\text{O}}(25) = 1,48 \text{ кДж/ (м}^3 \cdot \text{град)}$, $c_{\text{N}_2}(25) = 1,283 \text{ кДж/ (м}^3 \cdot \text{град)}$, $c_{\text{VO}}(25) = 1,29 \text{ кДж/ (м}^3 \cdot \text{град)}$.

Ауаның $\alpha = 1$ артықтылық коэффициенті кезінде ауаның теориялық мөлшері мен жану өнімдерінің көлемін табамыз.

Ауаның теориялық көлемі V_0 , $\text{м}^3/\text{м}^3$, 1 м^3 газ тәрізді отынды жағу кезінде

$$V_0 = 0,0476 \cdot 0,5 \cdot (\text{CO} + \text{H}_2) . \quad (2.18)$$

мұнда CO , H_2 - компоненттердің көлемді құрамы, % ;

$$V_0 = 0,0476 \cdot 0,5 \cdot (28,387 + 2,586) = 0,737 .$$

Азоттың теориялық көлемі- V_{N_2} , $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V_{\text{N}_2} = 0,79 \cdot V_0 + 0,01 \cdot \text{N}_2 . \quad (2.19)$$

мұнда V_0 - ауаның теориялық көлемі, $\text{м}^3/\text{м}^3$;

$$V_{\text{N}_2} = 0,79 \cdot 0,737 + 0,01 \cdot 48,584 = 1,068 .$$

Үш атомды газдардың теориялық көлемі V_{RO_2} , $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01 \cdot (\text{CO} + \text{CO}_2) , \quad (2.20)$$

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01 \cdot (20,443 + 28,387) = 0,488 .$$

Су буының теориялық көлемі $V'_{\text{H}_2\text{O}}$, $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V'_{\text{H}_2\text{O}} = 0,01 \cdot \text{H}_2 + 0,0161 \cdot V_0 . \quad (2.21)$$

мұнда d_{Γ} – газ тәрізді отынның ылғал мөлшері $\text{г}/\text{м}^3$;

$$V'_{\text{H}_2\text{O}} = 0,01 \cdot 2,586 + 0,0161 \cdot 0,737 = 0,038 .$$

Түтін газдарының теориялық көлемі V_{Γ}^0 , $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V_{\Gamma}^0 = V_{\text{N}_2} + V_{\text{RO}_2} + V'_{\text{H}_2\text{O}} , \quad (2.22)$$

$$V_{\Gamma}^0 = 0,488 + 1,068 + 0,038 = 1,594 .$$

Таза жану өнімдеріндегі компоненттердің көлемдік үлесі

$$r_{\text{RO}_2} = V_{\text{RO}_2}/V_{\Gamma}^0, \quad (2.23)$$

$$r_{\text{RO}_2} = 0,488/1,594 = 0,306 ,$$

$$r_{\text{H}_2\text{O}} = V'_{\text{H}_2\text{O}}/V'_\Gamma , \quad (2.24)$$

$$r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,038/1,594 = 0,024 ,$$

$$r_{\text{N}_2} = V_{\text{N}_2}/V'_\Gamma , \quad (2.25)$$

$$r_{\text{N}_2} = 1,068/1,594 = 0,67 .$$

Жану камерасынан кейін t_c температурада таза жану өнімдерінің энтальпиясы компоненттер қоспасының энтальпиясы ретінде анықталады кДж/м^3

$$h'_{\text{cl}} = (r_{\text{RO}_2} \cdot c_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}} \cdot c_{\text{H}_2\text{O}} + r_{\text{N}_2} \cdot c_{\text{N}_2}) \cdot t_c , \quad (2.26)$$

$$h'_{\text{cl}} = (0,306 \cdot 2,395 + 0,024 \cdot 1,836 + 0,67 \cdot 1,44) \cdot 1450 = 2525,986 ,$$

$$h_{\Gamma}(25^0) = (r_{\text{RO}_2} \cdot c_{\text{RO}_2}^{(25)} + r_{\text{H}_2\text{O}} \cdot c_{\text{H}_2\text{O}}^{(25)} + r_{\text{N}_2} \cdot c_{\text{N}_2}^{(25)}) \cdot 25 , \quad (2.27)$$

$$h_{\Gamma}(25^0) = (0,306 \cdot 1,711 + 0,024 \cdot 1,48 + 0,67 \cdot 1,283) \cdot 25 = 35,463 ,$$

$$h_{\text{cl}} = h'_{\text{cl}}(t_c) - h_{\Gamma}(25^0) , \quad (2.28)$$

$$h_{\text{cl}} = 252,986 - 35,463 = 2490,5233 .$$

Жану камерасынан кейінгі t_c температурада ауаның көлемді энтальпиясы, кДж/м^3

$$h_c^B = c_p^B(t_c) \cdot t_c - c_p^B(25^0) \cdot 25^0 , \quad (2.29)$$

$$h_c^B = 1,461 \cdot 1450 - 1,29 \cdot 25 = 2086,84 .$$

Жану камерасындағы ауаның артықтылық коэффициенті

$$\alpha = \frac{Q_{\text{H}}^p \cdot \eta_{\text{к.с}} + V_0 \cdot h_c^B + h_{\text{Tn}} - (1 + V_0) \cdot h_{\text{cl}}}{V_0 \cdot (h_c^B - h_b)} . \quad (2.30)$$

мұнда h_{Tn} – отынның энтальпиясы, жану камерасына түсетін, 0 тең алуға болады ;

$$\alpha = \frac{8196 \cdot 0,995 + 0,737 \cdot 2085,84 + 0 - (1 + 0,737) \cdot 2490,523}{0,737 \cdot (2085,84 - 566,004)} = 4,79 .$$

Одан әрі ауаның артықтылық коэффициенті $\alpha > 1$ кезінде жану өнімдерінің нақты көлемін табамыз

Су буының нақты көлемі V_{H_2O} , м³/м³

$$V_{H_2O} = V'_{H_2O} + 0,0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_0 . \quad (2.31)$$

мұнда α – ауаның артықтылық коэффициенті;

$$V_{H_2O} = 0,038 + 0,0161 \cdot (4,79 - 1) \cdot 0,737 = 0,083 .$$

$\alpha > 1$ кезінде жану камерасынан кейінгі газдың жиынтық көлемі (артық ауа мен таза жану өнімдерінің қоспасы)

$$V_{\Gamma} = V_{RO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + (\alpha - 1) \cdot V_0 , \quad (2.32)$$

$$V_{\Gamma} = 0,488 + 0,083 + 1,068 + (4,79 - 1) \cdot 0,737 = 4,433 .$$

Газдың жиынтық көлеміндегі компоненттердің көлемдік үлесі

$$r_{RO_2} = V_{RO_2} / V_{\Gamma} , \quad (2.33)$$

$$r_{RO_2} = 0,488 / 4,433 = 0,11 ,$$

$$r_{H_2O} = V_{H_2O} / V_{\Gamma} , \quad (2.34)$$

$$r_{H_2O} = 0,083 / 4,433 = 0,019 ,$$

$$r_{N_2} = V_{N_2} / V_{\Gamma} , \quad (2.35)$$

$$r_{N_2} = 1,068 / 4,433 = 0,241 ,$$

$$r_{V_0} = (\alpha - 1) \cdot V_0 / V_{\Gamma} , \quad (2.36)$$

$$r_{V_0} = (4,79 - 1) \cdot 0,737 / 4,433 = 0,63 .$$

Жану камерасынан кейін t_c температурада газдың энтальпиясы компоненттер қоспасының энтальпиясы ретінде анықталады, кДж/м³

$$h'_c = (r_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + r_{N_2} \cdot c_{N_2} + r_{V_0} \cdot c_{V_0}) \cdot t_c , \quad (2.37)$$

$$h'_c = (0,11 \cdot 2,395 + 0,019 \cdot 1,836 + 0,241 \cdot 1,44 + 0,63 \cdot 1,461) \cdot 1450 = 2270,294 .$$

Сол сияқты 25°C температурасында газ энтальпиясы $h_{\Gamma}(25^{\circ})$ анықталады, $h_{\Gamma}(25^{\circ}) = 33,447 \text{ кДж/м}^3$. Нәтижесінде жану камерасынан кейін газдардың ізделінетін көлемді энтальпиясы, кДж/м^3

$$h_c = h'_c(t_c) - h_{\Gamma}(25^{\circ}), \quad (2.38)$$

$$h_c = 2270,294 - 33,447 = 2236,847 .$$

Турбина алдындағы газдың көлемдік жылу сыйымдылығы, $\text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{град})$

$$c_p^{\Gamma'} = h_c/t_c, \quad (2.39)$$

$$c_p^{\Gamma'} = 2236,847/1450 = 1,543 .$$

Турбина алдындағы газдың молекулалық салмағы, кг/моль

$$\mu_{\Gamma} = 28,15 \cdot r_{\text{N}_2} + 44,01 \cdot r_{\text{RO}_2} + 18,02 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}} + 28,97 \cdot r_{\text{VO}}, \quad (2.40)$$

$$\mu_{\Gamma} = 28,15 \cdot 0,241 + 44,01 \cdot 0,11 + 18,02 \cdot 0,019 + 28,97 \cdot 0,63 = 30,225 .$$

Қалыпты жағдайда 1 моль газдардың көлемі үшін (1 бар қысым, температура 0°C) тең $22,41 \text{ м}^3/\text{моль}$.

Қалыпты жағдайда турбина алдындағы газдардың тығыздығы, кг/м^3

$$\rho_{\Gamma} = \mu_{\Gamma}/22,41, \quad (2.41)$$

$$\rho_{\Gamma} = 30,225/22,41 = 1,349 .$$

Турбина алдындағы газдың массалық жылу сыйымдылығы, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$

$$c_p^{\Gamma} = c_p^{\Gamma'}/\rho_{\Gamma}, \quad (2.42)$$

$$c_p^{\Gamma} = 1,543/1,349 = 1,144 .$$

Газ тұрақтысы, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$

$$R_{\Gamma} = 8,314/\mu_{\Gamma}, \quad (2.43)$$

$$R_{\Gamma} = 8,314/30,225 = 0,275 .$$

Турбина алдындағы газдарға арналған дәреже көрсеткіші

$$m_{\Gamma} = R_{\Gamma}/c_p^{\Gamma}, \quad (2.44)$$

$$m_{\Gamma} = 0,275/1,144 = 0,24 .$$

2.2.3 Турбинадағы газды кеңейту процесінің параметрлерін анықтау

Турбинадан кейінгі газ температурасын анықтау үшін (нақты процестегі d нүктесі) бірінші жуықтаудағы алдыңғы формулада табылған газдарға арналған дәреже көрсеткішінің m_{Γ} мәні пайдаланылады.

$$T_d = T_c \cdot (1 - (1 - \delta^{-m_{\Gamma}}) \cdot \eta_T) . \quad (2.45)$$

мұнда δ – турбинадағы қысымның нақты қатынасы;

$$\delta = \varepsilon \cdot \lambda , \quad (2.46)$$

$$\delta = 20 \cdot 0,95 = 19 ,$$

$$T_d = 1723 \cdot (1 - (1 - 19^{-0,24}) \cdot 0,84) = 988,591 ,$$

$$\theta_d = T_d - 273 , \quad (2.47)$$

$$\theta_d = 988,591 - 273 = 715,591 .$$

t_d температурада турбинадан кейінгі газ компоненттерінің көлемді жылу сыйымдылығы , кДж/(м³ · град)

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot \theta_d) , \quad (2.48)$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 715,591) = 1,652 ,$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot \theta_d) , \quad (2.49)$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 715,591) = 1,359 ,$$

$$c_{RO_2} = (1,6990 + 0,0004798 \cdot \theta_d) , \quad (2.50)$$

$$c_{RO_2} = (1,6990 + 0,0004798 \cdot 715,591) = 2,042 ,$$

$$c_{V0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot \theta_d) , \quad (2.51)$$

$$c_{V0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 715,591) = 1,373 .$$

Газдардың энтальпиясы θ_d температурасында компоненттер қоспасының энтальпиясы ретінде анықталады, кДж/м³

$$h'_d = (r_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + r_{N_2} \cdot c_{N_2} + r_{V0} \cdot c_{V0}) \cdot \theta_d , \quad (2.52)$$

$$h'_d = (0,11 \cdot 2,042 + 0,019 \cdot 1,652 + 0,241 \cdot 1,359 + 0,63 \cdot 1,373) \cdot 715,591 = 1036,393 .$$

Осыған ұқсас компоненттердің жылу сыйымдылығы мен газ энтальпиясы $h_{\Gamma}(25^0)$ 25°C температурасында анықталады. $h_{\Gamma}(25^0) = 33,447$ кДж/(м³ · град). Турбинадан кейінгі газдың көлемдік энтальпиясы, кДж/м³

$$h_d = h'_d - h_{\Gamma}(25^0) , \quad (2.53)$$

$$h_d = 1036,393 - 33,447 = 1002,945 .$$

Турбинадан кейінгі газдың массалық энтальпиясы, кДж/кг

$$I_d = h_d / \rho_{\Gamma} . \quad (2.54)$$

мұнда ρ_{Γ} – қалыпты жағдайда газдардың тығыздығы;

$$I_d = 1002,945 / 1,349 = 743,627 .$$

Турбинадан кейінгі газдың көлемдік жылу сыйымдылығы (утилизациялық қазандық алдындағы) , кДж/(м³ · град)

$$c_p^{\Gamma'} = h_d / \theta_d , \quad (2.55)$$

$$c_p^{\Gamma'} = 1002,945 / 715,591 = 1,402 .$$

Турбинадан кейінгі газдың массалық жылу сыйымдылығы (утилизациялық қазандық алдындағы) , кДж/(кг · град)

$$c_p^{\Gamma} = c_p^{\Gamma'} / \rho_{\Gamma} , \quad (2.56)$$

$$c_p^{\Gamma} = 1,402 / 1,349 = 1,039 .$$

Турбинаны кеңейту процесінің орташа көлемдік жылу сыйымдылығы, кДж/(м³ · град)

$$c_{\rho_{cp}}^{\Gamma'} = \frac{h_c - h_d}{t_c - \theta_d} , \quad (2.57)$$

$$c_{\rho_{cp}}^{\Gamma'} = \frac{2236,847 - 1002,945}{1450 - 715,591} = 1,68 .$$

Турбинаны кеңейту процесінің орташа массалық жылу сыйымдылығы , кДж/(кг · град)

$$c_{\rho_{cp}}^{\Gamma} = c_{\rho_{cp}}^{\Gamma'} / \rho_{\Gamma} , \quad (2.58)$$

$$c_{\rho_{cp}}^{\Gamma} = 1,68 / 1,349 = 1,246 .$$

Турбинаны кеңейту процесінің орташа дәреже көрсеткіші

$$m_{\Gamma_{cp}} = R_{\Gamma} / c_{\rho_{cp}}^{\Gamma} , \quad (2.59)$$

$$m_{\Gamma_{cp}} = 0,275 / 1,246 = 0,221 .$$

$m_{\Gamma_{cp}}$ дәрежесінің орташа көрсеткіші бойынша екінші жуықтауды орындаймыз. Есеп кіші бөлімнің басынан қайталаңады. Турбинадан кейінгі газдардың температурасы, жылу сыйымдылығы және энтальпиясы нақтыланады.

Турбинадан кейінгі газ температурасы (нақты үдерістегі d нүктесі)

$$\delta = 20 \cdot 0,95 = 19 ,$$

$$T_d = 1723 \cdot (1 - (1 - 19^{-0,221}) \cdot 0,84) = 1031,117 ,$$

$$\theta_d = 1031,117 - 273 = 758,117 .$$

t_d температурада турбинадан кейінгі газ компоненттерінің көлемдік жылу сыйымдылығы , кДж/(м³ · град)

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 758,117) = 1,663 ,$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 758,117) = 1,364 ,$$

$$c_{RO_2} = (1,699 + 0,0004798 \cdot 758,117) = 2,063 ,$$

$$c_{V_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 758,117) = 1,378 .$$

θ_d температурасындағы газдардың энтальпиясы компоненттер қоспасының энтальпиясы ретінде анықталады, кДж/м³

$$h'_d = (0,11 \cdot 2,063 + 0,019 \cdot 1,663 + 0,241 \cdot 1,364 + 0,63 \cdot 1,378) \cdot 758,117 = 1103,138 .$$

Осыған ұқсас компоненттердің жылу сыйымдылығы мен газ энтальпиясы $h_r(25^0)$ 25°C температурасында анықталады, $h_r(25^0) = 33,447$ кДж/(м³ · град). Турбинадан кейінгі газдың көлемдік энтальпиясы, кДж/м³

$$h_d = 1103,138 - 33,447 = 1069,691 .$$

Турбинадан кейінгі газдың массалық энтальпиясы, кДж/кг

$$I_d = 1069,691/1,349 = 793,115 .$$

Турбинадан кейінгі газдың көлемдік жылу сыйымдылығы (утилизациялық қазандық алдындағы), кДж/(м³ · град)

$$c_p^{\Gamma'} = 1069,691/758,117 = 1,411 .$$

Турбинадан кейінгі газдың массалық жылу сыйымдылығы (утилизациялық қазандық алдындағы) , кДж/(кг · град)

$$c_p^{\Gamma} = 1,411/1,349 = 1,046 .$$

Турбинаны кеңейту процесінің орташа көлемдік жылу сыйымдылығы, кДж/(м³ · град)

$$c_{p\text{ср}}^{\Gamma'} = \frac{2236,847 - 1069,691}{1450 - 758,117} = 1,687 .$$

Турбинаны кеңейту процесінің орташа массалық жылу сыйымдылығы , кДж/(кг · град)

$$c_{p\text{ср}}^{\Gamma} = 1,687/1,349 = 1,251 .$$

Турбинаны кеңейту процесінің орташа дәреже көрсеткіші

$$m_{\Gamma\text{ср}} = 0,275/1,251 = 0,22$$

$m_{Г\text{cp}}$ дәрежесінің орташа көрсеткіші бойынша үшінші жуықтауды орындаймыз. Турбинадан кейінгі газ температурасы (нақты үдерістегі d нүктесі)

$$\delta = 20 \cdot 0,95 = 19 ,$$

$$T_d = 1723 \cdot (1 - (1 - 19^{-0,22}) \cdot 0,84) = 1033,099 ,$$

$$\theta_d = 1033,099 - 273 = 760,099 .$$

t_d температурада турбинадан кейінгі газ компоненттерінің көлемдік жылу сыйымдылығы , кДж/(м³ · град)

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 760,099) = 1,663,$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 760,099) = 1,364,$$

$$c_{RO_2} = (1,6990 + 0,0004798 \cdot 760,099) = 2,064,$$

$$c_{V_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 760,099) = 1,378 .$$

θ_d температурасындағы газдардың энтальпиясы компоненттер қоспасының энтальпиясы ретінде анықталады, кДж/м³

$$h'_d = (0,11 \cdot 2,064 + 0,019 \cdot 1,663 + 0,241 \cdot 1,364 + 0,63 \cdot 1,378) \cdot 760,099 = 1106,264 .$$

Осыған ұқсас компоненттердің жылу сыйымдылығы мен газ энтальпиясы $h_r(25^0)25^{\circ}\text{C}$ температурасында анықталады, $h_r(25^0) = 33,447$ кДж/(м³ · град). Турбинадан кейінгі газдың көлемдік энтальпиясы, кДж/м³

$$h_d = 1106,264 - 33,447 = 1072,816 .$$

Турбинадан кейінгі газдың массалық энтальпиясы, кДж/кг

$$I_d = 1072,816 / 1,349 = 795,432 .$$

Турбинадан кейінгі газдың көлемдік жылу сыйымдылығы (утилизациялық қазандық алдындағы), кДж/(м³ · град)

$$c_p^{\Gamma'} = 1072,816 / 760,099 = 1,411 .$$

Турбинадан кейінгі газдың массалық жылу сыйымдылығы (утилизациялық қазандық алдындағы) , кДж/(кг · град)

$$c_p^\Gamma = 1,411/1,349 = 1,046 .$$

Турбинаны кеңейту процесінің орташа көлемдік жылу сыйымдылығы, кДж/(м³ · град)

$$c_{p\text{ср}}^{\Gamma'} = \frac{2236,847 - 1072,816}{1452 - 760,099} = 1,687 .$$

Турбинаны кеңейту процесінің орташа массалық жылу сыйымдылығы, кДж/(кг · град)

$$c_{p\text{ср}}^\Gamma = 1,687/1,349 = 1,251 .$$

Турбинаны кеңейту процесінің орташа дәреже көрсеткіші

$$m_{\Gamma\text{ср}} = 0,275/1,251 = 0,22 .$$

Турбинадағы газды кеңейту жұмысы (тиімді қолданылған жылу құламасы), кДж/кг

$$H_{i\text{T}} = (h_c - h_d)/p_\Gamma , \quad (2.60)$$

$$H_{i\text{T}} = (2236,847 - 1072,816)/1,349 = 863,062 .$$

Турбинаның келтірілген жылу құламасы, кДж/кг

$$H_{o\text{T}} = H_{i\text{T}}/\eta_\text{T}, \quad (2.61)$$

$$H_{o\text{T}} = 863,062/0,84 = 1027,455 .$$

Компрессордағы ауаны сығуға жұмсалған жұмыс, кДж/м³

$$H_\text{K} = h_b - h_a , \quad (2.62)$$

$$H_\text{K} = 566,004 - (-12,914) = 578,918 .$$

Ауаның ағуын ескеретін коэффициент

$$b = \frac{\alpha \cdot V_0 (1 + \alpha_y)}{1 + \alpha \cdot V_0} . \quad (2.63)$$

мұнда α – ауаның артықтылық коэффициенті;

$$b = \frac{4,79 \cdot 0,737 \cdot (1 + 0,005)}{1 + 4,79 \cdot 0,737} = 0,783 .$$

Газ турбиналарының қондырғы білігіндегі пайдалы жұмысы , кДж/м³

$$H_e = H_{iT} \cdot \eta_M \cdot p_\Gamma - b \cdot H_K , \quad (2.64)$$

$$H_e = 863,062 \cdot 0,99 \cdot 1,349 - 0,783 \cdot 578,918 = 698,991 .$$

Газдардың көлемдік шығыны, м³/с

$$G'_T = N_{Э} / (H_e \cdot \eta_{Э.Г}), \quad (2.65)$$

$$G'_T = 150000 / (698,991 \cdot 0,99) = 216,763 .$$

Газдардың массалық шығыны, кг/с

$$G_T = G'_T \cdot p_\Gamma , \quad (2.66)$$

$$G_T = 216,763 \cdot 1,349 = 292,352 .$$

ағуды ескере отырып, компрессор беретін ауаның көлемдік шығыны, м³/с

$$G_K = b \cdot G'_T, \quad (2.67)$$

$$G_K = 0,783 \cdot 216,763 = 169,765 .$$

Суытусыз ГТҚ - ға отын шығыны, м³/с

$$B = \frac{G'_T}{(1 + \alpha \cdot V_0)}, \quad (2.68)$$

$$B = \frac{216,763}{(1 + 4,79 \cdot 0,737)} = 47,842 .$$

Газ турбинасының қуаты, кВт

$$N_{iT} = G_T \cdot H_{iT}, \quad (2.69)$$

$$N_{iT} = 292,352 \cdot 863,062 = 252318,188 .$$

Компрессор тұтынатын қуат,кВт

$$N_K = G_K \cdot H_K, \quad (2.70)$$

$$N_K = 169,765 \cdot 578,918 = 98279,854 .$$

ГТҚ пайдалы жұмыс коэффициенті

$$\varphi = \frac{N_{iT} - N_K}{N_{iT}}, \quad (2.71)$$

$$\varphi = \frac{252318,188 - 98279,854}{252318,188} = 0,61 .$$

Суытусыз ГТҚ пайдалы әсер коэффициенті (электрлік ПӘК)

$$\eta_{\Theta} = \frac{(N_{iT} - N_K) \cdot \eta_{\Theta,Г}}{B \cdot Q_H^p}, \quad (2.72)$$

$$\eta_{\Theta} = \frac{(252318,188 - 98279,854) \cdot 0,99}{47,842 \cdot 8196} = 0,389 .$$

2.3 Бу турбинының есебі

Бу турбинының ішкі салыстырмалы ПӘК есептеу шамамен алынған екі формулаға сәйкес жүргізіледі. Алдымен жоғары қысымды бөліктің ПӘК анықтаймыз. $\eta_{oi}^{ВД}$ сондай-ақ араластыру камерасына кіретін бу ағынының параметрлері; содан кейін араластыру камерасындағы бу параметрлері және төмен қысымды бөліктің ішкі салыстырмалы ПӘК есептеледі (араластыру камерасынан конденсаторға дейін).

Бу турбинысы дроссельді бу бөлумен орындалсын. Сонда $\eta_{oi}^{ВД}$ шамамен эмпирикалық формула бойынша бағалауға болады:

$$\eta_{oi}^{ВД} = \left(0,92 - \frac{0,2}{G_{Vcp}}\right) \cdot \left(1 + (H_0^{rp} - 700)/2000\right) K_{ВЛ} . \quad (2.73)$$

Онда $v_{cp} = \sqrt{v_0 \cdot v_z}$, $H_0^{rp} = 632$ кДж/кг, $K_{ВЛ} = 1$

H-s диаграммасын пайдалана отырып, турбинаға кіре берістегі будың меншікті көлемін табамыз $v_0 = 0,07$ м³/кг будың меншікті көлемі $v_z = 0,45$ м³/кг;

$$v_{cp} = \sqrt{v_0 \cdot v_z} = 0,177 \text{ м}^3/\text{кг} , \quad (2.74)$$

$$G_{\Pi}^{BD} = 2 \cdot 114,8 = 229,6 \text{ кг/с},$$

$$\eta_{oi}^{BD} = \left(0,92 - \frac{0,2}{229,6 \cdot 0,177}\right) \cdot (1 + (632 - 700)/2000) = 0,88,$$

$$H_i^{BD} = H_0 \cdot \eta_{oi}^{BD} = 632 \cdot 0,88 = 556 \text{ кДж/кг}.$$

Қысымның жоғары бөліктен шығатын бу энтальпиясы

$$h_k^{BD} = h_0^{BD} - H_i^{BD} = 3480,2 - 556 = 2924 \text{ кДж/кг}. \quad (2.75)$$

Қысымның төмен бөліктін алдындағы бу энтальпиясы мынадай формула бойынша анықталады :

$$h_{cm}^{HD} = \frac{[2G^{BD}h_k^{BD} + (2G^{HD} - G^D)h_0^{HD}]}{[2G^{BD} + G^{HD} - G^D]}, \quad (2.76)$$

$$h_{cm}^{HD} = \frac{[2 \cdot 114,8 \cdot 2924 + (2 \cdot 28,14 - 21,4) \cdot 2866]}{[2 \cdot 114,8 + 28,14 - 21,4]} = 3263 \text{ кДж/кг}.$$

Осылайша, төмен қысымды бөліктен кіретін бу келесі параметрлерге ие: $h_{cm}^{HD} = 3263 \text{ кДж/кг}$, $p_0^{HD} = 0,5 \text{ МПа}$, $t_0^{HD} = 227^\circ\text{C}$.

$$\eta_{oi}^{HD} = 0,87 \left(1 + \frac{(H_0^{HD} - 400)}{10000}\right) k_{вл} - \frac{\Delta H_{вс}}{H_0^{HD}}. \quad (2.77)$$

Будың көлемдік шығынын есептей отырып ,соңғы сатының жұмыс қалақшасының ұзындығын анықтаймыз. Қысымның төмен бөліктен шығатын бу шығыны

$$G_{\Sigma} = 2(G_{\Pi}^{BD} + G_{\Pi}^{HD}) - G^D = 2(114,8 + 28,14) - 21,4 = 145 \text{ кг/с}. \quad (2.78)$$

Қысымы $p_k = 5 \text{ кПа}$ кезіндегі будың меншікті көлемі және төмен қысымды бөлікке кіретін будың белгілі бастапқы параметрлерін $h-s$ диаграммасынан анықтауға болады: $v_k = 25 \text{ м}^3/\text{кг}$. Көлемдік шығыс $Gv = Gv_k = 145 \cdot 25 = 3625 \text{ м}^3/\text{с}$. Екі ағынды құрылымды қабылдаймыз, бір ағынға көлемді шығыс $1812 \text{ м}^3/\text{с}$, кесте бойынша (сур 2.4) ұзындығы $l_z = 1200 \text{ мм}$ ЛМЗ өндірісінің стандартты қалақша таңдау. Ылғалдылықтың әсерін ескеретін коэффициент:

$$k_{вл} = 1 - 0,4(1 - \gamma_{вл})(y_0 + y_z) \left(\frac{H_0^{вл}}{H_0^{гп}}\right). \quad (2.79)$$

онда $H_0^{ВЛ} = H_0^{HD} = 903$ кДж/кг, $H_0^{ГР} = 504$ кДж/кг. процесің басында ылғалдылық $y_0 = 0$, кеңейту процесің соңында $y_z = 0,1$; $\gamma_{ВЛ} = 0,1$ (см, [3]). Бастапқы деректерді ескере отырып, біз аламыз, $k_{ВЛ} = 0,93$.

$$\eta_{oi}^{HD} = 0.87 \left(1 + \frac{(903-400)}{10000} \right) 0,93 - \frac{60}{903} = 0,78, \quad (2.80)$$

$$H_i^{HD} = H_0 \cdot \eta_{oi}^{HD} = 903 \cdot 0,78 = 707 \text{ кДж/кг.} \quad (2.81)$$

Кеңейту процесің соңында бу энтальпиясы $h_k^{HD} = 3263 - 707 = 2500$ кДж/кг. H-s диаграммасын қолданып, буды кеңейту процесің соңында ылғалдылықты анықтаймыз $y = 3\%$.

Бу турбинының ішкі қуаты

$$N_i^{ПТ} = 2G_{П}^{ВД} H_0^{ВД} \eta_{oi}^{ВД} + [2(G_{П}^{ВД} + G_{П}^{HD}) - G^Д] H_0^{HD} \eta_{oi}^{HD}, \quad (2.82)$$

$$N_i^{ПТ} = 2 \cdot 114.8 \cdot 632 \cdot 0,88 + [2(114.8 + 28.14) - 21.4] 903 \cdot 0,78 = 313978 \text{ кВт.}$$

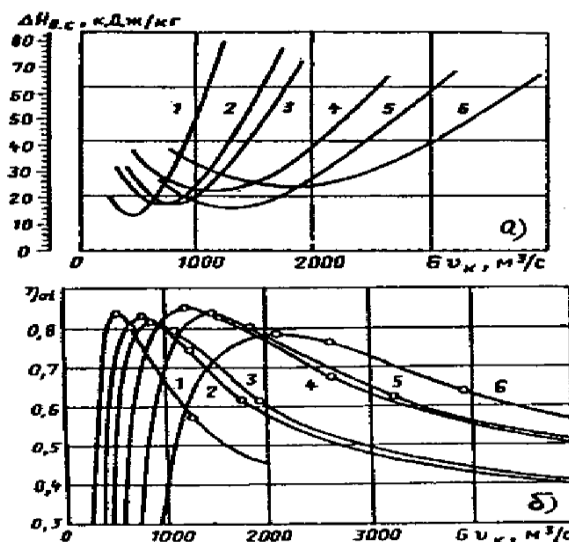
Бу турбинының қуаты

$$N_0^{ПТ} = 2G_{П}^{ВД} H_0^{ВД} + [2(G_{П}^{ВД} + G_{П}^{HD}) - G^Д] H_0^{HD}, \quad (2.83)$$

$$N_0^{ПТ} = 2 \cdot 114.8 \cdot 632 + [2(114.8 + 28.14) - 21.4] 903 = 383932.6 \text{ кВт.}$$

Бу турбинының ішкі ПӘК

$$\eta_{oi}^{ПТ} = \frac{N_i^{ПТ}}{N_0^{ПТ}} = \frac{313978}{383932.6} = 0,817. \quad (2.84)$$



2.4 - сурет - ЛМЗ стандартты қалақтары бар ЦНД сипаттамалары

а - шығардағы жылдамдықпен кеткен шығын $\Delta H_{BC}, Gv_K$ байланысты; б - соңғы сатының ПӘК: 1- $l_z = 550$ мм, $d_K = 1350$ мм, 2- $l_z = 755$ мм, $d_K = 1350$ мм, 3- $l_z = 755$ мм, $d_K = 1520$ мм, 4- $l_z = 960$ мм, $d_K = 1520$ мм, 5- $l_z = 1000$ мм, $d_K = 1800$ мм, 6- $l_z = 1200$ мм, $d_K = 1800$ мм

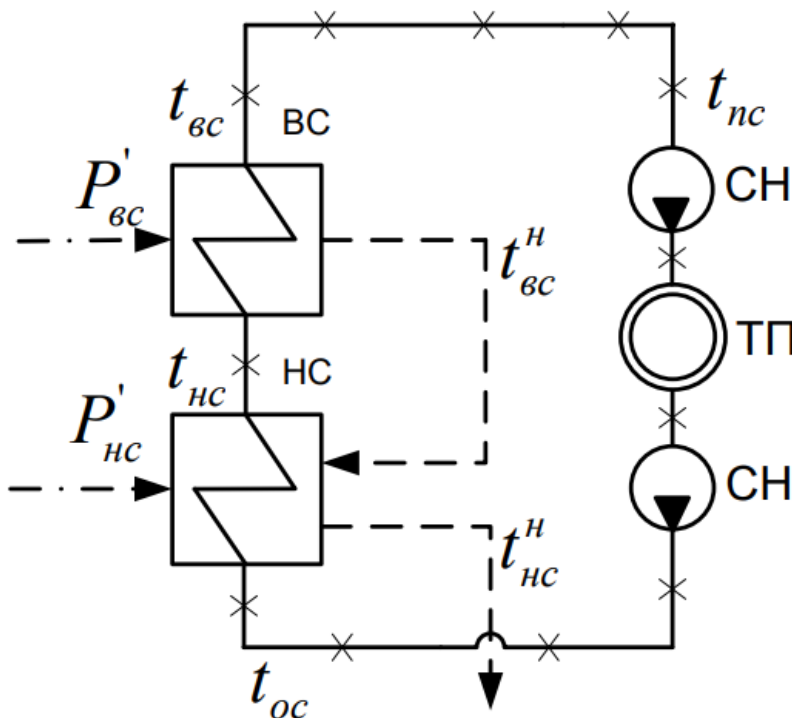
2.3.1 Желілік суды жылыту қондырғысын есептеу

Желілік суды қыздырудың принциптік схемасы 2. 5- суретте көрсетілген Желі суының шығыны G_{CB} , кг/с мына формула бойынша анықталады.

$$G_{CB} = \frac{Q_{гор}^{турб}}{C_B \cdot \Delta t} \quad (2.85)$$

мұнда C_B – судың жылу сыйымдылығы, кДж/кг·град ;

$$G_{CB} = \frac{116300}{4,186 \cdot (110 - 70)} = 694,577 .$$



2.5 - сурет - Желілік суды қыздырудың принципті сұлбасы

ТП- жылу тұтынушы, CH- желілік сорғы, HC- төменгі желілік жылытқыш, BC- жоғарғы желілік жылытқыш.

Кері желілік судың энтальпиясы \bar{t}_{oc} , кДж/кг, мына формула бойынша анықтаймыз.

$$\bar{t}_{oc} = t_{oc} \cdot C_B, \quad (2.86)$$

$$\bar{t}_{oc} = 70 \cdot 4,186 = 293,02 .$$

Жоғарғы желілік жылытқыштан кейін желілік судың энтальпиясын \bar{t}_{cn-2} , кДж/кг, мына формула бойынша анықтаймыз.

$$\bar{t}_{bc} = \bar{t}_{oc} + \frac{Q_{от}^{турб}}{G_{cb}}, \quad (2.87)$$

$$\bar{t}_{bc} = 293,02 + \frac{116300}{694,577} = 460,46 .$$

Жоғарғы желілік жылытқышынан кейінгі желілік су температурасын t_{bc} , °С формула бойынша анықтаймыз.

$$t_{bc} = \frac{\bar{t}_{bc}}{C_B}, \quad (2.88)$$

$$t_{bc} = \frac{460,46}{4,16} = 110 .$$

Жоғарғы желілік жылытқышта қыздырылмаған желілік суды ескере отырып, $\vartheta = 5$ °С [1], жоғарғы желілік жылытқыштың конденсацияланған буының қанығу температурасы $t_{д}^{bc} = 115$ °С . Жоғарғы желілік жылытқыш жағдайындағы бу қысымы $P'_{bc} = 1,69$ бар.

Турбина алымындағы будың қысымы $P_{bc}^{отб}$, 5% [1] құбырдағы қысымның жоғалуын есепке ала отырып, 1,78 бар .

Төменгі желілік жылытқыштан кейінгі желілік су температурасын мына формула бойынша анықтаймыз.

$$t_{nc} = t_{oc} + \frac{t_{bc} - t_{oc}}{2}, \quad (2.89)$$

$$t_{nc} = 70 + \frac{110 - 70}{2} = 90 .$$

Төменгі желілік жылытқышта қыздырылмаған желілік суды ескере отырып, $\vartheta = 5$ °С [1], төменгі желілік жылытқыштың конденсацияланған буының қанығу температурасы $t_{д}^{nc} = 95$ °С . төменгі желілік жылытқыш жағдайындағы бу қысымы $P'_{bc} = 0,84$ бар .

Төменгі желі жылытқышынан кейінгі желілік судың энтальпиясын мына формула бойынша анықтаймыз.

$$\bar{t}_{\text{HC}} = t_{\text{HC}} \cdot C_B, \quad (2.90)$$

$$\bar{t}_{\text{HC}} = 90 \cdot 4,186 = 376,74 .$$

Турбина алымындағы будың қысымы $P_{\text{BC}}^{\text{отб}}, 5\% [1]$ құбырдағы қысымның жоғалуын есепке ала отырып, 0,89 бар .

2.4 Утилизациялық қазандықтың есептемесі

Бу қыздырғыштың және жоғары қысымды буландырғыштың жиынтық беттері үшін бір УҚ жылу баланс теңдеуі

$$G_{\text{Г}}(I_{\text{д}} - I_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}}) = G_{\text{П}}^{\text{ВД}}(h_0^{\text{ВД}} - h_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}}). \quad (2.91)$$

мұндағы $G_{\text{Г}}=935$ кг/с - бір ГТҚ-дан кететін газдардың шығысы; $I_{\text{д}}=595,5$ кДж/кг - ГТҚ-дан шығатын газдардың энтальпиясы ; $p_0^{\text{ВД}}=5$ МПа; $t_0^{\text{ВД}} = 520^{\circ}\text{C}$ кезінде жоғары қысымды қыздырғыштан шыққан будың энтальпиясы $h_0^{\text{ВД}} = 3480,2$ кДж/кг; $h_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}} = 1154,6$ кДж/кг жоғары қысымды экономайзерден шығатын судың энтальпиясы ($p_0^{\text{ВД}}$ қысымы кезінде қанығу жағдайында).

Жоғары қысымды бу энтальпиясы H-s диаграмма бойынша анықталады. Температура $t_0^{\text{ВД}}$ және қысым $p_0^{\text{ВД}}$ анықтау параметрлері экономайзердегі энтальпия $t_0^{\text{ВД}}$ қанығу температурасына сәйкес анықталады.

$\delta t = 31^{\circ}\text{C}$ температуралық арынды таңдап, газ температурасын табамыз

$$\theta_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}} = t_s + \delta t_{\text{ЭК}} = 264 + 31 = 295^{\circ}\text{C}. \quad (2.92)$$

ал ол бойынша жоғары қысымды экономайзер алдында газдың энтальпиясы $I_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}} = 310$ кДж/кг.

(2.91) теңдеуден бір УҚ генерациялайтын жоғары қысымды бу шығынын анықтаймыз:

$$G_{\text{П}}^{\text{ВД}} = \frac{G_{\text{Г}}(I_{\text{д}} - I_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}})}{(h_0^{\text{ВД}} - h_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}})} = \frac{935(595,5 - 310)}{(3480,2 - 1154,6)} = 114,8 \text{ кг/с} .$$

Экономайзер үшін жоғары қысым контуры келесі арақатынас болады

$$G_{\text{Г}}(I_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}} - I_{\text{УХ}}^{\text{ВД}}) = G_{\text{П}}^{\text{ВД}}(h_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}} - h_{\text{д}}) . \quad (2.93)$$

мұндағы $h_{\text{д}} = 640$ кДж/кг - деаэратордан түсетін қоректік судың энтальпиясы ($p^{\text{д}}=0,5$ МПа деаэраторындағы қысымды қабылдай отырып); $I_{\text{УХ}}^{\text{ВД}}$ - ЖҚ контурының жылу алмастырғыштарынан шығатын газдардың энтальпиясы

(жоғары қысымды контурдың экономайзеріндегі газдардың энтальпиясы), анықтау қажет.

$$I_{у\text{X}}^{\text{ВД}} = I_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}} - \frac{G_{\text{П}}^{\text{ВД}}(h_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}} - h_{\text{Д}})}{G_{\text{Г}}} = 310 - \frac{114,8(1154,6 - 640)}{935} = 247 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

$\theta_{у\text{X}}^{\text{ВД}} = 235^{\circ}\text{C}$ газдардың температурасына сәйкес келеді.

Бу қыздырғыштың және буландырғыштың жиынтық беттері үшін төмен қысымды УҚ контуры

$$G_{\text{Г}}(I_{у\text{X}}^{\text{ВД}} - I_{\text{ГПК}}) = G_{\text{П}}^{\text{НД}}(h_0^{\text{НД}} - h_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}}). \quad (2.94)$$

Бұл қатынастағы газдардың энтальпиясы ГПК-ге $I_{\text{ГПК}}$ кіре берістегі температура бойынша анықталады

$$\theta_0^{\text{НД}} = t_s + \delta t_0^{\text{НД}} = 152 + 20 = 172^{\circ}\text{C}.$$

мұндағы $\delta t_0^{\text{НД}} = 20^{\circ}\text{C}$ - таңдалған температуралық қысым. Біз аламыз $I_{\text{ЭК}}^{\text{НД}} = 180 \text{ кДж/кг}$.

Төмен қысымды контурдан шығатын бу энтальпиясы $p_0^{\text{НД}} = 0,5 \text{ МПа}$ контурдағы қысым және $t_0^{\text{НД}} = \theta_{у\text{X}}^{\text{ВД}} - \delta t^{\text{НД}} = 235 - 30 = 205^{\circ}\text{C}$ температура бойынша анықталады, мұндағы $\delta t^{\text{НД}} = 30^{\circ}\text{C}$ - қабылданған температуралық қысым. Біз аламыз $h_0^{\text{НД}} = 2866 \text{ кДж/кг}$. Барабандағы судың энтальпиясы төмен қысымды контуры (қысым кезінде қанығу жағдайындағы судың энтальпиясы) $h_{\text{Г}}^{\text{НД}} = 640 \text{ кДж/кг}$.

(2.94) теңдеуден төмен қысымды УҚ контуры арқылы бу шығынын анықтаймыз

$$G_{\text{П}}^{\text{НД}} = \frac{G_{\text{Г}}(I_{у\text{X}}^{\text{ВД}} - I_{\text{ГПК}})}{(h_0^{\text{НД}} - h_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}})} = \frac{935(247 - 180)}{(2866 - 640)} = 28,14 \text{ кг/с}.$$

ГПК-ға кірер кездегі қоректік судың температурасын $t_{\text{ГПК}} = 60^{\circ}\text{C}$ деп қабылдаймыз. Сонда ол $h_{\text{ПВ}} = 251 \text{ кДж/кг}$ энтальпияға сәйкес келеді.

ГТҚ және деаэратордағы конденсаттың қызуы шамамен біркелкі жүзеге асырылады деп есептейміз. Судың энтальпиясы ГПК-ға қабылдаймыз, $h_{\text{ГПК}} = 460 \text{ кДж/кг}$, ол $t_{\text{ГПК}} = 110^{\circ}\text{C}$ температура сәйкес келеді.

Деаэраторға арналған жылу баланс теңдеуінен

$$[2(G_{\text{П}}^{\text{ВД}} + G_{\text{П}}^{\text{НД}}) - G_{\text{Д}}]h_{\text{ГПК}} + G_{\text{Д}}h_0^{\text{НД}} = 2(G_{\text{П}}^{\text{ВД}} + G_{\text{П}}^{\text{НД}})h_{\text{Д}}, \quad (2.95)$$

деаэраторға бу шығынын табамыз

$$G^d = \frac{2(G_{\Pi}^{BD} + G_{\Pi}^{HD})(h_d - h_{ГПК})}{h_0^{HD} - h_{ГПК}} = \frac{2(114,8 + 28,14)(640 - 460)}{2866 - 460} = 21,4 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Конденсатордан және рециркуляция сызығынан конденсат ағынын араластыру нүктесіне арналған жылу баланс теңдеуі

$$[2(G_{\Pi}^{BD} + G_{\Pi}^{HD}) - G^d]h_k + G^p h_{ГПК} = [2(G_{\Pi}^{BD} + G_{\Pi}^{HD}) - G^d + G^p]h_{ПВ}. \quad (2.96)$$

мұндағы $h_k = 138$ кДж/кг, $p_k = 5$ кПа кезінде қанығу күйіндегі конденсаттың энтальпиясы, рециркуляция шығынын табуға мүмкіндік береді

$$G^p = \frac{[2(G_{\Pi}^{BD} + G_{\Pi}^{HD}) - G^d](h_{ПВ} - h_k)}{h_{ГПК} - h_{ПВ}}, \quad (2.97)$$

$$G^p = \frac{[2(114,8 + 28,14) - 21,4](251 - 138)}{460 - 251} = 143 \text{ кг/с}.$$

ГПК-ның жылулық балансы

$$G_{\Gamma}(I_{ГПК} - I_{yx}) = \left(G_{\Pi}^{BD} + G_{\Pi}^{HD} - \frac{G^d}{2} + \frac{G^p}{2}\right)(h_{ГПК} - h_{ПВ}). \quad (2.98)$$

(2.98) формула бойынша утилизациялық қазандықтан шығатын газдардың энтальпиясын табамыз

$$I_{yx} = I_{ГПК} - \frac{(G_{\Pi}^{BD} + G_{\Pi}^{HD} - \frac{G^d}{2} + \frac{G^p}{2})(h_{ГПК} - h_{ПВ})}{G_{\Gamma}}, \quad (2.99)$$

$$I_{yx} = 180 - \frac{(114,8 + 28,14 - \frac{21,4}{2} + \frac{143}{2})(460 - 251)}{935} = 134 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Кететін газдардың температурасы $\theta_{yx} = 120^\circ\text{C}$.

УҚ ПӘК-ін формуласы бойынша анықтаймыз

$$\eta_{ky} = \frac{I_d - I_{yx}}{I_d - I_a} = \frac{595,5 - 134}{595,5 - 15,4} = 0,795. \quad (2.100)$$

Бу турбиналық циклге ГТҚ газдарымен берілген жылу

$$Q_{\text{газ}} = 2G_{\Gamma}(I_d - I_{yx}) = 2 \cdot 935(595,5 - 134) = 863005 \text{ кВт}.$$

бумен алынған

$$Q_{\text{пар}} = 2G_{\text{п}}^{\text{ВД}}h_0^{\text{ВД}} + (2G_{\text{п}}^{\text{НД}} - G^{\text{Д}})h_0^{\text{НД}} - [2(G_{\text{п}}^{\text{ВД}} + G_{\text{п}}^{\text{НД}}) - G^{\text{Д}}]h_{\text{к}} , \quad (2.101)$$

$$Q_{\text{пар}} = 2 \cdot 114,8 \cdot 3480,2 + (2 \cdot 28,14 - 21,4)2866 - [2(114,8 + 28,14) - 21,4] \cdot 138 = 862521 \text{ кВт} .$$

Алынған шамалардың айырмашылығы 0,03% аспайды, бұл есептеулердің дұрыстығын дәлелдейді. Әрі қарай бір УҚ жылу қуаты орташа мәнге тең деп есептейміз $Q_{\text{КУ}}=862243/2=431121,5$ кВт.

Бір УҚ жеке элементтеріндегі суға (буға) келетін жылу: ГПК үшін

$$Q_{\text{ГПК}} = \left(G_{\text{п}}^{\text{ВД}} + G_{\text{п}}^{\text{НД}} - \frac{G^{\text{Д}}}{2} + \frac{G^{\text{Р}}}{2} \right) (h_{\text{ГПК}} - h_{\text{пв}}) , \quad (2.102)$$

$$Q_{\text{ГПК}} = \left(114,8 + \frac{28,14}{2} - \frac{21,4}{2} + \frac{143}{2} \right) (60 - 251) = 36226,97 \text{ кВт} .$$

төмен қысымды буландырғыш үшін

$$Q_{\text{исп}}^{\text{НД}} = G_{\text{п}}^{\text{НД}}r^{\text{НД}} = 28,14 \cdot 2108,4 = 59330 \text{ кВт} .$$

мұндағы $r^{\text{НД}} = 2108,4$ кДж/кг, $p_0^{\text{НД}}$ қысымы бойынша анықталатын булану жылуы; төмен қысымды бу қыздырғыш үшін

$$Q_{\text{пп}}^{\text{НД}} = G_{\text{п}}^{\text{НД}}(h_0^{\text{НД}} - h_s''^{\text{НД}}) = 28,14(2866 - 2748,5) = 3306,45 \text{ кВт} .$$

мұндағы $h_s''^{\text{НД}} = 2748,5$ кДж/кг, $p_0^{\text{ВД}}$ қысымы кезінде қаныққан будың энтальпиясы; жоғары қысымды экономайзер үшін

$$Q_{\text{эк}}^{\text{ВД}} = G_{\text{п}}^{\text{ВД}}(h_0^{\text{НД}} - h_{\text{эк}}^{\text{ВД}}) = 114,8(1154,6 - 640) = 54076 \text{ кВт} .$$

жоғары қысымды буландырғыш үшін

$$Q_{\text{исп}}^{\text{ВД}} = G_{\text{п}}^{\text{ВД}}r^{\text{ВД}} = 114,8 \cdot 1638,2 = 188065 \text{ кВт} .$$

мұндағы $r^{\text{ВД}} = 1638,2$ кДж/кг, $p_0^{\text{ВД}}$ қысымы бойынша анықталатын булану жылуы; жоғары қысымды бу қыздырғыш үшін

$$Q_{\text{пп}}^{\text{ВД}} = G_{\text{п}}^{\text{ВД}}(h_0^{\text{ВД}} - h_s''^{\text{ВД}}) = 114,8(3480,2 - 2792,8) = 78913,52 \text{ кВт} .$$

мұндағы $h_s''^{\text{ВД}} = 2792,8$ кДж/кг, $p_0^{\text{ВД}}$ қысымы кезінде қаныққан будың энтальпиясы.

Тиісті салыстырмалы шамалар

$$\bar{Q}_{\text{ГПК}} = \frac{Q_{\text{ГПК}}}{Q_{\text{КУ}}} = \frac{36226,97}{431121,5} = 0,084,$$

$$\bar{Q}_{\text{исп}}^{\text{нд}} = \frac{Q_{\text{исп}}^{\text{нд}}}{Q_{\text{КУ}}} = \frac{59330}{431121,5} = 0,137,$$

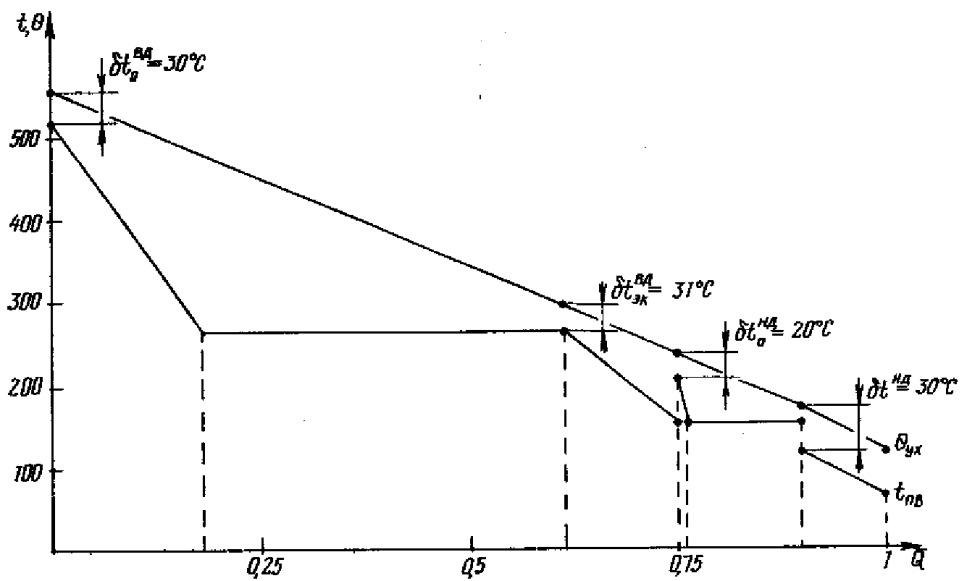
$$\bar{Q}_{\text{пп}}^{\text{нд}} = \frac{Q_{\text{пп}}^{\text{нд}}}{Q_{\text{КУ}}} = \frac{3306,45}{431121,5} = 0,0076,$$

$$\bar{Q}_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}} = \frac{Q_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}}}{Q_{\text{КУ}}} = \frac{54076}{431121,5} = 0,125,$$

$$\bar{Q}_{\text{исп}}^{\text{ВД}} = \frac{Q_{\text{исп}}^{\text{ВД}}}{Q_{\text{КУ}}} = \frac{188065}{431121,5} = 0,436,$$

$$\bar{Q}_{\text{пп}}^{\text{ВД}} = \frac{Q_{\text{пп}}^{\text{ВД}}}{Q_{\text{КУ}}} = \frac{78913,52}{431121,5} = 0,183.$$

УҚ-тың жылу диаграммасы 2.6-суретте көрсетілген.



2.6 - сурет - Утилизациялық қазандықтың жылу диаграммасы

3 Жалпы бөлім

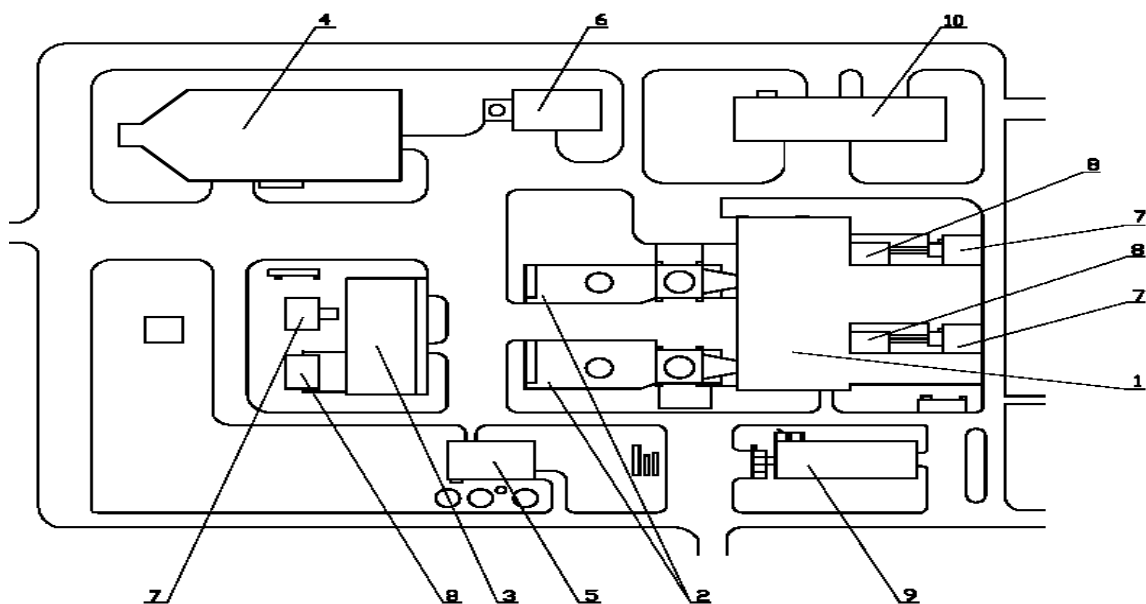
3.1 Бас жоспар

Электр станциясының бас жоспары (бас жоспары) - бұл оның негізгі және қосалқы құрылыстарын электр станциясының негізгі өндірістік алаңына орналастыру жоспары. Бас жоспар электр станциясының маңызды бөлігі болып табылады, оған өндіріс алаңынан басқа, сумен жабдықтау жүйесі, іргелес жолдар, электр желілері, электр сымдары мен жылу құбырларының қорытындылары кіреді. Электр станциясының бас жоспары келесі өндірістік және қызметтік ғимараттарды, құрылыстар мен құрылғыларды қамтиды: негізгі ғимарат; мұржа; трансформаторлар; газ тарату пункті; электрлік басқару панелі; ішкі және сыртқы электр таратқыштар; сумен жабдықтау құрылғылары, қосымша суды химиялық тазарту; мұнай өнеркәсібі; зертханалар мен шеберханалар; жабдықтар мен материалдар қоймалары; кеңсе және т.б.

Негізгі аумақтың жанындағы электр станциясының бас жоспарында ғимараттың темір-бетон және темір конструкциялары жиналатын құрылыс-монтаж алаңы қарастырылған. Электр станциясының құрылыс алаңының электрлік және жылу жүктемелерінің үнемі артуына байланысты электр станциясының қуаттылығы жобадан тыс жоғарылаған жағдайда, негізгі құрылысты аяқтауға (кеңейтуге) арналған бос орын бөлінген. Ғимараттар, құрылыстар мен қондырғылардың арасында бас жоспарда қажетті өрт сөндіру мен жүру жолдары қарастырылған.

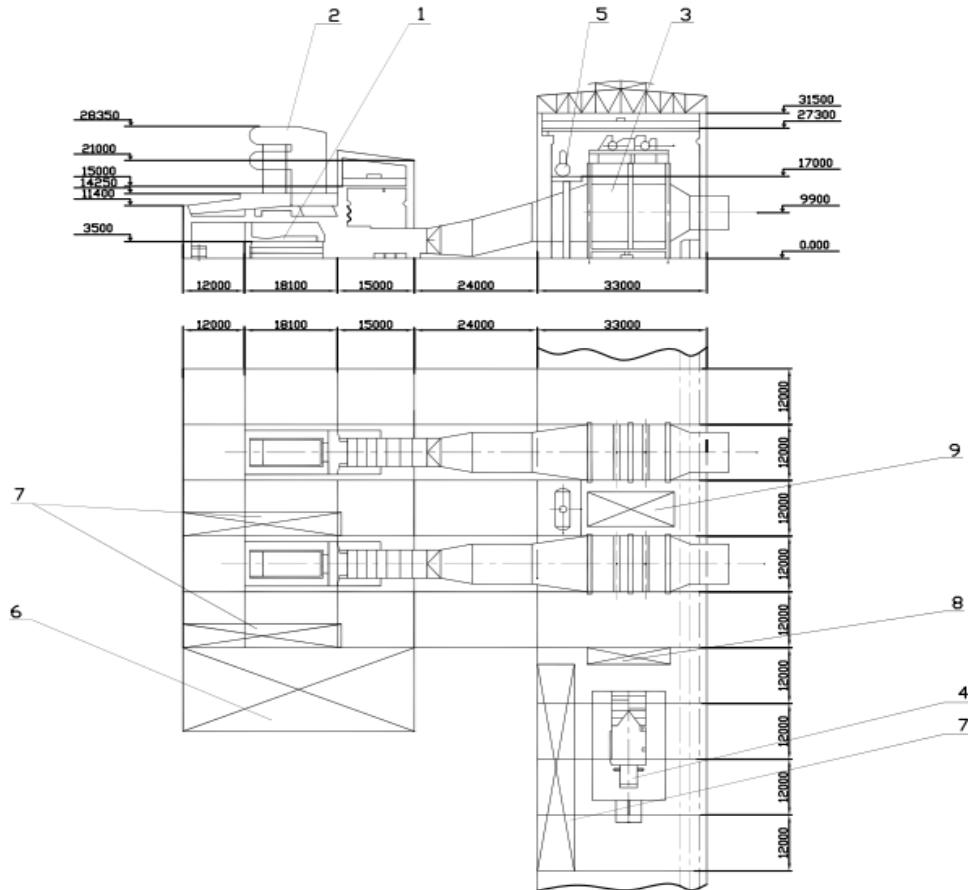
Жеке ғимараттар, құрылыстар мен қондырғылар электр станциясындағы энергияны түрлендірудің негізгі технологиялық процесіне сәйкес мүмкіндігінше орналастырылған.

ЖЭО-ның ғимараттары мен құрылыстарының жиынтығы күрделі өндірістік және архитектуралық кешен болып табылады. Оған тек технологиялық орындылығы мен үнемділігі ғана емес, сонымен қатар санитарлық-техникалық, сондай-ақ эстетикалық талаптар қойылған.



3.1 - сурет - БГҚ бар ЖЭС-ның жалпы көрінісі

1- газ турбиналарының ғимараты, 2-қазандық, құбыр , 3-бу турбиначының ғимараты , 4-салқындататын су сорғылары станциясының ғимараты , 5-су дайындау қондырғысы , 6-тұндыру қондырғысы, 7-станция трансформаторы, 8-ТҚ АБЖ контейнері, 9-құрамалық басқару қалқанының ғимараты, 10-шеберханалар мен қоймалар.



3.2 - сурет - БГҚ-ның жалпы көрінісі

1-ГТУ газ турбогенераторы, 2-ауа тазартатын құрылғы, 3-утилизатор қазаны, 4-бу турбогенераторы , 5-газсыздандырғыш, 6-құрамалық басқару қалқанының ғимараты және өзіндік мұқтаждықтың тарату құрылғысы, 7-электр техникалық бөлмелер, 8-іске қосу-тастау құрылғысы, 9-ЖҚ және ТҚ қоректік сорғылар орналасқан аймақ.

4 Қоршаған ортаны қорғау

4.1 Жалпы ережелер

Қазіргі кездегі электр станцияларының барлық түрлерінің ішінде органикалық отынмен жұмыс істейтін электр станциялары атмосфераны көп ластайды. Қоршаған ортаның ластану мөлшері мен ластану түрі станциялардың түріне және қуатына байланысты.

Жылу станциялары жұмысының нәтижесі атмосфераны отынды жағу кезінде бөлінетін көмірқышқылмен, көміртек оксиді, күкірт оксиді, көмірсутектер, азот оксиді, қатты бөлшектердің (күлдің) орасан зор мөлшерімен және басқа да зиянды заттармен ластау болып табылады. Сонымен қатар, су қоймаларының жылу ластануы оларға жылы су құйылған кезінде орын алады.

Жер атмосферасында көмірқышқылдың санының артуы "парниктік эффект" пайда болуына әкеледі. Көмірқышқыл газы жердің қызған бетінің ұзын толқынды сәулеленуін сіңіреді, қызады және сол арқылы жылудың сақталуына ықпал етеді. Атмосферадағы көмірқышқыл газының үлесінің артуы атмосфераның төмен қабатының температурасының бірнеше градусқа жоғарылауына алып келуі мүмкін, ал бұл өз кезегінде Гренландия мен Антарктидтер мұздықтарының еруіне және құрлық бөлігінің су басуына алып келуі мүмкін.

Көмірқышқыл газының мөлшерінің жоғарылауымен қатар, жылу станцияларында отын жағуға жұмсалатын атмосферадағы оттегінің азаюы байқалады.

Атмосфераның күкірт оксидімен ластануы жануарлар мен өсімдіктер әлеміне зиянды әсер етеді. Атмосфераның күкіртпен ластануы дәл электр станциялары мен жылу станциялары үлесіне келеді.

Көмірқышқыл газының адамдар мен жануарларға тигізетін зиянды әсері мынада: қан гемоглобинімен біріктірілгенде организмді тез оттектен айырады.

Көмірмен жұмыс істейтін станциялар оны көп мөлшерде тұтынады және атмосфераға ластаушы заттарды тастайды.

Су қоймаларына ыстық судың төгілуі және оның температурасының жоғарылауы табиғи жағдайларда қалыптасқан экологиялық тепе-теңдіктің бұзылуына әкеледі, бұл өсімдіктер мен жануарлар әлеміне теріс әсер етеді. Су қоймаларының жылулық ластануы суды пайдаланудың тұйық циклдарына ауысумен азайтылуы мүмкін.

Осылайша, ЖЭО-ның биосфераға әсері зор және қолайсыз екенін көреміз. Алайда, бұған қарамастан, жылу электр станциялары мен жылу электр орталықтары адам қажеттіліктері үшін электр энергиясы мен жылу өндіру кезінде басым болып қалуда.

4.2 Өндіріс пен электр қондырғыларының қоршаған ортаға әсері

Атмосфераға шығарылатын ластаушы заттардың тізбесі: темір оксиді, марганец және оның қосындылары, азот диоксиді, күкірт диоксиді, күкіртті ангидрид, көміртегі оксиді, фторлы сутегі, өлшенген заттар, абразивті шаң, ақ корунд, монокорунд, көмір күлі, тас көмір тозаңы.

Кәсіпорында пайда болатын қалдықтар:

- қауіптілік класы: пайдаланылған сынап шамдары және термометрлер;

- қауіптілік класы: пайдаланылған компрессорлық май, пайдаланылған өнеркәсіптік май, пайдаланылған қозғалтқыш майы, жұмыс жасалған трансмиссиялық май, құрамында асбест бар жылу оқшаулайтын қалдықтар;

- қауіптілік класы: ағаштың жоңқалары және кесек қалдықтары, қара металдардың сынықтары, түсті металдардың сынықтары, металл жоңқасы, құрамында металл бар шаң, абразивтік бұйымдардың сынықтары, абразивтік металл тозаңы, дәнекерлеу материалдарының бауы, коррозияға қарсы жабынды, өнеркәсіптік қоқыс, лак-бояу материалдарының ыдысы, тежегіш қалыптардың пайдаланылған жапсырмалары, мұнай өнімдерімен ластанған сүзгілер, электролитті бейтараптандырудың шөгінділері, шприцтер, кеңсе техникасының қалдықтары, құрылыс қалдықтары;

- қауіптілік класы: өндірістегі тұрмыстық қалдықтар.

Қалдықтардың негізгі бөлігі үйіндіде көмілуге жатады, ал қалғандары кәсіпорын аумағында уақытша жиналады.

4.3 Шығарылатын газдың улылығы мен газ турбинасының шуын азайту

Пайдаланылған газдарда улы қосылыстар бар, олардың негізгілері СО көміртегінің оксиді, C_xH_y көмірсутектері, NO_x азот оксиді болып табылады. Пайдаланған газ құрамы ішіндегі қиын азаятын негізгі улы компонент азот оксиді болып табылады. Қазіргі заманғы жылу регенерациясы бар ГТҚ-да азот оксиді жалпы улылық деңгейінің 95% - ға дейін құрайды. Сондықтан, шығарылатын газдағы NO_x құрамын азайтуға баса назар аударылады.

Газ турбиналарынан шығатын пайдаланған газдардың улылығы жылу қозғалтқыштарының басқа түрлерінен бөлінетін пайдаланған газдардың улылық деңгейінен төмен. Осыған қарамастан, газ турбиналарының улылығын төмендету мәселесіне үлкен назар аударылуда.

Газ турбиналарында пайдаланған газдың улылығын төмендету бойынша жұмыстың негізгі бағыттары:

- қоспаныалдын ала араластыру бар жану камераларын қолдану арқылы жану процестерін жетілдіру;

- қуатты көбейту және NO_x құрамын азайту мақсатында ГТҚ жану камерасына суды немесе буды бүрку;

- улы компоненттердің құрамын анықтау мақсатында жану камераларындағы процестерді зерттеудің жаңа құралдарын әзірлеу;

- сутекті қосымша және негізгі отын ретінде пайдалану.

Алдын ала араластыру - нормалар мен стандарттар бойынша рұқсат етілген шекті мөлшерден $10 \div 15$ есе төмен шығарындыларды қамтамасыз ететін ең тиімді процестердің бірі.

Жану камерасына су немесе бу бүркігенде, пайдаланылған газдағы NO_x мөлшері айтарлықтай төмендейді. Мысалы, компрессор арқылы ауа шығынының 2,5% мөлшерінде суды бүрку NO_x құрамын $3 \div 5$ есе азайтады.

Сутегі газ турбиналары үшін перспективалы отын ретінде қарастырылады, өйткені оның жану өнімдері қоршаған ортаны ластамайды және оны өндірудің көзі су болуы мүмкін. Сонымен қатар, отын ретінде сутегінің кең таралуы атом электр станцияларында алынған кезде ғана мүмкін болады, онда өндірілетін энергияның үлкен бөлігі, әсіресе аз энергия тұтыну кезеңінде, сутегі өндірісіне жіберілуі мүмкін.

ГТҚ қызмет көрсетуші персоналдың және қоршаған халықтың денсаулығы үшін жоғары жиілікті шудың зиянды көздері болып табылады. Шу деңгейін рұқсат етілген санитарлық немесе техникалық нормаларға дейін төмендету үшін арнайы құрылғыларды орнату қажет.

Аэродинамикалық шудың шығуы ауадағы және барлық аэродинамикалық трактідегі жану өнімдеріндегі стационарлық және стационарлы емес процестердің салдарынан пайда болады. Осы типтегі шу деңгейін төмендету үшін газ турбинының кіріс және шығыс құрылғыларында әртүрлі құралдар қолданылады. Қоршаған кеңістіктегі шу деңгейін төмендету үшін тығыз (90 кг/м^3 дейін) талшықты материалдардан жасалған және сым тормен қорғалатын қалың пластиналардан торларды орнату тиімді болып табылады.

Газ турбиналары мен қосалқы жүйелердің дірілдеуінен болатын механикалық шуылдың таралуын болдырмау үшін серпімді амортизаторлар қолданылады.

Шудың деңгейін азайту және ГТҚ-ның жылу сәулеленуін төмендету үшін дыбыс оқшаулағыш қаптамалар қолданылады. Қаптамалар ішінен дыбыс оқшаулағыш материалдармен жабылады және желдеткішпен жабдықталады.

5 Жобаланатын объектінің өнеркәсіптік қауіпсіздігі

5.1 Өндірістік қауіпсіздік және зиянды еңбек жағдайлары тұрғысынан жобаланатын объектінің жалпы сипаттамасы

Жобаланатын ЖЭО-да электр және жылу энергиясын өндірудің технологиялық процесі қауіптілігі жоғары өндірістерге жатады. Қазандық утилизаторлар, бу және газ турбоагрегаттары, сондай-ақ қыздырылған бу және қоректік су құбырлары жоғары қысым мен температурамен жұмыс істейді. Қазандық турбиналық цехтың қосалқы жабдықтары (сорғылар, желдеткіштер, компрессорлар, түтін сорғыштар) жоғары электр кернеуімен жұмыс істейді.

Адамдарға зиянды әсер ету көздерін бөлек бөлмелерде орналастыру қарастырылған. Бір жұмысшыға арналған өндірістік бөлменің ауданы $4,5 \text{ м}^2$ асады, ал көлемі - 15 м^3 . Қазандық-турбина цехының ғимараты темір бетонды блоктармен жабылады. Цех қабырғасының қалыңдығы 300 мм темір-бетон плиталарынан жасалған. Техникалық қызмет көрсетуді жеңілдету үшін арнайы платформалар мен қоршаулары бар баспалдақтар қарастырылған.

5.2 Технологиялық процестің ықтимал қауіптері мен зияндылығын талдау және жою

Негізгі және қосалқы жабдықтарды пайдалану және жөндеу кезінде мынадай қауіпті жағдайлар туындауы мүмкін:

- арнайы киімдердің құрал-жабдықтың қозғалмалы бөліктерімен ілініп қалуы, үшкір құрал-сайманмен жарақат алу ;
- электр тогының соғуы;
- діріл, өндірістік шу, инфра және ультрадыбыстың ағзаға әсері;
- жұмыс аймағының ауасындағы зиянды заттардың әсері;
- электромагниттік өрістер мен сәулелердің әсері;
- жарылыс-өрт қауіпсіздігінің бұзылуымен, қысыммен жұмыс істейтін құрылғыларға байланысты авариялық жағдайлар.

Бұған жол бермеу үшін қызметкерлер еңбек қауіпсіздігі жөніндегі нұсқаулық пен қауіпсіздік ережелерінің талаптарын қатаң сақтауға міндетті. Жеке құраммен сабақтар мен жаттығулар жүйелі түрде жүргізіліп отыруы керек, еңбек қауіпсіздігі жөніндегі нұсқаулық пен қауіпсіздік ережелерінің талаптарын білуге мерзімді бақылау жасалынуы керек.

ҚОРЫТЫНДЫ

Осы дипломдық жоба аясында бу-газ қондырғысын орнату арқылы қуаты 450 МВт ЖЭО есебі орындалды.:

- екі газ турбинысы ГТУ SGT5-2000E;
- бу турбинысы КТ-150-8;
- екі утилизациялық қазандық П-90.

Бұл жоба мынадай есептерді қамтиды:

- негізгі жылу схемасын есептеу, және бу турбинысының алымындағы бу параметрлерін анықтадық, сондай-ақ оның суды жылытуға жұмсалатын шығыны анықталды;

- станция жұмысының техникалық-экономикалық көрсеткіштерін есептеу, нәтижесінде жылу өндіруге арналған отынның шығыны және электр энергиясын өндіруге арналған шартты отынның нақты шығыны анықталды.

Бұл дипломдық жобада жобаланатын станциядағы табиғатты қорғау шаралары туралы мәселе қаралды.

Жобаның экономикалық бөлімі жобаланатын ЖЭО энергия бірліктерінің өзіндік құнын есептейді. Экономикалық есептеулерге сүйене отырып, жобаның техникалық шешімдеріне негіздеме жасалды.

Ұсынылған жобаның өтелу мерзіміне есептеу жүргізілді, ол 9 жылды құрап отыр.

ПАЙДАЛАНЫЛҒАН ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

- 1 Ривкин, С. Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара: Учеб. для вузов / С. Л. Ривкин, А. А. Александров. – М.: Энергия 1980. – 424с
- 2 Цанев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: Учебное пособие для вузов/ Под ред. С.В. Царёва – М.: Издательство МЭИ, 2002. – 584 с., ил.
- 3 Гринчук А.С. Анализ затрат электроэнергии на собственные нужды, журнал «Энергия и менеджмент» №4 (55) – 2010.
- 4 Бойко, Е. А. Тепловые электрические станции (паротурбинные энергетические установки ТЭС): Справочное пособие / Е. А. Бойко, К.В. Баженов, П.А. Грачёв. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006. – 152 с.
- 5 Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции. Учебник для вузов по специальности «Тепловые электрические станции». Изд. 2-е, перераб. и доп. М., «Энергия», 1976. – 488 с.: ил.
- 6 Теплотехнический справочник. Изд. 2-е, перераб. Под ред. В.Н. Юренева и П.Д. Лебедева. Т. 1. М., «Энергия», 1975.– 378 с.: ил
- 7 Тезисы докладов научно технической сессии по проблемам газовых турбин М., 1997. С. 8-12
- 8 Пичугин И.И., Цветкой А.М., Симкии М.С. Особенности проектирование паровых турбин ЛМЗ// Теплоэнергетика. 1993, № 5. С. 10–21
- 9 Шегляев А.В. Паровые турбины М.: Энергоатомиздат, 1993. –384с.
- 10 Стационарные газотурбинные установки / Л.В. Арсеньев, В.Г. Тырышкин, И.А. Богов и др. Под ред. Л.В. Арсеньева и В.Г. Тырышкина. Л.:Машиностроение, 1989.–543 с.