

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ
Коммерциялық емес акционерлік қоғамы
«Ғ. Дәукеев атындағы АЛМАТЫ ЭНЕРГЕТИКА ЖӘНЕ БАЙЛАНЫС
УНИВЕРСИТЕТІ»

Жылу энергетика және басқару жүйелері институты
Жылу электр станциялар кафедрасы

«Қорғауға жіберілді»
Кафедра меңгерушісі т.ғ.к., Кибарин А.А.
(ғылыми дәрежесі, атағы, Т.А.Ж.)
_____ « ____ » _____ 2021ж.
(қолы)

ДИПЛОМДЫҚ ЖОБА

Тақырыбы: Бугаз турбиналы қондырғы қазандығын есептеу және жану
камерасы үшін бұрыштық тұрақтандырғыштарды модельдеу

Мамандығы: _____ 5B071700 -Теплоэнергетика

Орындаған: Қажыбеков Асанәлі Маратбекұлы Тобы: ТЭ(ТЭС)к-17-1
(Т.А.Ж.)

Ғылыми жетекшісі т.ғ.д., профессор, Достияров Абай Мухамедиярұлы
(ғылыми дәрежесі, атағы, Т.А.Ж.)

Кеңесшілер:

экономикалық бөлім бойынша: аға оқытушы, Абильдина Айнур Шахизадина
(ғылыми дәрежесі, атағы, Т.А.Ж.)
_____ « ____ » _____ 2021ж.
(қолы)

өміртіршілігі қауіпсіздігі бөлімі
бойынша: _____ аға оқытушы, Абдрешов Шамиль Аскарлович
(ғылыми дәрежесі, атағы, Т.А.Ж.)
_____ « ____ » _____ 2021ж.
(қолы)

есептеу техникасын қолдану бойынша:
_____ т.ғ.д., профессор, Достияров Абай Мухамедиярұлы
(ғылыми дәрежесі, атағы, Т.А.Ж.)
_____ « ____ » _____ 2021ж.
(қолы)

Нормобақылаушы: аға оқытушы, доктор PhD Олжабаева Карлыгаш Сериковна
(ғылыми дәрежесі, атағы, Т.А.Ж.)
_____ « ____ » _____ 2021ж.
(қолы)

Пікір беруші: «АлЭС» АҚ-ын қамтамасыз ету жөніндегі басқарма
директорының орынбасары Ергарин Мұхтар Муафеевич Ергарин М.М
(ғылыми дәрежесі, атағы, Т.А.Ж.)
_____ « ____ » _____ 2021ж.
(қолы)

Алматы 2021

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Коммерциялық емес акционерлік қоғамы

«Ғ. Дәукеев атындағы АЛМАТЫ ЭНЕРГЕТИКА ЖӘНЕ БАЙЛАНЫС
УНИВЕРСИТЕТІ»

Жылу энергетика және басқару жүйелері институты
Жылу электр станциялар кафедрасы

Мамандығы: 5B071700 -Теплоэнергетика

Дипломдық жобаны орындауға берілген

ТАПСЫРМА

Студент Қажыбеков Асанәлі Маратбекұлы
(Т.А.Ж.)

Жобаның тақырыбы Бугаз турбиналы қондырғы қазандығын есептеу және жану камерасы үшін бұрыштық тұрақтандырғыштарды модельдеу

2020 ж. «27» қазан айындағы №217 университет бұйрығымен бекітілді.
Аяқталған жобаны тапсыру мерзімі «» 2021 ж.

Жобаға алғашқы деректер (талап етілетін зерттеу (жоба) нәтижелерінің параметрлері және зерттеу нысанының алғашқы деректері):

“Siemens” компаниясының SGT-750 газ турбинасы электр қуаттылығы 54 МВт;

“Siemens” компаниясының SST-750 бу турбинасы;

Жобаның есептеуіне қолданылған БГҚ-ның жылу схемасы;

Отын – табиғи газ

Диплом жобасындағы әзірленуі тиіс мәселелер тізімі немесе диплом жобасының қысқаша мазмұны:

1. Кіріспе.
2. Бу-газ қондырғысының жіктелуі және оның түрлері.
3. Екі тізбекті бу-газ қондырғысының жылу есебі.
4. Микро модульдік жану камерасы мен қыздырғыштардың алдыңғы жағын модельдеу.
5. Экономикалық бөлімді есептеу.
6. ӨТҚ бөлімін есептеу.

Графикалық материалдардың (міндетті түрде дайындалатын сызбаларды көрсету тізімі:

1. Бу газ қондырғының жылу сұлбасы
2. БГҚ бас жоспарының сызбасы
3. Газ турбина қондырғының бойлық қимасы.
4. Газ турбина қондырғының жану камерасының жанарғысын модельдеу схемасы.
5. Қазақстан газ құбырының картасы.

Негізгі ұсынылатын әдебиеттер:

1. А.Д. Трухний, А.А. Романюк, Расчет тепловых схем утилизационных парогазовых установок: Учебное пособие по КЖҚрсу.– Москва: Издательский дом МЭИ, 2006.
2. С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.С. Земцов, А.С. Осыка, Газотурбинные энергетические установк: Учебное пособие для вузов.- Москва: Издательский дом МЭИ, 2011.
3. А.М. Достияров, А.А. Кибарин, Г.М. Тютебаева, Г.С.Катранова, Ж.Ф. Ожикенова, С.Б. Садыкова, Камеры сгорания и микрофакельные устройства: рекомендовано решением Ученого Совета АУЭС им. Г. Даукеева.- Алматы 2020.
4. <https://new.siemens.com/>.

Жоба бойынша жобаның бөлімдеріне қатысты белгіленген кеңесшілер

Бөлімдері	Кеңесшілері	Мерзімі	Қолы
Экономикалық бөлім	Абильдина Айнура Шахизадина	15.05.2021	
Өміртіршілігі қауіпсіздігі бөлімі	Абдрешов Шамиль Аскарлович	15.05.2021	

Диплом жобасын дайындау
КЕСТЕСІ

Бөлімдердің атауы, әзірленетін мәселелердің тізімі	Ғылыми жетекшіге ұсыну мерзімдері	Ескерту
<i>Бу-газ қондырғысының схемасын мен циклын зерттеу;</i>	<i>01.03.2021 ж. 20.03.2021 ж.</i>	
<i>БГҚ принципті жылу сұлбасын есептеу;</i>	<i>20.03.2021 ж. 20.04.2021 ж.</i>	
<i>Жану камерасының алдыңғы жағын микромодуль қыздырғыштарымен модельдеу;</i>	<i>20.04.2021 ж. 15.05.2021 ж.</i>	
<i>ӨТҚ бөлімі: БГҚ-дағы еңбек жағдайларын зерттеу, шуды аКЖҚстикалық есептеу және желдетуді есептеу;</i>	<i>15.05.2021 ж. 20.05.2021 ж.</i>	
<i>Экономикалық бөлім: негізгі шығындарды, бастапқы инвестицияларды және жобаның өтелу мерзімін есептеу;</i>	<i>15.05.2021 ж. 20.05.2021 ж.</i>	
<i>Жұмысты рәсімдеу;</i>	<i>15.05.2021 ж. 20.05.2021 ж.</i>	

Тапсырманың берілген уақыты « 01 » наурыз 2021ж.

Кафедра меңгерушісі _____
(қолы)

(Кибарин А.А.)
(Т.А.Ж.)

Жобаның
ғылыми жетекшісі _____
(қолы)

(Достияров А. М.)
(Т.А.Ж.)

Орындалатын тапсырманы
қабылдаған студент _____
(қолы)

(Қажыбеков А.М.)
(Т.А.Ж.)

Аңдатпа

Бұл дипломдық жұмыста Қостанай қаласы жағдайында БГҚ құрылысының техникалық-экономикалық негіздемесі ұсынылды. Қазіргі уақытта экология туралы мәселесі өте өткір түр және осыған байланысты бу-газ қондырғысы өте өзекті. Бу-газ қондырғысы қазіргі қатты отынмен жұмыс істейтін ЖЭО-ға қарағанда әлдеқайда экологиялық таза, өйткені БГҚ отын ретінде табиғи газды пайдаланады. Қостанай қаласының климаты қатал, қыста ауа температурасы -40°C дейін жетуі мүмкін. Сондықтан, осы қалада жаңа БГҚ салу тиімді.

Дипломдық жұмыста БКҚ-ның жылу есептеулері, экономикалық есептеулер және өміртіршілік қауіпсіздігі бойынша есептеулер жүргізілді.

Аннотация

В данном дипломной работе предложено технико-экономическое обоснование строительства ПГУ в условиях города Костанай. В наше время вопрос об экологии стоит остро и за счет этого парогазовая установка очень актуальна. Парогазовая установка намного экологичнее нынешних ТЭЦ на твердом топливе, так как в виде топлива ПГУ использует природный газ. Сам по себе климат города Костанай – суровый и зимой температура воздуха может достигь до -40°C . Поэтому постройка нового ПГУ в данном городе, имеет место быть.

В дипломной работе были проведены тепловые расчет ПГУ, экономические расчеты и расчет по безопасности жизнедеятельности.

Annotation

In this thesis, a feasibility study of the construction of a CCGT in the conditions of the city of Kostanay is proposed. In our time, the issue of ecology is acute and due to this, the combined-cycle gas installation is very relevant. The combined-cycle gas plant is much more environmentally friendly than the current solid-fuel CHP plants, since the CCGT uses natural gas as fuel. By itself, the climate of the city of Kostanay is severe and in winter the air temperature can reach up to -40°C . Therefore, the construction of a new CCGT in this city takes place.

In the thesis, the thermal calculation of the CCGT, economic calculations and the calculation of life safety were carried out.

Мазмұны

Кіріспе.....	7
1 Ауданның географиялық сипаттамасы	8
1.1 Бу-газ турбиналық қондырғылар және көмірді газдандыру	10
1.1.1 Көмірді газдандыру	14
1.2 Таңдалған БГҚ – ға ГТҚ таңдау.....	16
2 БГҚ есептелуі	21
2.1 Бастапқы деректер	21
2.2 Шығатын газдардың жылуфизикалық сипаттамаларын анықтау	21
2.3 Жылу қазандығын есептеу (утилизатор).....	26
2.4 Бу турбинасын есептеу.....	32
2.5 Бу-газ қондырғысының экономикалық көрсеткіштерін анықтау	40
3 Дипломдық жұмыстың экономикалық бөлігі	41
3.1 ЖЭО-дан электр энергиясының өзіндік құнын анықтау.....	41
3.1.1 ЖЭО - ның жылдық энергия шығынын анықтау.....	42
3.1.2 Отын шығындарын есептеу	42
3.1.3 Отынды пайдалану тиімділігін есептеу.....	43
3.1.4 Су шығындарын есептеу	44
3.1.5 Жалақы шығындарын есептеу	44
3.1.6 Амортизациялық аударымдарды есептеу.....	45
3.1.7 Ағымдағы жөндеуді жүргізуге арналған шығындарды есептеу	45
3.1.8 Шығарындыларға жұмсалатын шығындарды есептеу	45
3.2 Энергияны босатудың өзіндік құнын есептеу	47
3.2.1 ЖЭО құрылысын экономикалық бағалау.....	48
3.3 Ағымдағы таза құнды анықтау әдісі NPV	49
3.4 IRR ішкі кіріс мөлшерлемесін есептеу әдісі	50
3.5 PP инвестицияларының өтелімділігін есептеу әдісі	50
4 Өміртіршілік қауіпсіздігі	52
4.1 Турбина цехындағы еңбек жағдайларын талдау	52
4.1.1 Турбиналық цехта сору-шығару желдеткішін есептеу.....	52
4.2 Ауаны шаңнан тазарту үшін циклонды есептеу	55
4.3 Өміртіршілік қауіпсіздігі бойынша қорытынды.....	58
Қолданылған Әдебиет тізімі	60

ДЖ.5В071700.КО.ТЖ										
Өзг.	Пар	Құжат №	Қолы	Күні						
Орындаған		Қажыбеков								
Жетекші		Достияров А.М								
Реценз.		Ергарин М.М								
Бекіт.		Кибарин А.А.								
Норм. Бак.		Олжабаева К.С								
<table border="1" style="display: inline-table; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 10%;">Әдеб.</td> <td style="width: 10%;">Пар</td> <td style="width: 10%;">Парак</td> </tr> <tr> <td> </td> <td> </td> <td> </td> </tr> </table>					Әдеб.	Пар	Парак			
Әдеб.	Пар	Парак								
АЭЖБУ, ЖЭҚ каф										

Кіріспе

Қазақстанның энергетика мен өнеркәсібінің соңғы жылдардағы дамуын талдау энергетикалық қуаттардың жетіспеушілігі тұтастай алғанда ел экономикасының дамуына елеулі әсер ететінін көрсетті. Көптеген өңірлерде әртүрлі өнеркәсіптік кәсіпорындардың құрылысы тежеледі, өйткені электр энергиясының өткір тапшылығы байқалады және өнеркәсіптік кәсіпорындар үшін қосылатын қуат тарифтері өсуде. Мұның бәрі жаңа қуатты энергоблоктар энергияны көп қажет ететін өндіріспен Қазақстанның барлық өңірлерінде іске қосылып қана қоймай, олардың құрылысы да мүмкіндігінше тез, ал өзін – өзі ақтау мерзімі-барынша қысқа болуы тиіс дегенді білдіреді.

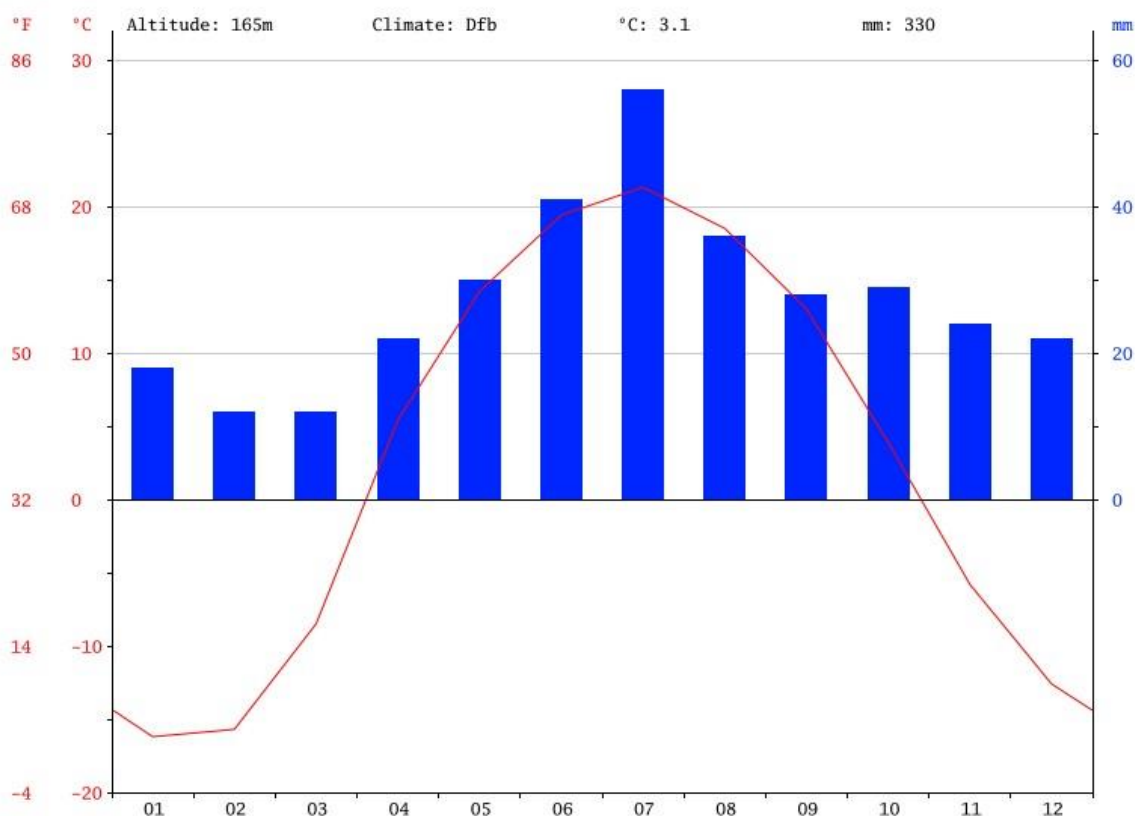
Жаңа қуаттарды салу жобалары өңірлердің электр энергиясына қажеттілігін қанағаттандыруға және инвестициялық тартымды болуға тиіс. Бу-газ циклі бар жылу электр станцияларының құрылысы осы шарттарды қанағаттандырады.

Жалпы, жылу энергетикасында одан әрі даму іздеумен байланысты тиімділіктің тиісті арақатынасының мәселелерін шешу, өнімділік, экология, тұрақтылық және инвестиция мәселелері. Белгіленген міндеттерді орындау үшін ең жақсы бағыттардың бірі энергетикада тиімділігі жоғары бу-газ қондырғыларын енгізу электр энергиясын өндіру.

Дипломдық жоба аясында міндет қойылды: жоғары ресурсқа ие және тиімділігі жоғары, өтелімділіктің қысқа мерзімін қанағаттандыра алатын энергетикалық қондырғылары бар ЖЭС схемасын жасау.

1 Ауданның географиялық сипаттамасы

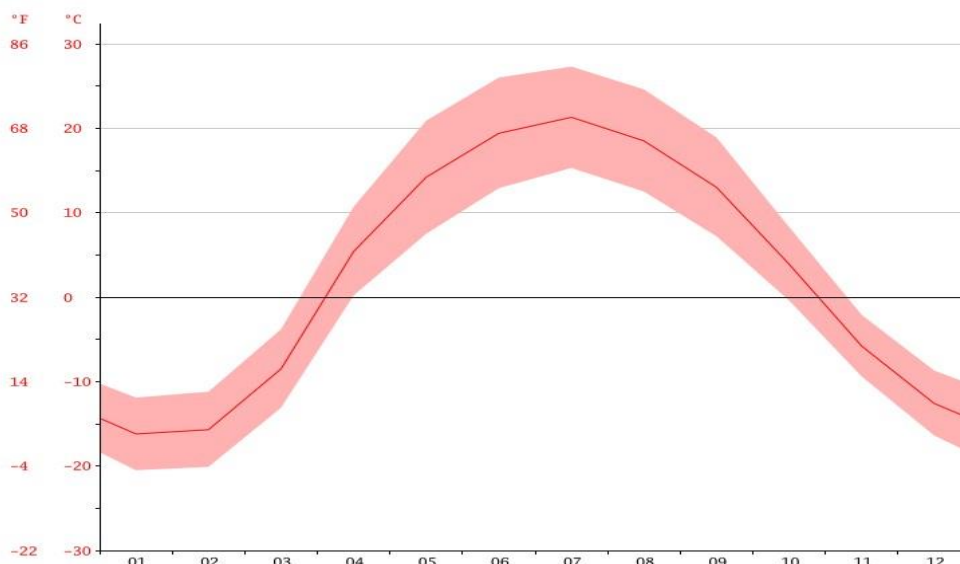
Қостанай облысы 1936 жылы жеке облыс ретінде құрылды. Облыстың ауданы 196 000 км². Өңір Қазақстан Республикасының солтүстік бөлігінде, негізінен дала және орманды дала аймағында, Торғай және Заурал үстіртінің шегінде орналасқан. Облыс Ресей Федерациясының үш облысымен – Орынбор, Челябині, Қорған және Қазақстанның төрт облысымен – Ақтөбе, Қарағанды, Ақмола және Солтүстік Қазақстан облыстарымен шектеседі. Қостанай қаласының климаты қоңыржай. Қостанай-айтарлықтай жауын-шашын мөлшері бар қала. Құрғақ айда да жаңбыр көп. Бұл жер Кеппен және Гейгер бойынша Dfb ретінде жіктеледі. Қостанайда жылдық орташа температура 3.1 °С құрайды. Жауын-шашынның жылдық орташа мөлшері-330 мм.



1 сурет - Қостанай облысының климаттық кестесі

Кесте Қазгидромет филиалы беретін мәліметтер негізінде жасалған. Жауын-шашын ақпан айында Ең төмен, орташа 12 мм. мұндағы жауын-шашынның көп бөлігі шілдеде, орташа 56 мм.

Температура режимі электр жүйелерін жобалау мен қайта құру үшін де маңызды.



1.1 сурет - Қостанай облысының жылдық температура кестесі

Орташа температура 21.3 ° с, шілде-жылдың ең ыстық айы. қаңтар-ең суық ай, орташа температурасы 16.2 ° С.

Ең құрғақ және жаңбырлы айдың арасында жауын-шашынның айырмашылығы 44 мм. жыл бойы температура 37.5° С-тан өзгереді.

1.1 Бу-газ турбиналық қондырғылар және көмірді газдандыру

Бу-газ қондырғылары нарығын дамытудың әлемдік үрдістері

Егер өткен ғасырдың 80-ші жылдарының аяғы мен 90 - шы жылдарының басында ең жақсы стационарлық ГТҚ автономды пайдалану кезінде 34-35% пәк болса, ал олардың негізінде құрылған БГҚ пәк 50-52% құраса, қазіргі уақытта әлемдік нарықта БГҚ пәк 60% - ға дейін қамтамасыз ететін 38-39% пәк бар энергетикалық ГТҚ ұсынылған. БГҚ-дың ПӘК-ін 65% - ға дейін одан әрі арттыру бойынша қарқынды жұмыстар жалғасуда. Құны 1 кВт белгіленген қуаты станциялар БГҚ бүгінгі күні шамамен 1500-2000 АҚШ долларын құрайды.

Жетекші шетелдік фирмалардың соңғы ГТҚ және БГҚ Жоғары техникалық деңгейіне жетуде газ турбиналарының негізгі өндірушілерінің, соның ішінде авиациялық газ турбиналық қозғалтқыштардың өндірушілерінің кең техникалық және өндірістік кооперациясы мен бірлестігі маңызды рөл атқарды. Қазіргі уақытта бу-газ технологияларының әлемдік нарығында ең жаңа жабдықтардың техникалық деңгейі мен құндық көрсеткіштерін айқындайтын жетекші өндірушілердің үштігі қалыптасқан: General Electric (АҚШ), Siemens-Westinghouse (Германия, АҚШ) және Alstom (Франция, Швейцария, Швеция). Олар Жапония, Италия, Англия және Бельгияның энергетикалық фирмаларымен, сондай-ақ авиациялық газ турбиналық қозғалтқыштардың жетекші өндірушілерімен тығыз техникалық, өндірістік

ДЖ.5В071700.КО.ТЖ

және қаржылық байланыстарға ие. Siemens компаниясы энергетикалық бу және газ турбиналарының Еуропадағы ең ірі өндірушісі болып табылады.

Соңғы 30 жыл ішінде Ресейде орталықтандырылған жылу мен электр энергиясын өндірудің едәуір бөлігі табиғи газды пайдалануға қайта бағытталды. Мәселен, 2005 жылы Ресейдің энергия жүйелерінің электр станцияларының отын балансындағы газдың үлесі 71,1% - ды құрады. Еуропалық аудандарда газды тұтыну әсіресе қарқынды өсті, онда ЖЭС отынының жалпы шығынындағы оның үлесі 30-дан 84,6% - ға дейін өсті. Газ тұтынудың барлық өсуі дәстүрлі бу турбиналық блоктарда көмір мен мазутты газбен жай ғана ығыстыру арқылы жүрді, сондықтан жылу энергетикасында газ тұтынудың күрт өсуімен оны пайдалану тиімділігі жоғарылаған жоқ.

Бүгінде Батыс Еуропа елдеріндегі БГҚ үлесі белгіленген қуаттың орта есеппен 2530% - ын құрайды. Сонымен қатар, елдің отын балансында табиғи газдың едәуір үлесі бар елдерде электр энергиясын өндіру құрылымындағы БГҚ үлесі үнемі өсіп келеді. АҚШ-тың өзі жыл сайын 50 млн.кВт-қа дейін бу-газ қуаттарын іске қосады. Жалпы, бүкіл әлемде іске қосылатын электр станцияларының шамамен 70% - ы БГҚ базасында жұмыс істейді.

1970 жылдары энергетикалық газ турбиналық құрылыс саласында алдыңғы қатарда тұрған ресейлік энергетикалық машина жасау қазіргі уақытта жоғары техникалық деңгейдегі заманауи қуатты бәсекеге қабілетті энергетикалық ГТҚ-ны көп мөлшерде коммерциялық жеткізуге дайын емес. Сондықтан ресейлік энергия машиналары қазіргі заманғы БГҚ энергетикалық қажеттіліктерін қамтамасыз ету үшін Siemens компаниясымен бірлескен кәсіпорындар құру бойынша белсенді жұмыс жүргізуде.

Сонымен қатар, жоғарыда айтылғандай, БГҚ әлемдік нарықта 57-58% тиімділігі бар кеңінен ұсынылған, бұл энергия өндіруші компанияларға шетелдік өндірушілерден жоғары қуатты прогрессивті электр жабдықтарына тапсырыс беруге негіз береді. Сонымен қатар, жаңа нарықтық жағдайларда, Бірыңғай нарықтық саясат болмаған кезде, газ турбиналық жабдыққа әртүрлі фирмалардан тапсырыс беріледі, бұл пайдалану мен жөндеуді едәуір қиындатады және қымбаттайды.

Бу-газ технологиялары үшін жоғары қуатты заманауи жоғары температуралы ГТҚ-ның сериялық өндірісін құру және ұйымдастыру Ресейдің ХХІ ғасырдың басындағы энергия өндірісінің басты міндеті болып табылады. Бұл мәселені сәтті шешу Ресейдің жылу энергетикасының әлемдік техникалық деңгейіне жету мүмкіндіктерін анықтап қана қоймай, ең алдымен жабдық импортынан экономикалық тәуелсіздікті қамтамасыз етеді. Қазақстан үшін бұл Бірыңғай экономикалық кеңістік шеңберінде жабдықтар сатып алуға мүмкіндік береді және жобалау мен құрылыс мерзімін айтарлықтай қысқартуға мүмкіндік береді.

1.1 кесте - Ресейде және шетелде шығарылатын ең қуатты ГТҚ-ның негізгі сипаттамалары

	Моделі	Қуат	Бастапқы температура	Сығу дәрежесі	ГТҚ ПӘК – і	Турбинада н кейінгі газ температурасы
Теплоэнерго-сервис-ЭК	ГТЭ - 45 У	42	1227	13,5	35	550
ЛМЗ	ГТЭ - 160	157	1060	11,3	34,4	537
УТЗ	ГТЭ – 25 У	30	1060		30,6	476
Siemens	V64.3	69	1160	16,1	35,3	531
	V84.3 A	300	1315	16,6	38	562
	V94.3 A	420	1315	17	38,5	584
	W501G	250	1426	19,2	38,5	593
	W501ATS	250	1510	27	38,5	610
Alstom Power	GT 11 N2	115	1085	14,7	34,2	527
	GT 13 E2	200	1100	14,6	35,7	524
	GT 26	260	1234	33,4	39,1	617
GE	MS9001FA	255	1288	15,4	36,5	609
	Frame 9H	230	1440	23	39,5	
Mitsubishi	M701G	300	1410	17	39,5	587
	M701G2	334	1500	21	39,5	587

БГҚ үшін газ турбиналарының негізгі ресейлік өндірушісі (өнімнің номенклатурасы мен жалпы саны бойынша көшбасшы) - Siemens (Германия) лицензиясы бойынша Ленинград металл зауытының (LMZ) негізінде турбиналар шығаратын "Power Machines" ААҚ. Сондай - ақ, "Сатурн-газ турбиналары" ААҚ (Рыбинск), "Ммпп "Салют" ФГУП (Мәскеу), "Авиадвигатель" ААҚ (Пермь) өнімдері белгілі. Шетелден АВВ, General Electric, Mitsubishi маркалы ГТҚ жеткізіледі.

Электр энергиясын өндірудің қарапайымдылығы мен жоғары тиімділігімен ерекшеленетін кәдеге Жаратушы қазандары (КЖҚ) бар БГҚ энергетикада ең перспективалы және кең таралған болды.

Бу-газ циклінің әртүрлі схемалары мен Қуаттылығы аз ГТҚ-ЖЭО құрылысының схемалары бойынша қолданыстағы және пайдаланылған 100 МВт-қа дейінгі жылу және конденсациялық энергия блоктарын жаңарту және ауыстыру үшін Ресей авиация өнеркәсібі қуаттылығы 30 МВт-қа дейін конверсияланған ГТҚ-ның қажетті санын қамтамасыз ете алады. Жоғары техникалық деңгей.

Сонымен бірге, стационарлық және авиациялық газ турбиналарын құрудағы технологиялық прогрестің тенденцияларын талдау және Alstom-АВВ газын өнеркәсіптік жылыту және General Electric ауаны салқындату арқылы

ДЖ.5В071700.КО.ТЖ

әлемдік нарықта қуатты ГТҚ-ның пайда болуы ГТҚ схемасының сығылу деңгейінің жоғарылауымен ұтымды күрделенуі оның негізінде энергетикалық ГТҚ және БГҚ техникалық деңгейін жоғарылатудың маңызды резерві болып табылады. Сондықтан қазіргі заманғы ЖЭС-ті жобалау кезінде қарапайым цикл бойынша ГТҚ жұмысының ең жоғары және жартылай тік режимдерінде шамамен 65% және кемінде 46% газда жұмыс істеген кезде конденсациялық БГҚ пәк-ке қол жеткізу мақсатында жаңа буынды қуатты ГТҚ және БГҚ пайдалану қажет.

БГҚ-дегі ГТҚ-ның басым көпшілігі, ең жоғары және жартылай тұрақты ГТҚ, сондай-ақ жылу мен өнеркәсіптік бу шығару үшін шығатын газдардың жылуын пайдалану арқылы жұмыс істеуге арналған қондырғылар табиғи газбен жұмыс істеуге арналған. Сұйық отын негізінен шағын және орта қуатты авариялық және ең жоғары ГТҚ-да, сондай-ақ орташа және жоғары қуатты ГТҚ-ның шектеулі санында пайдаланылады. Сонымен қатар, әлемдік энергетикада соңғы жылдары тиімді бу-газ технологияларында қатты отынды пайдалану бойынша жұмыстар айтарлықтай жанданды. Түрлі типтегі ГТҚ пайдалана отырып, қатты отында демонстрациялық БГҚ пайдалану тәжірибесі жинақталған. [8].

Соңғы 10-15 жылда әлемдік энергетикада көмірді технологиялық және энергетикалық пайдалануды үйлестіру саласында серпіліс болды, атап айтқанда, көмірді циклішілік газдандырумен бу – газ қондырғылары (БГҚ) бар көмір жылу электр станцияларын (ЖЭС) құру процесі жүріп жатыр. Батыста олар ЖЭС-те көмірді газдандыруды қолдана бастады, қазандықтарды генераторлық газға ауыстырды, бу турбиналарына қосымша орнатты, яғни БГҚ нұсқасы жүзеге асырылуда. 100 жылдан астам уақыт бойы Еуропада көмірді газдандыру тәжірибесі 1976 жылы жеткілікті болды. Германияда "Келлерман" электр станциясында әлемде алғаш рет циклішілік газдандырылған энергоблок іске қосылды. Газификаторда көмірден алынатын, дымқыл скрубберлердегі күйеден және күкіртсутектен тазартылған газ 0,9 МПа қысымда екі жоғары қысымды бу генераторында жағылды. Температурасы 800 МВт болатын газдың жану өнімдері қуаты 74 МВт газ турбинасына берілді, ал бу генераторларында алынған су буы 12 МПа қысыммен және температурасы 530 в с қуаты 96 МВт бу турбинасына берілді. Энергия блогының жалпы қуаты 170 МВт, бу – газ циклінің тиімділігі шамамен 37% құрады. АҚШ-та 1984 жылы "құл Уотер" электр станциясында "Тексако" фирмасының газдандырғыштарында битуминозды көмірді газдандырумен қуаты 110 МВт бу-газ қондырғысы іске қосылды. Газификаторларға отын 4 МПа қысыммен су-көмір суспензиясы түрінде беріледі. Механикалық қоспалардан және күкіртсутектен тазартылған Газ газ турбинасының жану камерасында жағылады және оның ағындық бөлігіне температурасы 1250 с беріледі, турбинаның пайдаланылған газдары қазандыққа жіберіледі, ол жерден бу қуаты 55 МВт бу турбинасына түседі. Азот оксидінің түзілуі газдың жану камерасына су бүркЖЖҚ арқылы басылады. БГҚ жиынтық пәк турбинаға кіретін газдың температурасына байланысты 37-ден 41% - ға дейін құрайды. ЖЭС-те көмірді циклішілік газдандырудың

бірқатар артықшылықтары бар: кез келген сападағы қатты отынды пайдалану мүмкіндігі, ЖЭС бүкіл отын циклінің экологиялық тазалығы, отын дайындау жүйесінің маневрлігі мен сенімділігі, ЖЭС модульдік құрылысы мен кеңейту мүмкіндігі.

БГҚ бар ЖЭС-те отынды газдандыру әсіресе тиімді, өйткені бұл жағдайда ЖЭС жылу циклінің тиімділігін арттыру оған меншікті пәк әдетте 85% - дан аспайтын газдандырғыштарды қосумен байланысты отын дайындау жүйесінің пәк төмендеуін ішінара немесе толық өтейді. Германия мен АҚШ-та көмірді циклішілік газдандырумен ЖЭС жұмысының табысты тәжірибесі бірқатар басқа елдерде осы бағыттағы жұмыстардың дамуын ынталандырды. Бүгінде әлемде ЖЭС-те көмірді газдандырумен 30-дан астам өнеркәсіптік және тәжірибелік-өнеркәсіптік қондырғылар бар. Тек АҚШ-та таяудағы 10-12 жылда мұндай жұмыстарға 10 млрд. Бұл бағыттағы зерттеулер бүгінде Жапонияда, Австралияда және басқа елдерде жүргізілуде [9].

Солтүстік Қазақстан табиғи газдың үлкен қорына ие болмағандықтан, ал батыс Қазақстаннан табиғи газды тасымалдауды жүзеге асыру мүмкін болмағандықтан, көмірді циклден тыс газдандыруға жүгіну қажет. Көмір өндірудің сол қарқыны сақталған кезде (жылына 115,6 млн.т), Қазақстанда барланған қорлардың өзі тағы бірнеше ғасырға жетеді. Солтүстік Қазақстанда Қазақстанның ірі көмір кен орны - Екібастұз көмір бассейні орналасқан (барланған қорлар 10 млрд.т құрайды).

1.1.1 Көмірді газдандыру

Газдандыру— қатты немесе сұйық отынның органикалық бөлігін тотықтырғышпен (оттегі, ауа, су буы, CO₂ немесе көбінесе олардың қоспасы) жоғары температурада (1000-2000 °C) қыздыру кезінде жанғыш газдарға айналдыру. Алынған газ генератор деп аталады, онда процесс жүргізілетін құрылғылардың атауы — газ генераторлары.

Қоңыр көмірден антрацитке дейін қатты отынның кез-келген түрі газдандыруға ұшырауы мүмкін.

Қатты отындардың белсенділігі мен газдандыру жылдамдығы көбінесе катализаторлар ретінде әрекет ететін минералды компоненттерге байланысты. Газдандыру кезінде көмірдің микроэлементтерінің салыстырмалы каталитикалық әсерін бірқатар ұсынуға болады:

Mn>Ba>>V, Pb, Be>>Y, Co>Ga>Cr>Ni>V>Cu.

Қатты отынды газдандырудың жекелеген процестерін сипаттайтын негізгі параметрлерге мыналар жатуы мүмкін:

- газдандыру агентінің түрі;
- процестің температурасы мен қысымы;
- минералды қалдықты қалыптастыру және оны жою тәсілі;
- газдандыру агентін беру тәсілі;
- реакция аймағына жылу беру әдісі.

Барлық осы параметрлер бір-бірімен байланысты және көбінесе газ генераторларының дизайн ерекшеліктерімен анықталады.

Әдетте газдандыру агенттері ауа, оттегі және су буы болып табылады. Бу-ауа үрлеуімен ауа бөлуді орнатудың қажеті жоқ, бұл процесті төмендетеді, бірақ төмен калориялы газ алынады, өйткені ол ауа азотымен қатты сұйылтылған.

Таңдалған технологияға байланысты газдандыру температурасы кең ауқымда ауытқуы мүмкін 850-2000 0С. газдандыру қысымдарының диапазоны 0.1-ден 10.0 МПа-ға дейін және одан жоғары. Қысыммен газдандыру жоғары қысымда (синтез-газды сығу шығындары төмендейді) жүргізілетін синтездерде пайдаланылатын газды алған жағдайда қолайлы.

Сұйық қожды кетіретін газ генераторларында процесс күлдің балку температурасынан жоғары температурада жүзеге асырылады (әдетте 1300-1400-ден жоғары

"Құрғақ күл" газ генераторлары төмен температурада жұмыс істейді және одан күл қатты түрінде шығарылады [10].

Газдандыру агентін беру әдісі бойынша және газдандыру кезіндегі отынның жағдайы бойынша қабатты процестер бөлінеді, онда бір бөліктегі отын қабаты газдандырушы агенттер қарсы схемаға сәйкес үрленеді, сондай-ақ көбінесе тікелей ағынды схема бойынша отын шаңы тиісті үрлеумен өзара әрекеттеседі.

Бірінші буын көмірін газдандыру процесі: Лурги, Винклер және Копперс-Тотцека жақсы зерттелген және бірқатар елдерде негізінен синтез-газ және табиғи газды алмастырғыш алу үшін өнеркәсіпте қолданылады.

Қатты отынмен жұмыс істейтін ірі газ генераторларының көпшілігі қозғалмалы қабаттағы отынды газдандырумен тікелей процесс арқылы жұмыс істейді. Бұл жағдайда отын мен үрлеу қозғалысы бір-біріне қарай жүреді. Осы схема бойынша газ генераторына берілетін үрлеу шлков аймағы арқылы жүреді, онда ол аздап қызады, содан кейін оттегі жетіспеген кезде отынның жану аймағына енеді. Үрлеу оттегі көміртекпен бір уақытта оксид пен көміртегі диоксидін түзеді.

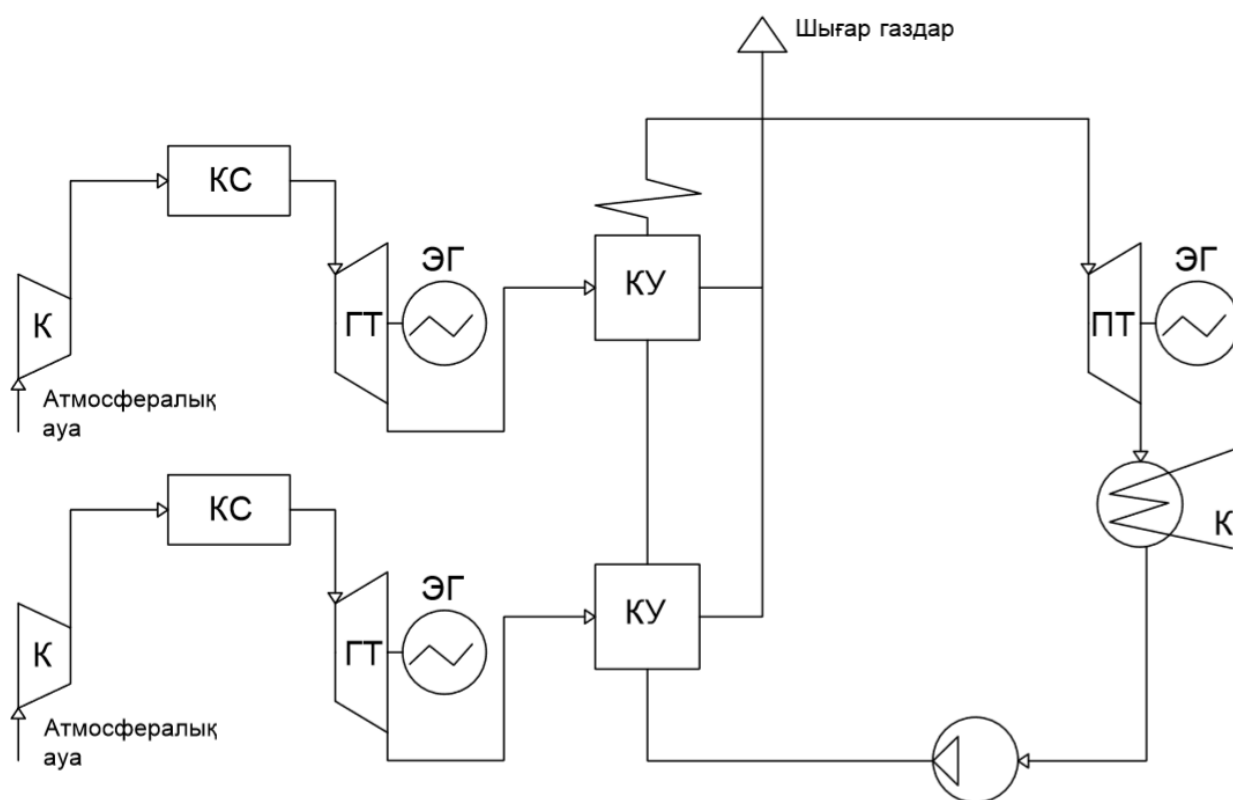
Лурги процесінің негізгі кемшіліктері-үрленетін су буының салыстырмалы түрде төмен ыдырау жылдамдығы, су буын салқындату салқындатқышы ретінде пайдалану қажеттілігі, күлдің еруі мен синтезделуіне жол бермейді, сонымен қатар газдағы жоғары көмірсутектер мен фенолдардың мөлшері [11].

Температураның жоғарылауы Лурги процесінің негізінде "British gas" фирмасы әзірлеген сұйық шлак шығарумен БГЛ процесінде іске асырылды. Осы әдіспен кең гранулометриялық құрамдағы аз реакциялы және кокстелген көмірді өңдеуге болады. Газдан шығарылған шайырлар мен шаң газ генераторына қайтарылады, ал қайтару мөлшері көмірге 15% дейін жетуі мүмкін. Процесс көмір қуаты тәулігіне 350 т болатын қондырғыларға тексерілді. Ухтфильдте. Процесс АҚШ-та қолдану үшін перспективалы болып саналады, онда оны жетілдіру бойынша жұмыстар жүргізілуде [12].

Винклер процесі сұйылтылған отын қабатын қолдануға негізделген. Қайнаған қабаттағы ұсақ түйіршікті отынды газдандыру принципі белгілі бір үрлеу жылдамдығымен және тордағы отынның ірілігімен отын қабаты қозғалысқа келеді.

Винклер процесі жоғары өнімділікті, әртүрлі көмірді қайта өңдеуді және соңғы өнімдердің құрамын басқаруды қамтамасыз етеді. Алайда, бұл процесте реакцияланбаған көмірдің шығыны 20-30% дейін (масса.), реактордан шығарылады, бұл жылудың жоғалуына және процестің энергетикалық тиімділігінің төмендеуіне әкеледі. Псевдоожигенный қабаты сипатталады үлкен сезімтал өзгеруіне режимін процесс, ал төмен қысым лимитируется өнімділігі газогенераторов [13].

Құрғақ күлді кетіру жағдайында тікелей ағынды факелді газдандыруды жүзеге асырудың сәтсіз әрекеттері белгілі. Қазіргі уақытта көмір шаңын газдандыру сұйық қожды жоюмен жүзеге асырылады. Осы мақсатта құрылымы жағынан көмір тозанды жағатын қазандық агрегаттарына жақын тік типті газ генераторлары (Бабкок-Вилькокс) және көлденең газдандыру камерасы бар газ генераторлары (Копперс-Тоцек) кең таралды.

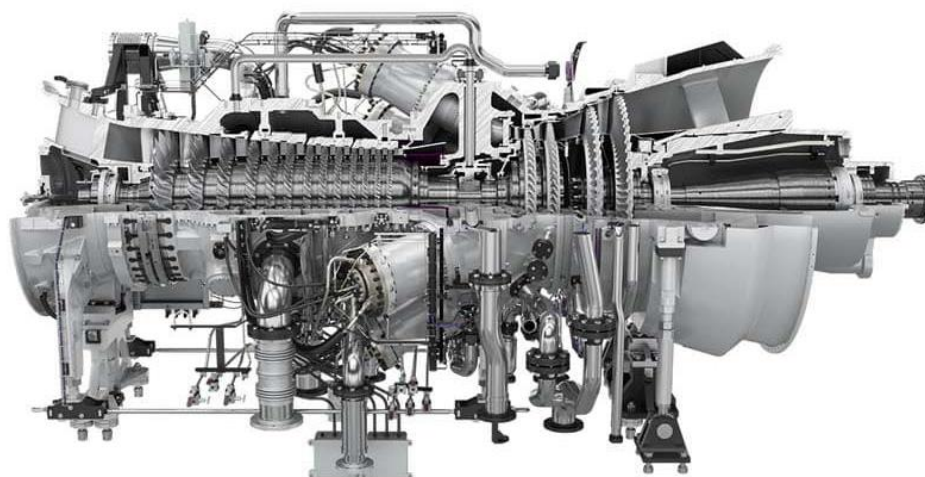


2 сурет– БГҚ жылу схемасы

1.2 Таңдалған БГҚ – ға ГТҚ таңдау

SGT-750-бұл дәстүрлі ауыр өнеркәсіптік газ турбинының сенімділігі, икемділігі мен беріктігін сақтай отырып, аэродеривативті газ турбинының өлшемдері мен салмақтық артықшылықтарын ескере отырып жасалған және жасалған жеңіл өнеркәсіптік газ турбинысы.

- электр қуаты $N_3^{\text{ГТҚ}} = 41 \text{ МВт}$.
- компрессорға ауа шығыны $G_r = 115,4 \text{ кг/с}$.
- шығатын газдардың температурасы $\theta_d = 468 \text{ }^\circ\text{C}$.
- ГТҚ – ның электр ПӘК - і $\eta_3^{\text{ГТҚ}} = 41,6\%$.



3 сурет - SGT-750 газ турбинының қимасы

Төртінші буын DLE қыздырғышы жанармайдың икемділігін қамтамасыз етеді. SGT-750 қажет болған жағдайда инертті газдар, сутегі немесе ауыр көмірсутектері бар газдарда техникалық қызмет көрсетуге немесе шығарындылар деңгейіне әсер етпестен жұмыс істейді. Қозғалтқыш 40 об/қа дейін жағуға қабілетті.



4 сурет - DLE қыздырғыштары бар Can жану камералары

SGT-750 барлық қосымшалар үшін екі отын мүмкіндігін ұсынады. Ол жеке жұмыс жағдайды, соның ішінде сенімді іске қосуды және жанармай түрлерін ауыстыруды қанағаттандыруға арналған. Газ тәрізді отыннан сұйықтыққа және керісінше автоматты түрде ауысу кез-келген жүктеме кезінде жүзеге асырылуы мүмкін.



5 сурет - Екі отындық қабілет

Төмен шығарындылары бар құрғақ технология жанармайдың икемділігін қамтамасыз етеді

Ең төменгі шығарындылар, бір беттік NOx-пен жұмыс істеу мүмкіндігі

Қыздырғыштар мен қыздырғыштардың дизайны жүктемелердің кең спектрінде зиянды заттардың шығарылуының бірінші дәрежелі көрсеткіштерін қамтамасыз етеді және NOx эмиссиясының бір мәнді мәндерін алуға мүмкіндік береді. SGT-750 9% жүктеме кезінде 20 ppm NOx-қа кепілдік бере алады. Қоршаған ортаға әсерді азайтуға арналған SGT-750 газ турбиналық қондырғысы сізге ең қатаң экологиялық ережелерді сақтауға көмектеседі

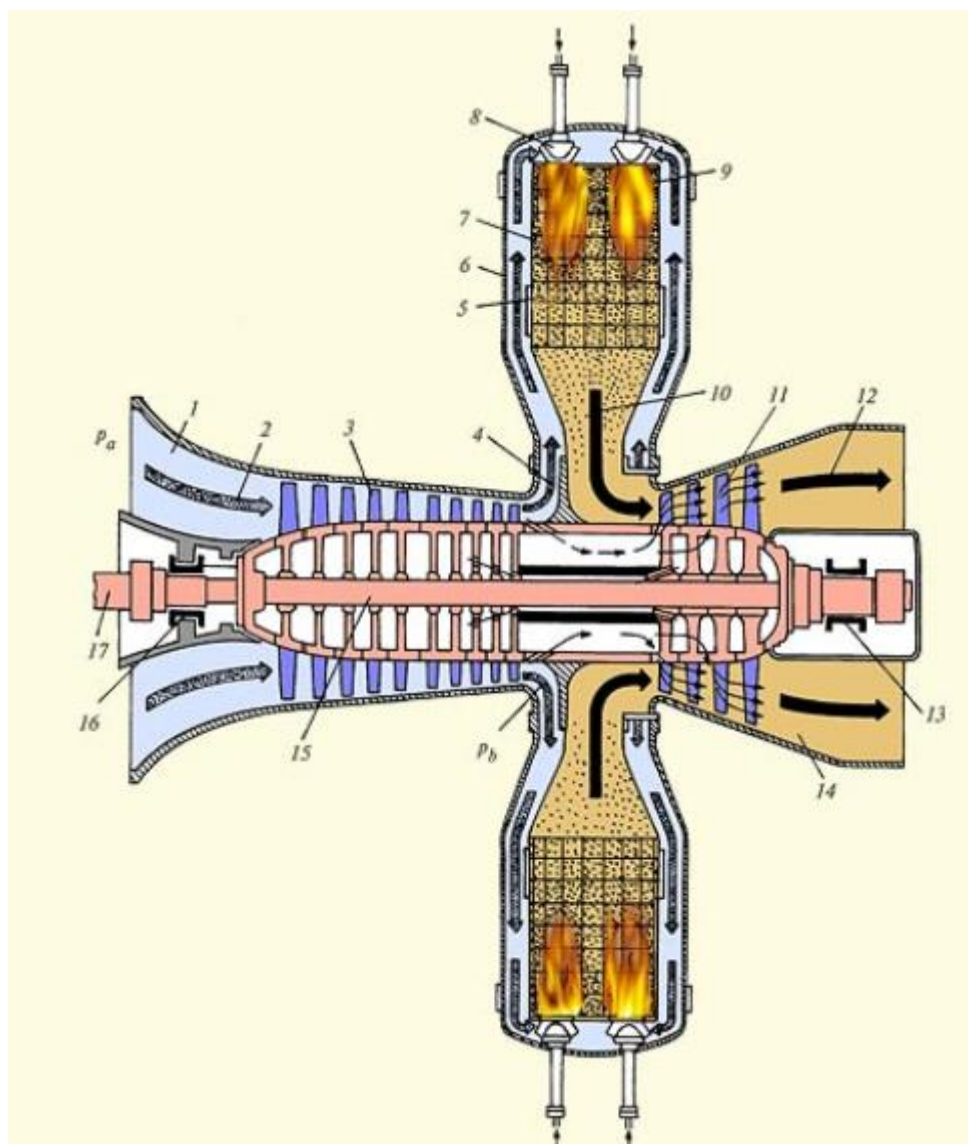
Мұнай-газ және өнеркәсіптік энергетикаға арналған

SGT-750 электр энергиясын өндірудің тамаша нұсқасы болып табылады және автономды қондырғылардан бастап күрделі электр станцияларына, өнеркәсіптік немесе мұнай-газ, жер үсті немесе теңізге дейін көптеген шешімдерді ұсынады.

Siemens газ турбиналарының басты артықшылықтары: сенімділігі, ұзақ пайдалануымен тексерілген, техникалық қызмет көрсету мен жөндеуге

ДЖ.5В071700.КО.ТЖ

арналған ең аз шығындар; жоғары рентабельділік; кең қолдану саласы; отын әмбебаптығы; отынның жануының зиянды өнімдерінің шығарындыларының төмендеуі.

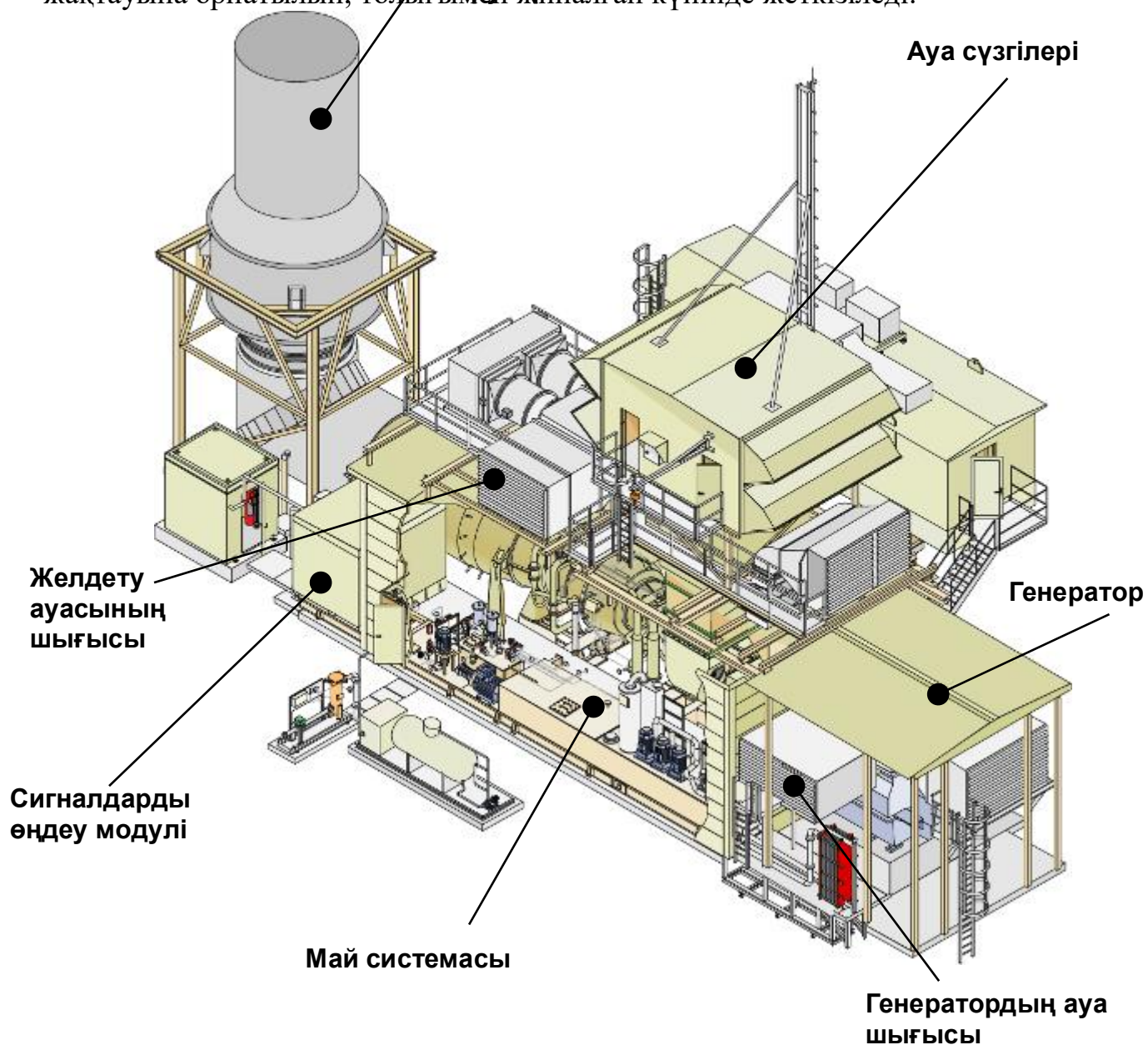


SGT-750 отынды екі отын түріне және жүктемеге ауыстыру мүмкіндігіне ие.

6 сурет - ГТҚ принциптік схемасы

Құрылғының массасы мен мөлшерін азайту үшін жаңа техникалық шешімдерді қолданатын соңғы модельдердің бірі. Бұл жоғары тиімділігі бар, 39,5% жететін қуатты турбина (36 МВт). Ол электр энергиясын өндіру үшін және механикалық жетек ретінде қолданылады. Қызмет көрсетуге ыңғайлы. Ол берік дизайнымен, үлкен жұмыс ресурсымен, Басқарылуымен, тиімділігімен және төмен отын шығынымен ерекшеленеді. Пайдалану: әдетте қарапайым және аралас циклды қондырғыларда электр энергиясын өндіру үшін,

ЖЭС/когенерация, сондай-ақ **Дыбыс өткізгіш жүйесі** SGT-750 газ турбины іргетас жақтауына орнатылып, толығымен жиналған күйінде жеткізіледі.



6.1 сурет - SGT-750 жабдықтарының орналасуы

2 БГҚ есептелуі

2.1 Бастапқы деректер

1. Жылу тізбегіне КЖҚ бар екі бірдей ГТҚ, ауасыздандырғыш және пайдаланылған бу котленсацясы бар бу турбинасы кіреді. 2.

Табиғи газдың химиялық құрамы: $\text{CH}_4 - 93,8\%$, $\text{C}_2\text{H}_6 - 3,6\%$, $\text{C}_3\text{H}_8 - 0,7\%$, егo плотность $\rho_{т.г} = 0,776 \text{ кг/м}^3$.

3. Әрбір SGT 750 GTU келесі сипаттамаларға ие:

- электр қуаты $N_3^{\text{ГТҚ}} = 41 \text{ МВт}$.

- компрессорға ауа шығыны $G_r = 115,4 \text{ кг/с}$.

- шығатын газдардың температурасы $\theta_d = 468 \text{ }^\circ\text{C}$.

- ГТҚ – ның электр ПӘК - і $\eta_3^{\text{ГТҚ}} = 41,6\%$.

4. Қостанай қаласының орташа сыртқы ауа температурасы $t_{н.в.} = 3,5 \text{ }^\circ\text{C}$, қасым $\rho_{н.в.} = 10^5 \text{ Па}$.

5. Конденсатордағы қысым $p_k = 5 \text{ кПа}$.

6. Тоқтатқыш - реттеуші клапандар алдындағы қысым (ТРК) ЖҚЦ: $\rho_0^{\text{ЖҚ}} = 6,5 \text{ МПа}$; ТРК ТҚЦ алдыТҚа $\rho_0^{\text{ТҚ}} = 0,6 \text{ МПа}$.

7. Деаэратордағы қысым $p_d = 0,55 \text{ МПа}$.

8. Генератордың ПӘК - і $\eta_{ЭГ} = 0,98$, механикалық ПӘК - і $\eta_{\text{мех}} = 0,99$.

Есептеу кезіТҚе қажетті температуралық қысым орнатылады.

2.2 Шығатын газдардың жылуфизикалық сипаттамаларын анықтау

Табиғи газдың жану жылуы келесі формула бойынша анықталады:

$$Q_H^p = 358,2 \text{ CH}_4 + 637,46 \text{ C}_2\text{H}_6 + 860,05 \text{ C}_3\text{H}_8, \text{ кДж/нм}^3,$$
$$Q_H^p = 358,2 * 93,8 + 637,46 * 3,6 + 860,05 * 0,7 = 36496,051 \text{ кДж/нм}^3,$$

Формула бойынша ГТҚ жану камерасына отын газының көлемдік шығынын табамыз:

$$V_{т.г} = \frac{N_3^{\text{ГТҚ}}}{\eta_3^{\text{ГТҚ}} Q_H^p}, \frac{\text{нм}^3}{\text{с}},$$
$$V_{т.г} = \frac{41 * 1000}{0,416 * 36496,051} = 2,7 \text{ нм}^3/\text{с}$$

Әрі қарай, ГТҚ шығатын газдардың шығынын формула бойынша анықтаймыз:

$$G_r = G_b + \rho_{т.г} V_{т.г}, \text{ кг/с},$$

Шығатын газдардың шығыны бастапқыда белгілі болғандықтан, формуланы түрлеткіре отырып, компрессорға кіретін ауа шығынын табамыз:

$$G_B = G_T - \rho_{T.T} V_{T.T}, \text{ кг/с,}$$

$$G_B = 115,4 - 0,776 * 2,7 = 113,3 \text{ кг/с.}$$

Осыдан кейін біз стехиометриялық ауа шығынын формула бойынша анықтаймыз:

$$V^0 = 0,0476 * (2 * \text{CH}_4 + 3,5 * \text{C}_2\text{H}_6 + 5 * \text{C}_3\text{H}_8), \frac{\text{нм}^3}{\text{нм}^3}$$

$$V^0 = 0,0476 * (2 * 93,8 + 3,5 * 3,6 + 5 * 0,7) = 9,696, \frac{\text{нм}^3}{\text{нм}^3}$$

Әрі қарай, ГТҚ шығатын газдарындағы артық ауа коэффициентін табамыз:

$$\alpha = \left(\frac{G_T}{\rho_{T.T} V_{T.T}} - 1 \right) * \frac{\rho_{T.T}}{1,293 * V^0},$$

$$\alpha = \left(\frac{115,4}{0,776 * 2,7} - 1 \right) * \frac{0,776}{1,293 * 9,696} = 3,347$$

Таза жану өнімдерінің теориялық көлемін формула бойынша анықтаймыз:

Азот: $V_{N_2}^0 = 0,79 * V^0 = 0,79 * 9,696 = 7,66 \frac{\text{нм}^3}{\text{нм}^3};$

Үшатомды газдар: $V_{RO_2}^0 = 0,01 * (\text{CH}_4 + 2 * \text{C}_2\text{H}_6 + 3 * \text{C}_3\text{H}_8) =$
 $= 0,01 * (93,8 + 2 * 3,6 + 3 * 0,7) = 1,031 \text{ нм}^3/\text{нм}^3;$

Судың: $V_{H_2O}^0 = 0,01 * (2 * \text{CH}_4 + 3 * \text{C}_2\text{H}_6 + 4 * \text{C}_3\text{H}_8 + 1,61 * V^0) =$
 $= 0,01 * (2 * 93,8 + 3 * 3,6 + 4 * 0,7 + 1,61 * 9,696) = 2,17 \frac{\text{нм}^3}{\text{нм}^3}.$

1 нм³ отынды (газды) жағу кезінде пайда болған су буының меншікті көлемін айқындау:

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161 + (\alpha - 1) * V^0, \text{ нм}^3/\text{нм}^3,$$

$$V_{H_2O} = 2,17 + 0,0161 * (3,347 - 1) * 9,696 = 2,42 \frac{\text{нм}^3}{\text{нм}^3}.$$

1 нм³ отынды (газды) жағу кезінде пайда болған жану өнімдерінің толық көлемін есептеуді анықтаймыз:

$$V_r = V_{RO_2}^0 + V_{N_2}^0 + V_{H_2O} + (\alpha - 1) * V^0, \text{ нм}^3/\text{нм}^3,$$

$$V_r = 1,031 + 7,66 + 2,42 + (3,347 - 1) * 9,696 = 33,87 \text{ нм}^3/\text{нм}^3.$$

ГТҚ - дан шығатын газ компоненттерінің жылу сыйымдылығын $\theta_d=468$ °С температурада анықтау:

$$c_{CO_2} = 4,1868 * (4,5784 * 10^{-11} * \theta^3 - 1,51719 * 10^{-7} * \theta^2 +$$

$$+ 0,000250113 * \theta + 0,382325), \text{ кДж}/(\text{кг} * \text{К});$$

$$c_{CO_2} = 4,1868 * (4,5784 * 10^{-11} * 468^3 - 1,51719 * 10^{-7} * 468^2 +$$

$$+ 0,000250113 * 468 + 0,382325) = 1,971 \text{ кДж}/(\text{кг} * \text{К});$$

$$c_{N_2} = 4,1868 * (-2,24553 * 10^{-11} * \theta^3 + 4,85082 * 10^{-8} * \theta^2 -$$

$$+ 2,90598 * 10^{-6} * \theta + 0,309241), \text{ кДж}/(\text{кг} * \text{К}),$$

$$c_{N_2} = 4,1868 * (-2,24553 * 10^{-11} * 468^3 + 4,85082 * 10^{-8} * 468^2 -$$

$$+ 2,90598 * 10^{-6} * 468 + 0,309241) = 1,323 \text{ кДж}/(\text{кг} * \text{К});$$

$$c_{H_2O} = 4,1868 * (-2,10956 * 10^{-11} * \theta^3 + 4,9732 * 10^{-8} * \theta^2 +$$

$$+ 2,60629 * 10^{-5} * \theta + 0,356691), \text{ кДж}/(\text{кг} * \text{К}),$$

$$c_{H_2O} = 4,1868 * (-2,10956 * 10^{-11} * 468^3 + 4,9732 * 10^{-8} * 468^2 +$$

$$+ 2,60629 * 10^{-5} * 468 + 0,356691) = 1,58 \text{ кДж}/(\text{кг} * \text{К});$$

$$c_{\text{возд}} = 4,1868 * (-2,1717 * 10^{-11} * \theta^3 + 4,19344 * 10^{-8} * \theta^2 +$$

$$+ 8,00891 * 10^{-6} * \theta + 0,315027), \text{ кДж}/(\text{кг} * \text{К}),$$

$$c_{\text{возд}} = 4,1868 * (-2,1717 * 10^{-11} * 468^3 + 4,19344 * 10^{-8} * 468^2 +$$

$$+ 8,00891 * 10^{-6} * 468 + 0,315027) = 1,36 \text{ кДж}/(\text{кг} * \text{К});$$

Шығатын газдардағы таза жану өнімдерінің энтальпиясы осы формула арқылы анықталады:

$$H_r^0 = (V_{RO_2}^0 * c_{CO_2} + V_{N_2}^0 * c_{N_2} + V_{H_2O} * c_{H_2O}) * \theta, \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3},$$

$$H_r^0 = (1,031 * 1,971 + 7,66 * 1,323 + 2,42 * 1,58) * 468 = 7487,73 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3};$$

Шығатын газдардағы ауа энтальпиясын келесі формула бойынша табамыз:

$$H_{\text{возд}}^0 = V^0 * c_{\text{возд}} * \theta_d, \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3},$$

$$H_{\text{возд}}^0 = 9,696 * 1,36 * 468 = 6178 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3};$$

1 нм³ жағылған отын газына жатқызылған шығатын газдардың энтальпиясын анықтаймыз:

$$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1) * H_{\text{возд}}^0 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3},$$

$$H_{\Gamma} = 9259 + (3,347 - 1) * 6178 = 21988,1 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3},$$

Әрі қарай, ГТҚ температурасы үшін шығатын газдардың меншікті салмақтық энтальпиясын анықтаймыз:

$$I_{\Gamma} = V_{\text{т.г}} * \frac{H_{\Gamma}}{G_{\Gamma}}, \text{кДж/кг},$$

$$I_{\Gamma} = 2,7 * \frac{22879,11}{115,4} = 514,45 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

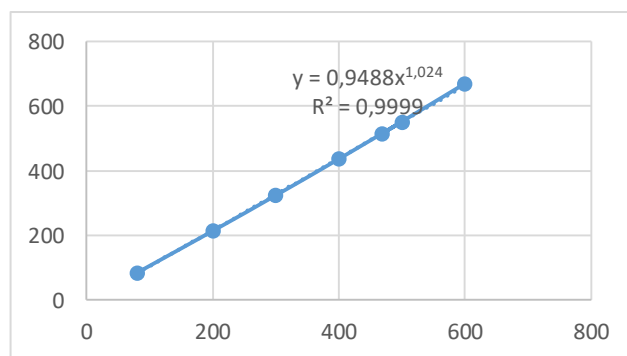
Сол сияқты, басқа температура үшін энтальпия мәТҚерін алуға болады:

2.2 кесте – Берілген θ температура үшін шығатын газдардың энтальпияларын есептеу

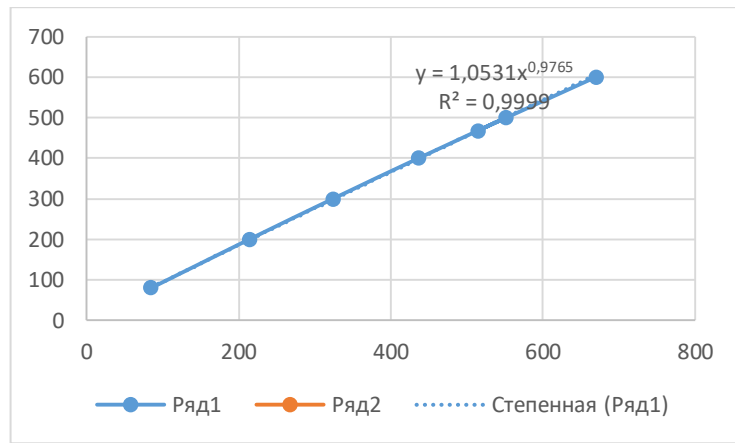
$\theta, ^\circ\text{C}$	80,0	200,0	300,0	400,0	500,0	468,0	600,0
$H_{\Gamma},$ кДж/кг т.г	3627,3	9148,6	13848,2	18654,33	23575,8	21988	28614,65
$I_{\Gamma},$ кДж/кг	84,86	214,04	324	436,45	551,6	514,45	669,5

Осы мәндерді алғаннан кейін мен $I_{\Gamma}(\theta)$ және $\theta(I_{\Gamma})$ графиктерін саламын және оларды Excel кестелерінің көмегімен қуат функцияларымен жуықтаймын:

$$I_{\Gamma} = 0,9502 * \theta^{1,0254}; \quad \theta = 1,0516 * I_{\Gamma}^{0,9752}$$



Сурет 7 - $I_{\Gamma}(\theta)$ Тәуелділік кестесі



Сурет 7.1 - $\theta(I_r)$ Тәуелділік кестесі

2.3 кесте – Есептеу нәтижелері

№	Параметр атауы	Белгісі	Өлшем бірлігі	Мәні
1	Табиғи газдың жану жылуы	Q_H^p	кДж/м ³	36496,051
2	Жану камерасына отын шығыны	$V_{т.г}$	м ³ /с	2,7
3	ГТҚ шығатын газ шығыны	$G_{г}$	кг/с	115,4
4	Ауаның стехиометриялық шығыны	V^0	м ³ /м ³	9,696
5	Артық ауа күтімі. газдар	α	-	3,347
6	Азоттың теориялық көлемі	$V_{N_2}^0$	м ³ /м ³	7,66
7	үшатомды газдардың теориялық көлемі	$V_{RO_2}^0$	м ³ /м ³	1,031
8	Судың теориялық көлемі	$V_{H_2O}^0$	м ³ /м ³	2,17
9	Су буларының меншікті көлемі	V_{H_2O}	м ³ /м ³	2,42
10	Жану өнімдерінің толық көлемі	$V_{г}$	м ³ /м ³	33,87
11	Шығатын газдардағы CO ₂ жылу сыйымдылығы θ температурада	c_{CO_2}	кДж/(кг*К)	1,971
12	Шығатын газдардағы N ₂ жылу сыйымдылығы θ температурада	c_{N_2}	кДж/(кг*К)	1,323
13	Шығатын газдардағы H ₂ O жылу сыйымдылығы θ температурада	c_{H_2O}	кДж/(кг*К)	1,58

2.3 кесте - жалғасы

14	Шығатын газдардағы ауаның жылу сыйымдылығы θ температурада	$c_{\text{возд}}$	кДж/(кг*К)	1,36
15	Таза жану өнімдерінің энтальпиясы	H_{Γ}^0	кДж/м ³	7487,73
16	ГТҚ шығатын газдарындағы ауа энтальпиясы	$H_{\text{возд}}^0$	кДж/м ³	6178
17	Жағылған отын газының 1 м ³ -не жатқызылған шығатын газдардың энтальпиясы	H_{Γ}	кДж/м ³	21988,1
18	ГТҚ шығатын газдарының меншікті салмақтық энтальпиясы	I_{Γ}	кДж/кг	514,45

Келесі есептеу кәдеге жарату қазандығын есептеу болады.

2.3 Жылу қазандығын есептеу (утилизатор)

$$t_0^{\text{ЖҚ}} = \theta_d - \delta t_0^{\text{ЖҚ}} = 468 - 20 = 448^{\circ}\text{C}$$

ТҚЖ алдындағы жұп Энтальпия тең болады $h_0^{\text{ЖҚ}} = 3289,07$ кДж

2. Барабадағы бу қысымы осылайша анықталады:

$$p_{\text{Б}}^{\text{ЖҚ}} = (1 + \xi_{\text{ЖҚ}}) * p_0^{\text{ЖҚ}} = (1 + 0,05) * 6,5 = 6,825 \text{ МПа,}$$

ЖҚ барабанындағы қанығу температурасы $t_s^{\text{ЖҚ}} = 284,2^{\circ}\text{C}$,

Қаныққан бу энтальпиясы $h_s''(p_{\text{Б}}^{\text{ЖҚ}}) = 2774,5$ кДж/кг

Әрі қарай, барабанға кіретін қоректік судың қызбауының мәнін орнатамыз, $\Delta t_{\text{Б}}^{\text{ЖҚ}} = 8^{\circ}\text{C}$. Содан кейін, осы формулаға сәйкес, біз жылытылмаған судың энтальпиясын табамыз:

$$h_1 = 4,19 * t_1 = 4,19 * (t_s^{\text{ЖҚ}} - \Delta t_{\text{Б}}^{\text{ЖҚ}}) = 4,19 * (284,2 - 8) = 1157,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

ЖҚБ (жоғарғы қысымды буландырғыш) артындағы газдардың температурасын осылайша анықтаймыз:

$$\theta_s^{\text{ЖҚ}} = t_s^{\text{ЖҚ}} + \delta t_s^{\text{ЖҚ}} = 284,2 + 13 = 297,2^{\circ}\text{C},$$

Мұндағы, $\delta t_s^{\text{ЖҚ}} = 12^{\circ}\text{C}$, ЖҚ пинч-нүктесінде қабылданған температуралық қысым.

$\theta_d = 468^{\circ}\text{C}$ и $\theta_s^{\text{ЖҚ}} = 297,2^{\circ}\text{C}$ КЖҚ – ға кіретін газдардың энтальпиясын табамыз

$I_d = 0,953 * 468^{1,0254} = 521,4$ кДж/кг, $I_s^{ЖҚ} = 327,31$ кДж/кг.
 Әрі қарай, біз бір КЖҚ-да пайда болатын бу шығынын есептейміз:

$$D_0^{ЖҚ} = G_r * \frac{I_d - I_s^{ЖҚ}}{h_0^{ЖҚ} - h_1}$$

$$D_0^{ЖҚ} = G_r * \frac{I_d - I_s^{ЖҚ}}{h_0^{ЖҚ} - h_1} = 115,4 * \frac{521,4 - 327,3}{3289,07 - 1157,2} = 10,51 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

ЖҚ контурына түсетін ауасыздандырғыштағы қоректік судың параметрлері қысымға сәйкес келеді $p_d = 0,55$ МПа:

Сондай-ақ, қанықтыру температурасы $t_s(p_d) = 155,5$ °С тең болады, ал қаныққан су энтальпиясы $h_d = h'_s(p_d) = 655,7$ кДж/кг тең болады.

ЖҚБҚ - тағы газ энтальпиясы:

$$I_{yx}^{ЖҚ} = I_s^{ЖҚ} - \frac{D_0^{ЖҚ}(h_1 - h_d)}{G_r} = 327,31 - \frac{10,51(1157,2 - 655,7)}{115,4} = 281,64 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Оған осындай температура сәйкес келеді $\theta_{yx}^{ЖҚ} = 261,45$ °С.

ЖҚБҚ дан кейінгі газ энтальпиясы:

$$I_{\text{III}}^{ЖҚ} = I_d - \frac{D_0^{ЖҚ}[h_0^{ЖҚ} - h''_s(p_B^{ЖҚ})]}{G_r} = 521,4 - \frac{10,51[3289,07 - 2774,5]}{115,4}$$

$$= 474,24 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Ал оның температурасы $\theta_{\text{III}}^{ЖҚ} = 432,63$ °С тең.

ЖҚ контурының қыздыру беттерінің жылу қуатын анықтаймыз

$$Q_{\text{ЖҚБҚ}} = G_r(I_d - I_{\text{III}}^{ЖҚ}) = 115,4 * (521,4 - 474,24) = 5442,3 \text{ кВт},$$

$$Q_{\text{ЖҚБ}} = G_r(I_{\text{III}}^{ЖҚ} - I_s^{ЖҚ}) = 115,4 * (474,24 - 327,31) = 16966,722 \text{ кВт},$$

$$Q_{\text{ЭЖҚ}} = G_r(I_s^{ЖҚ} - I_{yx}^{ЖҚ}) = 115,4 * (327,31 - 281,64) = 5270,32 \text{ кВт}.$$

Сосын ТҚ КЖҚ есептеуіне көшеміз.

ЖҚБҚ дан шығатын температуралық қысымын тандаған соң $\delta t_0^{\text{ТҚ}} = 25$ °С, РКС ТҚ алдындағы бу температурасын анықтаймыз

$$t_0^{\text{ТҚ}} = \theta_{yx}^{ЖҚ} - \delta t_0^{\text{ТҚ}} = 261,45 - 25 = 236,45$$
°С.

РКС ТҚ алдындағы қысымы $\rho_0^{\text{ТҚ}} = 0,6$ Мпа болса, энтальпиясы $h_0^{\text{ТҚ}} = 2925,1$ кДж/кг.

Сосын ТҚ барабандағы қысымды табамыз

$$\rho_B^{\text{ТҚ}} = (1 + \xi_{\text{ЖҚ}}) * \rho_0^{\text{ТҚ}} = (1 + 0,05) * 0,6 = 0,63 \text{ МПа}.$$

Ондағы қанықтыру температурасы $t_s^{\text{ТҚ}} = 160,7$ °С, ал қаныққан су энтальпиясы $h'_s(p_B^{\text{ТҚ}}) = 678,8$ кДж/кг, және қаныққан бу энтальпиясы $h''_s(p_B^{\text{ТҚ}}) = 2758$ кДж/кг.

Деаэратордан кейін ТҚ барабанына кіретін жылытылмаған су энтальпиясы $h_D = h'_s(p_D) = 655,7$ кДж/кг

Пинч - нүктеде температуралық қысымды қабылдағаннан кейін ТҚ $\delta t_s^{ТҚ} = 9,2$ °С,

$$\theta_s^{ТҚ} = t_s^{ТҚ} + \delta t_s^{ТҚ} = 160,7 + 9,2 = 169,9 \text{ °С}$$

Оның энтальпиясы $I_{yx}^{ТҚ} = 183,9$ кДж/кг.

Енді осы формула бойынша ТҚ тізбегінің бу өнімділігін есептейміз:

$$D_0^{ТҚ} = G_r * \frac{I_{yx}^{ЖҚ} - I_{yx}^{ТҚ}}{h_0^{ТҚ} - h_D} = 115,4 * \frac{281,64 - 183,9}{2925,1 - 655,7} = 4,97 \text{ кг/с.}$$

КГЖ-ға (Конденсаттың газ жылытқышы) кіретін қоректік судың температурасы $t_k^{КГЖ} = 60$ °С. Ал энтальпиясы:

$$h_k^{КГЖ} = 4,19 * t_k^{КГЖ} = 4,19 * 60 = 251,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

КГЖ артындағы жылытылмаған конденсаттың температурасын, деаэратордағы қаныққан температурасына дейін апарамыз $\Delta t_D = 7,5$ °С. Сонда деаэраторға түсетін жылытылмаған конденсаттың температурасы және конденсаты:

$$t_k^D = t_s(p_D) - \Delta t_D = 155,5 - 7,5 = 148 \text{ °С,}$$

$$h_k^D = 4,19 * t_k^D = 4,19 * 148 = 620,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Деаэраторға бу шығынын төменгі формула бойынша табамыз:

$$D_D = 2 * (D_0^{ЖҚ} + D_0^{ТҚ}) * \frac{h_D - h_k^D}{h_0^{ТҚ} - h_k^D} = 2 * (10,51 + 4,97) * \frac{655,7 - 620,1}{2925,1 - 620,1} = 0,48 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Кейін конденсатордағы берілген қысым бойынша $p_k = 5$ кПа оның температурасын $t_k = 32,9$ °С, рециркуляциямен араластыру нүктесіне келіп түсетін конденсат энтальпиясын $h'_k = 137,8$ кДж/кг, конденсацияланатын будың энтальпиясын $h_k = 2560,9$ кДж/кг және будың меншікті көлемін $v''_k = 28,19$ м³/кг анықтаймыз.

Осылайша, мен бір КЖҚ үшін қайта өңдеу шығынын есептеймін:

$$D_p = \left(D_0^{ЖҚ} + D_0^{ТҚ} - \frac{D_D}{2} \right) * \frac{h_k^{КГЖ} - h'_k}{h_k^D - h_k^{КГЖ}} = \left(10,51 + 4,97 - \frac{0,48}{2} \right) * \frac{251,4 - 137,8}{620,1 - 251,4} = 4,7 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

КГЖ арқылы конденсат шығынын есептеуге кірісеміз:

$$D_{\text{КГЖ}} = D_0^{\text{ЖК}} + D_0^{\text{ТК}} - \frac{D_{\text{Д}}}{2} + D_{\text{р}} = 10,51 + 4,97 - \frac{0,48}{2} + 4,7 = 19,94 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

КЖҚ шығар газдардың энтальпиясын табамыз:

$$\begin{aligned} I_{\text{уХ}}^{\text{КЖҚ}} &= I_{\text{уХ}}^{\text{ТК}} - \frac{D_{\text{КГЖ}}(h_{\text{к}}^{\text{Д}} - h_{\text{к}}^{\text{КГЖ}})}{G_{\text{Г}}} = 183,9 - 19,94 * \frac{(620,1 - 251,4)}{115,4} \\ &= 120,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \end{aligned}$$

ал олардың температурасы $\theta_{\text{уХ}}^{\text{КЖҚ}} = 113 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Сыртқы ауа температурасындағы $t_{\text{нв}} = 3,5 \text{ } ^\circ\text{C}$ шығар газдар энтальпиясы $I_{\text{нв}} = 15,27 \text{ кДж/кг}$, сонда КЖҚ ПЭК – і:

$$\eta_{\text{КЖҚ}} = \frac{I_{\text{д}} - I_{\text{уХ}}^{\text{КЖҚ}}}{I_{\text{д}} - I_{\text{нв}}} = \frac{630,1 - 120,2}{630,1 - 15,27} = 0,83.$$

ТҚБҚ дағы газ энтальпиясы болады:

$$\begin{aligned} I_{\text{ПП}}^{\text{ТК}} &= I_{\text{уХ}}^{\text{ЖК}} - \frac{D_0^{\text{ТК}}(h_0^{\text{ТК}} - h_s''(p_{\text{Б}}^{\text{ТК}}))}{G_{\text{Г}}} = 281,64 - \frac{4,97 * (2925,1 - 2758)}{115,4} \\ &= 274,44 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \end{aligned}$$

ТҚБҚ дағы газдар температурасы $\theta_{\text{ПП}}^{\text{ТК}} = 254,9 \text{ } ^\circ\text{C}$

Бұдан әрі ТҚБҚ, ИТҚ және КГЖ жылу қуаттарын есептейміз:

$$Q_{\text{ТҚБҚ}} = G_{\text{Г}}(I_{\text{уХ}}^{\text{ЖК}} - I_{\text{ПП}}^{\text{ТК}}) = 115,4 * (281,64 - 274,44) = 830,88 \text{ кВт},$$

$$Q_{\text{ИТҚ}} = G_{\text{Г}}(I_{\text{ПП}}^{\text{ТК}} - I_{\text{уХ}}^{\text{ТК}}) = 115,4 * (274,44 - 183,9) = 10448,32 \text{ кВт},$$

$$Q_{\text{КГЖ}} = G_{\text{Г}}(I_{\text{уХ}}^{\text{ТК}} - I_{\text{уХ}}^{\text{КЖҚ}}) = 115,4 * (183,9 - 120,2) = 73517 \text{ кВт}.$$

Біз ГТҚ газдары бу турбиналық циклге берген жылу қуатын табамыз, яғни:

$$Q_{\text{газ}} = 2G_{\text{Г}}(I_{\text{д}} - I_{\text{уХ}}^{\text{КЖҚ}}) = 2 * 115,4 * (521,4 - 120,2) = 92597 \text{ кВт},$$

Ал 2 КЖҚ дан алынған бу

$$Q_{\text{пар}} = 2D_0^{\text{ЖК}} h_0^{\text{ЖК}} + (2D_0^{\text{ТК}} - D_{\text{Д}}) h_0^{\text{ТК}} - [2(D_0^{\text{ЖК}} + D_0^{\text{ТК}}) - D_{\text{Д}}] h'_{\text{к}} =$$

$$= 2 * 10,51 * 3289,07 + (2 * 4,97 - 0,48) * 2925,1 - (2 * (10,51 + 4,97) -$$

$$- 0,48) * 137,8 = 92607,55 \text{ кВт.}$$

Есептеулер нәтижесінде алынған шамалардың айырмашылығы шамалы, бұл есептеулердің дұрыстығын көрсетеді. Әрі қарай, әр КЖҚ жылу қуаты орташа мәнге тең деп болжаймыз

$$Q_{\text{КЖҚ}} = \frac{92607,55}{2} = 46303,8 \text{ кВт.}$$

2.4 кесте - Кәдеге Жаратушы қазандығының есептеу нәтижелері

№	Параметр атауы	Белгісі	Өлшем бірлігі	Мәні
1	ЖҚ РКС алдындағы бу температурасы	$t_0^{\text{ЖҚ}}$	°С	448
2	ЖҚ РКС алдындағы бу энтальпиясы	$h_0^{\text{ЖҚ}}$	кДж/кг	3289,07
3	ЖҚ барабандағы қысым	$p_{\text{Б}}^{\text{ЖҚ}}$	Па	6,825
4	Барабандағы қанығу температурасы	$t_s^{\text{ЖҚ}}$	°С	284,2
5	Барабандағы қаныққан будың энтальпиясы	$h_s''(p_{\text{Б}}^{\text{ЖҚ}})$	кДж/кг	2774,5
6	Жылытылмаған судың энтальпиясы	h_1	кДж/кг	1157,2
7	ЖҚБ артындағы газдардың температурасы	$\theta_s^{\text{ЖҚ}}$	°С	297,2
8	КЖҚ кірісіндегі газ энтальпиясы	I_d	кДж/кг	521,4
9	ЖҚБ шығысындағы газ энтальпиясы	$I_s^{\text{ЖҚ}}$	кДж/кг	327,32
10	ЖҚ - дағы бу шығыны(бір КЖҚ - ның)	$D_0^{\text{ЖҚ}}$	кг/с	10,51
11	Деаэратордағы қоректік судың қанығу температурасы	$t_s(p_{\text{Д}})$	°С	155,5
12	Деаэратордағы қоректік судың энтальпиясы	$h_{\text{Д}} = h_s'(p_{\text{Д}})$	кДж/кг	655,7
13	ЖҚ КЖҚ контурының артындағы газ энтальпиясы	$I_{\text{ух}}^{\text{ЖҚ}}$	кДж/кг	281,64
14	ЖҚ КЖҚ контурының	$\theta_{\text{ух}}^{\text{ЖҚ}}$	°С	261,45

ДЖ.5В071700.КО.ТЖ

	артындағы газ температурасы			
--	-----------------------------	--	--	--

2.4 кесте - жалғасы

15	ЖҚБҚ артындағы газ энтальпиясы	$I_{\text{ПП}}^{\text{ЖҚ}}$	кДж/кг	474,24
16	ЖҚБҚ артындағы газ температурасы	$\theta_{\text{ПП}}^{\text{ЖҚ}}$	°С	432,63
17	ЖҚБҚ Жылу қуаты	$Q_{\text{ЖҚБҚ}}$	кВт	5442,3
18	ЖҚБ Жылу қуаты	$Q_{\text{ЖҚБ}}$	кВт	16966,722
19	ЭЖҚ Жылу қуаты	$Q_{\text{ЭЖҚ}}$	кВт	5270,32
20	РКС ТҚ алдындағы бу температурасы	$t_0^{\text{ТҚ}}$	°С	236,45
21	РКС ТҚ алдындағы бу температурасы	$h_0^{\text{ТҚ}}$	кДж/кг	2925,1
22	ТҚ барабандағы қасым	$p_{\text{Б}}^{\text{ТҚ}}$	Па	0,63
23	Барабандағы қанығу температурасы	$t_s^{\text{ТҚ}}$	°С	160,7
24	Қаныққан су энтальпиясы	$h'_s(p_{\text{Б}}^{\text{ТҚ}})$	кДж/кг	678,8
25	Қаныққан бу энтальпиясы	$h''_s(p_{\text{Б}}^{\text{ТҚ}})$	кДж/кг	2758
26	Деаэратордан ТҚ барабанға кіретін жылытылмаған судың энтальпиясы	$h_{\text{Д}} = h'_s(p_{\text{Д}})$	кДж/кг	655,7
27	ТҚ пинч-нүктесіндегі газдардың температурасы	$\theta_s^{\text{ТҚ}}$	°С	169,9
28	ТҚ контурының бу өнімділігі	$D_0^{\text{ТҚ}}$	кг/с	4,97
29	КГЖ кіреберісіндегі қоректік судың температурасы	$t_{\text{К}}^{\text{КГЖ}}$	°С	60
30	КГЖ-ға кіреберістегі қоректік судың энтальпиясы	$h_{\text{К}}^{\text{КГЖ}}$	кДж/кг	251,4
31	Деаэраторға түсетін жылытылмаған конденсаттың температурасы	$t_{\text{К}}^{\text{Д}}$	°С	148
32	Жылытылмаған конденсаттың энтальпиясы	$h_{\text{К}}^{\text{Д}}$	кДж/кг	620,1

33	Деаэратордағы бу шығыны	D_D	кг/с	0,48
34	Рециркуляция шығыны (бір КЖҚ - ға)	D_P	кг/с	4,7

2.4 кесте - жалғасы

35	КГЖ арқылы конденсат шығыны	$D_{КГЖ}$	кг/с	19,94
36	КЖҚ - дан шығатын газдардың энтальпиясы	$I_{ух}^{КЖҚ}$	кДж/кг	120,2
37	КЖҚ - дан Кетер газдар температурасы	$\theta_{ух}^{КЖҚ}$	°С	113
38	КЖҚ ПӘК - і (15 тегі)	$\eta_{КЖҚ}$	%	0,83
39	ТҚБҚ газ энтальпиясы	$I_{ПП}^{ТҚ}$	кДж/кг	274,44
40	ТҚБҚ газ температурасы	$\theta_{ПП}^{ТҚ}$	°С	254,9
41	ТҚБҚ жылу қуаты	$Q_{ТҚБҚ}$	кВт	830,88
42	ИТҚ жылу қуаты	$Q_{ИТҚ}$	кВт	10448,32
43	КГЖ жылу қуаты	$Q_{КГЖ}$	кВт	73517
44	Бу турбиналық циклге ГТҚ газдарымен берілген жылу қуаты	$Q_{газ}$	кВт	92597
45	Екі КЖҚ буымен алынған жылу қуаты	$Q_{пар}$	кВт	92607,55
46	Әрбір КЖҚ жылу қуаты	$Q_{КЖҚ}$	кВт	46303,8

2.4 Бу турбинасын есептеу

Бу турбинасының соңғы сатыларынан өтетін жалпы көлемдік ағынды осылай есептейміз:

$$(Dv)_{\Sigma} = [2(D_0^{ЖҚ} + D_0^{ТҚ}) - D_D]v_k'' = \\ = [2 * (10,51 + 4,97) - 0,48] * 28,19 = 859,23 \frac{м^3}{с},$$

Мұндағы $v_k'' = 28,19 м^3/кг$ – соңғы сатыдағы будың меншікті көлемі.

Біз ұзындығы $l_z = 1 м$ және түбірлік диаметрі $d_k = 1800 мм$ болатын соңғы сатыдағы жұмыс пышағы бар екі ағынды ТҚО таңдаймыз. бір ағын арқылы будың көлемдік шығыны кезінде $613,6 м^3$ соңғы сатының "құрғақ" тиімділігі $0,84$ құрайды, ал шығыс жылдамдығымен жоғалуы $\Delta H_{вс} = 16$ кДж/кг.

1-ші және 2-ші бөліктердегі сатылар санына және ЖҚЦ РКС алдындағы қысымға сүйене отырып, $p_{ПК} = 1,8$ МПа қысымын қабылдаймыз

Біз ТҚ РКС - тегі қысымның жоғалуын қабылдаймыз $\xi_{РКС}^{ТҚ} = 0,03$, ал қатынасы бойынша араластыру камерасындағы қысымды табамыз:

$$\rho_{см} = (1 - \xi_{РКС}^{ТҚ})\rho_0^{ТҚ} = (1 - 0,03) * 0,6 = 0,58 \text{ МПа.}$$

Осылайша, біз ЖҚЦ ағымының алдындағы бу қысымын табамыз:

$$p_0'^{ЖҚ} = (1 - \xi_{РКС}^{ЖҚ})p_0^{ЖҚ} = (1 - 0,03) * 6,5 = 6,3 \text{ МПа,}$$

Мұндағы, алдыңғы жағдайдағыдай, ЖҚ РКС-де қысымның жоғалуы $\xi_{РКС}^{ЖҚ} = 0,03$

Осы қысым мен энтальпия бойынша ЖҚ РКС алдында $h_0^{ЖҚ} = 3289$ кДж/кг ЖҚЦ ағынды бөлігі алдында барлық параметрлерді анықтаймын: температура $t_0 = 446,2$ °С, меншікті көлем $v_0 = 0,04917$ м³/кг, энтропия $s_0 = 6,681$ кДж/(кг · К).

Әрі қарай, біз 1-ші бөлікте будың кеңеюінің изоэнтропиялық процесін құрамыз, энтальпияны анықтаймын $h_t^{ПК} = 2950$ кДж/кг және меншікті көлем $v_{zt}^{ПК} = 0,13$ м³/кг кеңейту процесінің соңында.

Осыдан кейін біз 1-ші бөліктің изоэнтропиялық жылу ауысымын анықтаймыз:

$$\Delta H_0(1) = h_0^{ЖҚ} - h_t^{ПК} = 3289 - 2950 = 339 \text{ кДж/кг}$$

Әрі қарай, біз 1-ші бөліктің салыстырмалы ішкі тиімділігін құрғақ жұпта жұмыс істейтін төмен сенімділік сатыларының тобы үшін шамамен эмпирикалық формула бойынша бағалаймыз:

$$\eta_{oi}(1) = \left(0,92 - \frac{0,2}{2 * D_0^{ЖҚ} v_{cp}}\right) \left(1 + \frac{\Delta H_0(1) - 700}{20000}\right) k_{вл},$$

$$\eta_{oi}(1) = \left(0,92 - \frac{0,2}{2 * 10,51 * 0,08}\right) * \left(1 + \frac{339 - 700}{20000}\right) * 1 = 0,8$$

Мұндағы $v_{cp} = (v_0 * v_{zt}^{ПК})^{0,5} = (0,04917 * 0,13)^{0,5} = 0,08$ м³/кг – бөлім үшін орташа меншікті көлем, ал ылғалдылықты ескеретін коэффициент $k_{вл} = 1$.

1-ші бөліктің пайдаланылған жылу ауысымын анықтаймыз:

$$\Delta H_i(1) = \Delta H_0(1) * \eta_{oi}(1) = 339 * 0,8 = 371,2 \text{ кДж/кг.}$$

1 бөліктің ішкі қуатын табамыз:

$$N_i(1) = 2D_0^{\text{ЖК}} \Delta H_i(1) = 2 * 10,51 * 371,2 = 7802,6 \text{ кВт.}$$

Әрі қарай, айналмалы камерада будың энтальпиясын табамыз:

$$h_0^{\text{ПК}} = h_0^{\text{ЖК}} - \Delta H_i(1) = 3289 - 371,2 = 2917,8 \text{ кДж/кг.}$$

Бұл энтальпия мен қысым $p_{\text{ПК}}=1,8$ МПа айналмалы камерадағы будың барлық параметрлерін анықтайды: $t_0^{\text{ПК}} = 252,5$ °С, $v_0^{\text{ПК}} = 0,126$ м³/кг, $s_0^{\text{ПК}} = 6,62$ кДж/(кг · К). Олар 2-ші бөлімді есептеу үшін қолданылады (айналмалы камерадан араластыру камерасына дейін).

2-ші бөліктегі будың $p_{\text{см}} = 0,58$ МПа араластыру камерасындағы қысымға дейін кеңеюінің изоэнтропиялық процесін құра отырып, энтальпияны анықтаймыз $h_t^{\text{см}} = 2690$ кДж/кг және меншікті көлем $v_{zt}^{\text{см}} = 0,32$ м³/кг кеңейту процесінің соңында.

Әрі қарай, 2-ші бөліктің изоэнтропиялық жылу перепадын қарастырамыз:

$$\Delta H_0(2) = h_0^{\text{ПК}} - h_t^{\text{см}} = 2917,8 - 2690 = 227,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Содан кейін 2-ші бөліктің салыстырмалы ішкі тиімділігін анықтаймыз:

$$\eta_{oi}(2) = \left(0,92 - \frac{0,2}{2 * D_0^{\text{ЖК}} v_{\text{ср}}} \right) \left(1 + \frac{\Delta H_0(2) - 700}{20000} \right) k_{\text{вл}},$$

$$\eta_{oi}(2) = \left(0,92 - \frac{0,2}{2 * 10,51 * 0,2} \right) * \left(1 + \frac{227,8 - 700}{20000} \right) * 1 = 0,85.$$

Мұндағы $v_{\text{ср}} = (v_0^{\text{ПК}} * v_{zt}^{\text{см}})^{0,5} = (0,126 * 0,32)^{0,5} = 0,2$ м³/кг бөлім үшін орташа меншікті көлем, ал ылғалдылықты ескеретін коэффициент $k_{\text{вл}} = 1$.

Содан кейін біз 2-ші бөліктің пайдаланылған жылу перепадын табамыз:

$$\Delta H_i(2) = \Delta H_0(2) * \eta_{oi}(2) = 227,8 * 0,85 = 193,63 \text{ кДж/кг.}$$

Сондай-ақ, 2 бөлімнің ішкі қуатын анықтаймыз:

$$N_i(2) = 2D_0^{\text{ЖК}} \Delta H_i(2) = 2 * 10,51 * 193,63 = 4070,1 \text{ кВт.}$$

Араластыру камерасына 2 бөліктен кіретін будың энтальпиясын қарастырыңыз:

$$h_k^{ЖҚ} = h_0^{ПК} - \Delta H_i(2) = 2917,8 - 193,63 = 2724,17 \text{ кДж/кг.}$$

Бұдан әрі араластыру камерасындағы будың энтальпиясы араластыру шарты бойынша:

$$h_{см} = \frac{[2D_0^{ЖҚ}h_k^{ЖҚ} + (2D_0^{ТҚ} - D_d)h_0^{ТҚ}]}{[2(D_0^{ЖҚ} + D_0^{ТҚ}) - D_d]},$$

$$h_{см} = \frac{[2 * 10,51 * 2724,17 + (2 * 4,97 - 0,48) * 2925,1]}{[2(10,51 + 4,97) - 0,48]} = 2786 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Бұл энтальпия мен қысым $p_{ПК}=0,58$ МПа айналмалы камерадағы будың барлық параметрлерін анықтайды: $t_{см} = 170,7$ °С, $v_{см} = 0,34$ м³/кг, $s_{см} = 6,842$ $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$. Олар 3-ші бөлімді есептеу үшін қолданылады (ТҚЦ, ЖҚЦ).

3-ші бөліктегі буды $\rho_0^{ЦТҚ} = 0,16$ МПа қысымға дейін кеңейтудің изоэнтропиялық процесінің құрылысы кеңейту процесінің соңында энтальпияны $h_t^{ЦТҚ} = 2557$ кДж/кг, меншікті көлемді $v_{zt}^{ЦТҚ} = 1,023$ м³/кг және құрғақтықты $x_{zt}^{ЦТҚ} = 0,9375$ анықтаймыз (ТҚЦ алдында)

3-ші бөлімнің изоэнтропиялық жылу төмендеуі $\Delta H_0(3) = 229$ кДж/кг. Әрі қарай, біз 3-ші бөлім арқылы бу шығынын анықтаймыз:

$$D(3) = 2(D_0^{ЖҚ} + D_0^{ТҚ}) - D_d = 2 * (10,51 + 4,97) - 0,48 = 30,48 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Ал бөлік үшін орташа меншікті көлем:

$$v_{ср} = (v_{zt}^{см} * v_{zt}^{ЦТҚ})^{0,5} = (0,32 * 1,023)^{0,5} = 0,572 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Ылғалдылықты ескеретін коэффициентті қарастырғаннан кейін:

$$k_{вл} = 1 - 0,8(1 - \gamma_{ву}) * \left(\frac{y_0 + y_k}{2}\right) * \left(\frac{\Delta H_0^{вл}}{\Delta H_0(3)}\right) =$$

$$k_{вл} = 1 - 0,8 * (1 - 0) * \left(\frac{0+0,02}{2}\right) * \left(\frac{0}{229}\right) = 1.$$

Ылғалды жою жүйесінің болмауы ескерілген жерде ($\gamma_{ву} = 0$), бөлік алдындағы ылғалдылық $y_0 = 0$, ал алғашқы жақындау үшін меншікті кеңейту процесінің соңындағы ылғалдылық $y_k = 0,02$ -ге тең деп қабылданады.

ДЖ.5В071700.КО.ТЖ

Содан кейін біз 3 бөлімнің салыстырмалы ішкі тиімділігін қарастырамыз (ПӘК):

$$\eta_{oi}(3) = \left(0,92 - \frac{0,2}{2 * D(3) * v_{cp}}\right) * \left(1 + \frac{\Delta H_0(3) - 700}{20000}\right) * k_{вл},$$

$$\eta_{oi}(3) = \left(0,92 - \frac{0,2}{2 * 30,48 * 0,572}\right) * \left(1 + \frac{229 - 700}{20000}\right) * 1 = 0,893.$$

3-ші бөліктің пайдаланылған жылу төмендеуі:

$$\Delta H_i(3) = \Delta H_0(3) * \eta_{oi}(3) = 229 * 0,893 = 204,5 \text{ кДж/кг.}$$

3-ші бөліктің ішкі қуаты:

$$N_i(3) = D(3) * \Delta H_i(3) = 30,48 * 204,5 = 6233,1 \text{ кВт.}$$

ЖҚЦ дан шыққандағы бу энтальпиясы:

$$h_0^{ЦТК} = h_{см} - \Delta H_i(3) = 2786 - 204,5 = 2581,5 \text{ кДж/кг.}$$

Параметрлері $h_0^{ЦТК}$ және $\rho_0^{ЦТК}$ ЖҚЦ үшін құрғақтық мәнін береді $x_0^{ЦТК} = 0,95$, яғни ылғалдылығы $y_k = 0,0008$.

4-ші бөлік үшін бір ТҚЦ ағыны арқылы бу шығыны:

$$D(4) = \frac{D(3)}{2} = \frac{30,48}{2} = 15,24 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

4-ші бөліктегі буды $\rho_k = 5$ кПа қысымына дейін кеңейтудің изоэнтропиялық процесін сап, $h_{kt}^{ЦТК} = 2105$ кДж/кг энтальпияны анықтаймыз. $\Delta H_0(4) = 2581,5 - 2105 = 476,5$ кДж/кг. бүкіл процесс ылғалды бу аймағында жүреді.

Ылғалдылықты ескеретін Коэффициент қатынасы бойынша анықталады:

$$k_{вл} = 1 - 0,8(1 - \gamma_{ву}) * \left(\frac{y_0 + y_k}{2}\right) * \left(\frac{\Delta H_0^{вл}}{\Delta H_0(4)}\right),$$

$$k_{вл} = 1 - 0,8 * (1 - 0,15) * \left(\frac{0+0,1}{2}\right) * \left(\frac{0}{476,5}\right) = 1.$$

Ылғалды бу аймағындағы бүкіл кеңейту процесінің барысы ескерілетін жерде, ішкі каналды ылғалды бөлуді пайдалану әдетте $\gamma_{ву} = 0,15$, ал меншікті кеңейту процесінің соңында ылғалдылық 1-ші жуықтау ретінде $y_k = 0,1$ -ге тең болады.

Бұдан әрі шығыс жылдамдығымен жоғалтуды таңдалған соңғы сатының сипаттамасы бойынша анықтаймыз: $\Delta H_{\text{вс}} = 16$ кДж/кг және эмпирикалық тәуелділікке сәйкес, 4-ші бөліктің салыстырмалы ішкі ПӘК:

$$\eta_{0i}(4) = 0,87 * \left(1 + \frac{\Delta H_0(4) - 400}{10^4} \right) k_{\text{вл}} - \frac{\Delta H_{\text{вс}}}{\Delta H_0(4)},$$

$$\eta_{0i}(4) = 0,87 * \left(1 + \frac{476,5-400}{10^4} \right) * 1 - \frac{16}{500,6} = 0,843.$$

Әрі қарай, пайдаланылған 4-ші бөліктің жылу төмендеуін табамыз:

$$\Delta H_i(4) = \Delta H_0(4) * \eta_{0i}(4) = 476,5 * 0,843 = 402 \text{ кДж/кг.}$$

ТҚЦ шығысында будың энтальпиясын анықтаймыз:

$$h_k = h_0^{\text{ЦТК}} - \Delta H_i(4) = 2581,5 - 402 = 2179,81 \text{ кДж/кг.}$$

ТҚЦ ішкі қуаты осылайша анықталады:

$$N_i^{\text{ЦТК}} = D(3) * \Delta H_i(4) = 30,48 * 402 = 12253 \text{ кВт.}$$

Содан кейін біз орталық тұрғын үйдің ішкі қуатын қарастырамыз:

$$N_i^{\text{ЦЖК}} = N_i(1) + N_i(2) + N_i(3) = 7802,6 + 4070,1 + 6233,1 = 18106 \text{ кВт.}$$

Содан кейін біз бу турбинасының ішкі қуатын табамыз:

$$N_i^{\text{ПТ}} = N_i^{\text{ЦЖК}} + N_i^{\text{ЦТК}} = 18106 + 12253 = 30359 \text{ кВт.}$$

Бу турбинасының электр қуатын анықтаймыз:

$$N_{\text{э}}^{\text{ПТ}} = N_i^{\text{ПТ}} * \eta_{\text{мех}} * \eta_{\text{эГ}} = 30359 * 0,98 * 0,99 = 29454,3 \text{ кВт.}$$

2.5 кесте - Бу турбинасын шамамен есептеу нәтижелері

№	Параметр атауы	Белгісі	Өлшем бірлігі	Белгісі
1	Жиынтық көлемдік шығыс	$(Dv)_{\Sigma}$	м ³ /с	859,23
2	Араластыру камерасындағы қысым	$\rho_{\text{см}}$	Па	0,58

ДЖ.5В071700.КО.ТЖ

3	ЖҚЦ ағынды бөлігі алдындағы будың қысымы	$\rho_0^{ЖҚ}$	Па	6,3
4	ЖҚЦ ағынды бөлігі алдындағы будың температурасы	t_0	°С	446,2
5	ЖҚЦ ағынды бөлігі алдындағы меншікті көлемі	ν_0	м ³ /кг	0,04917

2.5 кесте - жалғасы

7	ЖҚЦ ағындық бөлігінің алдындағы энтропиясы	s_0	кДж/(кг*К)	6,681
8	1-ші бөліктегі кеңейту процесінің соңындағы энтальпиясы	$h_t^{пк}$	кДж/кг	2950
9	1-ші бөліктегі кеңейту процесінің соңындағы меншікті көлемі	$\nu_{zt}^{пк}$	м ³ /кг	0,13
10	1-ші бөлімнің изоэнтропиялық жылу төмендеуі	$\Delta H_0(1)$	кДж/кг	339
11	1-ші бөлімнің салыстырмалы ішкі ПӘК - i	$\eta_{oi}(1)$	-	0,8
12	1-ші бөлік үшін орташа меншікті көлемі	$\nu_{cp}(1)$	м ³ /кг	0,08
13	1-ші бөліктің пайдаланылған жылу төмендеуі	$\Delta H_i(1)$	кДж/кг	371,2
14	1-ші бөліктің ішкі қуаты	$N_i(1)$	кВт	7802,6
15	Айналмалы камерадағы бу энтальпиясы	$h_0^{пк}$	кДж/кг	2917,8
16	Айналмалы камерадағы бу температурасы	$t_0^{пк}$	°С	252,5
17	Айналмалы камерадағы будың меншікті көлемі	$\nu_0^{пк}$	м ³ /кг	0,126
18	Айналмалы камерадағы будың энтропиясы	$s_0^{пк}$	кДж/(кг*К)	6,62
19	2-ші кеңейту процесінің соңында энтальпиясы	h_t^{cm}	кДж/кг	2690
20	2-ші бөліктегі кеңейту процесінің соңындағы меншікті көлемі	ν_{zt}^{cm}	м ³ /кг	0,32

21	2-ші бөлімнің изоэнтропиялық жылу төмендеуі	$\Delta H_0(2)$	кДж/кг	227,8
22	2-ші бөлімнің салыстырмалы ішкі ПӘК - i	$\eta_{oi}(2)$	-	0,85
23	2-ші бөлік үшін орташа меншікті көлемі	$v_{cp}(2)$	м ³ /кг	0,2

2.5 кесте - жалғасы

24	2-ші бөліктің пайдаланылған жылу төмендеуі	$\Delta H_i(2)$	кДж/кг	193,63
25	2-ші бөліктің ішкі қуаты	$N_i(2)$	кВт	4070,1
26	2-ші бөлімнен араластыру камерасына кіре берістегі будың энтальпиясы	$h_k^{ЖК}$	кДж/кг	2724,17
27	Араластыру камерасындағы бу энтальпиясы	h_{cm}	кДж/кг	2786
28	Араластыру камерасындағы бу температурасы	t_{cm}	°С	170,7
29	Араластыру камерасындағы будың меншікті көлемі	v_{cm}	м ³ /кг	0,34
30	Араластыру камерасындағы будың энтропиясы	s_{cm}	кДж/(кг*К)	6,842
31	3-ші бөліктегі ТҚЦ алдындағы бу энтальпиясы	$h_t^{ЦТҚ}$	кДж/кг	2557
32	3-ші бөліктегі ТҚЦ алдындағы будың меншікті көлемі	$v_{zt}^{ЦТҚ}$	м ³ /кг	1,023
34	Кенейту процесінің соңындағы құрғақтық	$x_{zt}^{ЦТҚ}$	-	0,9375
35	3-ші бөлімнің изоэнтропиялық жылу төмендеуі	$\Delta H_0(3)$	кДж/кг	229
36	3-ші бөлік арқылы бу шығыны	$D(3)$	кг/с	30,48
37	3-ші бөлік үшін орташа	$v_{cp}(3)$	м ³ /кг	0,572

ДЖ.5В071700.КО.ТЖ

	меншікті көлемі			
38	БІлғалдылық коэффициенті	$k_{вл}$	-	1
39	3-бөлімнің салыстырмалы ішкі ПӘК - і	$\eta_{oi}(3)$	-	0,893
40	3-ші бөліктің пайдаланылған жылу төмендеуі	$\Delta H_i(3)$	кДж/кг	204,5
41	3-ші бөліктің ішкі қуаты	$N_i(3)$	кВт	6233,1

2.5 кесте - жалғасы

42	ЖҚЦ шығуындағы будың энтальпиясы	$h_0^{ЦТҚ}$	кДж/кг	2581,5
43	Бір ағын арқылы будың шығыны ТҚЦ (4 бөлім)	$D(4)$	кг/с	15,24
45	4-ші бөлімнің изоэнтропиялық жылу төмендеуі	$\Delta H_0(4)$	кДж/кг	476,5
46	4-ші бөлімнің салыстырмалы ішкі ПӘК - і	$\eta_{oi}(4)$	-	0,843
47	4-ші бөліктің пайдаланылған жылу төмендеуі	$\Delta H_i(4)$	кДж/кг	402
48	ТҚЦ-дан шығу кезіндегі будың энтальпиясы	h_k	кДж/кг	2179,81
49	ТҚЦ ішкі қуаты	$N_i^{ЦТҚ}$	кВт	12253
50	ЖҚЦ ішкі қуаты	$N_i^{ЦЖҚ}$	кВт	18106
51	Бу турбинасының ішкі қуаты	$N_i^{ПТ}$	кВт	30359
52	Бу турбинасының электорлық қуаты	$N_э^{ПТ}$	кВт	29454,3

Бу турбинасын шамамен есептегеннен кейін біз бу - газ қондырғысының экономикалық көрсеткіштерін анықтауға көшеміз.

2.5 Бу-газ қондырғысының экономикалық көрсеткіштерін анықтау

БГҚ абсолютті электрлік ПӘК - ін табамыз:

$$\eta_{э}^{ПТУ} = \frac{N_э^{ПТ}}{2Q_{КЖҚ}} = \frac{29454,3}{2 \cdot 46303,8} = 0,32.$$

Сосын БКҚ (ПСУ) абсолютті электрлік ПӘК - ін табамыз:

ДЖ.5В071700.КО.ТЖ

$$\eta_{\text{э}}^{\text{ПСУ}} = \eta_{\text{э}}^{\text{ПТУ}} * \eta_{\text{КЖК}} = 0,32 * 0,83 = 0,2656.$$

БГҚ ның электрлік қуаты:

$$N_{\text{э}}^{\text{ПГУ}} = 2N_{\text{э}}^{\text{ГТҚ}} + N_{\text{э}}^{\text{ПТ}} = 2 * 41000 + 29454,3 = 111454,3 \text{ кВт.}$$

Бір ГТҚ жану камерасына жүргізілген жылу:

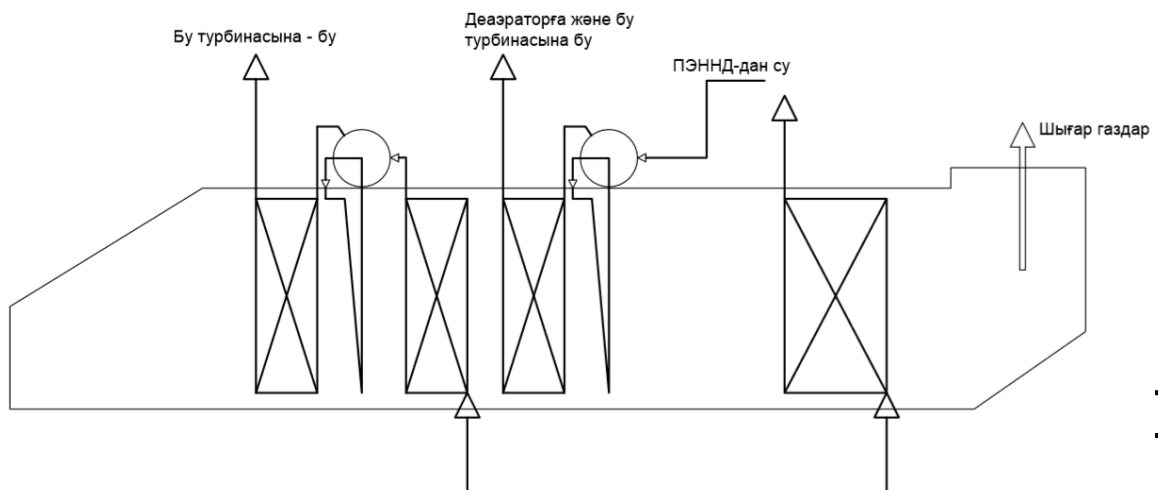
$$Q_{\text{КС}} = N_{\text{э}}^{\text{ГТҚ}} / \eta_{\text{э}}^{\text{ГТҚ}} = 41000 / 0,32 = 128125 \text{ кВт.}$$

БГҚ – ның абсолютті электрлің брутто ПӘК - і:

$$\eta_{\text{э}}^{\text{ПГУ}} = N_{\text{э}}^{\text{ПГУ}} / (2Q_{\text{КС}}) = 111454,3 / (2 * 128125) = 0,452 \text{ \%}.$$

2.6 кесте - Бу-газ қондырғысының экономикалық көрсеткіштерін есептеу нәтижелері

№	Параметр атауы	Белгісі	Өлшем бірлігі	Мәні
1	БГҚ абсолютті электрлік ПӘК - і	$\eta_{\text{э}}^{\text{ПТУ}}$	-	0,32
2	Сосын БКҚ (ПСУ) абсолютті электрлік ПӘК - і	$\eta_{\text{э}}^{\text{ПСУ}}$	-	0,2656
3	БГҚ ның электрлік қуаты	$N_{\text{э}}^{\text{ПГУ}}$	кВт	111454,3
4	Бір ГТҚ жану камерасына жүргізілген жылу	$Q_{\text{КС}}$	кВт	128125
5	БГҚ – ның абсолютті электрлің брутто ПӘК - і	$\eta_{\text{э}}^{\text{ПГУ}}$	-	0,452



7.2 сурет – Кәдеге жаратушы қазанының жылулық схемасы

ДЖ.5В071700.КО.ТЖ	

3 Дипломдық жұмыстың экономикалық бөлігі

3.1 ЖЭО-дан электр энергиясының өзіндік құнын анықтау

Өндірілетін энергияның бір бөлігі электр станциясының жұмысы кезінде кәсіпорынның жеке қажеттіліктеріне жұмсалады. Электр энергиясының шығыны тікелей жабдықтың түріне және оның агрегаттардың (қондырғылардың) бірлік қуатына, пайдаланылатын отынның түріне, сондай-ақ негізгі және қосалқы жабдықтың техникалық жетілдіру дәрежесіне және станцияда техникалық және қаржылық саясатты дұрыс жүргізуге байланысты болады.

Бұдан әрі есептеулерде өз қажеттіліктеріне жұмсалатын электр энергиясының шығыны 7-9 мөлшерінде алынуға тиіс % (\mathcal{E}_{CH}).

9% көрсеткішін таңдаймыз (\mathcal{E}_{CH}).

2.7 кесте - есептеу үшін бастапқы көрсеткіштер

№	Атауы	Шамасы	Шартты белгілер	Өлшем бірліктер
1	БГҚ - орнатылған электр қуаты	111	$N_{\text{уст}}$	МВт
2	Электр энергиясын өндірудің жылдық көлемі	754,8	\mathcal{E}_B	млн.кВтч
3	1 кВтсағ электр энергиясын өндіруге жұмсалатын отынның үлестік шығысы	272,12	$b_{\mathcal{E}}$	гуд/кВтч
5	Электр энергиясын жіберу бойынша БГҚ – ның ПӘК - і	0,452	η	%
4	Пайдаланылатын отын	Табиғи газ		

Электр энергиясын босатуға шартты отынның үлестік шығысы:

$$b_{\mathcal{E}}^{\text{БГҚ}} = \frac{123}{\eta_{\text{БПҚ}}} = \frac{123}{0,452} = 272,12 \frac{\text{гуд}}{\text{кВт}} * \text{сағ.}$$

3.1.1 ЖЭО - ның жылдық энергия шығынын анықтау

Біріншіден біз ЖЭО – ның жылдық электр энергиясын өндіруін анықтаймыз:

$$\mathcal{E}_B = 754,8 \text{ млн. кВт*сағ.}$$

Содан кейін біз электр энергиясының жылдық шығынын арақатынас бойынша анықтаймыз:

$$\mathcal{E}_{от} = \mathcal{E}_B * (1 - \mathcal{E}_{сн}) = 754,8 * (1 - 0,09) = 686,868 \text{ млн.кВт*сағ.}$$

Мұндағы өз қажеттіліктеріне жұмсалатын электр энергиясының шығыны $\mathcal{E}_{сн} = 0,09$ тең
Әрі қарай, біз жылдық пайдалану шығындарын есептейміз.

3.1.2 Отын шығындарын есептеу

Электр энергиясын өндіруге арналған отынның жылдық шығынын төменгі формула бойынша анықтаймыз:

$$B_э = B_y = \mathcal{E}_B * b_э = 754,8 * 10^6 * 686,868 * 10^{-6} = 518,447 \text{ мың.}$$

Алынған отын шығынын табиғи отынға ауыстырған жөн, өйткені отын шығындары табиғи отынмен есептеледі. Бу-газ қондырғысында қолданылатын отын түрі табиғи газ болып табылады. Пайдаланылған отынның жануының нақты жылуы $4,186 \text{ ккал} \text{ м}^3$ $Q_p^H = 8719 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^3}$

Табиғи отын шығынын таппас бұрын, шартты отынды табиғиға ауыстыру коэффициентін осылайша анықтау керек:

$$K_H = Q_p^H / 7000 = 8719 / 7000 = 1,25$$

$\text{Ц}_T = 32,5 \text{ теңге/м}^3$ – отынның бағасы.

Табиғи отын шығынын төменгі формула арқылы табамыз:

$$B_H = \frac{B_y}{K_H} = \frac{518,447}{1,26} = 411,47 \text{ млн. м}^3.$$

Осылайша біз отын шығындарын табамыз:

$$I_T = B_H * \text{Ц}_T = 411,47 * 32,5 = 13372,64 \text{ млн. теңге.}$$

3.1.3 Отынды пайдалану тиімділігін есептеу

Біз 1 кВт*сағ электр энергиясын алу үшін 123 гут қажет екенін білеміз. Станцияның өз қажеттіліктеріне электр энергиясының шығындарын ескере отырып, отынды пайдалану тиімділігі осылайша есептеледі:

$$\text{ПЭК}_3 = \left(\frac{123}{b_3} \right) * 100\% = \left(\frac{123}{272,12} \right) * 100\% = 45 \%$$

Әрі қарай, станцияның отын пайдалану коэффициентін қатынасы бойынша анықтаймыз:

$$\text{ПЭК} = \left(\frac{0,86 * \text{Э}_{\text{от}}}{7 * B_y} \right) * 100\% = \left(\frac{0,86 * 686,868}{7 * 518,447} \right) * 100\% = 17\%$$

Мұндағы 0,86 - электр энергиясын жылуға ауыстыру коэффициенті;
А 7 – шартты отынның жылу шығару қабілеті, 7000 ккал/кг.

3.1.4 Су шығындарын есептеу

Бу күш қондырғыларымен (БКК) салыстырғанда, БПҚ өндірілетін электр энергиясының бірлігіне суды аз жұмсайды. Негізінен су турбиналық конденсаторларда буды салқындатуға, трансформаторларда, генераторларды салқындатуға және т. б. жұмсалады. Су шығындарының мөлшері өсіп келеді және қазіргі уақытта 0,4÷1,4 теңге/кВт * сағ:

$$I_B = \text{Э}_B * (0,4 \div 1,4) = 754,8 * 0,4 = 301,92 \text{ млн. теңге.}$$

3.1.5 Жалақы шығындарын есептеу

Өндірісте және оған қызмет көрсетумен айналысатын ЖЭО өндірістік және өндірістік персоналының жалақысының құнын анықтау үшін оның санын білу қажет. АҰҚ пайдалану, жөндеу және әкімшілік-басқару персоналына бөлінеді.

Оның мөлшері негізінен бір қуатқа және негізгі энергия жабдықтарының санына, пайдаланылатын отынның түріне, жөндеу әдісіне байланысты.

АҰҚ санын станцияның белгіленген электр қуатының 1 МВт-қа қанша персоналдың келетінін көрсететін штаттық коэффициент арқылы алуға болар

Қазақстанның кейбір станцияларында жұмыс істейтіндердің саны туралы әдеби және нақты деректерге сәйкес штаттық коэффициенттің мынадай орташа мәнін: $K_{\text{ш}} = 1,6 \div 1,8$ адам/МВт шегінде қабылдауға болады.

Объектідегі қызметкерлер санын төменгі формула бойынша есептейміз:

$$\text{ЧП} = K_{\text{ш}} * N_y = 1,6 * 111 = 177,6.$$

Жалақының жалпы ресурсы мыналарды қамтиды:

- энергия өндірудің технологиялық процесінде жұмыс істейтін қызметкерлердің жалақысы кіретін және жұмыс істеген кезеңге байланысты еңбекақыны (тарифтік мөлшерлемелер мен лауазымдық жалақылар, жалақы қорынан қызметкерлерге сыйлықақылар, мереке күндері мен түнгі уақыттағы жұмысы үшін қосымша ақы және т. б.) қамтитын негізгі жалақы (J_0).

- қосымша жалақы (қосымша жалақы) жұмыс уақытына жатпайтын төлемдерді қамтиды (мемлекеттік міндеттерді орындау кезінде кезекті, қосымша және оқу демалыстарын төлеу және т. б.);

- жалақыға есептемелер әлеуметтік салыққа аударымдарды және басқа да аударымдарды қамтиды

Негізгі ($I_{\text{зпо}}$) және қосымша ($I_{\text{зпд}}$) жалақының орташа жылдық шамасын, сондай-ақ жалақыға ($i_{\text{зпн}}$) есептеулерді табамыз.

Бір жыл ішіндегі орташа жалақы мөлшерін бір қызметкерге 2,2 млн теңге ретінде қабылдаймын:

$$I_{\text{зпо}} = \text{ЧП} * 2,2 = 177,6 * 2,2 = 390,72 \text{ млн. теңге.}$$

($I_{\text{зпд}}$) шамасы ($I_{\text{зпо}}$) мәнінен 10-15% мөлшерінде алынады.

$$I_{\text{зпд}} = \frac{I_{\text{зпо}} * 13\%}{100\%} = \frac{390,72 * 13\%}{100\%} = 50,8 \text{ млн. теңге.}$$

Ал жалақыға есептеу шамасы Жбаж және Жбаж сомасынан 10,46% мөлшерінде қабылданады.

$$I_{\text{зпн}} = \frac{(I_{\text{зпо}} + I_{\text{зпд}}) * 10,46\%}{100\%} = \frac{(390,72 + 50,8) * 10,46\%}{100\%} = 46 \text{ млн. теңге.}$$

Осылайша, жалақының жалпы қорын анықтау формуласы келесідей болады:

$$I_{\text{зп}} = I_{\text{зпо}} + I_{\text{зпд}} + I_{\text{зпн}} = 390,72 + 50,8 + 46 = 487,52 \text{ млн. теңге.}$$

3.1.6 Амортизациялық аударымдарды есептеу

Қазіргі уақытта валюта бағамының күрт тез өзгеруіне байланысты станцияларды салуға нақты капитал салымдарының нақты мәндерін қою қиын деп айтуға болады. Сонымен қатар, агрегаттардың көпшілігі Қазақстаннан тыс жерлерде өндіріледі.

Осылайша, жыл сайын БПҚ үлестік капитал салымдары артып келеді, сондықтан біз 1400 \$/кВт қабылдаймыз. АҚШ долларының бағамы теңге аударымында 440 теңге болып қабылданады.

Жаңа ЖЭО құрылысына күрделі салымдар құрайтын болады:

$$K = K_{уд} * N_y = 1400 * 440 * 111 * 10^3 = 68376 \text{ млн. теңге.}$$

Станция бойынша амортизация нормасы орташа есеппен 4-5% шамасында болуы мүмкін.

Бұл мән тікелей станцияның түріне, жеке блоктардың қуатына, тұтынылатын отын түріне және т.б. байланысты, сондықтан біз бұл көрсеткішті 4% мөлшерінде таңдаймыз.

$$I_{ао} = 0,04 * K = 0,04 * 68376 = 2735,04 \text{ млн. теңге.}$$

3.1.7 Ағымдағы жөндеуді жүргізуге арналған шығындарды есептеу

Өндірістік жабдыққа ағымдағы жөндеу жүргізуге арналған шығындардан басқа, шығындардың осы құрауышына техникалық қарап-тексеруге және жабдықты жұмыс жағдайында ұстауға (сүрту және майлау материалдары) арналған шығындар да кіреді және мынадай мөлшерде айқындалады:

$$I_{тек,р} = 0,15 * I_{ао} = 0,15 * 2735,04 = 410,256 \text{ млн. теңге}$$

3.1.8 Шығарындыларға жұмсалатын шығындарды есептеу

Зиянды заттардың шығарындылары үшін төлем мөлшері шығарындылардың көлеміне байланысты, олар өз кезегінде жағылатын отынның түріне (көмір, газ, мазут), оның мөлшері мен зиянды заттарды ұстау тәсіліне (электр сүзгілері, эмульгаторлар және т.б.) байланысты болады. Біздің жағдайда бұл компонентті қолданыстағы станциялармен салыстырғанда аналогия әдісімен анықтаған дұрыс.

ЖЭО табиғи газбен жұмыс істеген кезде шығарындылар үшін төлем мөлшері аз болады және оны 1000 м³ газ үшін 40-60 теңге мөлшерінде алуға болады, демек:

$$I_{\text{выб}} = \frac{40}{1000} * B_{\text{н}} = \frac{40}{1000} * 411,47 = 16,4588 \text{ млн. теңге.}$$

Бұл компонент әкімшілік басқару, жалпы өндіріс, мақсатты шығындарға аударымдар, шеберханаларға қызмет көрсету және оларды басқару шығындарын қарастырады.

Шығындарды формула бойынша анықтаймыз:

$$I_{\text{общ}} = 0,2 * (I_{\text{ао}} + I_{\text{зп}} + I_{\text{тр}}) = \\ = 0,2 * (2735,04 + 487,52 + 410,256) = 726,56 \text{ млн. теңге.}$$

3.2 Энергияны босатудың өзіндік құнын есептеу

Электр энергиясының өзіндік құны-барлық энергия жүйелерінің электр энергиясын өндіру, беру және тарату шығыстары.

2.8 кесте - жалпы шығындар

№	Шығындар компоненттері	Шартты белгі	Млн. теңге
1	Отын	$I_{\text{т}}$	13372,64
2	Су	$I_{\text{в}}$	301,92
3	Жалақы қоры	$I_{\text{зп}}$	487,52
4	Амортизациялық аударымдар	$I_{\text{ао}}$	2735,04
5	Ремонттық жұмыс	$I_{\text{тек.р}}$	410,256
6	Шығарындылар үшін төлем	$I_{\text{выб}}$	16,4588
7	Жалпы станциялық және цех.	$I_{\text{общ}}$	726,56
8	Шығындар жиыны	$\sum I$	18050

Электр энергиясын босатудың өзіндік құны:

$$S_{\text{э}} = \frac{\sum I}{\text{Э}_{\text{от}}} = \frac{I_{\text{т}} + I_{\text{в}} + I_{\text{зп}} + I_{\text{ао}} + I_{\text{тек.р}} + I_{\text{выб}} + I_{\text{об}}}{686,868} = 26,3 \text{ теңге/кВт.}$$

Осылайша, 1 кВт-тың өзіндік құны 26,3 теңге/кВт құрайды.

3.2.1 ЖЭО құрылысын экономикалық бағалау

Несиені қайтару үшін бастапқы инвестициялар мен ақша ағынын анықтау.

Әдетте, шешім қабылдаудың бастапқы және алдын-ала кезеңдерінде ЖЭО құрылысы мен жұмысын экономикалық бағалау бизнес - жоспар құру негізінде жүзеге асырылады, оң нәтиже болған жағдайда инвестициялық жоба жасалады.

ДЖ.5В071700.КО.ТЖ

Тиісінше, бұл уақыт бойынша ақша құнының өзгеруін және жобаны іске асыруға жұмсалатын шығындардың бүкіл кешенін ескеретін техникалық-экономикалық шешімдер қабылдауды бағалаудың заманауи әдісі, яғни:

- болашаққа бағалар мен баға саясаты;
- өнімді өткізу көлемі;
- жобаны іске асырудан түсетін кіріс және пайда;
- несиені қайтаруға кететін пайданың бір бөлігі;
- кәсіпорын несие алатын банктің пайыздық мөлшерлемесі;
- несие мерзімі.

Аталған есептеуде ЖЭО құрылысына капиталды (к) үлестік бөлу мынадай болады: 90% - ын мемлекет салады, ал қалған 10% - ын "Энергоинвест"АҚ қамтамасыз етеді. Осылайша, бұл қаражат тек станция құрылысына жұмсалады. Ал жалпы пайдалану шығындары электр және жылу энергиясының өзіндік құнына, сәйкесінше олардың тарифіне енгізілген және жұмысты бастау үшін айналым қаражаты қажет. Мұнда пайдалану шығындарының 70% - ын мемлекет төлейді, ал қалған 30% - ын "Энергоинвест"ақ төлейді.

Есептеуге кірісеміз, сонымен қатар есептеу кезінде қатені едәуір азайту үшін бірнеше әдісті қолданамыз, мысалы: NPV әдісі, IRR әдісі, PP әдісі.

Инвестициялық жобаны жүзеге асыру компанияның қаражатымен жүзеге асырылады деп болжаймыз. Осылайша, бастапқы инвестицияларды формула бойынша анықтаймыз:

$$I_0 = 0,1 * K + 0,3 * \Delta I_{\text{итого}} = 0,1 * 68376 + 0,3 * 18050 = 12252,6 \text{ млн. теңге.}$$

Инвестициялық жобаларды құру және талдау кезінде несиені қайтаруға бағытталған пайда мен CF ақша ағынын есептеу ең қиын болып табылады.

Біздің ЖЭО-дан электр энергиясын босату тарифінің тиімділігі 30% болатындығын анықтаймыз, яғни:

$$T_{\text{оэ}} = S_3 * 1,3 = 26,3 * 1,3 = 34,19 \frac{\text{теңге}}{\text{кВт} * \text{сағ}}$$

Электр энергиясына тарифті ескере отырып, табысты айқындау:

$$D = T_{\text{оэ}} * \mathcal{E}_{\text{от}} = 34,19 * 686,9 = 23485,1 \text{ млн. теңге.}$$

Ал жиынтық шығындар өрнек бойынша анықталады:

$$3 = S_3 * \mathcal{E}_{\text{от}} = 26,3 * 686,9 = 18065,47 \text{ млн.} \frac{\text{теңге}}{\text{жыл}}$$

Олардың арасындағы айырмашылық пайда әкеледі:

$$ПР = Д - З = 23485,1 - 18065,47 = 5420 \text{ млн. теңге.}$$

Енді салық төлеуді ескере отырып, таза пайданы арақатынас бойынша есептейміз:

$$ЧП = ПР * (1 - 0,2), \text{ млн. } \frac{\text{теңге}}{\text{жыл}}$$

$$ЧП = 5420 * (1 - 0,2) = 4336 \text{ млн. } \frac{\text{теңге}}{\text{жыл}}$$

Біз барлық таза пайда несиені қайтаруға кететініне түзету енгіземіз, сонымен қатар амортизациялық аударымдардың мөлшері кәсіпорынның меншігі болып табылатындығын, яғни оны тек мақсатына ғана емес, сонымен қатар инвестициялық жобаларды орындауға да қолдануға болатындығын ескереміз.

Осылайша, ақша ағыны формула бойынша есептеледі:

$$CF = ЧП + (0,2 \div 0,5) * I_{ао},$$

$$CF = 4336 + 0,2 * 2735,04 = 4883 \text{ млн. теңге/жыл.}$$

3.3 Ағымдағы таза құнды анықтау әдісі NPV

NPV әдісі жобаға инвестиция салу кезінде компанияның қол жеткізе алатындығын көрсетеді.

Бұл әдіс келесі формула бойынша есептеледі:

$$NPV = \frac{CF_1}{(1+r)^1} + \frac{CF_2}{(1+r)^2} + \dots + \frac{CF_n}{(1+r)^n} - I_0 = \sum_1^n \frac{CF_n}{(1+r)^n} - I_0,$$

мұндағы r - дисконт коэффициенті;

I_0 – қаражатты бастапқы салу. 12252,6

NPV есептеу бірінші оң PV мәніне дейін жүреді.

$$R_r = 1/(1+r)^n,$$

2.9 кесте – NPV әдісімен есептеу нәтижелері

ЖЫЛ	CF	R10	PV10	R20	PV20
0	-12252,6	1	-12252,6	1	-12252,6
1	4883	0,909	4438,647	0,833	4067,54
2	4883	0,826	4033,358	0,694	3389
3	4883	0,751	3667,133	0,579	2827,26
4	4883	0,683	3335,1	0,482	2353,6

NPV		3221,638		384,8
-----	--	----------	--	-------

4 жыл ішінде NPV оң болады, егер бұл мерзімдер компанияға сәйкес келсе, оны қабылдау керек.

3.4 IRR ішкі кіріс мөлшерлемесін есептеу әдісі

Пайданың ішкі нормасы мынадай формула бойынша айқындалатын инвестициялау мақсаттарына салынатын салымдардың кірістілік мәні болып табылады:

$$\sum_{1}^n \frac{CF_n}{(1+r)^n} - I_0 = 0, r - \text{ге қатысты шешілген.}$$

Пайданың ішкі нормасы компания өзі үшін қабылдайтын инвестициялардың өтелу көрсеткішімен салыстырылады, оны пайдалану кезінде кірістің таза деңгейі қандай болатынын және инвестициялау үшін капиталды қандай бағамен алғанын анықтайды.

$$IRR = r_1 + (NPV(r_1)/NPV(r_1) - NPV(r_2)) * (r_2 - r_1),$$

$$IRR = 10 + \frac{3221,638}{3221,638 - 384} * (20 - 10) = 21,35\%.$$

IRR жоба бойынша тәуекел деңгейінің индикаторы ретінде қызмет етеді. Егер жобаның IRR мәні компания үшін капитал құнынан көп болса, онда жобаны қабылдау керек. Бұл жағдайда несие мөлшерлемесі инвестициялау мөлшерлемесінен (жобаның ішкі кірістілік нормасынан) аз болады, содан кейін қарыз ақша қосымша құн әкеледі. Себебі мұндай инвестициялық жоба бастапқы инвестиция үшін қажет капитал құнынан гөрі кірістің көп пайызын алады. Менің жағдайда, IRR r_1 -ден 0,9% - ға асады, бірақ аз мөлшерде.

3.5 PP инвестицияларының өтелімділігін есептеу әдісі

Бұл әдіс бастапқы инвестициялардың сомасын өтеу үшін қажет уақытты анықтаудан тұрады:

Есептеудің екі әдісі бар: пайда әр түрлі мөлшерде болған кезде және ол жылдарға тең болған кезде:

$$PP = I_0 / CF_n.$$

Мен ақша ағындары жылдар бойынша бірдей бөлінетінін қабылдаймын, содан кейін есептеймін:

$$PP = \frac{12252,6}{4883} = 2,5 \approx 3 \text{ жыл.}$$

4 Өміртіршілік қауіпсіздігі

4.1 Турбина цехындағы еңбек жағдайларын талдау

Дипломдық жобаның мақсаты-Қостанай қаласындағы БГҚты есептеу. Қауіпті өндірістік факторларға жұмысшыға әсер етуі улануға әкелетін факторлар; зиянды факторларға-ауруға әкелетін факторлар жатады. БГҚ турбиналық цехында, сондай-ақ барлық БГҚ-да қауіпті және зиянды өндірістік факторлар бар. Конденсациялық үй-жайда, машина залының жер төлесінде, бактар, деаэраторлар мен сорғылар үй-жайларында, жылуландыру туннельдерінде, турбогенераторлар (белгілер +8 және +9 м) аймақтарында, бу құбырларында және т. б. жылу (инфрақызыл) сәулеленуі (45 °С жоғары) бар. Турбина цехында, жылыту бөлімінде булану бар (құбыр жабдықтарындағы тығыздыққа байланысты); +8 және +9м белгілеріндегі турбогенераторлар алаңдарының аймақтарында, бу құбырлары мен деаэраторларда ауа қозғалысының жоғары жылдамдығы. Турбиналар (белгілер +3,5; +8; +9м), генераторлар, жоғары кернеулі турбиналық цех жабдығы орналасқан аймақтардың шектеулі учаскелерінде жалпы діріл деңгейінің рұқсат етілген мәндерінен асып кету орын алады. Турбиналық цехтағы салыстырмалы ылғалдылықтың жоғарылауы және төмендеуі қосалқы жабдық аймағында болады. Газ және сұйықтық түрінде зиянды заттар бар. Қуатты турбиналарды реттеу жүйелерінде турбина майының орнына отқа төзімді "Иввиоль" сұйықтығы қолданылады. Ол триксиленил фосфатынан және тотығуға қарсы қоспалардан тұрады. Иввиоланың өздігінен тұтану температурасы турбина майына қарағанда едәуір жоғары ($t = c 750 \text{ }^\circ\text{C}$). Иввиол өте улы болғандықтан, ол адамның жүйке жүйесіне зиянды әсер етеді және аяқ-қолдардың сал ауруына әкелуі мүмкін. Сондықтан, иввиолмен байланысты жұмыстарда арнайы сақтық шаралары қолданылады. Ауадағы иввиолидің шекті рұқсат етілген концентрациясы-5 мг/м³ аспайды. Турбина цехының қызметкерлері Жұмыс ауысымына және үлкен жүктемеге байланысты жоғары нейро-эмоционалдық кернеуге ұшырайды.

4.1.1 Турбиналық цехта сору-шығару желдеткішін есептеу

Желдету, яғни өндірістік үй-жайлардағы ауаны тазарту жүйесі ластанған ауа үнемі сәтті болатындай етіп орнатылуы керек.

Турбинаның жұмысын үш адам басқаратындықтан, белгілі бір өнімділік айырмашылықтары бар динамикалық климат құру ұсынылады. Топырақ бетіндегі және бастың биіктігіндегі ауа температурасы 5 градустан аспауы керек. Сондықтан табиғи желдетуге, желдетуге және желдетуге қосымша. Желдету жүйесінің қасиеттерін анықтайтын негізгі параметр-бұл алмасудың әртүрлілігі, яғни бөлмедегі ауа сағатына қаншалықты жиі өзгереді.

Есептеу үшін мен жұмыс кеңістігінің келесі өлшемдерін қолданамын:
6,75 x 6,3 x 4,1

$$V_{\text{кең}} = A * B * H,$$
$$V_{\text{кең}} = 6,75 * 6,3 * 4,1 = 174,35 \text{ м.}$$

Алмасу үшін қажетті ауа көлемі $V_{\text{вент}}$ жылу балансының теңдеуіне сүйене отырып анықталады:

$$V_{\text{вент}} * C(t_{\text{уход}} - t_{\text{приход}}) * \gamma = 3600 * Q_{\text{избыт}},$$

мұндағы $Q_{\text{избыт}}$ - артық жылу (Вт);

$C = 1000$ – ауаның меншікті жылу өткізгіштігі (Дж/кгК);

$\gamma = 1.2$ – ауаның тығыздығы (мг/см).

Шығатын ауаның температурасы мына формула бойынша анықталады:

$$t_{\text{уход}} = t_{\text{р.м.}} + (H - 2)t,$$

мұндағы $t = 1-5$ °С - үй- жай биіктігінің 1 м-ге артуы;

$t_{\text{р.м.}} = 25$ °С-жұмыс орнындағы температура;

$H = 4.1$ м-үй-жайдың биіктігі; $t_{\text{кіріс}} = 18$ о С

$$t_{\text{уход}} = 25 + (4,1 - 2) 2 = 29,2 \text{ о С .}$$
$$Q_{\text{избыт}} = Q_{\text{изб.1}} + Q_{\text{изб.2}} + Q_{\text{изб.3}} ,$$

Мұндағы $Q_{\text{избыт}}$. - электр жабдығынан артық жылу;

$$Q_{\text{изб.1}} = E * p ,$$

мұндағы E -жылу бөлгішке электр энергиясы ысырабының коэффициенті ($E=0.55$ жарықтандыру үшін);

p – мощность, $p = 60 \text{ Вт} * 16 = 960 \text{ Вт}$.

$$Q_{\text{изб.1}} = 0.55 * 960 = 528 \text{ Вт.}$$

$Q_{\text{изб.2}}$ -күн радиациясынан жылу алу.

$$Q_{\text{изб.2}} = m * S * k * Q_{\text{с}},$$

мұндағы m -терезелер саны, біз $m = 4$ аламыз;

S -терезенің ауданы, $S = 1,28 * 3 = 3,84 \text{ м}^2$.

k -шынылауды ескеретін коэффициент.

Қос шынылау үшін $k = 0.6$;

$Q_{\text{с}} = 127 \text{ Вт/м}$ – терезелерден жылу түсуі.

$$Q_{изб.2} = 4 * 3,84 * 0,6 * 127 = 1402 \text{ Вт.}$$

Qизб.3-адамдардың жылу бөлуі

$$Q_{изб.3} = n * q,$$

мұндағы $q = 80 \text{ Вт / адам}$, N -адамдар саны, $n = 3$.

$$Q_{изб.3} = 3 * 80 = 240 \text{ Вт.}$$

$$Q_{избыт} = 528 + 1402 + 240 = 2170 \text{ Вт.}$$

$$V_{вент} = 3600 * 2170 / 1000 * (29,2 - 18) = 697,5 \text{ м}^3.$$

$$K = V_{вент} / V,$$

$$K = 697,5 / 174,35 = 4.$$

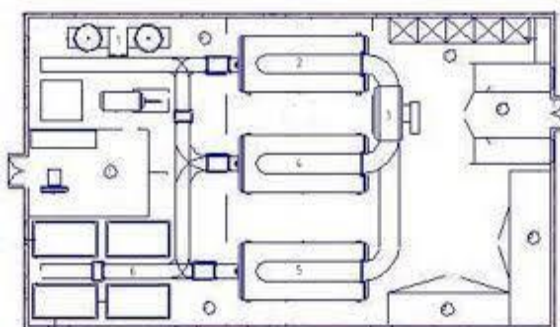
Артық жылуды кетіру үшін қажетті ауа алмасуды есептеу келесі формула бойынша жүзеге асырылады:

$$L = \frac{860 * Q_{изб}}{\gamma * c * \Delta t}, \text{ м}^3/\text{сағ},$$

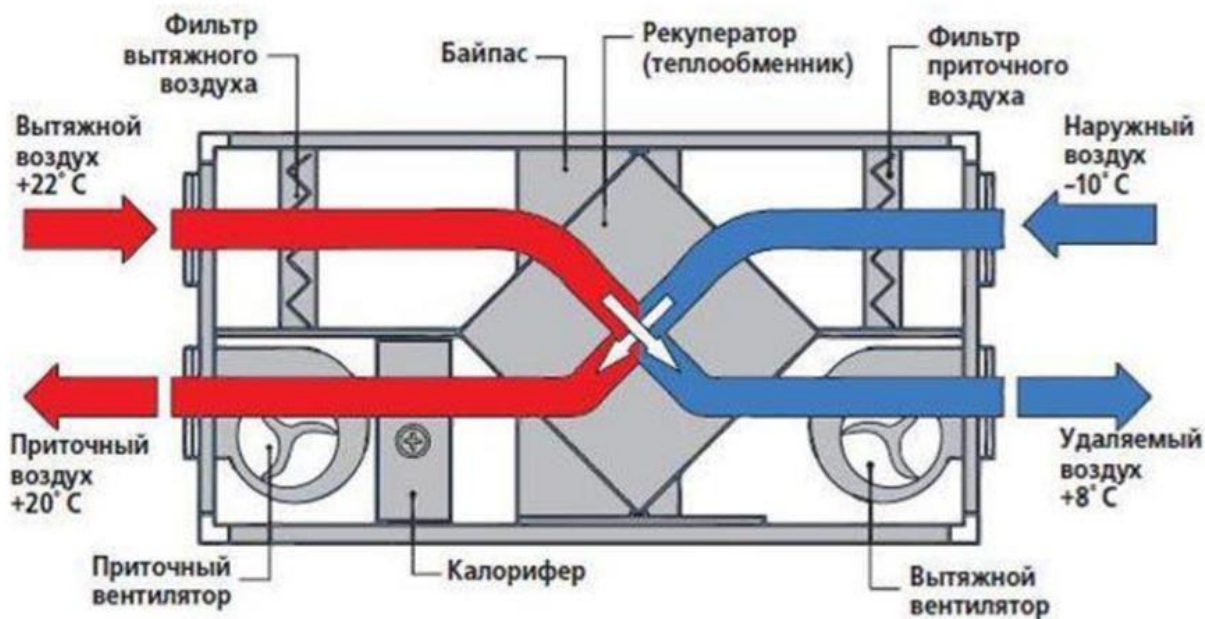
мұндағы $c = 1,005 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{°C)}$ – ауаның жылу сыйымдылығы,
 $\gamma = 1,206 \text{ кг/м}^3$ – келетін ауаның меншікті массасы.

$$L = \frac{860 * 2170}{1,206 * 1,005 * 6} = 256,6 \text{ м}^3/\text{сағ}.$$

Ең жақсы нұсқа-есептелген параметрлерге сәйкес келетін "Systemair DVV 400 D46 / F400" желдеткіші. Ол сыртқы ауаның жай-күйінің өзгеруіне және үй-жайдың өзінде болатын жағдайларға қарамастан, белгілі бір талаптарға (белгіленген температура, ылғалдылық, ауаның қозғалғыштығы) сәйкес үй-жайдағы ауаның автоматты түрде сақталуын қамтамасыз етеді.



ДЖ.5В071700.КО.ТЖ



7 сурет – Турбиналық цехтың орналасу схемасы

8 сурет - сору-сыртқа тарату желдеткішінің схемасы

4.2 Ауаны шаңнан тазарту үшін циклонды есептеу

Атмосфералық ауада ластаушы заттардың көп мөлшері бар. Юнэп (БҰҰ-ның Қоршаған орта жөніндегі бағдарламасы) деректері бойынша жыл сайын 25 млрд.тоннаға дейін бөлінетін атмосфераның негізгі ластауыштарының арасында үлесіне жылына 200 млн. т келетін күкірт диоксиді мен шаң бөлшектері көшбасшы болып табылады. Атмосфераға шаң шығарындыларының себептерінің бірі-техногендік процестер, мысалы, қатты отынды жағу.

Шаң адам денсаулығына теріс әсер етеді, аллергия сияқты көптеген аурулардың себебі болып табылады және одан да ауыр. Сонымен қатар, атмосфераның жоғарғы қабаттарында шаң ультракүлгін сәулелердің енуіне жол бермейді. Осы себептерге байланысты өнеркәсіптің шығатын газдарын тазарту жүйесі қажет. Ең тиімді шаң жинағыштар-циклондар . Пайдаланылған газдарды тазарту үшін циклонды есептеу:

Бастапқы деректер: шаң түрі – жұмыс жағдайында тазаланатын газдың өндірістік мөлшері $Q_p = 13800 \text{ м}^3 / \text{сағ} = 3,834 \text{ м}^3 / \text{с}$; жұмыс жағдайында газдың тығыздығы $\sigma_g = 1,3 \text{ кг} / \text{м}^3$;

Жұмыс температурасы кезінде газдың динамикалық тұтқырлығы $m_t = 22,2 \cdot 10^6 \text{ Па} \cdot \text{с}$; Екі параметрмен берілетін шаңның дисперсті құрамы $d_m = 5 \text{ мкм}$ және $lg \text{ уч} = 0,352$; газдың шаңдануы $УСҚ = 23 \text{ г/м}^3$; бөлшектердің тығыздығы $\sigma_s = 1340 \text{ кг/м}^3$; газды тазартудың талап етілетін тиімділігі $z = 70 \%$.

Циклондарды есептеу мынадай тәртіппен жүйелі жуықтау әдісімен жүргізіледі:

1. Циклонның түрін (ЦН-14У) анықтай отырып, $\omega_{\text{опт}} = 3,5$ м/с құрылғысындағы газдың оңтайлы жылдамдығын анықтаймыз [20].

2. Циклонның қажетгі көлденең қимасын анықтаймыз, м²:

$$F = \frac{Q_p}{\omega_{\text{опт}}} = \frac{3,834}{3,5} = 1,09;$$

3. Циклонның диаметрін $N=2$ циклондарының санымен анықтаймыз:

$$D = \sqrt{\frac{F}{0,785N}}$$

$$D = \sqrt{\frac{1,09}{0,785 * 2}} = 0,83\text{ м}$$

Циклонның диаметрі [21] көрсетілген мәнге дейін дөңгелектенеді, бұл жағдайда $D = 0,8$ м.

4. Циклондағы газдың нақты жылдамдығын есептейміз, м / с:

$$\omega = \frac{Q_p}{0,785N D^2}$$

$$\omega = \frac{3,834}{0,785 * 2 * (0,8)^2} = 3,81$$

Циклондағы газдың жылдамдығы оңтайлыдан 15% артық ауытқымауы тиіс.

5. Берілген циклонға сәйкес келетін гидравликалық кедергі коэффициентін қабылдаймыз:

$$\xi_{500}^{c(n)} = 165$$

$$\xi = K_1 * K_2 * \xi_{500}^{c(n)} + K_3$$

$$\xi = 1 * 0,92 * 165 + 35 = 186,8$$

мұнда K_1 -циклонның диаметріне түзету коэффициенті: $K_1 = 1$;

K_2 -газдың шаңдануына түзету коэффициенті: $K_2 = 0,92$;

ДЖ.5В071700.КО.ТЖ	
-------------------	--

КЗ - қысымның қосымша жоғалуын ескеретін коэффициент, КЗ = 35
 6. Циклондағы қысымның жоғалуын анықтаймыз, Па:

$$\Delta p = \xi \frac{\rho \omega^2}{2}$$

$$\Delta p = 186,8 * \frac{1,3 * (3,81)^2}{2} = 1760,65.$$

Таңдалған циклон түрінің тиімділігін сипаттайтын екі параметрді қолдана отырып, D50 параметрінің мәнін жұмыс жағдайында (циклонның диаметрі, ағынның жылдамдығы, шаңның тығыздығы, газдың динамикалық тұтқырлығы) теңдеу арқылы анықтаймыз:

$$d_{50} = d_{50}^T * \sqrt{\left(\frac{D}{D_T}\right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_T}\right) \left(\frac{\mu}{\mu_T}\right) \left(\frac{\omega_T}{\omega}\right)}$$

$$d_{50} = 4,5 * \sqrt{\left(\frac{0,8}{0,6}\right) \left(\frac{1930}{1340}\right) \left(\frac{22,2}{22,2}\right) \left(\frac{3,5}{3,81}\right)} = 5,94$$

8. X параметрін формула бойынша анықтаймыз:

$$X = \frac{\lg \frac{d_m}{d_{50}}}{\sqrt{\lg^2 \sigma_\eta + \lg^2 \sigma_v}}$$

$$X = \frac{\lg \frac{5}{5,94}}{0,352} = -0,21.$$

9. Ф(X) мәнін анықтаймыз, ол фракцияларда көрсетілген газды тазартудың толық коэффициентін білдіреді: Ф (-0,21)

10. Нақты тазарту дәрежесі, %: Ф (-0,21) = 0,4207 болжамды есептеулер үшін келесі тәуелділік қолданылады:

$$\xi_{u2} = \xi_{u1} \left[\frac{100 - \eta_p}{100 - \eta_c} \right] \frac{\omega_1}{\omega_2} * \frac{D_2}{D_1}$$

$$\xi_{u2} = 177,6 \left[\frac{100 - 70}{100 - 71,03} \right] \frac{3,5}{3,81} * \frac{0,8}{0,6} = 221,39,$$

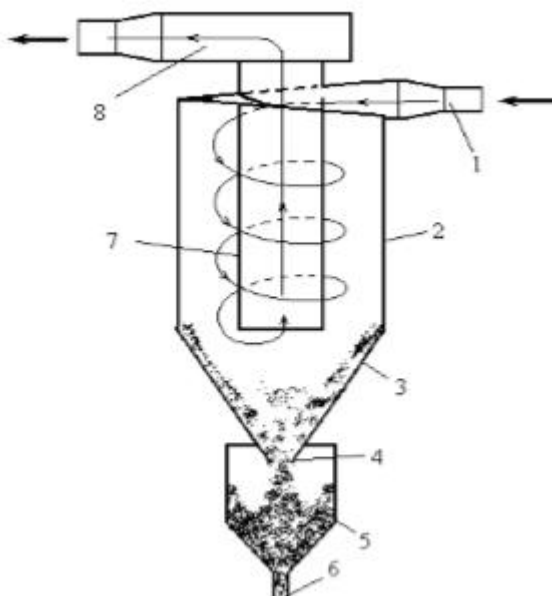
Мұндағы 1-индекс есептелген, ал 2 - индекс циклон параметрлерінің қажетті мәндеріне жатады. Циклондарды жобалау және салу үшін келесі өлшемдер қажет:

- шығатын құбырдың ішкі диаметрі d - 472;

ДЖ.5В071700.КО.ТЖ

- шаң шығаратын шұңқырдың ішкі диаметрі d_1 - 240;
- кіріс циклонындағы кіріс құбырының ені (ішкі өлшемі) b_1 - 160;
- кіріс құбырының ұзындығы l - 480; - DSR циклонының ортаңғы сызығының диаметрі - 640;
- фланецті орнату биіктігі h_{fl} - 80;
- қақпақтың көлбеу бұрышы және циклонның кіріс құбыры B - 150;
- кіріс құбырының биіктігі a - 528;
- шығару құбырының биіктігі h_t - 1200;
- циклонның цилиндрлік бөлігінің биіктігі $H_{ц}$ -1208;
- циклон конусының биіктігі H_k - 1200;
- пайдаланылған құбырдың сыртқы бөлігінің биіктігі h_v - 240;
- циклонның жалпы биіктігі H -2648.

ЦН-14У циклондары газдарды жарылыс қаупі жоқ және жабыспайтын шаңнан құрғақ тазарту үшін қолданылады. Олар әртүрлі салаларда ауаны тазарту үшін қолданылады. Абразивтік шаңы бар газды немесе ауаны тазарту үшін циклондарды пайдаланған кезде тозуға ұшырайтын орындарда сыртқы жағынан қосымша Болат табақтарды дәнекерлеуді қарастыру ұсынылады. Циклондар желдеткіштің сору және айдау жағына орнатылады. Абразивті шаң болған кезде циклондарды желдеткіштің алдына қою ұсынылады. ЦН-14У циклондары биіктігі төмен басқа ЦН циклондарынан ерекшеленеді.



1-кіріс құбыры, 2-корпус, 3-конустық бөлік, 4-шаң бункерге түседі, 5-ұсталған шаң түсіріледі, 6-ұсталған шаң лақтырылады немесе қайта пайдаланылады, 7-пайдаланылған құбыр, 8-тазартылған газ

5.1 сурет -циклон ЦН-14У

4.3 Өміртіршілік қауіпсіздігі бойынша қорытынды

Сору желдеткіші, сондай-ақ жабдықтау және сору қондырғылары өте маңызды. Бөлмеде дұрыс ұйымдастырылған ауа алмасусыз қолайлы микроклиматқа сене алмайсыз. Дипломдық жұмыстың осы бөлімінде ағынды желдетудің есебі жүргізілді. Нәтижесінде турбина цехын желдетуге арналған жабдық, "Systemair DVV 400 D4 - 6 / F400" желдеткіші таңдалды. Оңтайлы, ыңғайлы жұмыс, еңбек жағдайлары зерттелді. Сондай-ақ, өңделген газдарды тазарту үшін циклон есептелді. $\Delta P = 1760,65$ Па қысымның төмендеуі, циклонның Қима ауданы $F=1,09$ м², сондай-ақ құрғақ шаң жинағышты жобалау үшін қажетті $\omega = 3,81$ м с циклондағы газдардың жылдамдығы сияқты параметрлер таңдалды, бұл қатты бөлшектерден газды оңтайлы және тиімді тазартуды қамтамасыз етеді. Айта кету керек, шаң, күйе мен газдар жерге көтеріліп, атмосфера мен тропосфераға көтерілген жерде олар бүкіл әлемге таралады. Олардың әсері екі есе және жаһандық салдары бар. Нәтижесінде атмосфераға шығарындыларды төмендететін тазарту қондырғыларының әртүрлі түрлері жиі салынуда.

Әдебиет тізімі

- 1 А.Д. Трухний, А.А. Романюк, Расчет тепловых схем утилизационных парогазовых установок: Учебное пособие по КЖҚрсу.– Москва: Издательский дом МЭИ, 2006.
- 2 С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.С. Земцов, А.С. Осыка, Газотурбинные энергетические установок: Учебное пособие для вузов.- Москва: Издательский дом МЭИ, 2011.
- 3 А.М. Достияров, А.А. Кибарин, Г.М. Тютөбаева, Г.С.Катранова, Ж.Ф. Ожикенова, С.Б. Садыкова, Камеры сгорания и микрофакельные устройства: рекомендовано решением Ученого Совета АУЭС им. Г. Даукеева. - Алматы 2020.
- 4 <https://new.siemens.com/>.
- 5 Тезисы докладов научно-технической сессии по проблемам газовых турбин М., 1997. С. 8-12
- 6 Пичугин И.И., Цветков А.М., Симкин М.С. Особенности проектирования паровых турбин ЛМЗ// Теплоэнергетика. 1993. №5. С. 10-21.
- 7 Щегляев А.В. Паровые турбины М.: Энергоатомиздат, 1993. 384с.
- 8 Ривкин С.Л., Александров А.А. Теплофизические свойства воды и водяного пара. М.: Энергия, 1980. 424с.
- 9 Трухний А.Д. Расчет тепловых схем утилизационных парогазовых установок: учебное пособие / А.Д. Трухний, А.А. Романюк. М: Издательский дом МЭИ. 2006. 40с
- 10 Расчет структурной схемы ПГУ с газификацией угля. Методические указания к расчетно-графическому заданию. Новосибирск. 1997.
- 11 Ольховский Г.Г. Перспективы тепловых электростанций // Электрические станции, 2010, № 1
- 12 Ольховский Г.Г. Парогазовые установки с газификацией угля (аналитический обзор). // М:ВТИ, 2007, 183 с.
- 13 Капустин М.А., Нефедов Б.К. Окись углерода и водород-перспективное исходное сырье для синтезов продуктов нефтехимии. //
- 14 Тематический обзор. Сер. Нефтехимия и сланцепереработка. М.: ЦНИТ, 1981.- 58с.
- 15 Альтшулер В.С. Современное состояние и развитие технологии газификации твердого топлива // Химическая технология. – 1985.- №1.- с.309-314.