

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫНЫҢ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Қ. И. Сәтбаев атындағы Қазақ Ұлттық техникалық зерттеу университеті

Энергетика және машина жасау институты

Энергетика кафедрасы

Сугуров Руслан Алмазулы

ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

Алматы №1 ЖЭО-ның бу-газды қондырғысының есебінен ұлғайту

5В071700 – Жылу энергетикасы мамандығы

Алматы 2022

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫНЫҢ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Қ. И. Сәтбаев атындағы Қазақ Ұлттық техникалық зерттеу университеті

Энергетика және машина жасау институты

Энергетика кафедрасы

ҚОРҒАУҒА ЖІБЕРІЛДІ
«Энергетика» кафедрасының

ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ
НАО «КазНУТУ им.К.И.Сәтбаева» қауымдастырылған профессор
Институт энергетикасы және машина жасау институты Е.А.Сарсенбаев
и машиностроения «20» 05 2022 ж.

ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

Тақырыбы: Алматы №1 ЖЭО-ның бу-газды қондырғысының есебінен ұлғайту

5B071700 – Жылу энергетикасы мамандығы

Орындаған

Сугуров Р.А.

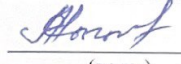
Сын-пікір беруші

Ғылыми жетекші

АЭЖБУ профессоры, техн.ғыл.канд.

техн. ғыл. магистрі, сениор-лектор

 Р.А. Мусабеков

 А.С. Ныгыманова

(колы)

(колы)

«19» маусым 2022 ж.

«19» маусым 05 2022 ж.



Алматы 2022

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫНЫҢ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Қ. И. Сәтбаев атындағы Қазақ Ұлттық техникалық зерттеу университеті

Энергетика және машина жасау институты

Энергетика кафедрасы

5B071700 – Жылу энергетикасы

БЕКІТЕМІН

«Энергетика» кафедрасының
меңгерушісі, PhD докторы
қауымдастырылған профессор

Е.А.Сарсенбаев

« 24 » 01 2022 ж.



**дипломдық жұмысты орындауға
ТАПСЫРМА**

Білім алушы: Сугуров Руслан Алмазулы

Тақырыбы: Алматы №1 ЖЭО-ның бу-газды қондырғысының есебінен ұлғайту
Университет ректорының 2021 ж. «24» желтоқсанындағы № 489-ПӨ
бұйрығымен бекітілген

Аяқталған жұмысты тапсыру мерзімі «20» мамыр 2022 ж.

Дипломдық жұмыста қарастырылатын мәселелер тізімі:

- a) Алматы №1 ЖЭО-ның бу-газды қондырғысының есебінен ұлғайту
- б) БГҚ туралы жалпы мәлімет
- в) Екі контурлы БГҚ (Бугаздық қондырғы) есептеу
- г) Қазандық-утилизаторды есептеу
- д) Негізгі қуатты қондырғының күрделенген есебі



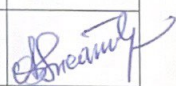
Сызбалық материалдар тізімі: Сызбалық материалдарды слайдпен дайындау

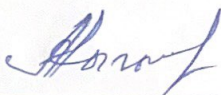
Ұсынылатын негізгі әдебиет: 15

Дипломдық жұмысты дайындау
КЕСТЕСІ

Бөлімдер атауы, қарастырылатын мәселелер тізімі	Ғылыми жетекшіге көрсету мерзімдері	Ескерту
Су жылыту қазандығын есептеу	10.03.2022	таң
Қазандық қондырғысының жылулық есебі	04.04.2022	таң

Дипломдық жұмыс бөлімдерінің кеңесшілері мен
норма бақылаушының аяқталған жұмысқа қойған
қолтаңбалары

Бөлімдер атауы	Кеңесшілер, аты, әкесінің аты, тегі (ғылыми дәрежесі, атағы)	Қол қойылған күні	Қолы
Су жылыту қазандығын есептеу	Нығыманова А.С., Техн. ғыл. магистрі, сениор- лектор	19.05.2022	
Қазандық қондырғысының жылулық есебі	Нығыманова А.С., Техн. ғыл. магистрі, сениор- лектор	19.05.2022	
Норма бақылау	Бердібеков Ә.О. сениор-лектор	19.05.2022	

Ғылыми жетекші  _____ А.С.Нығыманова

(қолы)

Тапсырманы орындауға алған білім алушы  _____ Р.А.Сугуров

(қолы)

Күні

« 24 » 01 _____ 2022 ж



АНДАТПА

Бұл дипломдық жұмыста Алматы қаласындағы №1 ЖЭО-ның бугазды қондырғысының есебінен ұлғайту қарастырылды. Екі контурлы БГҚ (Бугаздық қондырғы) есептелінді. Сонымен қатар, сығымдағышта ауаны сығу процесін, 1 м^3 ГТҚ отынына қатысты сығымдағыштың энергия тепе-теңдігі және де турбинадағы түтін газының кеңею процесіне есептеулер жүргізілді.

АННОТАЦИЯ

В данной дипломной работе предусмотрено увеличение за счет парогазовой установки ТЭЦ-1 г. Алматы. Рассчитана двухконтурная ПГУ (Парогазовая установка). Также были проведены расчеты процесса сжатия воздуха в компрессоре, энергетического баланса компрессора относительно топлива 1 м^3 ГТУ и процесса расширения дымовых газов в турбине.

ANNOTATION

This thesis provides for an increase due to the combined cycle gas installation of the TPP-1 in Almaty. A two-circuit CCGT (Combined cycle gas plant) is calculated. Calculations of the air compression process in the compressor, the energy balance of the compressor relative to the fuel 1 m^3 GTU and the process of expansion of flue gases in the turbine were also carried out.

МАЗМҰНЫ

	Кіріспе	7
1	БГҚ туралы жалпы мәлімет	9
1.1	БГҚ жіктелуі және олардың артықшылықтары мен кемшіліктері	9
1.1.1	Пайдаға асырушы БГҚ	10
1.1.2	ГТҚ шығар газды энергетикалық қазандыққа бағыттаушы БГҚ	10
1.1.3	Регенерацияны ығыстыру арқылы жүретін БГҚ	11
1.1.4	Бугазды қондырғының айқын көрсетілген артықшылықтары	17
1.2	БГҚ-ЖЭО циклының термодинамикалық негіздері	18
2	Екі контурлы БГҚ (Бугаздық қондырғы) есептеу	21
2.1	Бастапқы деректер	21
2.2	Қазандық-утилизаторды есептеу	22
2.3	Бу турбинасын есептеу	28
3	Негізгі қуатты қондырғының күрделенген есебі	32
3.1	Қондырғыны сипаттау	32
3.2	Сығымдағышта ауаны сығу процесін есептеу	32
3.3	ГТҚ 1м ³ отынға қатысты сығымдағыштың энергия тепе-теңдегі	34
3.4	Жану камерасын есептеу	35
3.5	Жану камерасының энергия тепе-теңдігі	42
3.6	Турбинадағы түтін газының кеңею процесін есептеу	43
	Қорытынды	45
	Пайдаланылған әдебиеттер тізімі	47

КІРІСПЕ

Қазіргі таңда энергиямен қамтамасыз ету мақсатында көптеген құрылымдар мен құрал-жабдықтар пайдаланылады. Бірақ олардың әрқайсысының экономикалық, экологиялық, техникалық жағынан және басқа да тұрғыдан алғанда кемшіліктері болады.

Дипломдық жұмыстың мақсаты – Алматы қаласындағы №1 ЖЭО-ын бугаздық қондырғының есебінен ұлғайту болып табылады. Сондықтан бұл дипломдық жобада энергиямен қамтамасыз ете отырып барлық жақтан артықшылықтарға ие бугаздық қондырғы қарастырылады. Бугаздық қондырғы дегеніміз – БГҚ газ-турбиналы қондырғының (ГТҚ)-ның шығын газдарының жылуы тікелей немесе қосалқы түрде бутурбиналық циклде электр энергиясын өндіру үшін қолданылатын энергетикалық қондырғы.

Бугаздық қондырғының негізгі құраушы элементтері: газ турбиналық қондырғы, шығын газдардың жылуының белгілі бөлігі утилизацияланатын жылуалмастырғыш аппарат және бутурбиналық қондырғы. Жалпы энергетиканың дамуы бугаздық қондырғыларының пайда болуымен тығыз байланысты. Олардың негізгі және қосымша жабдықтарының құрылысы ерекше болып келеді. Қазіргі кезде жану камерасындағы жандыру технологиясының дамуына және оның экологиялық көрсеткіштеріне назар бөлінген. Бугаздық қондырғының булы циклы әрқашан жетілдірілуде: аралық бу қыздыруы бар екі контурлы, үш контурлы қазандық-утилизаторларға өту байқалады. Параметрлер тұрақтылығы және қондырғы қуатын арттыру мақсатында отынды қайта жандыру қолданылады. Қолданылатын БГҚ сызбалары құрамы және технологиялық процестері бойынша ажыратылады. Табиғи газдағы БГҚ – конденсат режимінде электрэнергиясының ПӘК-і 58% жоғары болатын жалғыз қондырғы.

Жылуэнергетика тарихында бу және газ қондырғыларының арасында бәсекелестік байқауға болады. Бұрында сәйкес технологиялар болмағандықтан жану өнімдерін жұмысшы дене ретінде қолдануға мүмкіндік болған жоқ және сулы бу аралық жұмысшы дене болды. Бу және газ қондырғыларының қатар дамуы олардың бәсекелестігінің артуына әкелген жоқ, керісінше олардың артықшылықтарын максимал түрде қолданып, біріктірілген бугаздық қондырғы жасала бастады. Бұл қондырғыда газтурбинасының қолданылған газ жылуы біріккен Брайтон-Ренкин циклының төменгі бу бөлігінде толығымен қолданылады, ол өз кезегінде бугаз қондырғысының үнемділігін арттырады.

Энергетикалық газ турбина қондырғысының қолданылған газдары қазандық-утилизаторға өтеді, мұнда жылудың басым мөлшері бу-сулы жұмысшы денеге беріледі. Қазандық-утилизаторда түрленетін бу қосымша электрэнергия мөлшері шығарылатын бутурбиналық қондырғыға келеді. Бутурбинасында жұмсалған бу БТҚ (бутурбиналық қондырғы) конденсаторында конденсатталып насос арқылы қазандық-утилизаторға жіберіледі. Брайтон-Ренкин циклының анализі қазандық-утилизатордан БГҚ ішкі ПӘК мәнін алуға

мүмкіндік береді. Қыздырғыш функциясы жану камерасына баратын ауаны алдын-ала жылытуға негізделген. Бұл отын үнемділігін және қозғалтқыштың аз жылулық шығынын қамтамасыз етеді. Мұндай қыздырғыштар кейде Ренкин циклымен бутурбиналық қондырғыларда және Брайтон циклымен газтурбиналық қондырғыларда қолданылады, осындай жағдайларда қозғалтқыштар регенеративті циклда жұмыс жасайды деп айтылады.

Қазандық-утилизаторы бар бугаздық қондырғы - қарапайымдылықпен және электрэнергиясын өндіруде жоғары эффективтивтілікпен ерекшеленетін энергетикада кең таралған бугаздық қондырғы болып табылады. Бұл БГҚ-лар конденсациялық режим жұмысы кезінде тұтынушыға ПӘК-і 55-60 % электрэнергиясын беретін әлемдегі жалғыз қондырғылар.

БГҚ-ның құрылыс мерзімі басқа типті қуатты жылу электрстанцияларымен салыстырғанда өте қысқа.

БГҚ қондырғысының келешектілігінің себептерінің бірі - отын ретінде табиғи газды қолдану болып келеді, себебі оның әлемдегі үлесі басқа отын түріне қарағанда өте көп. Газ қондырғының ең басты элементі ГТҚ үшін ең жақсы отын. Табиғи газ алыс қашықтықтарға магистральды газжолдары арқылы жақсы жүреді. Бугаздық қондырғының күрделірек жылулық схемаға өтуі оның үнемділігін арттырады. Ол үшін қазандық-утилизатордағы бу генерация контурын көбейтеміз. Қазіргі кезде кең таралған екі контурлы бугаздық қондырғылар болып табылады, мұнда кейде аралық қыздыру да болады. Екі контурлы қазандық-утилизаторы бар бугаздық қондырғының үнемділігі температура мен ЖК(ВД) қысымын жоғарылатқанда өседі. Мұндай температураның шектік мәні ГТҚ-ның шығыс газдарының температурасы және буқыздырғыш шетіндегі температуралық арынмен анықталады. Оны қолдану бірконтурлы қазандық-утилизаторы бар бугаздық қондырғыға қарағанда шығыс газдарын жақсырақ салқындатады. Ол өз кезегінде қондырғының басты көрсеткіштерін жақсартады. Бугаздық қондырғы үнемділігі сонымен қатар конденсатордағы бу қысымына да тәуелді, қысым өскен сайын үнемділік кемиді.

Бугаздық қондырғы - экологиялық тұрғыда ең таза қозғалтқыш. Бұл, ең алдымен, оның жоғары ПӘК мәнімен түсіндіріледі - себебі электр энергиясына түрлендіре алмаған отындағы жылу қоршаған ортаға лақтырылып, оның жылулық ластануы жүреді. Сондықтан БГҚ -да жылулық залалды заттардың шығуын төмендету бу айдау қондырғысымен салыстырғанда электр энергиясын өндіруге кететін отынның төмендеу шамасына тең болады.

Бұл жобада осы бугаздық қондырғының жоғарыда айтылған көп артықшылықтарын ескере отырып, оны Алматы қаласындағы ЖЭО-1 станциясының ішіне салу қарастырылды.

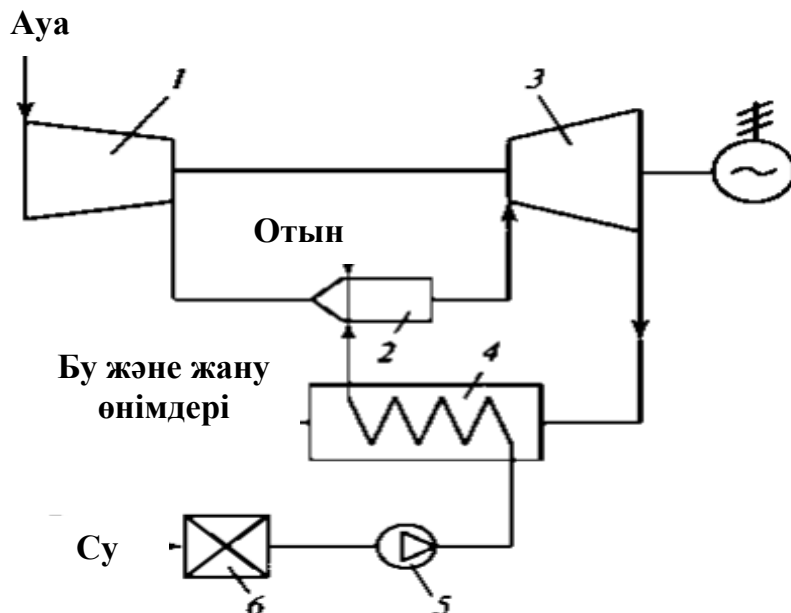
1 БГҚ туралы жалпы мәлімет

1.1 БГҚ жіктелуі және олардың артықшылықтары мен кемшіліктері

Жоғарыда қарастырғанымыз ең қарапайым, ең кең тараған түрдегі пайдаға асырушы БГҚ. Дегенмен де БГҚ көп түрлілігі соншалық, олардың барлығын толықтай қарастырып шығу мүмкін емес. Сол себептен төменде БГҚ негізгі түрлерін, біз үшін түбегейлі және тәжірибелік тұрғыдан маңызды түрлерін қарастырамыз. Бір уақытта өзгеде жіктелулер тәрізді негізгі болып табылатын олардың жіктелуін де қарастырып өтейік.

Бағытына байланысты БГҚ конденсациялық және жылулық деп екіге бөлінеді. Алдыңғысы тек қана электр энергиясын өндіреді, кейінгісі – бу турбинасына жалғанатын желілік суды қыздырғышта қыздыру үшін қызмет етеді.

БГҚ қолданылатын жұмыс денесінің саны бойынша оларды бинарлы және монарлы деп екіге бөледі. Бинарлы қондырғыда газ турбиналы айналымның жұмыс денесі (ауа және жану өнімдері) бу турбиналы қондырғыда (су және су буы) ажыратылған. Монарлы қондырғыда турбинаның жұмыс денесі болып су буының және жану өнімдерінің қоспасы болып табылады (1-сурет).



1 – сығымдағыш (компрессор); 2 – жану камерасы; 3 – бугаздық турбина; 4 – қазандық-пайдаға асырушы (утилизатор); 5 – қоректік сорғы; 6 – судайындау қондырғысы

1-сурет – Монарлы БГҚ қағидалық сұлбасы

ГТҚ кірер газдары өзіне 5 – қоректік сорғы арқылы су келіп түсетін 4 пайдаға асырушы қазанға бағытталады. Шығысында алынатын бу 2 жану камерасына беріледі, жану өнімімен араласып түзілген бір тектес қоспа 3 бу турбинасына бағытталады. Мұның мәні: ауа компрессорынан келетін және газ турбиналарының төзімділігіне байланысты жұмыс газдарының температурасын төмендету үшін қызмет ететін ауаның бір бөлігі, қысымды көтеру үшін бумен араласады. Онымен қоса бугазды қоспа пайдаға асырушы қазандықтан бу күйінде шығатындықтан, онымен пайдаға асырушы қазандықта белгілі бір мөлшерді құрайтын су буының конденсация жылуы түтін құбырына кетеді.

Бугазды қоспадан бу конденсациясын бөліп алу, және осымен байланысты қуатты б судайындау қондырғысының тұрақты жұмысының қажеттілігі монарлы БГҚ басты қиындықтарының бірі болып табылады.

БГҚ көбі бинарлы түрде. Бүгінде бинарлы БГҚ бес түрге бөлуге болады.

1.1.1 Пайдаға асырушы БГҚ

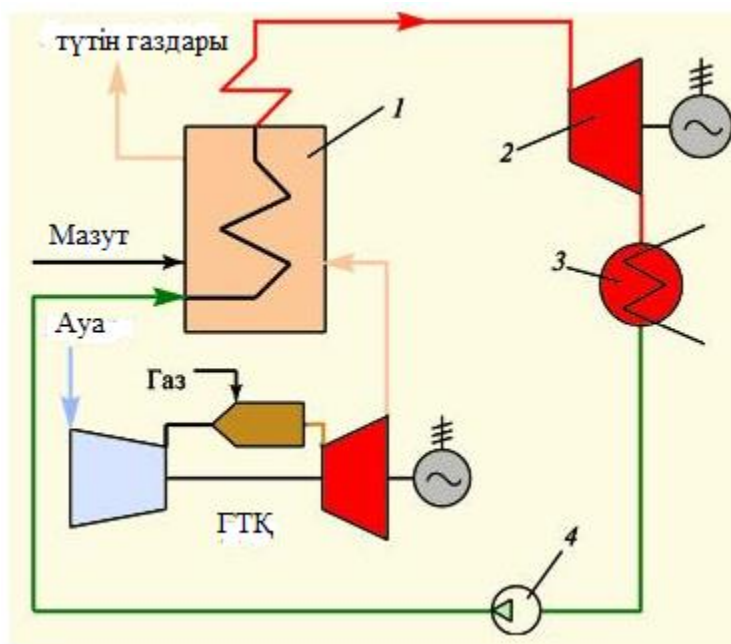
Бұл қондырғыларда шығар газдардың жылуы бу турбиналы циклде жоғары параметрлі бу алу арқылы пайдаға асырушы қазандықтарда кәдеге жарайды. Жоғары үнемділік бу газды қондырғының БКҚ салыстырғанда ең басты артықшылығы болып табылады (алдағы күндерде олардың пайдалы әсер коэффициенті 60% асады). Сәйкесінше қаражат салу, кіші зиянды қалдықтар және салқындату суына деген сұраныс азаяды, жоғары икемділік болады. Жоғарыда көрсетілгендей, пайдаға асырушы бугазды қондырғылар жоғары үнемді, жоғары температуралы, будың өндірілуі үшін шығар газдарының температурасы жоғары газ турбиналарын қажет етеді. Мұндай талаптарға жауап бере алатын заманауи бугазды қондырғылар әзірге табиғи газда немесе сұйық отынның жеңіл түрінде жұмыс істей алады.

1.1.2 ГТҚ шығар газды энергетикалық қазандыққа бағыттаушы БГҚ

Мұндай БГҚ көбінесе “Қашыртқыш”, немесе төменгі қысымды бугенераторлы БГҚ деп атайды. Оларда құрамында оттегінің жеткілікті мөлшерін қамтитын шығар газдардың жылуы, үрлеуші желдеткіш арқылы атмосферадан ауаны алмастырып энергетикалық қазандықтарға бағытталады. Осы тұрғыда пайдаға асырушы қазандықтағы ауа қыздырғышына деген сұраныс болмайды. Себебі шығар газдың өзі жоғары темпеатураға ие болады. Қашыртқыш сұлбаның ең басты артықшылығы бу турбиналы циклде қымбат емес қатты отынды қолдана алуы.

Қашыртқыш бугазды қондырғыда отын тек қана жану камерасына емес, сонымен қатар энергетикалық қазандыққа да бағытталады. Оның үстіне ГТҚ жеңіл отында жұмыс істейді (газ немесе дизельді отын), ал энергетикалық қазандық – кезкелген отында жұмыс істейді. Қашыртқыш БГҚ екі термодинамикалық айналым жүзеге асады. ГТҚ жану камерасына келіп түскен жылуы электр энергесына айналады, пайдалы әсер коэффициенті 50% ал

энергетикалық қазандыққа келіп түскен жылу – қарапайым бу турбиналы айналымдағыдай қалады ПӘК 40%.



2-сурет – Қашырмалы БГҚ сұлбасы

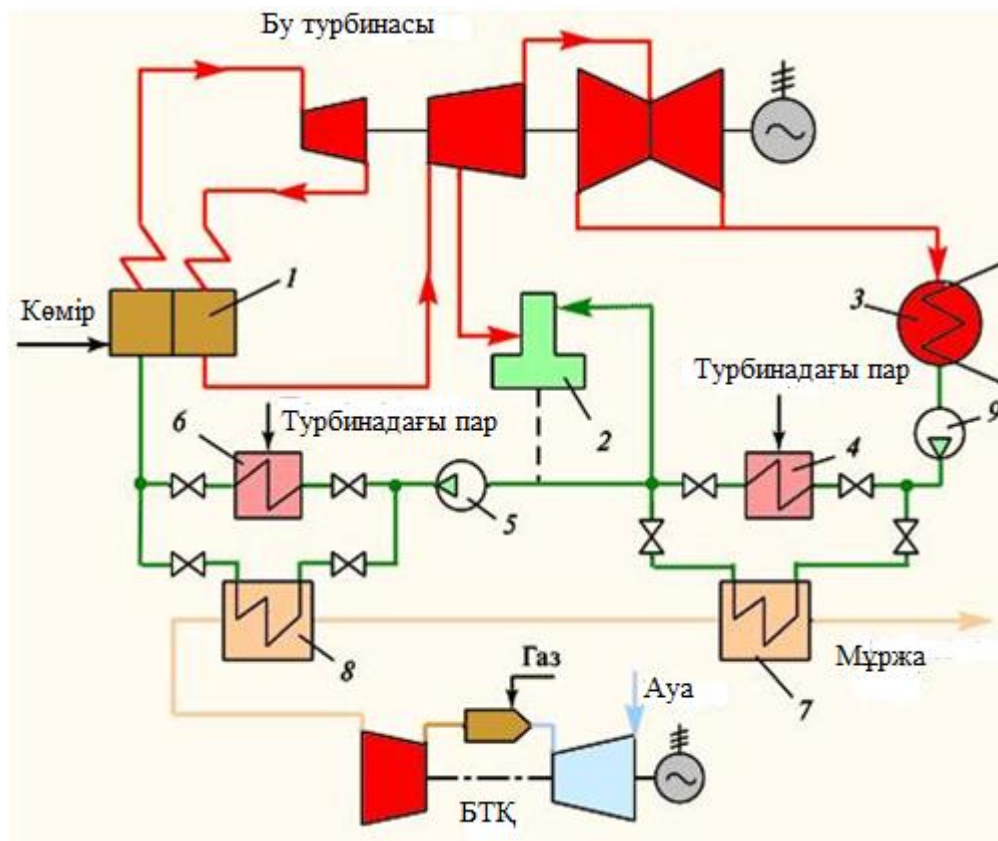
Бірақ та, ескеретін жайт, ГТҚ шығар газдың құрамындағы көмірқышқыл газының жоғары болуы, энергетикалық қазандықтан кейін төмен коэффициентті ауа шығынының болуы керектігі – бутурбиналы айналымның қуат үлесі жуық шамамен $2/3$, ал ГТҚ үлесі – $1/3$ (пайдаға асырушы БГҚ мен салыстырғанда, бұл көрсеткіш қарама – қарсы). Осы себептен қашыртқыш БГҚ пайдалы әсер коэффициенті жуық шамамен 40-43% құрайды, сәйкесінше пайдаға асырушы БГҚ қарағанда төмен. Осы ақпаратқа сүйене отырып, қарапайым бутурбиналы айналыммен салыстырғанда қашыртқыш БГҚ қолданғанда, пайдаға асырушы БГҚ мен салыстырғанда отынды үнемдеу екі есе аз екенін байқаймыз.

Оның сыртында, бутурбиналы бөлікте автономды жұмысты қамтамасыз ету керек болғандықтан қашыртқыш БГҚ сұлбасы өте қиын, (энергетикалық қазандықтарға ГТҚ ыстық газ түскендіктен) ауа қыздырғыштар болмағандықтан, ауаны энергетикалық қазандықтарға жібермес бұрын қыздыратын арнайы калориферлер орнату керек.

1.1.3 Регенерацияны ығыстыру арқылы жүретін БГҚ

Мұндай БГҚ идеясы регенеративті қыздырғыштар бу турбинасынан өшіріледі, ал энергетикалық қазандықтың қоректік суын қыздыру үшін ГТҚ шығатын газ жылуы қолданылады (2-сурет). Үнемделген бу бутурбинасында қосымша қуатты өндіру үшін қолданылады. Осы тұста үнемделген будың

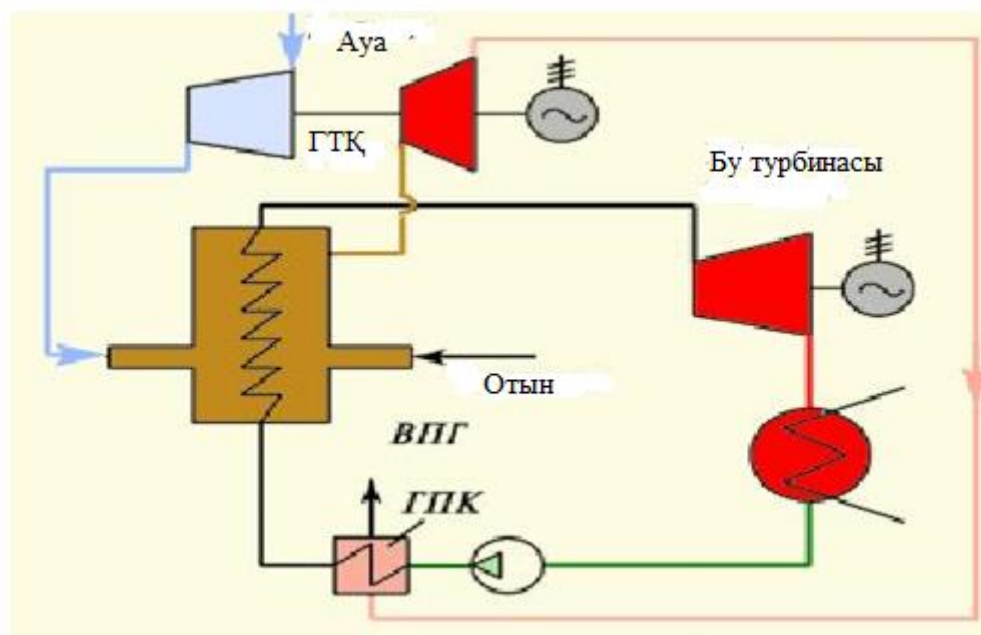
конденсация жылуы конденсаторда жоғалады, қоректік сорғыға қайтарылмайды. Сондықтан осы шығын ГТҚ шығар газдарымен кететін шығынды отынды үнемдеу арқылы үнемдегеннен төмен болған жағдайда ғана ұтымды болады. Регенерацияны ығыстыру арқылы жүретін БГҚ отынның төмен үнемділігін береді (4% шамасында), бір жағынан бутурбиналы энерго блокты ең төмен қайта істеу жұмыстары арқылы өсіруге мүмкіндік береді.



3-сурет – Регенерацияны ығыстыру арқылы жүретін БГҚ

Жоғары қысымды бугенераторлы БГҚ сұлбасы (3-сурет) көрсетілген. Мұндай бугазды қондырғыда жоғары қысымды бугенераторы (ЖБГ) бір уақытта бу газды қондырғының энергетикалық қазандығының және газ турбиналы қондырғының жану камерасының рөлін атқарады. Осы үшін онда газ турбиналы қондырғының сығымдағышымен пайда болатын жоғары қысым ұсталады. Үнемділікті арттыру үшін ЖБГ алдында ГТҚ шығатын газдың температурасын төмендетуші конденсатты газды қыздыру орнатылады (КГК). Мұндай қондырғыда отынды үнемдеу ГТҚ мен БТҚ қуаттарының қатынасына байланысты, және қашырмалы БГҚ мен сәкес деңгейде болады.

Газ турбиналы қондырғының ағынды бөлімінің бугенератордың ішкі бөлімінің коррозияның жану өнімінен ескіруі ЖБГ БГҚ ең маңызды қиындықтарының бірі болып табылады.



4-сурет – Жоғары қысымды бугенераторлы БГҚ сұлбасы

Пайдаға жаратушы бугазды қондырғылар. Жоғарыда бір контурлы пайдаға асырушы БГҚ қарастырылған (1-сурет). Пайдаға асырушы қазандықтың қыздыру беттері арқылы (экономайзер, буландырғыш, буды аса қыздырғыш) жұмыс денесінің бірдей мөлшері өтеді (су және бу). Бірақ, екі қарама-қайшы талапты қанағаттандыру барысында оның шынайы жетіспеушілігі анықталады. Бір жағынан, пайдаға асырушы қазандық жоғары параметрлі буды өндіруі керек, алдыменен бутурбиналы қондырғының жоғары үнемділігін қамтамасыз ететіндей жоғары температуралы болуы керек. Бірақ ГТҚ шығар газдың жылу энергиясы осы талаптарды тек қоректік судың аз мөлшерінде ғана қамтамасыз ете алады. Онда бұл шығындар қазанға түсетін газды төменгі температураға дейін суыта алмайды, сол себептенде пайдаға асырушы қазандықтың ПӘК төмендейді.

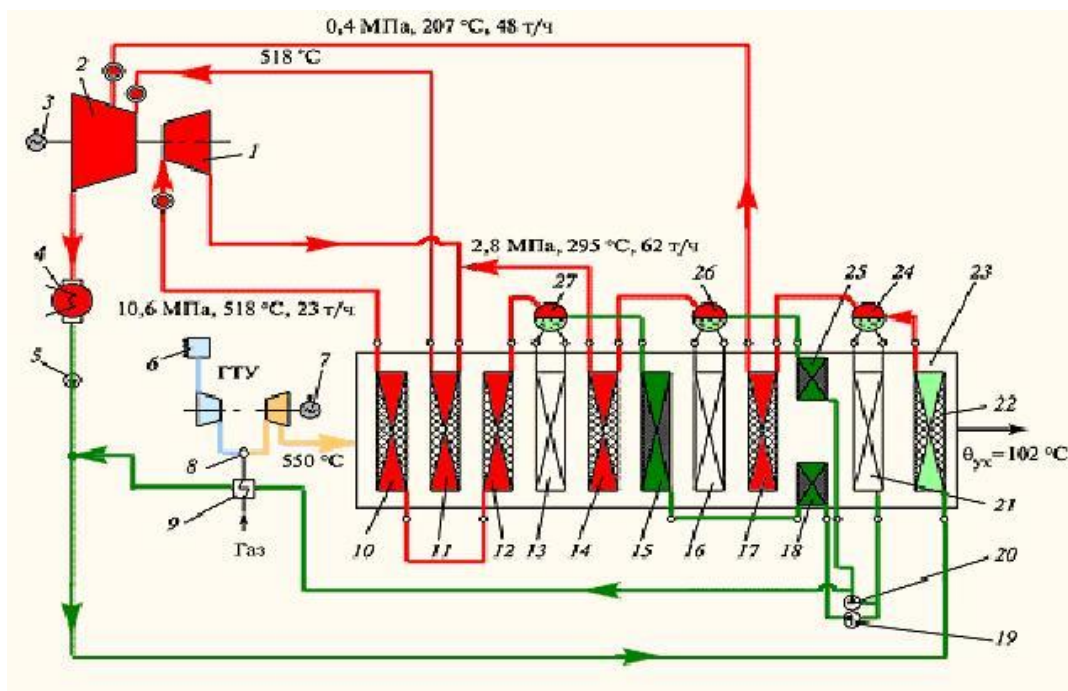
Екінші жағынан, шығар газдардың төменгі температурасын қамтамасыз ететін көп мөлшердегі қоректік судың жіберілуі жоғары үнемділікті қамтамасыз етседе, өзінен кейін жоғары параметрлі буды алуға мүмкіндік туғызбайды. Нәтижесінде бу турбиналы қондырғының ПӘК төмендейді. Осы жерде келесідей ой келеді: қазандықтың төменгі бетінен су көп мөлшерде, ал кірісінен аз мөлшерде өткізу керек. Осылайша сұлбасы (4-сурет) көрсетілген екі контурлы пайдаға асырушы қазандықтың идеясы дүниеге келеді.

Ең заманауи пайдаға асырушы қазандықтар үш контурлы болып жасалады. Контурлар санының үштен асуы пайдасыз десекте болады, себебі үнемділік қаржыландырудың өсуімен ақталмайды.

Екі контурлы, үш контурлы БГҚ аралық қыздырусыз және пайдаға асырушы қазандықтағы аралық қыздырумен бола алады. Бірақ тәртіп бойынша аралық қыздыруды үш контурлы БГҚ қолданады. Дәстүрлі БТҚ бугазды

қондырғыдағы аралық қыздырудың мақсаты – бу турбинасының соңғы сатысында жеткілікті ылғалдылықты қамтамасыз ету. Егер аралық қыздырғышта қысымды дұрыс таңдайтын болсақ, БГҚ үнемділігі артады.

(5-сурет) көрсетілген БГҚ бастапқы температурасы 1260°C шығар газының температурасы 550°C 70IF заманауи түрде Westinghouse (АҚШ) фирмасымен орындалған.



5-сурет – Бұды аралық қыздыруы бар үш контурлы қарапайым БГҚ (Westinghouse фирмасымен орындалған)

Газ турбиналы қондырғы $234,2$ МВт ПӘК $36,6\%$. ГТҚ шығар газдары 23 пайдаға асырушы қазандыққа түседі, кейін шығысқа қозғалу арқылы өзінің жылуын 4 бу турбинасына келіп түсетін жұмыс денесіне береді. Нәтижесінде шығар газдың температурасы қазандықтан кейін 102°C , ал оның ПӘК 83% . Пайдаға асырушы қазандықтың ішінде жеке пакеттер ретінде және олардың кезектесуі қыздырушы газдардың температурасының төмендеуімен сәйкеседі; Бұл газден жұмыс денесіне максималды жылу беріледі қамтамасыз етеді.

Пайдаға асырушы қазандықтағы бу түзілу процессін қарастыратын болсақ: 5 төмен қысымды қоректік сорғы 24 төмен қысымы контурдың дағырасында және сәкесінше контурдың шығысында қысымды тудырады. 349 т/сағ мөлшеріндегі конденсат 22 ГПК беріледі, онда қыздырылып 24 төмен қысымды дағыраға беріледі. Бұл дағыра бір уақытта деаэратор болып табылады, сондықтан онда деаэранған қоректік суды дайындау қазанның барлық контурын қоректендіреді. Қоректік судың бір бөлігі жуық шамамен 48 т/сағ, 14% 21 төмен қысымды буландырғышта буланады, 17 бұды аса қыздырғышта қызады және

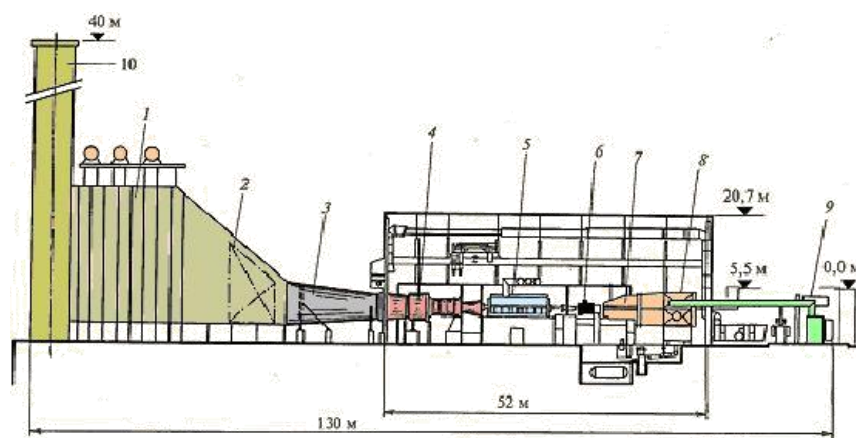
0.4 МПа және 207°C параметрлерімен 2 бу турбинасының ЧНД келіп түседі. Қалған қоректік су орта қысымды 20 қоректік сорғыға және 19 жоғары қысымды сорғыға келіп түседі. 20 сорғының шығысында судың ағысы екіге бөлінеді. Оның бір бөлігі 9 газ қыздырғышына келіп түседі. Мұнда ол ГТҚ жану камерасына келіп түсетін табиғи газды қыздырады. Жеткілікті температурасы бар салқындатылған су 5 сорғымен берілетін конденсатпен араластырылып, қайтадан 22 қазандықтың ГПК келіп түседі. Отындық газды қыздыру арқылы жүретін осындай рециркуляцияның жасалуы ГПК судың шығынын жоғарлатуға және пайдаға асырушы қазандақтың суларын тереңірек суытуға мүмкіндік береді. Жалпылай алғанда бұл БГҚ отын үнемділігін 0.4 – 0.5 % жеткізеді. Қоректік судің басқа бөлігі 20 сорғымен 25 үнемдегішке, одан 26 орта қысымды контурдың дағырасына, кейін 14 буды аса қыздырғышқа беріледі. Осы тұрғыда орта қысымды контур параметрлері 2.8 МПа және 295°C, 62 т/сағ мөлшерінде бу өндіреді. Ол бу бу турбинасына бағытталмайды, ЧВД шыққан бумен араласуға бағытталады. Түзілген қоспа, жалпы мөлшері 301 т/сағ 11 буды аса қыздырғыштың шығыс бөлігіне бағытталады. Одан 518°C температурасы бар бу бу турбинасының ЧНД келіп түседі. 19 жоғары қысымды қоректік сорғы 24 дағырадан келіп түскен суды жуық шамамен 12МПа дейін қыздырады және оны жоғары қысымды контур 15 және 18 экономайзерлеріне бағыттады. Одан су жоғары қысымды контурдың 27 дағырасына түседі, онда буланып, 10 және 12 беттерге жоғары қысымды қыздырғышқа келіп түседі. Нәтижесінде мөлшері 239 т/сағ параметрлері 10.6 және 518°C жоғары қысымды қазандықтың контурынан шығады, артынан 1 бутурбинасының жоғары қысымды қыздырғышына бағытталады. Осылайша бу турбинасына будың үш түрлі ағыны келіп түседі: жаңа бу 239 т/сағ мөлшерінде, екінші ретті қыздырылған бу 301 т/сағ, параметрлері 2.5 МПа және 518°C және төмен қысымды бу, мөлшері 48 т/сағ, параметрлері 0.4 және 207°C. Осы үш ағын бу турбинасының 140 МВт қуатын қамтамасыз етеді. Аралық қыздыруы бар үш контурлы бугазды қондырғыны қарастыруда ол 374 МВт қуатты ПӘК 54% көрсеткішпен өндіреді. Жоғарыда кәдеге жаратушы БГҚ бутурбиналы айналымында, пайдаға асырушы қазандық пен БТҚ қоса қарастыратын болсақ (бу турбинасы + конденсатор), қуаттың тек 1/3 ғана өндіріледі. Бұл бірақта БГҚ үшін бутурбиналы контурдың маңыздылығы газ турбиналы қонға қарағанда төммен деген мағынаны бермейді. Себебі ГТҚ өздігінен тіпті 40% ПӘК көрсеткішімен қарапайым ЖЭО салыстыруға келмейді, жіне дәл осы бу турбиналы бөлімде БГҚ бәсекеге қабілеттілігін арттыратын үнемділік қосылады. Осыдан пайдаға асырушы қазандықтың қиындықтары және будың бастапқы параметрлерін арттыруға және конденсатордағы қысымды төмендетуге деген ұмтылыс туындайды. (6-сурет) Siemens фирмасының көрсеткіштері бойынша бұл факторлардың БГҚ үнемділігінің өзгерісіне әсері көрсетілген. Барлық салыстырмалы мысалдар үшін шығысындағы температурасы 582°C және конденсатордағы қысымы 4кПа бірдей газ турбиналы қондырғы таңдалған. Салыстырмалылық үшін (8.10-суретте 2 баған) бастапқы параметрлері 8МПа және 540°C бу турбиналы екі контурлы БГҚ таңдалған.



6-сурет – Бу турбиналы айналымның параметрлерінің БГҚ абсолютты ПӘК әсері (Siemens фирмасы)

1-5 бағдарлар будың доктрикалық параметрлеріне қатысты. Осыдан аралық қыздыруы жоқ БГҚ екі контурлымен салыстырғанда 1,75% ға төмен ПӘК ие екенін байқаймыз. Бұл қазіргі уақытта бір контурлы БГҚ неге салынбайтындығын көрсетеді. Дегенмен де тіпті тіпті бір контурлы БГҚ аралық қыздыруды енгізу (3 - баған) ПӘК 2.25% өсімін береді. Аралық қыздыруы бар екі контурлы және аралық қыздыруы жоқ үш контурлы БГҚ жуық шамамен эквивалентті (3 және 4 - баған). Ең үлкен әсерді үш контурлы, аралық қыздыруы бар, пайдаға асырушы қазандықты БГҚ көрсетеді (5 – баған).

Үнемділікті арттырудың қоры асакритикалық параметрлерді қолдануда (6-сурет, 6–9 баған). Бірақ осы тұрғыда қаржылай салымда артатындығын ескеру қажет.

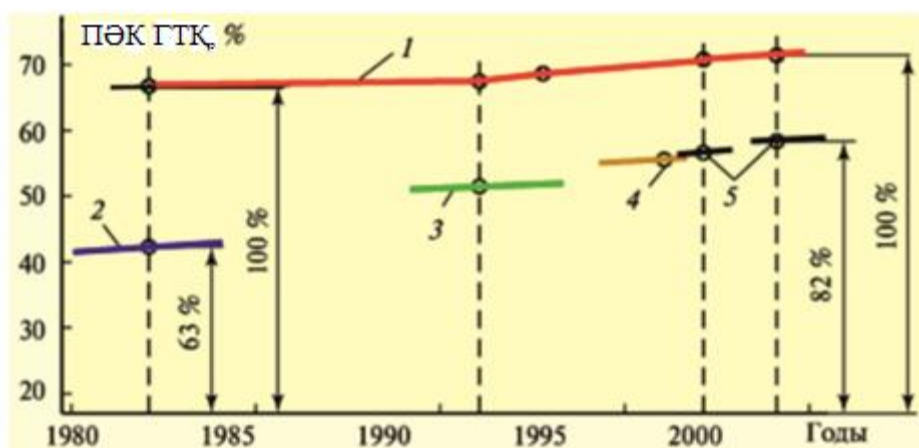


7-сурет – Бір білікті БГҚ V94.3A Siemens фирмасы

Біліктер саны бойынша БГҚ турбогенераторларын бір білікті және көп білікті деп ажыратамыз. Бір білікті БГҚ сұлбасы (Сурет 7) көрсетілген. БГҚ электрогенераторы екі шығыс шеттері арқылы жұмысқа енеді. Оның біріне 4 ГТҚ жалғанады, екіншіне – екі цилиндрлі бу турбины жалғанады. Газ турбинының 3 шығыс диффузорына өтпелі диффузор жалғанады. Ол шығар газдарды 1 пайдаға асырғыш қазандыққа бағыттайды. Мұндай құрылыстың артықшылығы белгілі: екі генератордың орнына тек бір жалпы қуатты бір генератордың орнатылуында (біріншісі ГТҚ үшін, екіншісі БГҚ).

1.1.4 Бугазды қондырғының айқын көрсетілген артықшылықтары келесілер

Бугазды қондырғы – электр энергиясын алу үшін қолданылатын ең үнемді қозғалтқыш. (8-сурет) БГҚ-ң ПӘК даму бойынша қалай өзгергендігі көрсетілген. 1 Қисық сызық теориялық ПӘК және газ турбинаның алдында жеткілікті деңгейде температура болғанда қол жеткізуге болатын максималды ПӘК көрсетеді.



8-сурет – Бугазды қондырғының даму тенденциясы

Үш контурлы буда аралық қыздыруы бар, газтурбинының алдында газдың температурасы 1450 °С ге жететін БГҚ-ң пайдалы әсер коэффициенті бүгінгі күнде 60 % ға жетеді, теориялық мүмкін деңгейі 82 %.

1) Бугазды қондырғы – экологиялық ең таза қозғалтқыш. Бұл мәселе алдыменен БГҚ-ң жоғары ПӘК мен түсіндіріледі. Отында сақталған барлық жылу қоршаған ортаға тасталу арқылы жылулық ластану болады. Сондықтан БГҚ-ң бүкүштік қондырғысымен салыстырғанда жылу қалдығының төмен болуы келесі түрде анықталады. Өндіріске қаншалықты аз отын қолданатын болсақ ластану деңгейі соншалықты төмен болады.

БГҚ салыстырмалы түрде азот оксидін NO_x шығарады. Тек булы ЖЭО көмірді, ал ГТҚ газ жаққандықтан емес, мұнда энергетикалық қазандықтардың

оттығында диффузиялы принцип қолданылады (кинетикалық емес), яғни отын-ауа қоспасы ұзақ және жоғары температурамен жетеді, ауа артығымен қолданылады.

2) Бугазды қондырғы – өте оңтайлы қозғалтқыш. БГҚ-ң потенциалды жоғары оңтайлылығы оның ГТҚ-ң сұлбесін қамтуында. Жүк салмақтың өзгерісі санаулы минуттар арасында іске асады. Салыстырмалы түрде алатын болсақ бүкүштік ЖЭО белгілі мөдшерде энергияны өңдеп шығару үшін кем дегенде 12 сағ. Жалпы 22 сағ. керек болса, БГҚ үшін суық көзден электр энергиясын алу үшін 25-30 мин жеткілікті.

Бугазды және Бүкүштік қондырғылардың қуаттары бірдей болған жағдайда БГҚ салқындату суын үш есе аз қажет етеді. Бұл БГҚ-ң бүкүштік бөлігінің қуаты жалпы қуаттың 1/3 бөлігін құрайтындығымен түсіндіріледі. Ал ГТҚ өздігінен салқындату суын қажет етпейді.

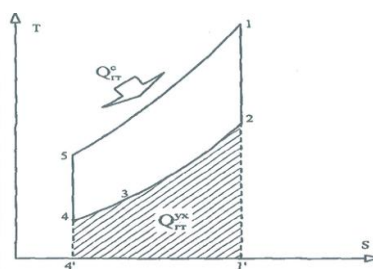
Құрылымдық бөлімнің аз көлемімен, қыйын энергетикалық қазандықтың болмауымен, қымбат түтін мұржаның, қоректік суды регенеративті қыздырудың болмауымен, қарапайым бу турбиналы және техникалық сумен қамтамасыз ету жүйесін қолданумен байланысты БГҚ орнатылған қуаттың өлшемді бағасын қамтиды.

1.2 БГҚ-ЖЭО циклының термодинамикалық негіздері

Бугазды қондырғыны жасау пікірін ең алғаш 1824 жылы Карно айтқан болатын. Булы және Газды турбиналардың дамуына байланысты оның ойын практикалық тұрғыдан жүзеге асыру мүмкін бола бастады, және алғашқы бугазды қондырғы 1908 жылы Хольцварттың жобасы бойынша жүзеге асырылды. Осылайша бугазды қондырғының тарихы жүз жылдық бойы жалғасып келеді.

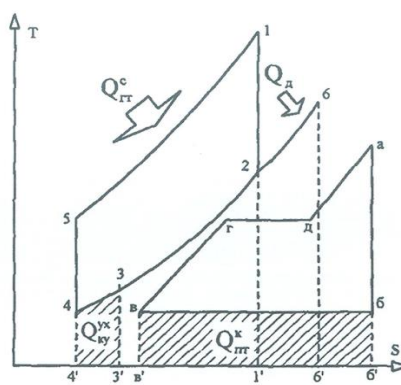
Бугазды қондырғыны құрайтын негізгі элементтер: газтурбиналы қондырғы, шығар газ жылуының бөлігі пайдаға асырылатын жылу алмастырғыш аппарат және бутурбиналы қондырғы.

Қарапайым ГТҚ термодинамикалық процессі (9-сурет) 1-2-3-4-5 контурымен белгіленіп, корсетілген.



9-сурет – ГТҚ идеалды айналымы

Ауа сығымдағышқа түсіп, белгілі бір қысымға дейін сығылады (4-5 процесс). Сәйкесінше оның температурасыда көтеріледі. Ары қарай ГТҚ-ң жуну камерасында отын жағылып, температура айтарлықтай $1000-1300^{\circ}\text{C}$ дейін көтеріледі (заманауи жоғары температуралы ГТҚ турбина алдында 1500°C температураға ие). ГТҚ-ң жану камерасынан кейін жану өнімдері газтурбинасында кеңейу жұмысын атқарады (1-2 процесс). Газтурбиналы қондырғы жұмыс денесінің ауа болуымен сипатталады. ГТҚ-ң автономды режимінде шығар газдың жылуымен елеулі жылу мөлшері жоғалады (1'-2-4-4'). Осы жылудың бөлігін электр энергиясын өндеумен жалғасатын кәдеге (екінші ретті пайдаға асырушы) жаратушы қазандықта бу алу үшін қолдануға болады. (10-сурет) қарапайым Ренкин мен Брайтон циклі T-S координатасында көрсетілген.



10-сурет – Пайдаға асырғыш қазандықта отынды екінші ретті жағатын Бугазды қондырғының идеалды айналымы

Бугазды қондырғының термодинамикалық процесстерінің жиынтығы екі бөліктен тұратын бугазды циклді түзеді: газды контур 1-2-3-4-5 және булы контур а-б-в-г-д. Генерациялайтын будың параметрлері (қысымы және температурасы) тікелей газтурбинадан кейінгі газдың температурасымен байланысты. Осыдан бу параметрлерінің ГТҚ-ң сыртқы ауа параметрлерімен және жұмыс режиміне тәуелділігі туындайды. Осыған орай ГТҚ-ң газымен жоғалатын жылу көрсеткіші төмендейді, бірақ бугазды циклдің булы бөлігінде суық көзімен байланысты (конденсациялы қондырғы) шығындар пайда болады. Жоғалатын жылу сызылған сықтармен көрсетілген.

Қоректік суды қыздыру (в-г), бүтүзілу (г-д) және буды аса қыздыру (д-а) тек қана ГТҚ-ң жылуымен іске асады.

Температураны жоғарлату, шығынды және қолданылатын бу параметрлерін тұрақтандыру схемаларымен қатар, ГТҚ-ң шығар газ ортасында отынды жағу жүйесі қолданылады – отынды пайдаға асырушы (кәдеге жаратушы) қазандықта екінші ретті жағу. 1.5-суретте БГҚ-ң осындай схемасының термодинамикалық идеалды циклі көрсетілген. КҚ-ң арнайы екінші

ретті ағу камерасында ГТҚ-н кейінгі газдың температурасы 700-800°C дейін көтеріледі. (2-б сызық).

КҚ екінші ретті жағу жүйесін пайдалану БГҚ-ң булы бөлігінде қосымша электрэнергиясын өндіруге мүмкіндік береді, бірақ осыдан конденсаторлық қондырғыдағы жылу шығыны арта түседі.

БГҚ жұмысының тиімділігін арттыру тәсілдерінің бірі турбинада өз жұмысын атқарған буды, жылумен қамтамасыз ету немесе өндірістік мақсатта қолдану.

(10-сурет) бугазды ЖЭО жылумен қамтамасыз ету үлгісіндегі БГҚ-ң идеалды циклі көрсетілген. е-ж-б'-в'-в-е сызықтарымен шектелген аудан ішкі тұтынушыға жіберілетін жылуды білдіреді. Осы жағдайда, жылуды жоғалтудың негізгі көзі жылу болып табылады.

2 Екі контурлы БГҚ (Бугаздық қондырғы) есептеу

2.1 Бастапқы деректер

Жылулық сызбаға екі бірдей ГТҚ (газтурбиналық қондырғы), екі бірдей ҚУ (қазандық-утилизатор), деаэратор және жұмсалған бу конденсациясы бар бу турбинасы кіреді. Екі ҚУ-дың төменгі қысым контурларының құбырөткізгіштері жалғанған коллекторлары арқылы деаэратор қоректенеді. Екі параллель жасайтын ГТҚ өзінің ҚУ-на пайдаланылған газын тастайды.

Екі ҚУ-дың жоғары қысым контурларынан шығатын қызған газдың ағыны ортақ коллекторда араласып бу турбинасына жіберіледі. Төмен қысымды контурдан шыққан бу ағындары да бір-бірімен араласып ТҚБ(төменгі қысым бөлігі) алдында орналасқан араласу камерасына өтеді.

1) Әр ГТҚ -ның келесі сипаттамасы бар:

- электр қуаты $N_{э} = 29$ МВт;
- пайдаланылған газдардың номинал шығыны $G_{г} = 90$ кг/с;
- турбина типі – осьтік;
- газдардың шығардағы температурасы $\theta_d = 527$ °С;
- ГТҚ электр ПӘК-і $\eta_{э}^{ГТУ} = 36\%$

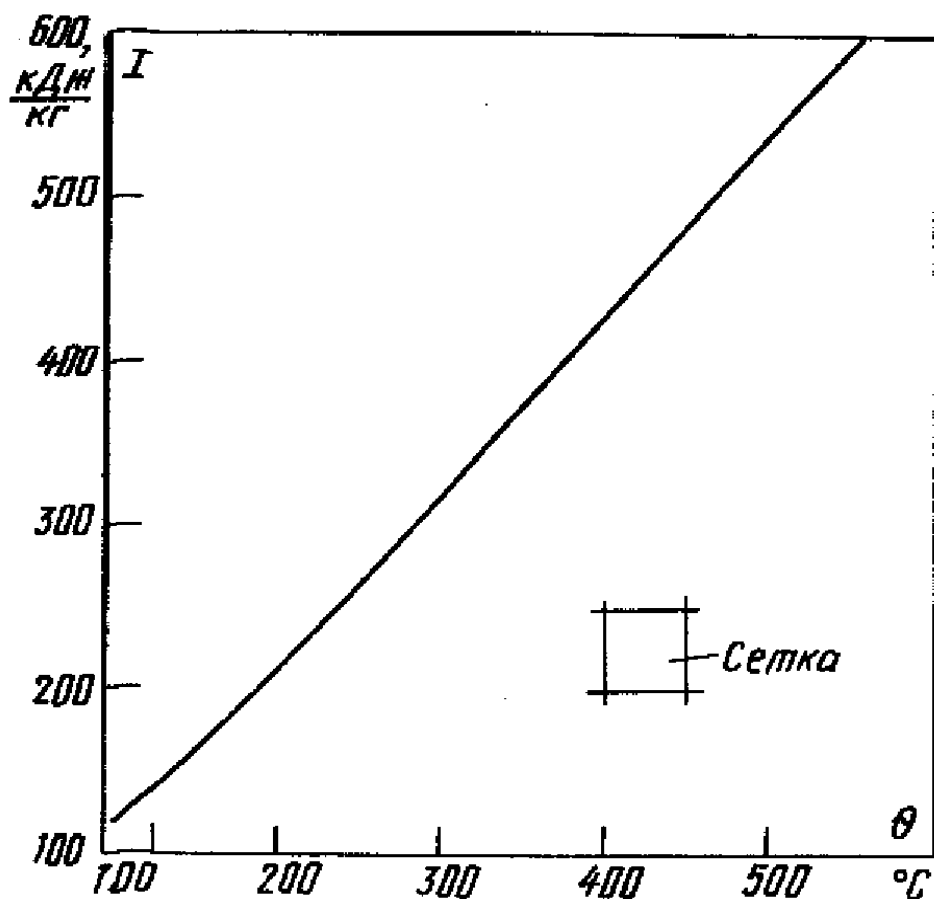
2) ГТҚ пайдаланылған газдары атмосфералық ауа мен таза жану өнімдерінен тұрады. Газ энтальпиясы 1 суретте көрсетілген .

3) Сыртқы ауа температурасы $t_{н.в} = 15$ С, қысымы $p_{н.в} = 105$ Па.

4) Конденсатордағы қысым $p_{к} = 5$ кПа, мүмкін ылғалдылық $y = 10\%$.

5) ҚУ контурларындағы қысым $p_0^{ВД} = 5$ МПа, $p_0^{НД} = 0,5$ МПа.

6) Деаэратор қысымы $p^Д = 0,5$ МПа.



11-сурет – ГТҚ пайдаланылған газдары энтальпиясының температурадан тәуелділік диаграммасы

Бу және су энтальпиясын 1 кестеге сай анықтаймыз. Қажет температура арынларын есептеу барысында алып отырамыз.

Келесі есептеулер кезінде ҚУ жолының гидравликалық әсерінен болатын қысым төмендеуін және су қысымының насостарда жоғарылауына байланысты судың энтальпиясы мен температурасы жоғарылауын ескермейміз.

2.2 Қазандық-утилизаторды есептеу

Берілген сызба бойынша ҚУ-дың әртүрлі элементтеріне сәйкес келетін жылулық және материалдық баланс теңдеулерін құруға болады. Материалдық баланс теңдеуі ортаның ағысының стационарлық күйін сипаттайды.

Бір жоғары қысымды ҚУ-дың буқыздырғыш пен буландырғыштың бірегей беттері үшін жылулық баланс теңдеуі келесідей:

$$G_r(I_d - I_{\text{ЭК}}^{\text{В.Д}}) = G_{\text{п}}^{\text{В.Д}}(h_0^{\text{В.Д}} - h_{\text{ЭК}}^{\text{В.Д}}), \quad (1)$$

бұл жерде $G_r = 90$ кг/с - бір ГТҚ дан шығатын газ шығыны;
 $I_d = 561$ кДж/кг - ГТҚ дан шығатын газ энтальпиясы;
 $h_0^{B,D} = 3480,2$ кДж/кг - ҚУ жоғары қысым қыздырғышының шығар жеріндегі бу энтальпиясы
 $p_0^{B,D} = 5$ МПа кезінде; $t_0^{B,D} = 520^\circ\text{C}$; $h_{\text{ЭК}}^{B,D} = 1154,6$ кДж/кг - жоғары қысымды экономайзерден шығардағы су энтальпиясы (қанығу күйінде).
Температура арынын $\delta t_{\text{ЭК}} = 31^\circ\text{C}$ деп алып, газ температурасын табамыз, $^\circ\text{C}$:

$$\theta_{\text{ЭК}}^{B,D} = t_r + \delta t_{\text{ЭК}}, \quad (2)$$

$$\theta_{\text{ЭК}}^{B,D} = 264 + 31 = 295.$$

Одан кейін сол бойынша жоғары қысымды экономайзер алдындағы газдар энтальпиясын табамыз $I_{\text{ЭК}}^{B,D} = 310$ кДж/кг
(2) теңдеуінен бір ҚУ мен алынатын жоғары қысымды бу шығынын анықтаймыз, кг/с:

$$G_{\text{п}}^{B,D} = \frac{G_r(I_d - I_{\text{ЭК}}^{B,D})}{h_0^{B,D} - h_{\text{ЭК}}^{B,D}}, \quad (3)$$

$$G_{\text{п}}^{B,D} = 180(561 - 310) / (3480,2 - 1154,6) = 19,4. \quad (4)$$

Жоғары қысымды контурлы экономайзер үшін келесі теңдеу қолданамыз:

$$G_r(I_{\text{ЭК}}^{B,D} - I_{\text{ух}}^{B,D}) = G_{\text{п}}^{B,D}(h_{\text{ЭК}}^{B,D} - h_d),$$

бұл жерде $h'_d = 640$ кДж/кг - деаэратордан келетін қоректік су энтальпиясы;

$I_{\text{ух}}^{B,D}$ жоғары қысым контурының жылуалмастырғыштарынан шығатын газдар энтальпиясы, кДж/кг:

$$I_{\text{ух}}^{B,D} = I_{\text{ЭК}}^{B,D} - G_{\text{п}}^{B,D}(h_{\text{ЭК}}^{B,D} - h_d) / G_r, \quad (5)$$

$$I_{\text{ух}}^{B,D} = 310 - \frac{19,4(1154,6 - 640)}{180} = 254,54.$$

Ол газдар температурасына сәйкес келеді $\theta_{\text{ух}}^{B,D} = 240^\circ\text{C}$.

ҚУ-дың төменгі қысым контурының буқыздырғышы мен буландырғыштарының бірегей беттері үшін:

$$G_T(I_{yx}^{B.D} - I_{ГПК}) = G_{II}^{H.D}(h_0^{H.D} - h_{эк}^{H.D}), \quad (6)$$

Осы қатынаста ГКҚ (газконденсатты қыздырғыш) - қа кірердегі газдар энтальпиясы $I_{ГПК}$ температура бойынша анықталады, °С:

$$\theta_0^{H.D} = t_T + \delta t_0^{H.D}, \quad (7)$$

$$\theta_0^{H.D} = 152 + 20 = 172.$$

бұл жерде $\delta t_0^{H.D} = 20^\circ \text{C}$ пик - нүктеде таңдалған температуралық арын;

Төменгі қысым контурынан шығаты, бу энтальпиясы контур қысымы бойынша анықталады

$$p_0^{H.D} = 0,5 \text{ МПа және температура бойынша } t_0^{H.D} = \theta_{yx}^{B.D} - \delta t_0^{H.D} = 240 - 30 = 210^\circ \text{C}.$$

$\delta t_0^{H.D}$ - қабылданған температуралық арын.

Онда $h_0^{H.D} = 2876 \text{ кДж/кг}$.

Төменгі қысым контурындағы су энтальпиясы $h_6^{H.D} = 640 \text{ кДж/кг}$.

(6) теңдеуінен ҚУ төменгі қысым контурынан бу шығынын есептейміз, кг/с:

$$G_{II}^{H.D} = \frac{G_T(I_{yx}^{B.D} - I_{ГПК})}{h_0^{H.D} - h_{эк}^{H.D}}, \quad (8)$$

$$G_{II}^{H.D} = 180(254,54 - 180)/(2876 - 640) = 6.$$

ГКҚ кірердегі қоректік су температурасын $t_{пв} = 60^\circ \text{C}$. Онда оған сәйкес келетін энтальпия мәні $h_{пв} = 251 \text{ кДж/кг}$.

ГКҚ және деаэраторда конденсат қыздырылуы тегіс жүреді деп қарастырамыз. ГКҚ үшін су энтальпиясын $h_{ГПК} = 460 \text{ кДж/кг}$, $t_{ГПК} = 110^\circ \text{C}$.

Деаэратор үшін жылулық баланс теңдеуінен аламыз:

$$[2(G_{II}^{B.D} + G_{II}^{H.D}) - G^D]h_{ГПК} + G^D h_0^{H.D} = 2(G_{II}^{B.D} + G_{II}^{H.D})h_d, \quad (9)$$

Деаэраторға кететін бу шығынын есептейміз, кг/с:

$$G^D = 2(G_{II}^{B.D} + G_{II}^{H.D})(h_d - h_{ГПК})/(h_0^{H.D} - h_{ГПК}), \quad (10)$$

$$G^D = 2(19,4 + 6)(640 - 460)/(2876 - 460) = 3,78.$$

Рециркуляция сызығы және конденсатордан конденсат ағындарының араласу нүктесі үшін жылулық баланс теңдеуі:

$$[2(G_{\text{II}}^{\text{B.Д}} + G_{\text{II}}^{\text{H.Д}}) - G^{\text{Д}}]h_{\text{к}} + G^{\text{P}}h_{\text{ГПК}} = [2(G_{\text{II}}^{\text{B.Д}} + G_{\text{II}}^{\text{H.Д}}) - G^{\text{Д}} + G^{\text{P}}]h_{\text{II.В}}, \quad (11)$$

бұл жерде $h_{\text{к}} = 138$ кДж/кг,

$p_{\text{к}} = 5$ кПа кезіндегі қанығу кезіндегі конденсат энтальпиясы. Рециркуляция шығынын табуға мүмкіндік береді, кг/с:

$$G^{\text{P}} = [2(G_{\text{II}}^{\text{B.Д}} + G_{\text{II}}^{\text{H.Д}}) - G^{\text{Д}}](h_{\text{II.В}} - h_{\text{к}})/(h_{\text{ГПК}} - h_{\text{II.В}}), \quad (12)$$

$$G^{\text{P}} = [2(6 + 19,4) - 3,78](251 - 138)/(460 - 251) = 25,4.$$

ГКҚ қондырғы үшін жылулық баланс теңдеулерінен:

$$G_{\text{Г}}(I_{\text{ГПК}} - I_{\text{yx}}) = \left(G_{\text{II}}^{\text{B.Д}} + G_{\text{II}}^{\text{H.Д}} - \frac{G^{\text{Д}}}{2} + \frac{G^{\text{P}}}{2}\right)(h_{\text{ГПК}} - h_{\text{II.В}}), \quad (13)$$

ҚУ шығын газдарының энтальпиясын табамыз, кДж/кг:

$$I_{\text{yx}} = I_{\text{ГПК}} - \frac{\left(G_{\text{II}}^{\text{B.Д}} + G_{\text{II}}^{\text{H.Д}} - \frac{G^{\text{Д}}}{2} + \frac{G^{\text{P}}}{2}\right)(h_{\text{ГПК}} - h_{\text{II.В}})}{G_{\text{Г}}}, \quad (14)$$

$$I_{\text{yx}} = 180 - (19,4 + 6 - 3,78/2 + 25,4/2)(460 - 251)/180 = 138.$$

$$\theta_{\text{yx}} = 122 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

ҚУ ПӘК-ін төмендегі формуласымен табамыз:

$$\eta_{\text{КУ}} = (\theta_{\text{д}} - \theta_{\text{yx}})/(\theta_{\text{д}} - \theta_{\text{А}}), \quad (15)$$

$$\eta_{\text{КУ}} = (527 - 122)/(527 - 15) = 0,791.$$

ГТҚ газдарымен бутурбиналық циклға берілген жылу, кВт:

$$Q_{\text{газ}} = 2G_{\text{Г}}(I_{\text{д}} - I_{\text{yx}}), \quad (16)$$

$$Q_{\text{газ}} = 2 \cdot 180(561 - 138) = 152280.$$

Бумен алынған, кВт:

$$Q_{\text{пар}} = 2G_{\text{II}}^{\text{B.Д}}h_0^{\text{B.Д}} + (2G_{\text{II}}^{\text{H.Д}} - G^{\text{Д}})h_0^{\text{H.Д}} - [2(G_{\text{II}}^{\text{B.Д}} + G_{\text{II}}^{\text{H.Д}}) - G^{\text{Д}}]h_{\text{к}}, \quad (17)$$

$$Q_{\text{пар}} = 2 \cdot 19,4 \cdot 3480,2 + (2 \cdot 6 - 3,78) \cdot 2876 - [2(19,4 + 6) - 3,78] \cdot 138 = 152183,72.$$

Алынған шамалар айырмашылығы 0,03% -дан аспайды, ол есептеулер дұрыстығының дәлелі. Келесі есептеулерде бір ҚУ жылулық қуатын есептейміз, кВт:

$$Q_{\text{ку}} = 152231,86/2 = 76115,93.$$

Бір ҚУ-дағы жеке элементтердегі суға (буға) келетін жылу, кВт:
ГКҚ үшін:

$$Q_{\text{ГПК}} = \left(G_{\text{п}}^{\text{В.Д}} + G_{\text{п}}^{\text{Н.Д}} - \frac{G^{\text{Д}}}{2} + \frac{G^{\text{Р}}}{2} \right) (h_{\text{ГПК}} - h_{\text{п.в}}), \quad (18)$$

$$Q_{\text{ГПК}} = (19,4 + 6 - 3,78/2 + 25,4/2)(460 - 251) = 7567,89.$$

Төмен қысымды буландырғыш үшін:

$$Q_{\text{исп}}^{\text{Н.Д}} = G_{\text{п}}^{\text{Н.Д}} \cdot r^{\text{Н.Д}}, \quad (19)$$

$$Q_{\text{исп}}^{\text{Н.Д}} = 6 \cdot 2108,4 = 12650,4.$$

бұл жерде $r_{\text{нд}} = 2108,4$ кДж/кг, $p_0^{\text{Н.Д}} = 0,5$ МПа қысымы бойынша анықталатын булану жылуы; төменгі қысым буқыздырғышы үшін, кВт:

$$Q_{\text{шп}}^{\text{Н.Д}} = G_{\text{п}}^{\text{Н.Д}} (h_0^{\text{Н.Д}} - h_s^{\text{Н.Д}}), \quad (20)$$

$$Q_{\text{шп}}^{\text{Н.Д}} = 6 \cdot (2876 - 2748,5) = 765.$$

бұл жерде $h_{\text{нд}}'' = 2748,5$ кДж/кг, $p_0^{\text{Н.Д}} = 0,5$ МПа қысымы кезіндегі қаныққан бу энтальпиясы, жоғары қысымды экономайзер үшін, кВт:

$$Q_{\text{эк}}^{\text{В.Д}} = G_{\text{п}}^{\text{В.Д}} (h_{\text{эк}}^{\text{В.Д}} - h_0^{\text{Н.Д}}), \quad (21)$$

$$Q_{\text{эк}}^{\text{В.Д}} = 19,4(1154,6 - 640) = 9983,24.$$

Жоғары қысымды буландырғыш үшін, кВт:

$$Q_{\text{исп}}^{\text{В.Д}} = G_{\text{п}}^{\text{В.Д}} \cdot r^{\text{В.Д}}, \quad (22)$$

$$Q_{\text{исп}}^{\text{В.Д}} = 19,4 \cdot 1638,2 = 31781,08.$$

бұл жерде $r_{вд} = 1638,2$ кДж/кг,
 $p_0^{вд} = 5$ МПа қысымы бойынша анықталатын булану жылуы;
 жоғары қысымды буқыздырғыш үшін, кВт:

$$Q_{пп}^{вд} = G_{п}^{вд}(h_0^{вд} - h''_s^{вд}), \quad (23)$$

$$Q_{пп}^{вд} = 19,4(3480,2 - 2792,8) = 13335,56.$$

бұл жерде $h''_s^{вд} = 2792,8$ кДж/кг, $p_0^{вд} = 5$ МПа қысымы кезінде қаныққан бу энтальпиясы.

Сәйкес салыстырмалы шамалар:

$$Q_{ГПК} = \frac{Q_{ГПК}}{Q_{ку}}, \quad (24)$$

$$Q_{ГПК} = 7567,89/76115,93 = 0,09.$$

$$Q_{исп}^{н.д} = \frac{Q_{исп}^{н.д}}{Q_{ку}}, \quad (25)$$

$$Q_{исп}^{н.д} = 12650,4/76115,93 = 0,166.$$

$$Q_{пп}^{н.д} = \frac{Q_{пп}^{н.д}}{Q_{ку}}, \quad (26)$$

$$Q_{пп}^{н.д} = 765/76115,93 = 0,01.$$

$$Q_{ЭК}^{вд} = \frac{Q_{ЭК}^{вд}}{Q_{ку}}, \quad (27)$$

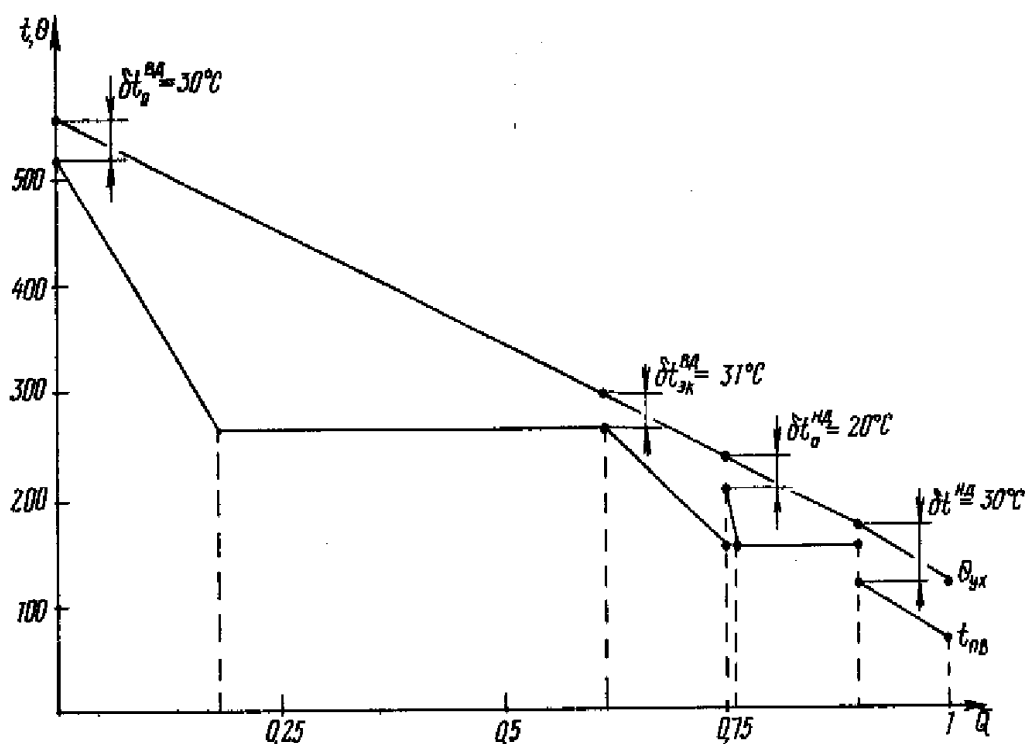
$$Q_{ЭК}^{вд} = 9983,24/76115,93.$$

$$Q_{исп}^{вд} = \frac{Q_{исп}^{вд}}{Q_{ку}}, \quad (28)$$

$$Q_{исп}^{вд} = 31781,08/76115,93 = 0,417.$$

$$Q_{пп}^{вд} = \frac{Q_{пп}^{вд}}{Q_{ку}}, \quad (29)$$

$$Q_{пп}^{вд} = 13335,56/76115,93 = 0,175.$$



12-сурет – Жылулық диаграмма

2.3 Бу турбиасын есептеу

Ішкі салыстырмалы бу турбиасының ПӘК-і екі кезеңде жуықталған формулалар бойынша жүргізіледі. Алдымен жоғары қысым бөлігінің ПӘК-ін анықтаймыз (ҚУ-ның төмен қысымды контурындағы бу ағынымен араласпас бұрын) $\eta_{0i}^{БД}$, сонымен қатар араласу камерасына кірердегі бу ағынының параметрлері, одан кейін араласу камерасындағы бу ағынының параметрлері және төменгі қысым бөлігінің ішкі салыстырмалы ПӘК-ін η_{0i}^{HD} (араласу камерасынан конденсаторға дейін). Бұдың турбинада кеңею процесі h-s диаграммада көрсетілген (12-сурет).

Бу турбиасы дроссельдік бу үлестірумен жасалған деп алайық. Онда $\eta_{0i}^{БД}$ жуықталған эмпирикалық формуламен анықтауға болады:

$$\eta_{0i}^{БД} = \left(0.92 - \frac{0.2}{Gv_{cp}}\right) \cdot \left(1 + \frac{H_0^{TP} - 7 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^4}\right) k_{вЛ}, \quad (30)$$

бұл жерде $v_{cp} = (v_0 v_z)^{0.5}$,

$H_0^{БД} = 632$ кДж/кг сатылар тобының жылулық өзгерісі,

$k_{вЛ} = 1$ (сатылар тобы қызған бұмен жұмыс жасайды).

h-s-диаграммасын қолдана отырып турбинаға кірердегі будың меншікті көлемін $v_0 = 0,07 \text{ м}^3/\text{кг}$ және жоғары қысым бөлігінен (ЧВД) шығардағы будың меншікті көлемін табамыз;

Жаңа бу шығыны бойынша $G_{\text{II}}^{\text{БД}} = 2 \cdot 19,4 = 38,8 \text{ кг/с}$ және (30) формуласы бойынша төмендегіні аламыз:

$$\eta_{0i}^{\text{БД}} = (0,92 - 0,2/38,8 \cdot 0,177)(1 + (632 - 7 \cdot 102)/2 \cdot 104) = 0,891 \cdot 0,996 = 0,88.$$

Қолданылған жылулық өзгеріс, кДж/кг:

$$H_i^{\text{БД}} = H_0 \cdot \eta_{0i}^{\text{БД}}, \quad (31)$$

$$H_i^{\text{БД}} = 632 \cdot 0,88 = 556.$$

Жоғары қысым бөлігінен шығардағы бу энтальпиясы, кДж/кг:

$$h_k^{\text{БД}} = h_0^{\text{БД}} - H_i^{\text{БД}}, \quad (32)$$

$$h_k^{\text{БД}} = 3480,2 - 556 = 2924,2.$$

Төменгі қысым бөлігіне дейінгі бу энтальпиясы мына формуламен анықталады, кДж/кг:

$$h_{\text{см}}^{\text{НД}} = [2G_{\text{II}}^{\text{БД}}h_k^{\text{БД}} + (2G_{\text{II}}^{\text{НД}} - G^{\text{Д}})h_0^{\text{НД}}]/[2(G_{\text{II}}^{\text{БД}} + G_{\text{II}}^{\text{НД}}) - G^{\text{Д}}], \quad (33)$$

$$h_{\text{см}}^{\text{НД}} = [2 \cdot 19,4 \cdot 2924 + (2 \cdot 6 - 3,78) \cdot 2876]/[2(19,4 + 6) - 3,78] = 2915.$$

Осылайша төменгі қысым бөлігіне кірерде бу параметрлері: $h_0^{\text{см}} = 2915 \text{ кДж/кг}$, $p_0^{\text{НД}} = 0,5 \text{ Мпа}$, $t_0^{\text{НД}} = 227^\circ\text{C}$;

Төменгі қысымды бөліктің ПӘК-ін есептеу үшін эмпирикалық тәуелділікті қолданамыз:

$$\eta_{0i}^{\text{НД}} = 0,87 \left(1 + \frac{H_0^{\text{НД}} - 400}{10^4} \right) k_{\text{вл}} - \frac{\Delta H_{\text{в.с}}}{H_0^{\text{НД}}}, \quad (34)$$

бұл жерде $H_0^{\text{НД}} = 730 \text{ кДж/кг}$ төменгі қысым бөлігінен жылулық өзгеруі; $\Delta H_{\text{в.с}}$ – шығу жылдамдығымен кететін шығын:

$$\Delta H_{в.с} = 0,5 \cdot 10^{-3} \left(\frac{G_k v_k}{\Omega} \right)^2 \cdot \left(1 - \left(\frac{0,1}{\theta_z - 1} \right) \right), \quad (35)$$

бұл жерде $\theta_z = d_z/l_z$ немесе графиктер бойынша табылады.

Соңғы сатының жұмысшы қалақшасының ұзындығын будың көлемдік шығынын анықтау арқылы табамыз. Төменгі қысым бөлігіне шығардағы бу шығыны, кг/с:

$$G_{\Sigma} = 2(G_{п}^{В.Д} + G_{п}^{Н.Д}) - G^Д, \quad (36)$$

$$G_{\Sigma} = 2 \cdot (19,4 + 6) - 3,78 = 47.$$

$P_k = 5$ кПа қысымы және төменгі қысым бөлігіне кірердегі бу параметрлері кезінде будың меншікті көлемін h - s -диаграммада анықтауға болады: $v_k = 25 \text{ м}^3/\text{кг}$. Көлемдік шығын $Gv = Gv_k = 47 \cdot 25 = 1175 \text{ м}^3/\text{с}$, $\Delta H_{в.с} = 18 \text{ кДж/кг}$;

Ылғалдылық әсерін ескеретін коэффициент:

$$k_{в.л} = 1 - 0,4(1 - \gamma_{в.л})(y_0 + y_z) \left(\frac{H_0^{в.л}}{H_0^{г.р}} \right), \quad (37)$$

бұл жерде $H_0^{г.р} = H_0^{Н.Д} = 730 \text{ кДж/кг}$;

$$H_0^{в.л} = 504 \text{ кДж/кг};$$

$$y_0 = 0;$$

$$y_z = 0,1;$$

$$\gamma_{в.л} = 0,1;$$

$$k_{в.л} = 0,97.$$

Төменгі қысым цилиндрінің ПӘК-і (ЦНД):

$$\eta_{0i}^{Н.Д} = 0,87 \cdot (1 + (730 - 400)/104) \cdot 0,97 - 18/730 = 0,84.$$

Төменгі қысым цилиндрінің қолданылған жылулық өзгерісі (ЦНД), кДж/кг:

$$H_i^{Н.Д} = H_0 \cdot \eta_{0i}^{Н.Д}, \quad (38)$$

$$H_i^{Н.Д} = 730 \cdot 0,84 = 613.$$

Кеңею процесінің соңында бу энтальпиясы,

$$h_k^{Н.Д} = 2915 - 613 = 2302.$$

h-s-диаграммасы бойынша будың кеңею процесінің соңында ылғалдылықты анықтаймыз $y=10\%$

Бу турбинының ішкі қуаты, кВт:

$$N_i^{п.т} = 2G_{п}^{B.Д} H_0^{B.Д} \eta_{0i}^{B.Д} + [2(G_{п}^{B.Д} + G_{п}^{H.Д}) - G_{Д}] H_0^{H.Д} \eta_{0i}^{H.Д}, \quad (39)$$

$$N_i^{п.т} = 2 \cdot 19,4 \cdot 632 \cdot 0,88 + [2 \cdot (19,4 + 6) - 3,78] \cdot 730 \cdot 0,84 = 50399.$$

Бу турбинының қуаты, кВт:

$$N_0^{п.т} = 2G_{п}^{B.Д} H_0^{B.Д} + [2(G_{п}^{B.Д} + G_{п}^{H.Д}) - G_{Д}] H_0^{H.Д}, \quad (40)$$

$$N_0^{п.т} = 2 \cdot 19,4 \cdot 632 + [2 \cdot (19,4 + 6) - 3,78] \cdot 730 = 58831,6.$$

Бу турбинының салыстырмалы қуатты ішкі ПӘК:

$$\eta_{0i}^{п.т} = \frac{N_i^{п.т}}{N_0^{п.т}}, \quad (41)$$

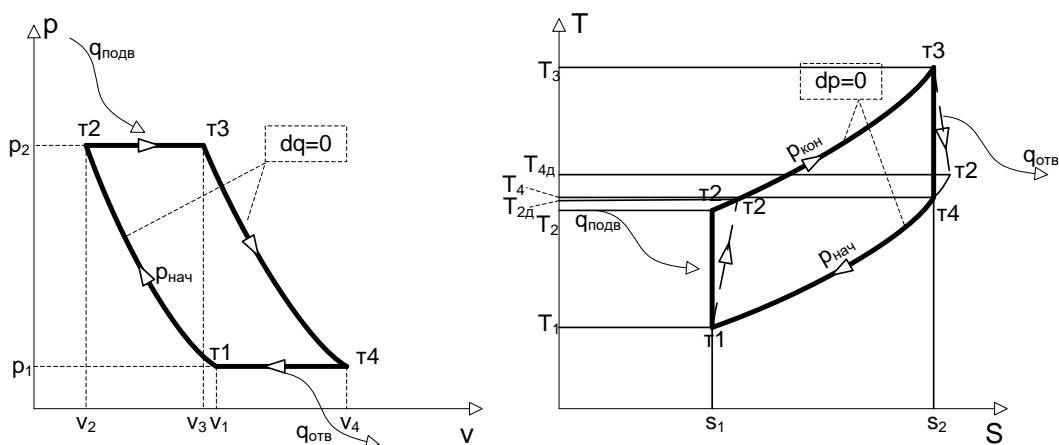
$$\eta_{0i}^{п.т} = 50399/58831,6 = 0,85.$$

3 Негізгі қуатты қондырғының күрделенген есебі

3.1 Қондырғыны сипаттау

«ГТҚ» жүйесінде жүретін процестер PV- и Ts-диаграммасында 4-сурет көрсетілген.

Есеп анық шарттыға келтіріледі, ал зардабы ГТҚ түгін газының абсолютті шығынына келтіріледі. Бұл үшін артық ауа коэффициенті есептеледі. Сығымдағышқа берілетін ауа параметрін қоршаған орта параметріне тең деп аламыз. Жану камерасына отын сол секілді қоршаған орта параметрімен алдын ала сығылусыз беріледі.



12-сурет – Изобаралы жылу беретін және жұмыс жасаушы денесінің термодинамикалық диаграммадағы қайтымсыз сығу және кеңею процестері ГТҚ циклындағы бейнесі

3.2 Сығымдағышта ауаны сығу процесін есептеу

Сығымдағыштың ауаны сығу процесін есептеу үшін бастапқы мәндер:

- қоршаған орта қысымы $p_{oc} = 91,859$ кПа;
- сорылатын ауа температурасы $t_{oc} = 20^\circ\text{C}; T_{oc} = 293,15\text{K}$;
- сығымдағышта сығу процесінің ішкі қатыстық ПӘКі $\eta_{oi}^k = 86\%$;
- қысымды арттыру дәрежесі $\beta = 6$;
- сығымдағыш ПӘКі $\eta_{пр}^k = 80\%$.

ГТҚ сығымдағышына 1 м^3 отын үшін берілетін нақты ауа көлемі

$$V_6 = 31,3 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}$$

Есептеу:

Сығымдағышта ауаны сығу қайтарымсыз адиабаталы процес болып саналады, адиабаталы корсеткіші $k = 1,4$.

Температураның әсерінсіз ауаның шартты изобаралы көлемді жылу сыйымдылығы, $c'_p = 1,299 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}$:

$$c'_p = \frac{R_\mu \cdot k}{(k - 1) \cdot 22,4'} \quad (42)$$

бұл жерде $R_\mu = 8,314 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$ - универсал газ тұрақтысы;

$$c'_p = \frac{8,314 \cdot 1,4}{(1,4 - 1) \cdot 22,4} = 1,299.$$

Изоэнтропты сығылудан кейінгі ауа температурасы, °С:

$$T_{2m} = T_1 \cdot \beta^{\frac{k-1}{k}}, \quad (43)$$

$$T_{2m} = 293,15 \cdot 6^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 489,14\text{К},$$

$$t_{2m} = 216.$$

Қайтарымсыз адиабаталық сығылудан кейінгі нақты температурасы, °С:

$$T_{2g} = T_1 + \frac{T_{2m} - T_1}{\eta_k}, \quad (44)$$

$$T_{2g} = 293,15 + \frac{489,14 - 293,15}{0,86} = 521\text{К},$$

$$t_{2g} = 227,9.$$

ГТҚ 1м^3 отынға қатысты ауаның кіретін ағымының энтальпиясы, $\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$:

$$I_{1в} = V_v \cdot c'_p \cdot t_{oc}, \quad (45)$$

$$I_{1в} = 31,3 \cdot 1,299 \cdot 20 = 813,8.$$

ГТҚ 1м^3 отынға қатысты ауаның шығатын ағымының энтальпиясы, $\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$:

$$I_{2B} = V_B \cdot c'_p \cdot t_{2g}, \quad (46)$$

$$I_{2B} = 31,3 \cdot 1,299 \cdot 227,9 = 9273,3.$$

ГТҚ 1м³отынға қатысты ауаны сығудың шартты жұмысы, $\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$:

$$L_k = I_{2B} - I_{1B}, \quad (47)$$

$$L_k = 9273,3 - 813,8 = 8459,5.$$

3.3 ГТҚ 1м³ отынға қатысты сығымдағыштың энергия тепе-теңдегі

Кіріс:

Сығымдағышта сорылатын ауа энергия, $\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$:

$$w_{B.BC} = 813,8. \quad (48)$$

Қозғалтқышты қосуда пайдаланатын электроэнергия, $\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$:

$$\sum w_{\text{пр}} = w_{B.BC} + w_{\text{дв.пр.к}}, \quad (49)$$

Суммалы энергия кірісі, $\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$:

$$\sum w_{\text{пр}} = 813,8 + 10574,4 = 11388,2. \quad (50)$$

Шығыс:

Сығымдағыштан шығатын ауа энергиясы, $\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$:

$$w_{B.BYX} = 9273,3. \quad (51)$$

Кіредегі энергия жоғалымы, $\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$:

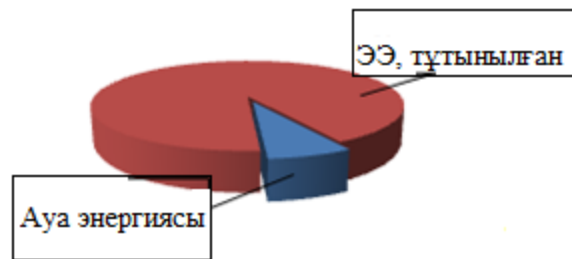
$$Q_{oc}^{пр.к} = 10574,4 - 8459,5 = 2114,9. \quad (52)$$

Суммалық энергия шығыны, $\frac{кДж}{м^3}$:

$$\sum w_{рас} = w_{в.вых} + Q_{oc}^{пр.к}, \quad (53)$$

$$\sum w_{рас} = 9273,3 + 2114,9 = 11388,2.$$

Энергия тепе-теңдігінің кіріс және шығыс бөлік құрылымы суретте көрсетілген.



13-сурет – Сығымдағыштың энергия тепе-теңдігінің кіріс бөлік құрылымы



14-сурет – Сығымдағыштың энергия тепе-теңдігінің шығыс бөлік құрылымы

3.4 Жану камерасын есептеу

ГТҚ жану камерасын есептеуге бастапқы мәндер:

- қоршаған ауаның ылғалдығы $d = 10г/м^3$.

$t_T = 10^{\circ}C$ қоршаған орта параметрімен жану камерасына беретін отынның көлемдік құрамы (табиғи газ) (1-кесте):

1-кесте-Табиғи газдың көлемдік құрамы

Элемент	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	N ₂	CO ₂
Көлемдік құрамы г, %	94,9	3,2	0,4	0,1	0,1	0,9	0,4
Адиабата көрсеткіші, k	1,33	1,33	1,33	1,33	1,33	1,4	

газды турбина алдындағы температура $t_{\partial 2} = 900^{\circ}C$; $T_{\partial 2} = 1173,15K$; құрғақ ауаның көлемдік құрамы (кесте 2).

2-кесте - Құрғақ ауаның көлемдік құрамы

Элемент	N ₂	CO ₂	O ₂	Ar	қоспа
Көлемдік құрамы, %	78,09	0,03	20,95	0,93	100
Мольдік массасы μ , кг/кмоль	28	44	32	40	28,97

Ауаның молярлық массасын араласидеаль газ молярлық массасы ретінде анықтаймыз, $\frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}$:

$$\mu_{\text{см}} = \sum r_j \cdot \mu_j = 28,97.$$

Теориялық қажетті көлемдегі қышқылы бар теориялық жану өнім құрамы (3-кесте):

3-кесте-Теориялық жану өнім құрамы

Элемент	N ₂	RO ₂	H ₂ O	Ar	қоспа
Көлемдік құрамы, %	61,93	8,38	28,96	0,73	100
Элемент көлемі $V_{\partial 0}$, м ³ /м ³	7,28	0,98	3,40	0,09	11,75

1 м³ отын жанғанда пайда болатын теориялық түтін газ көлемі, $\frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}$:

$$V_{\text{дг}}^0 = 11,75.$$

Есептеу:

Отынның жану жылуы, қДж/м³:

$$Q_{\text{Н}}^{\text{с}} = 358 \cdot \text{СН}_4 + 638 \cdot \text{С}_2\text{Н}_6 + 913 \cdot \text{С}_3\text{Н}_8 + 1187 \cdot \text{С}_4\text{Н}_{10} + 1461 \cdot \text{С}_5\text{Н}_{12}, \quad (54)$$

$$Q_{\text{Н}}^{\text{с}} = 358 \cdot 94,9 + 638 \cdot 3,2 + 913 \cdot 0,4 + 1187 \cdot 0,1 + 1461 \cdot 0,1 = 36645,8.$$

1 м³ отын толығымен жану үшін теориялық қажетті ауа көлемі, $\frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}$:

$$V_{\text{в}}^0 = 4,76 \cdot \sum (m + \frac{n}{4}) C_m H_n, \quad (55)$$

бұл жерде $C_m H_n$ - табиғи газ элементі құрамы;
 m және n – табиғи газдағы көмірсутегі молекуласының сәйкесінше көміртегі мен сутегінің атом саны;

$$V_{\text{в}}^0 = 0,0478 \left[\left(1 + \frac{4}{4}\right) \cdot 94,9 + \left(2 + \frac{6}{4}\right) \cdot 3,2 + \left(3 + \frac{8}{4}\right) \cdot 0,4 + \left(4 + \frac{10}{4}\right) \cdot 0,1 + \left(5 + \frac{12}{4}\right) \cdot 0,1 \right] = 9,734.$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,01 \cdot [\text{H}_2 + \text{H}_2\text{S} + \sum \frac{n}{2} C_m H_n + 0,12 \cdot d_r] + 0,016 \cdot V_{\text{в}}^0, \quad (57)$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,01 \cdot [2 \cdot 94,9 + 3 \cdot 3,2 + 4 \cdot 0,4 + 5 \cdot 0,1 + 6 \cdot 0,1] + 0,016 \cdot 9,734 = 2,183.$$

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79 \cdot V_{\text{в}}^0 + 0,008 \cdot N_2, \quad (58)$$

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79 \cdot 9,734 + 0,008 \cdot 0,9 = 7,697.$$

$$V_{\text{r}} = V_{\text{RO}_2}^0 + V_{\text{N}_2}^0 + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + (\alpha - 1) V_{\text{в}}^0, \quad (59)$$

$$V_{\text{r}} = 1,038 + 7,697 + 2,183 + (1,1 - 1) \cdot 9,734 = 11,8914.$$

Жану камерасына энергия тепе-теңдігін құрастырамыз (1 м³ отынға):

$$h_{m\phi} + Q_n^p + \alpha \cdot H_{\text{взд}}^* = H_{\text{дгт}}^* + (\alpha - 1) \cdot H_{\text{взд.дг}}^* \quad (60)$$

бұл жерде $h_{m\phi}$ - отынның физикалық энтальпиясы (химиялық құрамысыз):

$$h_{m\phi} = c'_{pm} \cdot t_m \quad (61)$$

Шартты көлемді изобаралы отынның жылусыйымдылығын идеаль газ қосындысының жылусыйымдылығымен анықтайды (кесте 4):

$$c'_{pm} = \sum_{j=1}^n c'_{pj} \cdot r_j \quad (62)$$

бұл жерде c'_{pj} формуладан табамыз:

$$c'_{pj} = \frac{R_{\mu} \cdot k_j}{(k_j - 1) \cdot 22,4} \quad (63)$$

4-кесте -Отынның қоспасына кіретін элемент параметрі

Элемент	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	N ₂	қоспа
Адиабата көрсеткіші	1,33	1,33	1,33	1,33	1,4	1,33
c'_p , кДж/м ³ ·К	1,496	1,496	1,496	1,496	1,299	1,494

Отынның физикалық энтальпиясы, :

$$h_{т\phi} = c'_{pt} \cdot t_t \quad (64)$$

$$h_{т\phi} = 1,485 \cdot 20 = 29,7.$$

Теориялық отын жануға қажетті ауа энтальпиясы $H_{\text{взд}}^*$, $\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$:

$$H_{\text{взд}}^* = V_{\text{в}}^0 \cdot c'_{\text{pв2д}} \cdot t_{2\text{д}} \quad (65)$$

бұл жерде $c'_{\text{pв2д}}$ - $t_{2\text{д}}$; температурасындағы ауа жылусыйымдылығы, $\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}$:

$$c'_{\text{pв2г}} = f(t_{2\text{г}}) = f(227,9^\circ\text{C}), \quad (66)$$

$$c'_{\text{pв2г}} = 1,368.$$

$$H_{\text{взд}}^* = 9,734 \cdot 1,368 \cdot 227,9 = 3034,7.$$

Отынның қышқылдануынан пайда болатын теориялық түтін газының энтальпиясы $H_{\text{дгт}}^*$, $\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$:

$$c'_{p_{\text{дг}}} = \sum_{j=1}^n c'_{p_{\text{дг}j}} \cdot r_j, \quad (67)$$

бұл жерде $c'_{p_{\text{дг}}}$ - теориялық түтін газының жылусыйымдылығы, идеал газ қоспасы ретінде анықталады (кестеб):

$$c'_{p_{\text{дг}j}} = \sum_{j=1}^n c'_{p_{\text{дг}j}} \cdot r_j. \quad (68)$$

бұл жерде $c'_{p_{\text{дг}j}}$ - $t_{\text{дг}}$ температура функциясы ретінде анықталатын теориялық түтін газының әр компонентінің жылусыйымдылығы.

5-кесте-Теориялық жану өнімінің компонентінің жылусыйымдылығы

Элемент	N ₂	RO ₂	H ₂ O	Ar	қоспа
Көлемдік құрамы, %	61,93	8,38	28,96	0,73	100
$c'_{p_{\text{дг}j}}$, кДж/ м ³ · К,	1,379	2,169	1,70	0,935	1,448

$$H_{\text{дгт}}^* = 11,75 \cdot 1,448 \cdot 900 = 17014.$$

Түтін газының теориялық отын жануға қажетті ауа энтальпиясы $H_{\text{взд,дг}}^*$, $\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$:

$$H_{\text{взд,дг}}^* = V_{\text{в}}^0 \cdot c'_{p_{\text{в}}} \cdot t_{\text{дг}}, \quad (69)$$

бұл жерде $c'_{p_{\text{в}}}$ - $t_{\text{дг}}$ температура функциясы секілді ауа жылусыйымдылығы, $\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}$:

$$c'_{p_{\text{в}}} = f(t_{\text{дг}}) = f(900^\circ\text{C}) = 1,426.$$

$$H_{\text{взд,дг}}^* = 9,734 \cdot 1,426 \cdot 900 = 12620,95.$$

Жану камерасының энергия тепе-теңдігі теңдеуінен артық ауа коэффициентін табамыз:

$$\alpha = \frac{h_{\text{тф}} + Q_{\text{н}}^{\text{р}} + H_{\text{взд,дг}}^* - H_{\text{дгт}}^*}{H_{\text{взд,дг}}^* - H_{\text{взд}}^*}, \quad (70)$$

$$\alpha = \frac{29,7 + 36645,8 + 12620,95 - 17014}{13880,68 - 3034,7} = 2,97.$$

Ылғал ауа құрамын анықтаймыз:

Ылғал ауадағы су-буының массалық концентрациясы $d = 10$ г/кг тең.

1 м³ отынға берілетін ауа көлемі, $\frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}$:

$$V_{\text{в}} = \alpha \cdot V_{\text{в}}^0, \quad (71)$$

$$V_{\text{в}} = 2,97 \cdot 9,734 = 28,9.$$

Артық ауа көлемі, $\frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}$:

$$\Delta V_{\text{в}} = (\alpha - 1) \cdot V_{\text{в}}^0, \quad (72)$$

$$\Delta V_{\text{в}} = (2,97 - 1) \cdot 9,734 = 19,17.$$

Түтін газының нақты көлемі, $\frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}$:

$$V_{\text{дг}} = V_{\text{дг}}^0 + \Delta V_{\text{в}}, \quad (73)$$

$$V_{\text{дг}} = 11,75 + 19,17 = 30,92.$$

Түтін газының компонентер көлемін есептейміз:

Түтін газындағы азоттың нақты көлемі, $\frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}$:

$$V_{\text{N}_2} = V_{\text{вN}_2}^0 + \Delta V_{\text{в}} \cdot r_{\text{вN}_2}, \quad (74)$$

бұл жерде $V_{\text{вN}_2}^0$ - теориялық жану өнімдегі азот көлемі;

$r_{\text{вN}_2}$ - ылғал ауадағы азоттың концентрация көлемі;

$$V_{\text{N}_2} = 7,697 + 19,17 \cdot 0,7612 = 22,28.$$

Нақты түтін газындағы үш атомды газ көлемі, $\frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}$:

$$V_{RO_2} = V_{RO_2}^0 + \Delta V_B \cdot r_{CO_2}, \quad (75)$$

$$V_{RO_2} = 1,039 + 19,17 \cdot 0,0003 = 1,044.$$

Нақты түтін газындағы су-буының көлемі, $\frac{M^3}{M^3}$:

$$V_{HO_2} = V_{HO_2}^0 + \Delta V_B \cdot r_{HO_2}, \quad (76)$$

$$V_{HO_2} = 2,183 + 19,17 \cdot 0,0252 = 2,66.$$

Нақты түтін газындағы оттегінің көлемі, $\frac{M^3}{M^3}$:

$$V_{O_2} = 19,17 \cdot 0,2042 = 3,91. \quad (77)$$

Нақты түтін газындағы аргонның көлемі, $\frac{M^3}{M^3}$:

$$V_{Ar} = V_{Ar}^0 + \Delta V_B \cdot r_{Ar}, \quad (78)$$

$$V_{Ar} = 0,09 + 19,17 \cdot 0,0091 = 0,264.$$

Нақты түтін газындағы көлемдік құрамын қатынасынан табамыз (кесте 6):

$$r_j = \frac{V_j}{V_{\partial z}}, \quad (79)$$

бұл жерде V_j - нақты түтін газының элементерінің көлемі.

6-кесте -Нақты түтін газының құрамы

Элемент	N ₂	RO ₂	H ₂ O	Ar	O ₂	қоспа
Көлемдік құрамы, %	71,16	2,95	11,77	0,85	13,28	100
Элемент көлемі V, м ³ /м ³	23,9	0,99	3,95	0,28	4,46	33,59

3.5 Жану камерасының энергия тепе-теңдігі

Кіріс:

Сығылған ауа энергиясы, :

$$w_{\text{сж.взд}} = V_{\text{в}} \cdot c'_{\text{рвзд}} \cdot t_{2\text{д}} = \alpha N_{\text{взд}}^* \quad (80)$$

$$w_{\text{сж.взд}} = 2,97 \cdot 3034,7 = 9013,06.$$

Отынның жану жылуы (төменгі жұмыстық), :

$$Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 36645,8.$$

Отынның физикалық энергиясы, $\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$:

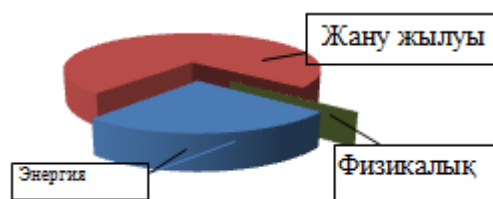
$$h_{\text{тф}} = 1,485 \cdot 20 = 29,7. \quad (81)$$

Энергияның суммалық кірісі:

$$\sum w_{\text{пр}} = w_{\text{сж.взд}} + Q_{\text{н}}^{\text{р}} + h_{\text{тф}}, \quad (82)$$

$$\sum w_{\text{пр}} = 9013,06 + 36645,8 + 29,7 = 45688,56.$$

Жану камерасының энергия тепе-теңдігінің кіріс бөлігінің құрылымы сурет 10 көрсетілген.



15-сурет – Жану камерасының энергия тепе-теңдігінің кіріс бөлігінің құрылымы

Шығыс:

Түтін газының энергиясы:

$$w_{\text{дг}} = V_{\text{дг}} \cdot c'_{\text{рдг}} \cdot t_{\text{дг}}, \quad (83)$$

бұл жерде $c'_{p\partial z}$ - идеал газдар қоспасы ретінде есептелген нақты түтін газының шартты көлемдік жылусыйымдылығы:

$$c'_{p\partial z} = \sum_{j=1}^n c'_{p\partial zj} \cdot r_j, \quad (84)$$

$$c'_{p\partial z} = 1.448.$$

бұл жерде $c'_{p\partial zj} - t_{\partial z}$ температура функциясы ретінде есептелген нақты түтін газының элементінің шартты көлемдік жылусыйымдылығы:

$$w_{дг} = 30,92 \cdot 1,448 \cdot 900 = 40294,94.$$

Теңсіздік:

$$\Delta w = \sum w_{пр} - w_{дг}, \quad (85)$$

$$\Delta w = 45688,56 - 40294,94 = 5393,62.$$

Жану камерасының теңсіздігін жану камерасының торы арқылы қоршаған ортаға таралуы деп қарастырамыз.

3.6 Турбинадағы түтін газының кеңею процесін есептеу

Турбинадағы түтін газының кеңею процесін есептеуге қажетті бастапқы мәндер:

Турбина алдындағы түтін газының қысымы: $p_3 = 0,6 \text{ МПа}$;

Газ турбинасының алдындағы түтін газының температурасы: $t_3 900^\circ \text{C}$; $T_3 = 1173,15 \text{ K}$;

Турбинадағы кеңею процесінің ішкі қатыстық ПӘК-і: $\eta_{oi}^k = 85\%$;

Турбина ПӘК-і: $\eta_{пр}^k = 94\%$;

ГТҚ-ның 1 м^3 отынға берілетін нақты түтін газының көлемі, $\frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}$:

$$V_{дг} = 22,28.$$

Есептеу:

Газ турбинасындағы түтін газының кеңею процесін қайтымсыз адиабаталы деп есептеп көрсетеміз $k = 1,4$.

Түтін газының шартты изобаралы көлемдік жылу сыйымдылығы $c'_{p\partial z} = f(t)$,

$$c'_{p\partial r} = f(900) = 1.426.$$

Түтін газының изоэнтропты кеңеюден кейінгі температурасы, °C:

$$T_{4m} = T_3 \cdot \beta^{\frac{k-1}{k}}, \quad (86)$$

$$T_{4m} = 1173,15 \cdot \left(\frac{1}{6}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 702,7,$$

$$t_{4m} = 429,5.$$

Қайтарымсыз адиабаталы кеңеюден кейінгі нақты температурасы, °C:

$$T_{4d} = T_3 - (t_3 - t_{4m}) \cdot \eta_{oi}, \quad (87)$$

$$T_{4d} = 1173,15 - 0,85 \cdot (900 - 429,5) = 773,23,$$

$$t_{4d} = 500.$$

ГТҚ-ның 1 м^3 отынға қатысты түтін газының кіру ағымының энтальпиясы:

$$I_{3де} = V_{дг} \cdot c'_{p} \cdot t_3, \quad (88)$$

$$I_{3де} = 30,92 \cdot 1,448 \cdot 900 = 40294,94.$$

ГТҚ-ның 1 м^3 отынға қатысты түтін газының шығу ағымының энтальпиясы:

$$I_{4де} = V_{дг} \cdot c'_{p} \cdot t_{4d}, \quad (89)$$

$$I_{4де} = 30,92 \cdot 1,448 \cdot 500 = 22386.$$

ГТҚ-ның 1 м^3 отынға қатысты турбинадағы түтін газының кеңеюінің пайдалы жұмысы:

$$L_T = 40294,94 - 22386 = 17908,94. \quad (90)$$

ҚОРЫТЫНДЫ

Қазақстан жері энергетикалық ресурстарға (мұнай, көмір, уран) бай және табиғи энергия көздерін сату арқылы пайда алатын шикізат көзінің елі болып табылады (экспорттың 80%-ы - шикізат, бірақ өндірістік экспорт үлесі жылдан жылға азаюда). 2010 жылға дейін Қазақстан электрэнергияның нетто-экспортшысы болған болса, 2010 жылдан кейін нетто-импортшы болды, яғни қолданатын энергия үлесі өндірілетін энергия үлесінен әлдеқайда жоғары. Сондықтан қазіргі таңда Қазақстан энергетика саласын жаңғырту мақсатында көптеген іс-шаралар ұйымдастырылуда. Одан басқа Қазақстан аумағында мүлдем болмаған, энергетика саласын дамытуға үлкен үлес қосатын қондырғылар да жобалануда.

Алматы қаласына ұсынылған номиналды қуаты 145 МВт болатын бугаздық қондырғы жобасы Қазақстан Республикасының стратегиялық бағдарламасының маңызды бөлімі болып табылатын 2050 жылға дейінгі энергетиканың даму негізінде жобаланды. Бугаздық қондырғының негізгі құраушы элементтері: газ турбиналық қондырғы, шығын газдардың жылуының белгілі бөлігі утилизацияланатын жылуалмастырғыш аппарат және бутурбиналық қондырғы.

Бугаздық қондырғының көптеген артықшылықтары, соның ішінде үнемділік, құрылыстың қысқа мерзімі, басқа қондырғылармен салыстырғандағы жоғарғы ПӘК мәні, арзандығы осы қондырғыны салуға еш күмән тудырмайды. Сонымен қатар қолданатын отын түрі табиғи газ болғандықтан артық шығын кетпейтінін де ескеру керек.

Бугаздық қондырғы - экологиялық тұрғыда ең таза қозғалтқыш. Бұл, ең алдымен, оның жоғары ПӘК мәнімен түсіндіріледі - себебі электр энергиясына түрлендіре алмаған отындағы жылу қоршаған ортаға лақтырылып, оның жылулық ластануы жүреді. Сондықтан БГҚ -да жылулық залалды заттардың шығуын төмендету бу айдау қондырғысымен салыстырғанда электр энергиясын өндіруге кететін отынның төмендеу шамасына тең болады.

БГҚ азот оксидін айтарлықтай аз бөледі. Ол тек ГТҚ -да газ жандырылып, ал көптеген ЖЭС-да бу айдау қондырғылары көмірде жасайтын болғандықтан емес, сонымен қоса энергетикалық қазандықтар оттығында ауаның артық мөлшерімен және жоғары температурадағы отын-ауа қоспасында ұзақ болуымен диффузиялық (кинетикалық емес) жану принципі қолданылғандықтан болады.

Бугаздық қондырғы - өте оңтайлы қозғалтқыш. Онымен тек автономды ГТҚ тең келе алады. Потенциалды жоғары оңтайлылығы оның сызбасында ГТҚ болуымен сипатталады. Мұнда жүктеме өзгеруі санаулы минутта іске асады. Салыстырмалы түрде алатын болсақ бүкүштік ЖЭО белгілі мөлшерде энергияны өңдеп шығару үшін кем дегенде 12 сағ. Жалпы 22 сағ. керек болса, БГҚ үшін суық көзден электр энергиясын алу үшін 25-30 мин жеткілікті.

БГҚ қуат бірлігімен бекітілген ынсапты бағаға ие. Ол құрылыс бөлігінің аз көлемімен, күрделі энергетикалық қазандықтың және қымбат түтін құбырының болмауымен, қарапайымдырақ бу турбинасы мен техникалық сумен қамтамасыз ету жүйесін қолданумен байланысты.

Бу айдау және бугаздық ЖЭС-да бірдей қуат кезінде БГҚ -ғы салқын су қолданысы үш есе кіші болады. Бұл БГҚ-ның бу айдау бөлігінің қуаты оның жалпы қуатының $1/3$ құрайтынымен анықталады, ал ГТҚ суды тіптен қажет етпейді.

БГҚ-ның құрылыс циклі өте аз уақытты алады. БТҚ-ды, әсіресе бірвалдық түрлерін, кезеңдерге бөліп енгізуге болады. Бұл инвестиция мәселесін жеңілдетеді. Бугаздық қондырғыларда кемшіліктер өте аз, сондықтан тек оларға қойылатын шектер және қондырғы мен отынға қойылатын талаптар туралы айтқан жөн. Қазақстанда мұнаймен бірге алынатын газ қорының айтарлықтай көп ресурсы бар. Табиғи газдың жануы Қазақстан электрэнергиясының 10%-ын қамтамасыз етеді. Оның негізгі бөлігі еліміздің батыс өңірінде алынады.

Қарастырылып отырған қондырғыларда табиғи газ ғана қолданылуы тиіс. Сұйық отынның ауыр сортын немесе қатты отынды қолдану отын дайындаудың күрделі жүйесіне және пайда болған газды тазалау міндеттілігіне әкеліп соқтырады. Бұл өз кезегінде ПӘК мәнін төмендетеді (42-44 % дейін).

Жобаның техникалық есептеу бөлімінде бугаздық қондырғының негізгі компоненттерінің жылулық есебі келтірілген. Олар: газ турбинасы, қазандық-утилизатор және бу турбинасы. Есептеулерге сай жалпы жобаланған бугаздық қондырғының абсолют электрлік ПӘК-і 61,9% берді. Қазіргі кезде әлем бойынша газ турбиналарының ең жоғарғы ПӘК мәні 62% болғаны тіркелді. Сонымен қатар негізгі қондырғылардан басқа экологиялық бөлімде түтін құбырының биіктігі 120м, диаметрі 6м құрады.

ПАЙДАЛАНЫЛҒАН ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

- 1 Ривкин С.Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара. - М.: Энергия, 1980. - 424 б.
- 2 Королев О.П., Радкевич В.Н., Сацукевич В.Н. Электроснабжение промышленных предприятий. – Мн.: БГПА, 1998. – 115 б.
- 3 Нагорнов В.Н. Тепловые электрические. - Мн.: БГПА, 1992. – 450 б.
- 4 Лазаренков А.М. Охрана труда. - Мн.: БНТУ, 2004. – 170 б.
- 5 М.А.Трубилов. Паровые и газовые турбины. - М.: Энергоатомиздат, 1985. – 570 б.
- 6 Андрианова Т.Н., Дзампов Б.В. Сборник задач по технической термодинамике. - М.: Энергоиздат, 1981. – 640 б.
- 7 Трухний А.Д., Петрунин С.Н. Расчет тепловых схем парогазовых установок утилизационного типа. – М.: МЭИ, 2001. – 24 б.
- 8 Трухний А.Д., Ломакин Б.В. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки. – М.: МЭИ, 2002. – 303 б.
- 9 Григорьев В.А., Зорин В.М. Теплоэнергетика и теплотехника. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 600 б.
- 10 Морозов Г.Н., Гиршфельд В.Я. Тепловые электрические станции. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 345 б.
- 11 Смирнов А.Д., Антипов К.М. Справочная книжка энергетика. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 250 б.
- 12 Абрамов А.И. Повышение экологической безопасности ТЭС. – М.: МЭИ, 2001. – 384 б.
- 13 Архипов Л.И. Удыма П.Г. Энергосберегающие технология защиты окружающей среды. – М.: Энергоиздат, 1988. – 106 б.
- 14 Соловьев Ю.П. Проектирование теплоснабжающих установок для промышленных предприятий. – М.: Энергоиздат, 1978. – 352 б.
- 15 Рогалев Н.Д. Экономика энергетика. – М.: МЭИ, 2005. – 148 б.

Сугуров Руслан Алмазулы

(аты-жөні)

5B071700 - Жылуэнергетика мамандығы бойынша

(мамандығы)

«Алматы №1 ЖЭО-ның бу-газды қондырғысының есебінен ұлғайту»

(дипломдық жобаның тақырыбы)

тақырыбындағы дипломдық жұмысына

ҒЫЛЫМИ ЖЕТЕКШІНІҢ ПІКІРІ

Осы дипломдық жұмыста Алматы қаласының №1 ЖЭО-ы қарастырылған. Жұмыстың мақсаты – жылу электр орталығын бугаздық қондырғының есебінен ұлғайту болып табылады. Сондықтан жобада жылу және электр энергиясымен қамтамасыз ете отырып, барлық жағынан артықшылықтарға ие бугаздық қондырғы қарастырылған. Бугаздық қондырғы дегеніміз – БГҚ газ-турбиналы қондырғының (ГТҚ)-ның шығын газдарының жылуы тікелей немесе қосалқы түрде бутурбиналық циклде электр энергиясын өндіру үшін қолданылатын энергетикалық қондырғы.

Жобаның техникалық есептеу бөлімінде бугаздық қондырғының негізгі компоненттерінің жылулық есебі келтірілген. Олар: газ турбины, қазандық-утилизатор және бу турбины. Есептеулерге сай жалпы жобаланған бугаздық қондырғының абсолют электрлік ПӘК-і 61,9% берді. Қазіргі кезде әлем бойынша газ турбиналарының ең жоғарғы ПӘК мәні 62% болғаны тіркелді. Сонымен қатар негізгі қондырғылардан басқа экологиялық бөлімде түтін құбырының биіктігі 120 м, диаметрі 6 м құрады.

Дипломдық жұмысты орындау барысында студент өзінің ізденімпаздығын, тиянақтылығын көрсетіп, аса үлкен жауапкершілік танытты, өзбетінше жұмыс істеу деңгейі өте жоғары деп бағалаймын. Алдына қойылған мақсаттарға жетті.

Жоғарыда айтылғандарды қорытындылай келе, «Жылуэнергетикасы» мамандығының түлегі Сугуров Руслан, аталмыш мамандық бойынша «бакалавр» академиялық дәрежесіне лайық, және дипломдық жұмысын А «өте жақсы» 95 баллмен бағалауға болады деп санаймын.

Дипломдық жұмыс барлық қойылатын талаптарға сай және мемлекеттік аттестациялық комиссия отырысында қорғауға рұқсат етіледі.

Ғылыми жетекші

Техника ғылымдарының магистрі,
«Энергетика» кафедрасының
сениор-лекторы

 А.С. Ныгыманова

(қолы)

19» 05 _____ 2022 ж.



Тақырыбы: «Алматы №1 ЖЭО-ның бу-газды қондырғысының есебінен ұлғайту»

5B071700 – Жылу энергетикасы

(шифр және мамандық атауы)

Сугуров Руслан Алмазулы

(Студенттің аты-жөні)

Дипломдық жұмысына

(жұмыс түрінің атауы)

СЫН ПІКІР

Дипломдық жұмыс жалпы үш бөлімнен, яғни БГҚ (Бугаздық қондырғы) туралы жалпы мәлімет, екі контурлы БГҚ есептеу және негізгі қуатты қондырғының күрделенген есебінен, қорытындыдан және қолданылған әдебиеттер тізімінен тұрады.

Осы дипломдық жұмыста Алматы қаласындағы №1 ЖЭО-ын бугаздық қондырғының есебінен ұлғайту қарастырылған. Бугаздық қондырғының артықшылықтарын зерттей келе, газ-турбиналы қондырғының шығын газдарының жылуы тікелей немесе қосалқы түрде бутурбиналық циклде электр энергиясын өндіру үшін қолданылатын бірден-бір энергетикалық қондырғы екенін атап өткен.

Сонымен қатар, қондырғыны сипаттай келе, бу турбинасына, сығымдағышта ауаны сығу процесіне, жану камерасына есептеулер жүргізіліп, ГТҚ 1м³ отынға қатысты сығымдағыштың энергия тепе-теңдігін, жану камерасының энергия тепе-теңдігін және турбинадағы түтін газының кеңею процесін есептеп анықтаған.

Дипломдық жұмыстың әдістемелік базасы, жоспары және мақсаты жобаның мазмұнына және тақырыбына сәйкес келеді. Студент өзбетінше жұмыс істегендігі байқалады.

Жұмыс бойынша ескерту:

Кемшіліктер ретінде аздап грамматикалық қателіктер, тыныс белгілері дұрыс қойылмай кеткендігін айтуға болады. Дипломдық жұмыстың жалпы деңгейі жоғары, талаптарға сай жазылған.

Сонымен, дипломдық жұмыс маманды дайындау бағыты бойынша берілетін академиялық дәрежесі мен біліктілігіне сай келеді деп ойлаймын.

Жұмысты бағалау

Жоғарыда айтылғандарды қорыта келе, Сугуров Русланның дипломдық жұмысы А «өте жақсы» (95 балл) бағасына, ал автор – жылуэнергетика бакалавры академиялық дәрежесін иемденуге лайық деп бағалаймын.

Сын-пікір беруші

Алматы энергетика және байланыс университеті, Жылу энергетикалық қондырғылар кафедрасының профессоры, техника ғылымдарының кандидаты

Р.А. Мусабеков
(колы)

«19» мамыр 2022 ж.



Қолтаңбаны растаймын
Подпись заверяю

Қолтаңба
«20» 05 2022 ж.

Протокол

о проверке на наличие неавторизованных заимствований (плагиата)

Автор: Сугуров Руслан Алмазұлы

Соавтор (если имеется):

Тип работы: Дипломная работа

Название работы: Алматы №1 ЖЭО-ның бу-газды қондырғысының есебінен ұлғайту

Научный руководитель: Айнур Ныгыманова

Коэффициент Подобия 1: 0.9

Коэффициент Подобия 2: 0

Микропробелы: 2

Знаки из других алфавитов: 5

Интервалы: 0

Белые Знаки: 28

После проверки Отчета Подобия было сделано следующее заключение:

- Заимствования, выявленные в работе, является законным и не является плагиатом. Уровень подобия не превышает допустимого предела. Таким образом работа независима и принимается.
- Заимствование не является плагиатом, но превышено пороговое значение уровня подобия. Таким образом работа возвращается на доработку.
- Выявлены заимствования и плагиат или преднамеренные текстовые искажения (манипуляции), как предполагаемые попытки укрытия плагиата, которые делают работу противоречащей требованиям приложения 5 приказа 595 МОН РК, закону об авторских и смежных правах РК, а также кодексу этики и процедурам. Таким образом работа не принимается.

Обоснование: *Сугуров Русланнан дипломдағы тектен плагиат емес. Қорғауға жіберілді.*

Дата



19.05.2022ж.

проверяющий эксперт

Протокол

о проверке на наличие неавторизованных заимствований (плагиата)

Автор: Сугуров Руслан Алмазұлы

Соавтор (если имеется):

Тип работы: Дипломная работа

Название работы: Алматы №1 ЖЭО-ның бу-газды қондырғысының есебінен ұлғайту

Научный руководитель: Айнур Ныгыманова

Коэффициент Подобия 1: 0.9

Коэффициент Подобия 2: 0

Микропробелы: 2

Знаки из других алфавитов: 5

Интервалы: 0

Белые Знаки: 28

После проверки Отчета Подобия было сделано следующее заключение:

Заимствования, выявленные в работе, является законным и не является плагиатом. Уровень подобия не превышает допустимого предела. Таким образом работа независима и принимается.

Заимствование не является плагиатом, но превышено пороговое значение уровня подобия. Таким образом работа возвращается на доработку.

Выявлены заимствования и плагиат или преднамеренные текстовые искажения (манипуляции), как предполагаемые попытки укрытия плагиата, которые делают работу противоречащей требованиям приложения 5 приказа 595 МОН РК, закону об авторских и смежных правах РК, а также кодексу этики и процедурам. Таким образом работа не принимается.

Обоснование:

Допускается к защите.

Дата

20.05.2022

Заведующий кафедрой *Сарсебайбаева*

