



**Жәңгір хан атындағы Батыс Қазақстан аграрлық  
техникалық университеті**

«Механикаландыру технологиялары  
және жерге орналастыру» кафедрасы

**ГАЗТУРБИНАЛЫҚ ҚОНДЫРҒЫЛАРДЫҢ ЖЫЛУДЫ ӨНДІРЕТІН  
ТЕРМОДИНАМИКАЛЫҚ ЦИКЛЫН ЕСЕПТЕУ**

Техникалық мамандықтары үшін «Жылу техникасы» пәні бойынша  
есептеуге арналған тапсырмаларды орындаудың әдістемелік нұсқаулары

Орал 2016

Мулдашев М.А., доцент  
Сарсенов А.Е., аға оқытушы

Сын-пікір беруші: Джаналиев Е.М., техн. ғыл. канд., «КТО»  
кафедрасының доценті м.а.

Газтурбиналық қондырғылардың жылуды өндіретін термодинамикалық циклын есептеу. 5B080600-«Аграрлық техника және технология», 5B073100-«Қоршаған ортаны қорғау және өміртіршілігінің қауіпсіздігі», 5B071300- «Көлік, көлік техникасы және технологиялар», 5B070800-«Технологиялық машиналар және жабдықтар», 5B071800-«Электр энергетикасы» мамандықтары үшін «Жылу техникасы» пәні бойынша есептеуге арналған тапсырмаларды орындаудың әдістемелік нұсқаулары

Кафедра отырысында талқыланды «05» қаңтар 2016 ж., хаттама №6

Политехникалық факультетінің оқу-әдістемелік бюросымен ұсынылды.  
«26» қаңтар 2015 ж., хаттама №6

Университеттің ОӘК мақұлданды «28» қаңтар 2016 ж., хаттама № 4

Әдістемелік нұсқауларда газ-турбиналық қозғалтқышының даму тарихы, оның жұмыс істеу принципі және оның термодинамикалық циклының есебінің әдісі, оның термиялық пайдалы әсер коэффициентін Карно циклының пайдалы әсер коэффициентімен салыстыруы келтірілген. Сонымен бірге, жұмыс істеп шыққан газдардың жылуын қайта пайдалануға арналған жылу алмастырғыштың жалпы өлшемдерін анықтау әдісі берілген. «Жылу техникасы» пәні бойынша есептеу-графикалық жұмысты орындауға арналған.

© РМК «Жәңгір хан атындағы Батыс Қазақстан аграрлық-техникалық университеті», 2016

## МАЗМҰНЫ

Кіріспе .....	6
1. Газ турбиналық қозғалтқышының жұмыс істеу принципі .....	8
2. Тапсырма .....	10
3. Газтурбиналық қозғалтқышының (ГТҚ) термодинамикалық циклын есептеу .....	11
3.1. Жұмысшы денесінің бастапқы физикалық қасиеттерін анықтау.....	11
3.2 Ерекше нүктелерде жұмыс денесінің параметрлерін анықтау .....	13
3.3 Циклды диаграммаларын тұрғызу .....	16
3.4 Жұмысты, берілген немесе алынған жылу мөлшерін анықтау .....	17
4. Регенаратордың есебі .....	20
4.1 Жалпы мәліметтер .....	20
4.2 Жылу алмастырғыш аппарат арқылы өткенде қыздырылатын ауа мөлшерін анықтау.....	22
5. Тастанды жылуды пайдаланатын қазанның өнімділігін есептеу .....	26
Қорытынды .....	27
Қолданатын әдебиеттер.....	28

## Кіріспе

Газтурбиналық қозғалтқыш (ГТҚ) – газ сығылатын және қыздырылатын, содан соң сығылып қыздырылған газдың энергиясы газ турбинасының білігінде механикалық жұмысқа түрленетін жылулық қозғалтқышы.

Поршенді қозғалтқышқа қарағанда ГТҚ-та процестер қозғалыстағы газ ағынында өтеді.

Сығылған атмосфералық ауа компрессордан жану камерасына енгізіледі, сонымен бірге отын да берілгендіктен ол жанып көп мөлшерде жоғары қысымдағы жанған өнімдерін түзіледі. Содан соң газ турбинасында газ ағыны қалақшаларға әсер етіп оларды айналдыру себебінен газ тәрізді жанған өнімдердің энергиясы механикалық жұмысқа түрленеді; газдардың бір бөлігі компрессорда ауаны сығуға жұмсалады. Жұмыстың қалған бөлігі жетектегі агрегатқа беріледі. Осы агрегаттың тұтынатын жұмысы қозғалтқыштың пайдалы жұмысы болып табылады. Жылулық қозғалтқыштардың ішінде газ турбиналық қозғалтқыштарының меншікті қуаты ең жоғары болып келеді 6 кВт/кг-ға дейін.

Отын ретінде дисперсияланатын кез келген жанғыш материалды пайдалануға болады: бензин, керосин, дизельдік отын, мазут, табиғи газ, кемелік отын, су газы, спирт және ұнтақталған көмір.

Ең бірінші газ турбиналары 19-шы ғасырдың соңғы жылдары жасалған. Неміс инженері Штольд 1872-ші жылы Германияда газ турбинасын патенттеген, бірақ пайдалы әсер коэффициенті өте төмен болғандықтан бұл жоба іске асырылмаған.

Газ турбинасын құрастырып тәжірибеде қолдануға бірінші әрекет жасаған орыс флотының инженер-механигі П.Д.Кузьминский. Ол 1897 жылы шағын радиалды газ турбинасын құрастырған. Бірақ ол бұл жұмысты бітіріп үлгірген жоқ.

Газ турбиналарын құрастырып жетілдіру саласында көп үлес қосқан неміс инженері Гольцвальд. Ол 1914 – 1920 жылдары қуаты 2 мың аттың күшіне жететін ПӘК- і 13 -14% бірнеше газ турбинасын құрастырған.

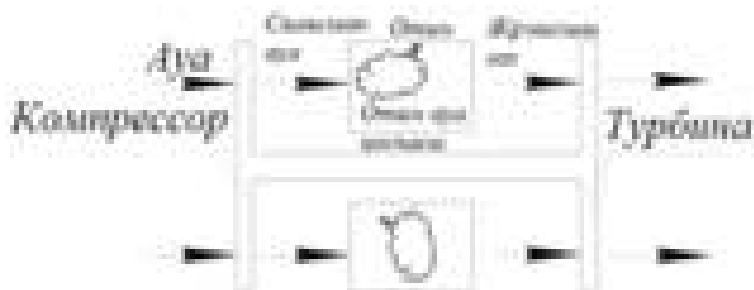
Қазіргі кезде жылу және жылу күш қондырғылары, соның ішінде газ турбиналары халық шаруашылығының әр түрлі салаларында кең тараған. Мұнай және газ өнеркәсіп мекемелерінде олар технологиялық жабдықтарының негізгі және ең маңызды бөлігі болып табылады. Мұнай, газ өнеркәсібінің кез келген маманы энергетикалық және технологиялық қондырғыларды және олардың жұмыс істеу принциптерін білуі қажет.

Отын энергиясын пайдалану әдістерін, заттың күйі өзгеру процестерінің заңдарын, әр түрлі машиналар мен аппараттардың, энергетикалық және технологиялық қондырғылардың жұмыс істеу принциптерін зертеп білетін ғылым жылу техникасы деп аталады. Жылу техникасының теоретикалық негіздері – термодинамика және жылу беріліс.

Осы әдістемелік нұсқауда кетіп бара жатқан газдардың жылуын пайдаланбайтын (регенерациясыз) газ турбиналық қондырғысының (ГТК) термодинамикалық циклын есептеуінің әдісі келтірілген және оның ПӘК-і толық регенерациялы ГТК-ның ПӘК-і мен салыстырылады. Газ турбиналық қондырғыларда жылуды пайдалану дәрежесін технологиялық немесе тұрмыстық мұқтаждарға және жылытуға ыстық су немесе бу алу мақсатында кетіп бара жатқан газдардың жылуын пайдалану арқылы жоғарлатуға болады. Есеп пайдаға асырғыш қазанының өнімділігін анықталуымен аяқталады.

## 1. Газ турбиналық қозғалтқышының жұмыс істеу принципі

Жұмыс істеуін түсіну үшін газтурбиналық қозғалтқышының ең қарапайым конструкциясы ретінде қалақтары бар екі диск орнатылған білікті айтуға болады, бірінші диск компрессордікі, екіншісі турбинанікі, екеуінің арасында жану камерасы орнатылған.



Сурет 1. Қарапайым газтурбиналық қозғалтқышының сұлбасы

Газтурбиналық қозғалтқышының жұмыс істеу принципі: компрессорға ауа сорылған соң сығылып жану камерасына беріледі, отын-ауа қоспасын түзілту мақсатында сығылған ауа отынмен араласады, от алдыру свечаның көмегімен түзітілген отын-ауа қоспасы (ОАҚ) тұтандырылады. Содан соң отын-ауа қоспасы жанған өнімінің газдары кеңейеді, кедергісі төмен бағытқа (турбинаның қалақтарына қарай) қарай газ қысымының векторы қалыптасады. Әрі қарай, турбинаның қалақтары газдың энергиясын (қысымын) сол қалақтар бекітілген дискке немесе білігіне береді. Турбинаның білігі компрессордың дискін (білігін) айналымға келтіреді.

Берілетін отынның мөлшері көбейген жағдайда (газ берілсе) жоғары қысымдағы газ көбірек өндіріледі, ол өз кезегімен, турбинаның және компрессордың дискісінің айналу жиілігін жоғарылатуға әкеледі, сол себептен, берілетін ауаның мөлшері де қысымы да жоғарылағандықтан жану камерасына көбірек отын беріп жағуға мүмкіндік береді. Отын-ауа қоспасының мөлшері жану камерасына берілген ауаның мөлшеріне тура тәуелді. Отын-ауа қоспасының көбейгені жану камерасындағы қысымның және жану камерасының шығардағы газдар температурасының жоғарылауына әкеледі, сол себептен турбинаны айналдыруға және реактивті күшті жоғарылатуға бағытталған газдардың энергиясын тудыруға мүмкіндік береді.

Барлық циклдік жылулық қозғалтқыштарынағы сияқты, жанудың температурасы жоғарылаған сайын (Дәлірек айтса «қыздырғыш» пен «салқындатқыштың» арасында айырымы жоғары болса) қозғалтқыштың ПӘКі – де жоғары болады. Әрі қарай өсіруге тосқауыл болатын – ол қозғалтқыштың жасалатын материалдарының болат, никель, керамика немесе басқа материалдардың температураға және қысымға шыдамдылық

қасиеттері. Инженерлік шешімдердің көпшілігі турбинаның бөлшектерінен жылуды алуға бағытталған. Турбинаның көбінде шыққан газдардың жылуын рекуперациялауды қолданады, олай істемесе ол жылу зая шығынға кетеді. Рекуператор деген – ол жылу алмастырғыш. Олар шыққан газдардың жылуын сығылған ауаға жанар алдында береді. Құрама циклдарда жылу бу турбиналары жүйесіне беріледі. Ал жылу мен электр энергиясын бірге өндірген жағдайда (когенерация) жұмыс істеп шыққан жылуды ыстық су өндіру үшін пайдалынады.

Әдетте, қалақшалардың максималды сызықты жылдамдығы ұстап тұру үшін қозғалтқыш неғұрлым кіші болса со ғұрлым біліктің (біліктердің) айналу жиілігі жоғары болуы керек. Турбинаның қалақшаларының максималды жылдамдығы максималды қысымға жетуге мүмкіндік береді, ал ол қозғалтқыштың өлшемдеріне қарамастан максималды қуат алуға жол береді. Реактивті қозғалтқыштың білігі шамамен 10000 айн/мин айналым жасайды, ал микротурбина – 100000 айн/мин жиілікпен айналады.

Авиациялық қозғалтқыштарды өнеркәсіптегі машиналарға қарағанда жылдамырақ іске қосуға, тоқтатуға және жүктемесін өзгертуге болады. Сондықтан, оларды электрлік қуат өндіруге жиі қолданады.

Авиациялық және газтурбиналық қозғалтқыштарды әрі қарай дамыту үшін температура мен қысымды жоғарылатуға мүмкіндік болуы мақсатында жоғары берікті және қызуға берікті материалдар саласындағы жаңа еңбектерді қолданған ұтымды болады. Жану камерасының, салқындату жүйесінің жаңа түрлерін қолдануға, бөлшектердің саны мен массасын және қозғалтқыштың массасын азайтуға болады егерде отындардың альтернативті түрлерін қолданатын болса, қозғалтқыштың конструкциясы туралы түсінікті өзгертетін болса.

## 2. Тапсырма

Тұрақты қысымда жылу берілетін және кетіп бара жатқан газдар регенерацияланатын газ турбиналық қондырғысының термодинамикалық цикліндегі ерекше нүктелерінде жұмысшы денесінің күй параметрлерін анықтаңыз. Жұмыс істеп болған газдар қазан-утилизаторда су қыздырып утильденеді.

Ішкі энергияны, энтальпияны және энтропияны температура қалыпты жағдайға салыстырып анықтаңыз.

Циклдың әр процесінде істелетін жұмысты, берілетін немесе алынатын жылуды, ішкі энергияның және энтальпияның өзгеруін анықтаңыз.

Циклдың жұмысын анықтаңыз, циклдың ПӘК-ін анықтап есепті циклының максималды және минималды температуралары мен бірдей Карно циклының ПӘК – і мен салыстырыңыз.

Форматы А4 масштабты-координаторлық қағазға циклдың диаграммасын  $P, v$  және  $T, s$  – координаталарында тұрғызыңыз.

Су трубалы жылу алмастырғышының жылу алмасу бетінің ауданын, оның негізгі өлшемдерін (диаметрін, ұзындығын және трубалар санын) және ыстық су өнімділігін есептеңіз (ыстық судың температурасы  $65^{\circ}C$ ).

Есептеуге қажетті алдын-ала берілгендер: жұмысшы денесінің құрамына кіретін газдардың массалық үлесі, %; алдын-ала (изобаралық) кеңею дәрежесі  $\rho$ ; компрессорда қысым көтерілу дәрежесі  $\pi_k$ ; газтурбиналық қозғалтқышының қуаты  $N_e$  №1 кестеде келтірілген. Жұмысшы денесі – 1 кг газдар қоспасы.

Тапсырманың варианты есеп кітапшасының (студенттік билетінің) номерінің (шифрының) соңғы және соңының алдындағы цифралар бойынша алынады.

№1 кесте. Тапсырмалардың варианттары

Шифрдың соңғы цифрасы	Жұмысшы денеге кіретін газдардың массалық үлесі, %				Шифрдың соңының алдындағы цифрасы	Циклдың сипаттамалары		ГТҚ қуаты, кВт. $N_e$
	CO <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O		$\rho$	$\pi_k$	
1	11,8	6,8	75,6	5,8	1	1,5	12	1000
2	11,5	6,6	76,5	5,4	2	1,6	11	1200
3	11,3	6,4	75,8	6,5	3	1,7	10	1400
4	10	6,8	75,4	7,8	4	1,8	9	1600
5	10,5	6,6	75,6	7,3	5	1,9	8	1800
6	10,7	5,6	76,9	6,8	6	2,0	7	2000
7	15,4	5,4	70,6	8,6	7	2,1	6	2200
8	14,5	6,3	70,2	9	8	2,3	12	2400
9	12,3	4,5	78,9	4,3	9	2,3	11	1500
0	13,5	4,1	77,6	4,8	0	2,4	10	1300



### 3. Газтурбиналыққозғалтқышының (ГТҚ)термодинамикалықциклынесептеу

#### 3.1. Жұмысшы денесінің бастапқы физикалық қасиеттерін анықтау

Жұмыс денесінің газ тұрақтысы келесі формула бойынша анықталады

$$R_{см} = \sum_{i=1}^n m_i R_i$$

мұнда  $m_i$  – газ қоспасына кіретін газдың массалық үлесі;  
 $R_i$  – қоспаға кіретін әр компонентің газ тұрақтысы.

Массалық үлестерін көлмділікке аудару үшін формуланы қолданады

$$r_i = \frac{\frac{m_i}{\mu_i}}{\sum_{n=1}^n \frac{m_i}{\mu_i}}$$

мұнда  $\mu_i$  – қоспаға кіретін газдың молекулярлық массасы.

Қоспаның ықтималды молекулярлық массасы теңдеуден анықталады

$$\mu_{қос} = \sum_{n=1}^n r_i \mu_i$$

немесе мына теңдеуден

$$\mu_{қос} = \frac{\mu R}{R_{қос}}$$

мұнда  $\mu R$  – универсалды газ тұрақтысы,  $\mu R = 8314 \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$ .

Газ қоспасының тығыздығы ( $\text{кг}/\text{м}^3$ )  $\rho_{см} = \sum r_i \rho_i$  кесіндісінен немесе, егерде массалық құрамы белгілі болса келесі теңдеуден анықталады

$$\rho_{қос} = \frac{1}{\sum_{n=1}^n \frac{m_i}{\rho_i}}$$

Қоспаның меншікті көлемі ( $\text{м}^3/\text{кг}$ ) тығыздыққа кері пропорционалды

Газ қоспасының әр компонентінің меншікті массалық жылу сыйымдылығы келесі формулалармен анықталады

$$C_p = \frac{\mu C_{p_i}}{\mu}, \quad C_v = \frac{\mu C_{v_i}}{\mu}$$

мұнда  $\mu C_p$  және  $\mu C_v$  - газдың мольдық жылу сыйымдылығы (2 кесте)  
2 кесте. Газдардың тұрақты көлемдегі және тұрақты қысымдағы мольдық жылу сыйымдылықтары

Газдар	$\mu C_v, \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$	$\mu C_p, \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$
Бір атомды	12,56	20,93
Екі атомды	20,93	29,31
Үш және көп атомды	29,31	37,68

Меншікті көлемділік жылу сыйымдылығы

$$C'_p = \frac{\mu C_p}{22,4}, \quad \text{и} C'_v = \frac{\mu C_v}{22,4}.$$

Қоспаның меншікті жылу сыйымдылығы келесі формулалармен анықталады:

Меншікті массалық жылу сыйымдылығы

$$C_{v,cm} = \sum_1^n m_i C_{pi} \cdot C_{v,cm} = \sum_1^n m_i C_{vi}.$$

Меншікті көлемділік жылу сыйымдылығы

$$C'_{p,cm} = \sum_1^n r_i C'_{pi} \cdot C'_{v,cm} = \sum_1^n r_i C'_{vi}.$$

Газ қоспасының энтальпиясы мен ішкі энергиясын анықтаймыз,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$$h_l = C_{p,қос} T_l.$$

Газ қоспасының ішкі энергиясын идеал газдың ішкі энергиясындай анықтаймыз

$$u_l = C_{v,қос} T_l,$$

Газ қоспасының энтропиясы

$$s_1 = C_{p,қос} \ln \frac{T_1}{T_H} - R_{қос} \ln \frac{P_1}{P_H},$$

мұнда  $T_H$  және  $P_H$  – газдар қоспасының қалыпты жағдайдағы параметрлері ( $T_H=273,15\text{К}$ ,  $P_H=1,013 \cdot 10^5\text{Па}$ ).

Егерде энтропияны анықтағанда қысымдар бірдей болса ( $P_l = P_H$ ) бұл теңдеу қарапаймдалады:

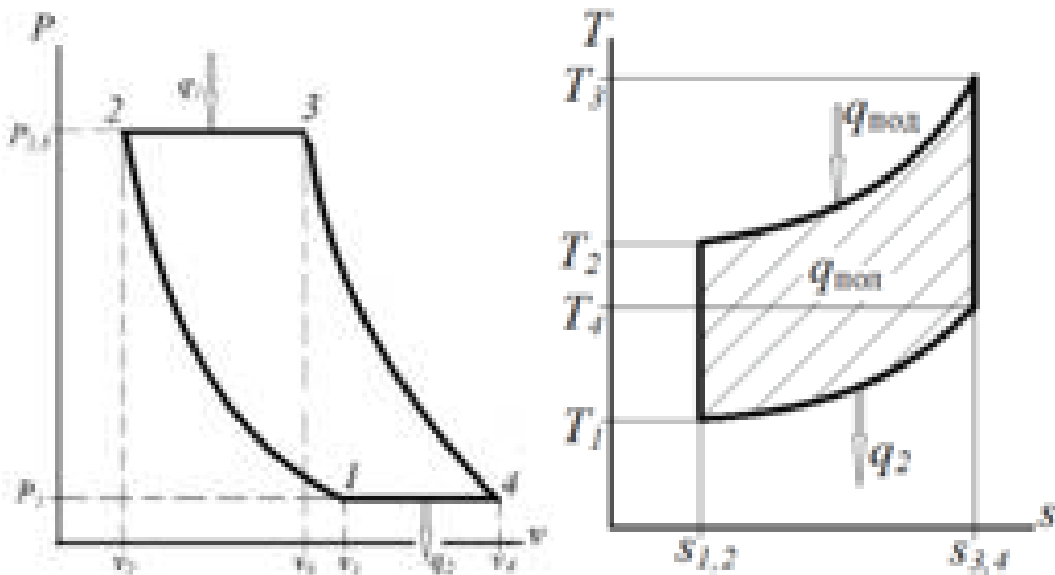
$$S_1 = C_{p,қос} \ln \frac{T_1}{273.15}$$

### 3.2 Ерекше нүктелерде жұмыс денесінің параметрлерін анықтау

Тұрақты қысымда жылу берілетін газтурбиналық қозғалтқышының термодинамикалық циклы екі изобарадан және екі изохорадан тұрады (Сурет 1).

Жұмысшы денесі бастапқы параметрлері  $P_1$ ,  $v_1$  және  $T_1$  болып адиабаталық түрде  $P_2$ ,  $v_2$  және  $T_2$  дейін сығылады, содан соң жұмысшы денесіне жылу беріліп параметрлері  $P_3$ ,  $v_3$  және  $T_3$  болғанша изобаралық кеңею 2 - 3 процесі өтеді. Үшінші нүктеден кейін кеңею процесі адиабаталық түрде (3 - 4) күйі  $P_4$ ,  $v_4$  және  $T_4$  -ке жеткенше жалғасады. Төртінші нүктеден бастап изобаралық жылу алу 4 - 1 басталады және сонымен бірге сығу процесіде өтеді. Нәтижесінде жұмысшы дене параметрлері бастапқы, термодинамикалық параметрлері  $P_1$ ,  $v_1$  және  $T_1$  күйіне келеді.

Циклдың сипаттамасы болып компрессорда қысымның көтерілу дәрежесі  $\pi_k = P_2/P_1$  және изобаралық кеңею дәрежесі болып табылады.



Сурет 1. Газтурбиналық қозғалтқышының термодинамикалық циклының көрсетілуі: а)  $Pv$  – координатасында, в)  $Ts$ – координатасында

*Жұмысшы дененің параметрлері екінші нүктеде:*

Меншікті көлемді компрессорда қысым көтерілу дәрежесі арқылы анықтауға болады

$$\pi_k = \frac{P_2}{P_1}$$

осыдан

$$P_2 = \pi_k \cdot P_1$$

Жылу машиналарының термодинамикалық циклдарында жұмысшы денесі адиабаталық түрде сығылады деп есептеледі, сонда 2 нүктеде меншікті көлем адиабаталық процесінің теңдеуімен анықталады

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k$$

Осыдан

$$v_2 = \sqrt[k]{\frac{P_1 \cdot v_1^k}{P_2}} = \left(\frac{P_1 \cdot v_1^k}{P_2}\right)^{\frac{1}{k}},$$

Сығу адиабатасының көрсеткіші жұмысшы денесінің жылу сиымдылықтарының қатынасы арқылы анықталады

$$k = \frac{c_{p,cm}}{c_{v,cm}},$$

Екінші нүктедегі температурада адиабаталық процесінің тәуелділігі бойынша анықталады:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Тығыздығы

$$\rho_2 = \frac{1}{v_2}$$

Әр процеске ішкі энергияның, энтальпияның және энтропияның мәндері мен өзгеруі есептің дұрыстығын тексеру үшін анықталады.

Энтальпия, кДж/кг.

$$h_2 = c_{p,қос} \cdot T_2$$

Ішкі энергия, кДж/кг.

$$u_2 = c_{v,қос} T_2$$

Адиабаталық процесіте жұмысшы денеге жылу берілмейтін және одан алынбайтын болғандықтан бұл процесіте энтропияның мәні өзгермейді:

$$S_2 = S_1$$

Адиабаталық сығу процесінде энтальпияның өзгеруі

$$\Delta h_{1-2} = h_2 - h_1$$

1 – 2 процесінде ішкі энергияның өзгеруі

$$\Delta u_{1-2} = u_2 - u_1$$

Жұмысшы дененің параметрлерін 3 нүктеде анықтау.

Газтурбиналық қозғалтқышының жану камерасында отынның жану процесі термодинамикалық циклде тұрақты қысымда, яғни ( $P_3=P_2$ ) жұмысшы денеге жылу беру процесімен алмастырылады

Меншікті көлем 3 нүктеде келесі теңдеумен анықталады:

$$v_3 = \rho \cdot v_2$$

мұнда  $\rho$  – алдына-ала (изобаралық) кеңю дәрежесі.

Температура 3 нүктеде изобаралық процесінің теңдеуінен анықталады:

$$T_3 = T_2 \frac{v_3}{v_2},$$

Жұмысшы дененің 3 нүктедегі тығыздығы

$$\rho_3 = \frac{1}{v_3},$$

Жұмысшы дененің үшінші нүктеде энтальпиясы

$$h_3 = C_{p,қос} T_3$$

Ішкі энергия

$$u_3 = C_{v,қос} T_3$$

Энтропияның мәні

$$S_3 = C_{p,см} \ln \frac{T_3}{T_H} - R_{см} \ln \frac{P_3}{P_H},$$

Изобаралық жылу беру процесінде энтальпияның өзгеруі

$$\Delta h_{2-3} = h_3 - h_2$$

Ішкі энергияның өзгеруі

$$\Delta u_{2-3} = u_3 - u_2$$

Энтропияның өзгеруі

$$\Delta S_{2-3} = S_3 - S_2$$

2 - 3 изобаралық процесінде берілген жылудың мөлшері

$$q_1 = C_p (T_3 - T_2)$$

*Жұмысшы дененің параметрлерін 4 нүктеде анықтау.*

Адиабаталық кеңю процесінің бастапқы температурасы  $T_3$  тең.

Жұмысшы дене газ турбиасына барады, сонда адиабата бойымен атмосфералық қысымға дейін кеңейеді, яғни  $P_4=P_1$ .

Жұмысшы дененің температурасы 4 нүктеде адиабаталық процесінде параметрлерінің қатынастары арқылы анықталады:

$$\frac{T_4}{T_3} = \left( \frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

осыдан

$$T_4 = T_3 \left( \frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k-1}{k}};$$

Меншікті көлем, м<sup>3</sup>/кг.

$$v_4 = \frac{R_{\text{см}} T_4}{P_4}$$

Энтальпия

$$h_4 = C_{p,\text{қос}} T_4$$

Ішкі энергия

$$u_4 = C_{p,\text{қос}} T_4$$

Энтропия

$$S_4 = C_{p,\text{см}} \ln \frac{T_4}{T_H} - R_{\text{см}} \ln \frac{P_4}{P_H}$$

Адиабаталық кеңею процесінде энтальпияның өзгеруі  $\Delta h_{3-4} = h_4 - h_3$

Ішкі энергияның өзгеруі  $\Delta u_{3-4} = u_4 - u_3$

Энтропияның өзгеруі  $\Delta s_{4-3} = 0$ .

### 3.3 Циклды диаграммаларын тұрғызу

$P$ - $v$  және  $T$ - $s$  координатасында көрсетілетін процестерді кемінде үш нүкте бойынша тұрғызу қажет.

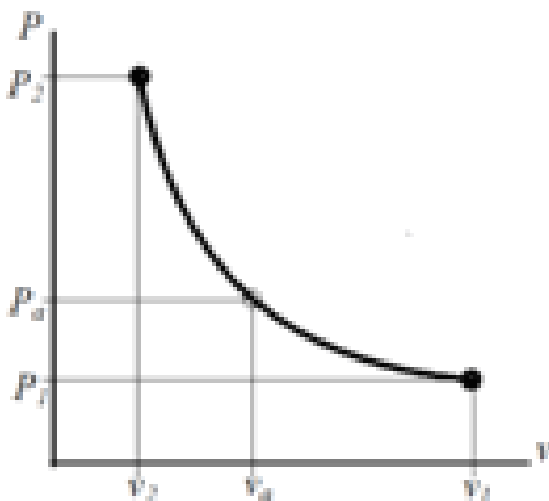
Аралық нүктелердің параметрлерін анықтау үшін басында еркімен бір параметрдің мәнін алу керек, тек, ол параметрдің мәні процестің шекті нүктелерінің арасындағы сандық мәні болуы керек.

Келесі, соған байланысты параметр берілген процесті сипаттайтын бір (кез келген) аралық нүктеге құралған теңдеуден анықталады.

Мысалы:

1 – 2 процесі. Еркімен  $a$  нүктені аламыз (Сурет 2).

$Pv^k = C$  қабылдаймыз. Бұл жағдайда ( $P=P_a$ ).



Сурет 2. Процестің аралық нүктелерін тұрғызу

Адиабаталық процесінің теңдеуі бойынша  $a$  және 1 нүкте үшін:

$$\frac{P_1}{P_a} = \frac{v_a^k}{v_1^k}$$

осыдан  $a$  нүктесінде меншікті көлем, м<sup>3</sup>/кг:

$$v_a = v_1 \left( \frac{P_1}{P_a} \right)^{\frac{1}{k}}$$

Температура

$$T_a = \frac{P_a v_a}{R_{\text{қос}}}$$

Энтальпия ( $a$  нүктесінде),

$$h_a = C_{p,\text{қос}} T_a$$

Ішкі энергия

$$u_a = C_{v,\text{қос}} T_a$$

Энтропия

$$S_a = C_{p,\text{қос}} \ln \frac{T_a}{T_H} - R_{\text{қос}} \ln \frac{P_a}{P_H}$$

Қарастырылатын циклдың барлық басқа процестерінде параметрлер осылай анықталады. Табылған мәндер бойынша циклдың диаграммасын  $P$ - $v$  және  $T$ - $s$  координаталарында тұрғызады. Диаграмманың масштабы параметрлердің сандық мәндеріне қарастырылып алынады.

### 3.4 Жұмысты, берілген немесе алынған жылу мөлшерін анықтау

1 – 2 адиабаталық сығу процесі ( $\delta q=0$ ).

$$q_{1-2} = \Delta u + l_{1-2} = \Delta h + \omega_{1-2} = 0$$

Осыдан потенциалдық жұмыс табылады:

$$\omega_{1-2} = h_1 - h_2 = C_{p,\text{қос}}(T_1 - T_2)$$

Алынған мәнің алдында «минус» таңбасы тұрғаны жұмыс жұмысшы денесін сығуға жұмсалатынын көрсетеді.

Термодинамикалық жұмыс

$$l_{1-2} = u_1 - u_2 = C_{v, \text{қос}}(T_1 - T_2)$$

2 – 3 процесі, изобаралық жылу беру,  $P = \text{const}$ .

Бұл процесте  $P = \text{const}$  болғандықтан потенциалдық жұмыс нольге тең яғни  $\omega_{2-3} = 0$ .

Термодинамикалық жұмыс

$$l_{2,3} = P_3(v_3 - v_2)$$

Берілген (алынған) жылу мөлшері

$$q_{2-3} = h_3 - h_2$$

Бұл айырылымда «плюс» таңбасы жылудың жұмысшы денеге берілетінін, ал «минус» болса алынатынын көрсетеді.

Ішкі энергияның өзгеруі

$$\Delta u_{2-3} = C_{v, \text{қос}}(T_3 - T_2)$$

Жұмыс

$$l_{2-3} = q_{2-3} - \Delta u_{2-3}$$

2-3 процесінде энтропияның өзгеруі

$$\Delta s_{2-3} = C_{p, \text{қос}} \ln \frac{T_3}{T_2}$$

3 – 4 процесі. Адиабаталық кеңею ( $\delta q = 0$ ).

$$q_{3-4} = \Delta u_{3-4} + l_{3-4} = \Delta h_{3-4} + \omega_{3-4} = 0$$

Осыдан, потенциалдық жұмыс

$$\omega_{3-4} = -\Delta h_{3-4} = h_3 - h_4 = C_{p, \text{қос}}(T_3 - T_4)$$

Термодинамикалық жұмыс

$$l_{3-4} = -\Delta u_{3-4} = C_{v, \text{қос}}(T_3 - T_4)$$

4 – 1 процесі. Изобаралық сығу,  $P = \text{const}$ .

Потенциалды жұмыс  $\omega_{4-1} = \Delta h_{4-1}$

Процесте ішкі энергияның өзгеруі  $\Delta u_{4-1} = C_{v, \text{қос}}(T_1 - T_4)$

«Минус» таңбасы жұмысшы денеден жылудың алынатынын және ішкі энергияның төмендеуін көрсетеді.

Термодинамиканың бірінші заңынан жұмысты табуға болады:

$$l_{4-1} = q_{4-1} - \Delta u_{4-1}$$

немесе

$$l_{4-1} = P_1(v_1 - v_4)$$

Егерде жұмыстың мәні «минус» таңбасымен шығатын болса, онда жұмыс жұмысшы денені сығуға жұмсалады.

Энтропияның өзгеруі

$$\Delta s_{4-1} = C_{p, \text{см}} \ln \frac{T_1}{T_4}$$

немесе  $\Delta s_{4-1} = s_1 - s_4$



Есептің нәтижелерін 3 кестеге еңгізіледі.

Кесте 3. Циклдың ерекше нүктелерінде жұмысшы дененің параметрлері

Нүктелер	Параметрлер						
	$P_i$ , МПа	$V_i, \frac{M^3}{KZ}$	$T_i, K$	$t, ^\circ C$	$h_i, \frac{KДЖ}{KZ}$	$u_i, \frac{KДЖ}{KZ}$	$s_i, \frac{KДЖ}{KZ \cdot K}$
1.							
2.							
3.							
4.							

Кесте 4. Циклдың процестерінде параметрлердің өзгеруі

Процестер	$l, \frac{KДЖ}{KZ}$	$\omega, \frac{KДЖ}{KZ}$	$\Delta h, \frac{KДЖ}{KZ}$	$\Delta I, \frac{KДЖ}{KZ}$	$q, \frac{KДЖ}{KZ}$	$\Delta S, \frac{KДЖ}{KZ \cdot K}$
1-2						
2-3						
3-4						
4-1						

Циклдың жұмысы:

Термодинамикалық жұмыс

$$l_{\text{ц}} = l_{1-2} + l_{2-3} + l_{3-4} + l_{4-1}$$

Потенциалдық жұмыс

$$\omega_{\text{ц}} = \omega_{1-2} + \omega_{2-3} + \omega_{3-4} + \omega_{4-1}$$

Шеңберлік процестерде (циклдарда) термодинамикалық жұмыспен потенциалдық жұмыс тең болуы тиіс, яғни  $l_{\text{ц}} = \omega_{\text{ц}}$ .

Циклда тиімді пайдаланылған жылу мөлшері:

$$q_{\text{пайд}} = q_{2-3} - q_{4-1}$$

Циклдың термиялық ПӘК-і

$$\eta_t = \frac{q_{\text{пайд}}}{q_{\text{бер}}},$$

мұнда  $q_{\text{бер}}$  - циклда жұмысшы денеге берілген жылу мөлшері,

( $q_{\text{бер}} = q_{2-3}$ ).

Температуралары есептелу циклдың максималды және минималды температуралына тең Карно циклының пайдалы әсер коэффициенті

$$\eta_t^K = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}},$$

мұнда  $T_{min} = T_1$  және  $T_{max} = T_3$ .

Кетіп бара жатқан газдардың жылуын қайта толық пайдаланатын циклдың термиялық ПӘК-і

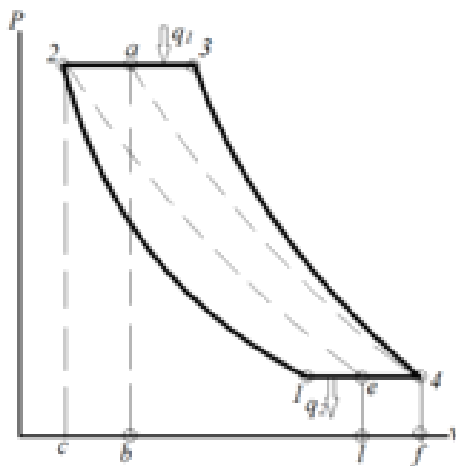
$$\eta_t^P = 1 - \frac{T_1}{T_4}$$

Есептелу циклдың пайдалы әсер коэффициенттерінің мәндерін Карно циклының ПӘК-і мен салыстыру керек.

## 4. Регенаратордың есебі

### 4.1 Жалпы мәліметтер

Кетіп бара жатқан газдардың жылуын ГТҚ схемасында газ турбинасынан кейін жанудың өнімдері атмосфераға лақтырар алдында регенератордан өтіп компрессордың жану камерасына берілетін сығылған ауаны қыздырады. Сонда турбинаның алдында газдардың температурасы тұрақты болғанда  $T_3$  компрессордан кейін сығылған ауа 2-а изобара учаскесінде (Сурет 3) турбинадан шыққан газдарымен қыздырылады, тек а-3 учаскесінде отынның жанғанда бөлінетін жылумен қыздырылады. Аудандар 2-а-в-с және в 4 f l e жылуды қайта пайдаланғанда ауаға берілген және жанған өнімдерден алынған жылу мөлшерін сипаттайды. Соған сәйкес 2, а, в, сауданының шамасына берілетін жылу мөлшері азаяды, ал 1-2-3-4 ауданымен анықталатын циклдың жұмысы өзгерусіз қалады. Осы жағдай, айналымнан өткен газдарын регенерация жасайтын ГТҚ циклының ПӘК-ін салыстырса, регенерациясыз ГТҚ циклының ПӘК-і жоғарылауына әкеледі.



Сурет 3. Жылууды регенерациядан өткізетін және изобаралық түрде беретін ГТҚ термодинамикалық циклы

Регенератор құндақты трубалы, қатаң конструкциялы, қарсы ағыныдық индексі  $P=1$  жылуалмастырғыш аппарат болып табылады.

Жылу алмастырғышқа кірердегі ауаның температурасы газтурбиналық қондырғының цикліндегі 2 нүктесінің температурасына тең.

Жылуалмастырғышқа кірердегі газдардың температурасы ГТҚ циклінің 4 нүктедегі газдардың температурасына тең.

Газтурбиналық қозғалтқыштан шыққан газдардың массалық шығыны (кг/с) келесі кесіндідін табылады:

$$G_r = \frac{N_e}{\Delta h_{2-3} - \Delta h_{4-1}}$$

мұнда  $N_e$  – ГТҚ қуаты, кВт.

$\Delta h_{2-3} - \Delta h_{4-1}$  – ГТҚ циклының 2 – 3 және 4 – 1 процестерінде меншікті энтальпияның өзгеруі.

Жылу алмастырғыш аппараттың потенциалдық қуаты, кВт:

$$Q = G_r \cdot C_{pr} (T_4 - T_1)$$

мұнда  $C_{pr}$  – айналымнан шыққан газдардың меншікті изобаралық жылу сымдылығы, кДж/кг.К. (бірінші бөлімнен алынады).

#### 4. 2 Жылу алмастырғыш аппарат арқылы өткенде қыздырылатын ауа мөлшерін анықтау

Отынның секундтық шығыны (кг/с) формула бойынша анықталады:

$$B = \frac{N_e}{Q_H^p \cdot \eta_t},$$

мұнда  $Q_H^p$  – отынның жанғандағы ең төмен меншікті жылулығы, (сұйық мұнай отындарына  $Q_H^p = 41 \dots 44$  МДж/кг);

$\eta_t$  – бірінші бөлімде есептелген жылуқуші қондырғысының термиялық ПӘК-і.

Отынның жануына қажетті ауа шығыны, кг/с:

$$G_{вг} = B \cdot l_o \cdot \alpha$$

мұнда  $l_o$  – бір килограмм отынның толық жанып бітуіне қажет ауа мөлшері (мұнай отындарына  $l_o \approx 14,8$  кг. ауа/ 1 кг отын).

$\alpha$  – ауаның жеткіліктік коэффициенті ( $\alpha = 1,1 \dots 1,3$ ).

Рекуперативті жылу алмастырғыш аппараттарын жылулық және конструктивтік есептеуінің реті.

1. Технологиялық және жылулық схемаларын тексеріп түзетеді, онда элементінің біреуі қарастырылатын жылу алмастырғыш аппарат болып табылады.

2. Үрмелердің, дренаждардың, ағызулардың, сынамалардың және басқа жоғалуларды бағалайды және есептелетін аппараттағы жылулық және материалдық ағындарының схемасын құрастырады.

3. Аппараттың жылулық балансын құрастырады, содан кейін жылу өнімділігін, шығындарын, жылу алмастырғыштардың бастапқы және ақырғы температураларын, олардың физика-химиялық қасиеттерін, залалдығын және конструкциялық материалдарға агрессивтігін анықтайды.

Жылу тасымалдағыштардың технологиялық қасиеттеріне қарай конструкциясын анықтайды:

1. жылу алмастырғыштың, ал газдардың химиялық агрессивтігі және экономикалық жағынан оны орындауға конструкциялық материалдар таңдалады.

2. Жылу тасымалдағыштардың қасиеттеріне және температураларына және жылу алмастырғыштың конструктивтік схемасына қарай жылу алмасатын заттардың салыстырмалы ағындарының бағытын таңдайды. Жаңа жылу алмастырғышты жобалағанда жылу тасымалдағыштардың қарама-қарсы қозғалыстарын алған дұрысырақ болады, себебі басқалай бірдей жағдайда жылу өнімділігін  $Q$  жоғарылатуға немесе аппараттың жылу алмасу бетінің ауданын  $F$  кішірейтуге мүмкіндік береді.

3. Трубалар қатарын сыртынан орағытқанда жылу алмасу бетіне қарай жылу алмастырғыштың ағу бағытын таңдау сұрағын шешкенде келесі нұсқаларды ескерген дұрыс: егерде қатынас  $Nu/Pr^{0,4} > 58$  болса бойымен, ал  $Nu/Pr^{0,4} < 58$  болса көлденен орағытқан ұтымдырақ болады.

4. Жылу тасымалдағыштардың орташа айырымын  $\Delta t_{op}$  анықтайды.

5. Тәжірибелер негізінде немесе жылу беріліс бойынша анықтама әдебиетінің көмегімен ыстық жылу тасымалдағыштан қабырғаға ( $\alpha_1$ ) және қабырғадан салқын жылу тасымалдағышқа ( $\alpha_2$ ) жылу бергіштік коэффициентінің мәнінің шамасын бағалайды.

Келесі орташа мәндерді пайдалануға болады:

а) жылу бергіштік коэффициенттер мәндерінің шамалары, Вт/(м<sup>2</sup>·К):

Ауаны қыздырғанда және салқындатқанда.....1 – 50

Аса қызған буды қыздырғанда және салқындатқанда.....20 – 100

Майларды қыздырғанда және салқындатқанды ..... 200 – 1500

Суды қыздырғанда және салқындатқанда .....500 – 10000

Су қайнағанда .....500 – 45000

Су буының пленкалы конденсация болғанда .....4000 – 15000

Су буының тамшылап конденсация болғанда .....40000 – 120000

Органикалық булар конденсатқа айналғанда .....500 – 2000

б) жылу беріліс коэффициенті мәндерінің шамалары  $k$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К)

жылу бергенде:

газдан газға .....25

газдан суға .....50

керосиннен суға .....300

судан суға .....1000

конденсацияланатын будан суға .....2500

конденсацияланатын будан майларға .....300

6. Жылу алмасу бетінің термиялық кедергісін анықтайды (екі жағыныңың ластануын екеріп).

7. Бетінің ластануын ескеріп жылу беріліс коэффициентінің шамалас мәндерін анықтайды

Цилиндрлі қабырға болса

$$k = \frac{1}{d_{op} \left( \frac{1}{\alpha_1 d_{iш}} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_{сырт}}{d_{iш}} + \frac{1}{\alpha_2 d_{сырт}} \right) + R_{лас}}$$

мұнда  $d_{op}$ ,  $d_{iш}$ ,  $d_{сырт}$  – трубаның орташа, ішкі және сыртқы диаметрі, м.

$\lambda$  – жылу алмасу беті материалының жылу өткізгіштік коэффициенті;

$R_{лас}$  – трубаның бетіндегі ластың жылу беріліске кедергісі.

Жылу беріліс коэффициентінің  $k$  шамалас мәні бойынша жылу алмасу бетінің алдынала эскиздік  $F_{эс}$  мәнін анықтайды:

$$F_{эс} = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{ср}},$$

Практикалық есептерде жылу тасымалдағыштың орташа температурасын оның бастапқы және соңғы мәндерінің орташа арифметикалық сияқты анықтайды.

Содан соң жылу тасымалдағыштың қозғалыс жылдамдығын, ағу бағытын таңдайды. Лас жылу тасымалдағышты трубаның ішімен, ал таза жылу тасымалдағышты трубалар арасына жіберген дұрыс, себебі трубалардың ішкі жағының, әсіресе тіке, түзу трубалардың, бетін тазалау ыңғайлы.

Қысымы және температурасы жоғары жылу тасымалдағышы трубаның ішіне бағытталса аппараттың корпусына механикалық жүктелуін төмендетуге және қорршаған ортаға жылудың жоғалуын азайтуға себепші болады.

Трубалардың диаметрін таңдап алады және олардың ұзындығы мен санын анықтайды. Өнеркәсіптік жылу алмастырғыштарда сыртқы диаметрі 17 мм-ден төмен трубаларды сирек қолданады. Көбінесе сыртқы диаметрі 22, 25, 32, 38 мм трубаларды қолданады (соңғы екеуі болат трубаларға қолданылады). Жылу тасымалдағыш лас болса сыртқы диаметрі 44,5, 51, 57, 76 мм трубалар қолданылады. Жылу алмастырғыш аппараттарды жобалағанда түрлі түсті металлдардан жасалған трубаларды тек өте қажет болғанда ғана таңдап алуға болады.

Егерде белгілесе:

$F_{iш}$  – трубаның ішкі жағындағы жылу алмасу бетінің ауданы, м<sup>2</sup>;

$d_{сырт}$  и  $d_{iш}$  – трубаның сыртқы және ішкі диаметрі, м;

$l$  – бір жүрісті топқа есептегенде трубаның жалпы ұзындығы, м;

$l'$  – көп жүрісті топтың бір жүрісінде трубаның ұзындығы, м;

$n$  – аппаратта трубалар саны;

$z$  – аппаратта жүріс саны;

$S_{тр}$  – бір жүрісте трубалардың өтпелі қимасының ауданы, м<sup>2</sup>;

$\omega$  – трубалардағы жылу тасымалдағыштың жылдамдығы, м/с;

$m$  – жылу тасымалдағыштың массалақ шығыны, кг/с;

$\rho$  – жылу тасымалдағыштың тығыздығы, кг/м<sup>3</sup>.

Трубалы жылу алмастырғыш аппаратында жылу алмасу беті келесі формуламен анықталады:

$$F_{iш} = \frac{\pi d_{iш}}{n},$$

Трубалардың ішімен ағатын сұйықтың секундалық шығын көлемі:

$$V = S_{\text{тр}} \omega = \frac{\pi \cdot d_{\text{иш}}^2 \cdot n \cdot \omega}{4z},$$

Сонда аппараттағы трубалардың жалпы саны

$$n = \frac{4zS_{\text{тр}}}{\pi d_{\text{иш}}^2}$$

Трубалардың ұзындығы

$$l = \frac{F_{\text{иш}}}{\pi d_{\text{иш}}^2 n} = \frac{F_{\text{иш}} \pi d_{\text{иш}}^2}{\pi d_{\text{иш}}^2 4z S_{\text{тр}}} = \frac{F_{\text{иш}}}{4z S_{\text{тр}}},$$

Трубалардың ұзындығын жылу тасымалдағыштың шығыны және жылдамдығы арқылы белгілейміз,  $z = 1$  болса.

$$V = \frac{G}{\rho} = \frac{\pi d_{\text{иш}}^2}{4} n \omega,$$

осыдан

$$n = \frac{4G}{\pi d_{\text{иш}}^2 \omega \rho},$$

Сонда аппараттағы трубаның ұзындығы келесідей анықталады:

$$l = \frac{F_{\text{иш}} d_{\text{иш}} \rho}{4G} \omega.$$

Есепті ұзындығы үлкен болған жағдайда көп жүрісті жылу алмастырғыштарды құрастырады, оларда трубалар бойымен жүріс саны:

$$z = l / l'.$$

Трубалы торды жобалағанда трубалардың ортасынан өлшегенде ара қашықтығы кемінде  $1,3 d_{\text{сырт}}$  алынады.

Әрі қарай жылу алмастырғыштың склбасын салып қорытынды жасау керек.

## 5. Тастанды жылуды пайдаланатын қазанның өнімділігін есептеу

Басында тастанды жылуды пайдаланатын қазандардың атқаратын қызметін және жалпы құрылымын келтіру керек.

Балансылық теңдеу жасалады

$$m_{\text{г}}C_{\text{рг}}(T_4 - T_1) = m_{\text{сy}}C_{\text{сy}}(T'_{\text{сy}} - T_{\text{сy}})\eta$$

мұнда  $m_{\text{г}}$  – газдың массалық шығыны, кг/с;

$m_{\text{сy}}$  – судың массалық шығыны, кг/с;

$C_{\text{сy}}$  – судың жылу сиымдылығы, кДж/кг. К;

$T'_{\text{сy}}$  – жылу алмастырғыштан кейін судың температурасы, °С;

$T_{\text{сy}}$  – жылу алмастырғышқа кірердегі судың температурасы, °С;

$\eta$  - қоршаған ортаға жылудың жоғалуын ескеретін коэффициент.

Балансылық теңдеуден тастанды жылуды пайдаланытын қазаннан шыққан ыстық судың секундалық шығысы, (кг/с):

$$m_{\text{сy}} = \frac{m_{\text{г}}C_{\text{рг}}(T_4 - T_1)}{C_{\text{сy}}(T'_{\text{сy}} - T_{\text{сy}})}$$



## Қорытынды

Газтурбиналық қондырғы қозғалтқыш ретінде әр түрлі көлік құралдарында (авиация, судағы және құрғақтағы көлік) қолданылады, сонымен бірге, стационарлық энергетикалық қондырғы ретінде де қолданылады, негізінде электр энергиясын өндіргенде.

Сырттан жанатын қозғалтқыштардың, соның ішінде газтурбиналықтың артықшылығы – бұл олардың жұмыс істеуіне газ тәрізді және сұйық отындарды қолдануға болатыны, соның ішінде төмен сапалы отындарды.

Осыған жетуге болатын себебі, газтурбиналық қозғалтқыштарда отынның толық жанып кетуіне жайлы жағдай тудыруға болатындығы және соған сәйкес, зианды лақтырыстарды азайтуға болатындығы.

Осы әдістемелік нұсқаулардағы есептерді шығарғанда термодинамиканың, жылу берілістің заңдарын, сол заңдарды жылулық қозғалтқыштарында жылуды тиімді пайдалану практикасында және оларды жылуды пайдалану дәрежесі бойынша бағалағанда қолдануға мүмкіндік береді.

## Қолданатын әдебиеттер

### Негізгі:

1. Апальков А.Ф. Теплотехника :учеб.пособие очн. и заочн. форм / А.Ф. Апальков. – Ростов н /д. : Феникс, 2008. – 186 с.
2. Бахшиева Л. Т. Техническая термодинамика и теплотехника / Л. Т. Бахшиева, Б. П. Кондауров, А. А. Захарова. - М. : Академия, 2006. - 272 с.
3. Кордон М. Я. Теплотехника : учеб. пособие / М. Я. Кордон, В. И. Симакин, И. Д. Горешник. – Пенза : ПГУ, 2005.-165 с.
4. Кабашев Р.А. ж.б. Жылу техникасы: Окулык/ Р.А. Кабашев, А.К. Кадырбаев, А.М. Кекилбаев.- Алматы: «Бастау» баспаханасы,2008.-425 б
5. Луканин В. Н. Теплотехника: учебник для студ. технич. спец. вузов / В. Н. Луканин. – М. : Высшая школа, 2006. – 671 с.
6. Шатров М. Г. Теплотехника / М. Г. Шатров, И. Е. Иванов, С. А. Пришвин. – М. : Академия, 2011.-288 с.

### Қосымша:

7. Баскаков А. П. Теплотехника : учебник для вузов /А.П.Баскаков, Б.В. Берг,О.К.Витт. - М. :Энергоатомиздат, 1992.- 224 с.
8. Поршаков Б.П. Термодинамика и теплопередача (в технологических процессах нефтяной и газовой промышленности) / Б. П. Поршаков, Р. И. Бикчентай, Б. А. Романов. - М.: Недра, 1987.-253 с.
9. Поршаков Б.П. Основы термодинамики и теплотехники / Б. П. Поршаков, Б. А. Романов. - 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1988.-195 с.