**Кыргыз Республикасынын билим берүү жана илим министрлиги**

**И.Раззаков атындагы Кыргыз мамлекеттик техникалык университети**

**“Жылуулук энергетикасы” кафедрасы**

**ГОРИЗОНТАЛДЫК ӨТКӨРГҮЧ ТҮТҮКТӨРДӨ**

**ЖЫЛУУЛУК АЛМАШУУ ПРОЦЕССТЕРИН ИЗИЛДӨӨ**

Бардык багытта окуган студенттер үчүн № 6 виртуалдык

лабораториялык ишке усулдук колдонмо

**Бишкек 2019**

“Жылуулук энергетикасы” Факультеттин усулдук

кафедранын отурумунда каралган комиссиясы тарабынан

Прот. № 8 от 25.06.2019 ж. сунушталган

 Прот. № 9 от 30.06.2019 ж.

**Түзүүчүлөр:** ***Н.А. Сүйүнтбекова, С.Ж.Иманалиева***

Горизонталдык өткөргүч түтүктөрдө жылуулук алмашуу процесстерин изилдөө. Бардык багытта окуган студенттер үчүн № 6виртуалдык лабораториялык ишке усулдук колдонмо/И.Раззаков атындагы КМТУ. Түзүүчүлөр: Н.А.Сүйүнтбекова, С.Ж.Иманалиева. - Б.: БК “Текник”; 2019. – 11 б.

 Бардык багыттагы студенттер үчүн арналат.

Тизмек 2. Сүрөт. 1. Адабият 3.

**Рецензиялаган: т.и.к., проф. В.И. Саньков**

**Иштин максаты**

 Горизонталдык өткөргүч түтүктөрдө эркин жана аргасыз конвекцияда жылуулук алмашуунун процесстерин изилдөө:

 - жылуулук өткөрүмдүүлүк коэффициенттерин эксперименталдык аныктоо;

 - критериалдык теңдемелер боюнча эсептөөлөрдү тажрыйбалуу маанилерде салыштыруу.

**Негизги жобо**

 Жылуулук агымынын $Q$ белгилүү маанидеги кубаттуулугунда, жылуулук алмашуу $F$ бетинде жана чөйрө менен каптал ортосундагы температуранын айырмачылыктары $∆t$ Ньютон-Рихмандын теңдемесинен $Q=α∙F∙∆t$ жылуулук өткөрүмдүүлүк $α$ коэффицментин аныктоодон мүмкүн болот.

 Горизонталдык жайгашкан өткөргүч түтүктөрдө боюнча аба басымынын түрткүсү астында кыймылга келет, ал эми өткөргүч түтүктүн сыртында аба агымы менен байланышта болгон жагдайда, өткөргүч түтүк ичиндеги жылуулук алмашуу аргасыз конвекция шарты менен, ал эми сыртында табигый конвекция аркылуу аныкталат. Аргасыз конвекцияда жылуу агымдын кубатын $Q\_{1}$ белгилейбиз, ал эми табигый конвекцияда– $Q\_{2}$, жана тиешелүүлүгүнө жараша жылуулук өткөрүмдүүлүк коэффициенттери $α\_{1}$ жана $α\_{2}$.

Ошондой эле белгилерди киргизебиз:

− $F\_{иб}$ – аргасыз конвекциядагы жылуулук алмашууда катышкан өткөргүч түтүктүн ички бети;

− $F\_{сб}$ – табигый конвекция процессинде курчаган чөйрө менен жылуулук алмашуучу өткөргүч түтүктүн сырткы бети;

− $∆t\_{1}$ – ички бети тараптан температуралык кысым;

−$∆t\_{2}$ – өткөргүч түтүктүн сырткы бети тарабынан температуралык кысым. Ушундайча, тажрыйбада $Q\_{1}$ жана $Q\_{2}$, $∆t\_{1} $жана $∆t\_{2}$, ошондой эле $F\_{иб}$ жана $F\_{сб}$ аныкталышы керек.

Мындай жагдайда тажрыйбадан $α\_{1ан}$ жана $α\_{2ан}$ аныктоого, андан кийин $α\_{1эс}$ жана $α\_{2эс}$ маанилерин салыштырууга болот, ал жылуулук алмашуунун сыпатына шайкеш келген критериялык теңдемелерден алынган. Түтүк аркылуу өтүп жаткан электр тогу жылуулукка $Q\_{э}$ толугу менен өтүүчү жумуш аткарат. Мындай жагдайда термодинамика законунун биринчи теңдемеси, энергияны сактоо законунун өзгөчө учуру катары, кийинки түргө келет: $Q\_{э}=Q\_{1}+Q\_{2}+Q\_{3}$, мында $Q\_{1}$ – түтүктүн ичинде кыймылга келип, абага берилүүчү жылуу агымдын кубаты; $Q\_{2}$ – түтүктү курчап туруп, абага берилүүчү жылуу агымдын кубаты; $Q\_{3}$ – түтүктү ысытууга (муздатууга) кеткен жылуулук агымынын кубаты.

Жылуулук агымы $Q\_{3}$ орнотуу ишиндеги стационардык эмес режиминде орунга ээ болот, ал эми стационардык режимге жеткенде, качан түтүктүн температурасы $t\_{х}$= const, $Q\_{3}=0$ жана теңдеме оңойлошот: $Q\_{э}=Q\_{1}+Q\_{2}.$

Түтүктүн ичинде кыймылга келген, абага берилген жылуулук агымдын кубаты$ Q\_{1} $горизонталдык түтүктүн бөлүгүнө термодинамиканын биринчи законунун теңдемеси боюнча аныкталышы мүмкүн:

$Q\_{1}=G∙\left(∆h+∆Э\_{кин}+∆Э\_{пот}+l\_{т}\right), Bm$*.*

Эсептөөлөрдү жүргүзүү учурунда агымдын потенциалдуу өзгөрүшү *нөлгө* барабар, агымдын потенциалдык жумушу *нөлгө* барабар экендигин эске алуу керек. Анда:

$$α\_{1,оп}=\frac{Q\_{1}}{F\_{иб}∙∆t\_{1}} \left(1\right) жана α\_{2,оп}=\frac{Q\_{2}}{F\_{сб}∙∆t\_{2}} \left(2\right).$$

Жылуулук өткөрүмдүүлүктүн коэффициенттеринин орточо маанисин аба толкунундагы конвективдүү жылуулук алмашуу учурунда эсептөө үчүн критериалдык теңдемелердин негизиндеги кийинки формулалар сунушталат.

Нуссельттин түтүктөрдө аба агымынын конвективдүү жылуулук алмашуусу критерийинин орточо көлөмүн эсептөө үчүн теңдеме сунушталат:

а) *ламинарлык режим үчүн:* $Re<2∙10^{3}\overbar{Nu}\_{1п,d}=0,15∙Re\_{п}^{0,33} ∙Pr\_{п}^{0,43}$ (3)

б) *өнүккөн турбуленттик режим үчүн:*

$Re>10^{4}\overbar{Nu}\_{1п,d}=0,021∙Re\_{п}^{0,8} ∙Pr\_{п}^{0,43}$, (4)

мында$ \overbar{Nu}\_{1п,d}=\frac{\overbar{α}\_{1сч}∙d\_{иб}}{λ} – $Нусельттин орточо критерийи; $Re\_{п}=\frac{w∙d\_{иб}}{υ}- Рейнольдстун критерийи;$ $Pr\_{п}=\frac{υ\_{п}}{ɑ\_{п}}- $Прандтль критерийи.

Табигый конвекцияда чектелбеген мейкиндикте өзгөрүү диапозонундагы горизонталдык түтүктөр үчүн ($Gr∙Pr⁡$) 103 дан 108 чейин:

$\overbar{Nu}\_{2п,d}=0,5(Gr\_{п} ∙Pr\_{п})^{0,25}$ (5)

мында $\overbar{Nu}\_{2п,d}=\frac{\overbar{α}\_{2сч}∙d\_{сб}}{λ} –$ Нуссельттин орточо критерийи; $Gr\_{п.d}=\frac{g∙d\_{сб}^{3}}{υ^{2}}β\_{п}∙∆T- $ Грасгоффтун критерийи; $Pr\_{п}=\frac{υ\_{п}}{ɑ\_{п}}- $курчаган чөйрө агымынынын температурасынын алдында Прандтльдын критерийи.

1. **Орнотуунун схемасы жана аны сүрөттөө**. Мындай жагдайда жумушчу тело болуп эсептелген аба курчаган чөйрөдөн компрессор **1** менен алынат (1-сүр.)**.**  Курчап турган чөйрөдөгү аба параметрлери “Курчаган чөйрө” 4 панелинде жайгашкан сымап барометри 2 жана термометр менен ченелет.

****

Рис. 1. Орнотмонун схемасы

Мындан ары аба агымы 0-0 кесилиши аркылуу “Вентури түтүгү” тибиндеги аба өлчөө түзүлүшү 5 аркылуу багытталат. Өтүп жаткан абанын саны катмар 6 аркылуу жөнгө салынат. Бириктирилген түтүк өткөргүчтөрдүн системасы боюнча аба агымы горизонталдык металлдык түтүк 7 бөлүгүндө изилденген кирүү кесилишинде 1-1 келип түшөт.

 Компрессор аркылуу өтүүчү аба агымына 0-0 кесилишинен 1-1 кесилишке чейин кысылуу иши жүргүзүлөт, мында жылуулук компрессордун электр кыймылдаткычынын муздашынын эсебинен болот да, ошондуктан анын температурасы көтөрүлөт жана концентриялык жайгашкан төрт термопарлар 8 менен өлчөнөт. Бардык төрт термопар дифференциалдык схемада коштурулган, ошол үчүн экинчи каттоочу түзмөк 9 абанын орточо температурасын 1-1 кесилишинде көрсөтөт. Түзмөк термопардын муздак ширеткичтерге ээ болуу муктаждыгын четтей турган компенсациялык түзүлүшкө ээ.

Ушундай эле схемадагы термопарлар 10 жана түзмөк 11 менен абанын температурасы 2-2 кесилишинде түтүктөн чыгуу алдында ченелет, ал эми термопар 12 жана түзмөк 13 менен горизонталдуу түтүктүн температурасы.

“Статистикалык басым” 14 панелинде жайгашкан U-түрүндөгү манометрдин жардамы менен абаченөөчтүн ”алкымындагы” кысылуу өлчөнөт жана компрессордон чыгуу –горизонталдык түтүккө кирүү кесилишиндеги басым өлчөнөт. Түтүктүн горизонталдык бөлүгү трансформатор 15 аркылуу жүгүртүлгөн электр тогунун жардамы менен ысытылат. Түтүктү ысытууга коротулган жылуу агымдын кубаты “Түтүктү ысытуу” 18 панелинде жайгашкан амперметр 16 жана вольтметр 17 көрсөткүчтөрүнөн табылат.

Стационардык режимге жетүүдө бардык зарыл болгон түзмөктөрдүн көрсөткүчтөрү протоколго 19 жана байкоо таблицасына (1-табл.) киргизилет. Режимдин стационардуулугу тууралуу түтүктүн температурасын ченөө боюнча түзмөк көрсөткүчтөрү аркылуу аныктоого болот.

1. таблица

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| №п/п | Өлчөө чоңдугу | Белгилөөлөр | Тажрыйбалардын номерлери |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| 1 | Түтүккө кирүү алдындагы абанын температурасы, *°С* | $$t\_{1}$$ |  |  |  |  |  |  |  |
| 2 | Түтүктөн чыгуу алдында абанын температурасы(1 – 1 кесилиши), *°С* | $$t\_{2}$$ |  |  |  |  |  |  |  |
| 3 | Түтүктүн орточо температурасы, *°С* | $$t\_{х}$$ |  |  |  |  |  |  |  |
| 4 | Вакуумметр көрсөткүчү (абаченөөчтүн алкыны), *мм.суу.мам* | $$H$$ |  |  |  |  |  |  |  |
| 5 | Пьезометр көрсөткүчү (компресордон кийин) *мм.суу.мам* | $$Н\_{н}$$ |  |  |  |  |  |  |  |
| 6 | Түтүктү ысытууга берилген кысым, *В* | $$U\_{н}$$ |  |  |  |  |  |  |  |
| 7 | Түтүктү ысытууга колдонулган токтун күчү, *А* | $$I\_{н}$$ |  |  |  |  |  |  |  |
| 8 | Барометр көрсөткүчү, *мбар* | $$B$$ |  |  |  |  |  |  |  |
| 9 | Курчаган чөйрөнүн температурасы, *°С* | $$t\_{чөйрө}$$ |  |  |  |  |  |  |  |

1. **Эсептөө формулалары жана эсептер**

 1. Атмосфералык басым сымап мамычасынын температуралык кеңейишинин эсеби менен барометр формуласы боюнча:

$$P\_{атм}=\frac{B∙10^{2}}{1+1,815∙10^{-4}∙t\_{чөйрө}}, Па$$

мында $B$ – барометр көрсөткүчү, *мбар*; $t\_{чөйрө}$ – аба ченөөчкө кирүүдө абанын температурасына барабар болгон курчаган чөйрөнүн температурасы, *°С.*

1. Аба ченөөчтө аба басымынын төмөндөшү: $∆P=ρ∙g∙H,$ Па

мында, $ρ$ – U-түрүндөгү вакуумметрдеги суунун жыштыгы, 1000 *кг/м3* га барабар; $g$ – эркин түшүүнү арттыруу, 9,81 *м/сек2* барабар; $H$ – *мм.суу.мам*. которулган вакуумметр көрсөткүчү (аба ченөөчтүн тамагы).

1. Аба ченөөчтүн “тамагындагы” абал боюнча абанын жыштыгы:

$$ρ\_{аба}=\frac{(P\_{атм}-∆P)}{R(t\_{чөйрө}+273)}, кг/м^{3} $$

мында $R- $абанын газ мүнөздүү туруктуулукта, 287 *Дж/кг·К* барабар.

1. Аба чыгымы: $G=0,525∙10^{-3}\sqrt{ρ\_{аба }∙∆P },$ кг/сек.
2. I-I кесилишиндеги абсолюттук басым: $P\_{1}=P\_{атм}-ρ∙g∙H\_{н}$, *Па*

мында $H\_{н}-$ пьезометр көрсөткүчү (компрессордон кийин), *мм.суу.мам*. которулган.

1. Горизонталдык түтүккө кирүү абалы боюнча абанын жыштыгы:

$$ρ\_{1}=\frac{P\_{1}}{R(t\_{1}+273)} , кг/м^{3} $$

мында $t\_{1}- $абанын түтүккө кирүү температурасы (кесилиш I-I), *0С*.

1. Горизонталдык түтүктөн чыгуу абалы боюнча абанын жыштыгы:

$$ρ\_{2}=\frac{P\_{атм}}{R(t\_{2}+273)} , кг/м^{3}$$

мында $t\_{2}$ – түтүктөн чыгуудагы абанын температурасы (II-II кесилиши ), *°С*.

 8. I жана II кесилишиндеги абанын энтальпиялык мааниси жалпы теңдеме боюнча аныкталат:

$h\_{j}=c\_{p}∙t\_{j},$кДж/кг

мында $c\_{p}$ – температурадан көз карандысыз кабыл алууга мүмкүн болгон абанын жылуулук сыйымдуулугу жана 1,006 *кДж/(кг·°С)* барабар; $t\_{j}$ – каралып жаткан кесилиштеги температура, *°С*; $j$ – каралып жаткан кесилиштин индекси (I же II).

 9. I-I жана II-II кесилишиндеги агымдын орточо ылдамдыгы жана жалпы теңдеме боюнча аныкталат:

$$W\_{j}=\frac{G}{(ρ\_{j}∙F)} , м/сек;$$

мында $F- $аба агымы үчүн өткөрүү кесилиштин аянты, ал I-I жана II- кесилиштеринде бирдей жана 1,35·10-3, *м2* барабар; $ρ\_{j}-$ каралып жаткан кесилиштеги абанын жыштыгы, *кг/м3*; $j-$ каралып жаткан кесилиштин индекси (I-I же II-II).

 10. Түтүктүн ички бетинен аргасыз конвекция менен берилүүчү жылуу агымдын кубаты:

$Q\_{1}=G\left(∆h+∆Э\_{кин}\right),$Вт

формуласы боюнча (4) эске алуу менен табылат.

 11. Анда (3) формуланы эске алуу менен түтүктүн сырткы бетинен табигый конвекция аркылуу берилүүчү жылуу агымдын кубаттуулугу:

$Q\_{1}=Q\_{3}-Q\_{1}$, Вт.

 12. I-I кесилишинен II-II кесилишине чейинки бөлүктө белгиленген жылуу агымдын кубаттуулугу вольтметр жана амперметр көрсөткүчтөрү боюнча табылат:

$Q\_{3}=U\_{н}∙I\_{н}$, Вт;

мында $I\_{н}$ – түтүктү ысытууга колдонулган ток күчү, *а*; $U\_{н}$ – түтүктү ысытууга берилген басым, *в*.

Жылуулук берүү коэффициенттеринин тажрыйбалык маанисин (1) жана (2) формулалары боюнча алабыз, мында $F\_{иб}$ – түтүктүн ички бети, 0,382 0,352, *м2* барабар; $F\_{сб}$– түтүтүн сырты бети, 0,386, *м2* барабар; аргасыз конвекцияда орточо температуралык басым $∆t\_{1}=t\_{х}-0,5\left(t\_{1}+t\_{2}\right),$ *°C*; табигый конвекцияда орточо температуралык басым $∆t\_{2}=t\_{х}-t\_{чөйрө}$, *°C*.

 13. Аргасыз конвекция үчүн жылуулук алмашуу коэффициентинин эсептөө маанисин табабыз, (3) же (4) эсеби менен төмөнкү формула боюнча:

$$\overbar{α}\_{1п,d}=\overbar{Nu}\_{1п,d}\frac{λ}{d\_{иб}},Вт/(м^{2}∙град). (6)$$

Окшоштук критерийин (3) же (4) теңдемеси боюнча жана (6) формула боюнча жылуулук берүү коэффициентин эсептөөдө абанын бардык термофизикалык касиети (1-тиркеме) *аныкталуучу температура* *–* *түтүктөгү агымдын орточо температурасына* боюнча $t\_{п}=0,5\left(t\_{1}+t\_{2}\right)$ барабар; формуладагы аныкталуучу көлөм болуп түтүктүн ички диаметри $d\_{иб}$ = 0,0415 *м*  болуп саналат.

 14. Эркин конвекцияда жылуулук алмашуунун коэффициентинин эсептеги маанисин (5) эсепке алуу менен, формула боюнча табабыз:

$$\overbar{α}\_{2расч}=\frac{λ∙\overbar{Nu}\_{2п,d}}{d\_{сб}},Вт/(м^{2}∙град). (7)$$

Окшоштук критерийин (5) теңдемеси боюнча чыгаруу жана (7) формуласы боюнча жылуулук берүү коэффициентин чыгарууда абанын бардык термофизикалык касиеттери (1-тиркеме) *аныкталуучу температурага* *– түтүктү курчаган агымдын орточо температурасы* боюнча табылат, $t\_{п}=0,5\left(t\_{х}+t\_{кч}\right)$ барабар;формулада аныкталуучу көлөм түтүктүн сырткы диаметри $d\_{сб}$ = 0,0455 м болуп саналат.

 15. Кээ бир чоңдуктарды эсептөө жыйынтыктары таблицасын толтуруунун алдында түшүндүрмө:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 10 – сапка: | $∆h=1,006\left(t\_{1}-t\_{2}\right)10^{3},$ Дж/кг. |  |
| 11 – сапка: | $$∆Э\_{кин}=\frac{W\_{2}^{2}-W\_{1}^{2}}{2},$$ | Дж/кг. |  |  |  |

 16. Эсептөөнүн жыйынтыктары эркин таблица формасында көчүрүлүшү керек.

2-таблица

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| №п/п | Өлчөө чоңдугу | Белгилөөлөр | Тажрыйбалардын номерлери |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| 1 | Атмосфералык басым, бар | $$P\_{атм}$$ |  |  |  |  |  |  |
| 2 | Абаченөөчтөгү аба басымынын түшүшү, Па | $$∆P$$ |  |  |  |  |  |  |
| 3 | Абаченөөч тамагында абал боюнча аба жыштыгы, кг/м3 | $$ρ\_{аба}$$ |  |  |  |  |  |  |
| 4 | Аба чыгымы, кг/с | $$G$$ |  |  |  |  |  |  |
| 5 | I – I кесилишинде абанын жыштыгы , кг/м3 | $$ρ\_{1}$$ |  |  |  |  |  |  |
| 6 | I – I кесилишинде аба агымынын орточо ылдамдыгы , м/с | $$W\_{1}$$ |  |  |  |  |  |  |
| 7 | Түтүктөн чыгуу алдындагы аба жыштыгы (II – II кесилиши), кг/м3 | $$ρ\_{2}$$ |  |  |  |  |  |  |
| 8 | Түтүктөн чыгуу алдында агымдын орточо ылдамдыгы (II - IIкесилиши), м/с | $$W\_{2}$$ |  |  |  |  |  |  |
| 9 | Системага электр тогу менен киргизилген жылуулук (түтүктү ысытуу), Вт | $$Q\_{э}$$ |  |  |  |  |  |  |
| 10 | Системада (түтүктө) агым боюнча аба энталпиясынын өзгөрүшү, Дж/кг | $$∆h$$ |  |  |  |  |  |  |
| 11 | Түтүктөгү аба агымынын кинетикалык энергиясынын өзгөрүшү, Дж/кг | $$∆Э\_{кин}$$ |  |  |  |  |  |  |
| 12 | Түтүктө аба агымына берилүүчү жылуулук, Вт | $$Q\_{1}$$ |  |  |  |  |  |  |
| 13 | Түтүктү курчаган абага берилүүчү жылуулук, Вт | $$Q\_{2}$$ |  |  |  |  |  |  |
| 14 | Ички жылуулук алмашуу шартта орточо температуралык күч, °С | $$∆t\_{1}$$ |  |  |  |  |  |  |
| 15 | Сырткы жылуулук алмашуу шартында орточо температуралык күч, °С | $$∆t\_{2}$$ |  |  |  |  |  |  |
| 16 | Рейнольдс критерийи | $$Re\_{п}$$ |  |  |  |  |  |  |
| 17 | Аргасыз конвекция шартында Прандтль критерийи  | $$Pr\_{1п}$$ |  |  |  |  |  |  |
| 18 | Аргасыз конвекция шартында Нуссельт критерийи | $$Nu\_{1п,d}$$ |  |  |  |  |  |  |
| 19 | Грасгофф критерийи | $$Gr\_{п}$$ |  |  |  |  |  |  |
| 20 | Табигый конвекция шартында Прандтль критерийи | $$Pr\_{2п}$$ |  |  |  |  |  |  |
| 21 | Табигый конвекция шартында Нуссельт критерийи | $$Nu\_{2п,d}$$ |  |  |  |  |  |  |
| 22 | Аргасыз конвекцияда жылуулук өткөрүмдүүлүктүн эсептөө коэффициенти, Вт/(м2·°С) | $$α\_{1,оп}$$ |  |  |  |  |  |  |
| 23 | Аргасыз конвекцияда жылуулук өткөрүмдүүлүктүн тажрыйбалуу коэффициенти, Вт/(м2·°С) | $$α\_{1,расч}$$ |  |  |  |  |  |  |
| 24 | Эркин конвекцияда жылуулук өткөрүмдүүлүктүг эсептөө коэффициенти, Вт/(м2·°С) | $$α\_{2,оп}$$ |  |  |  |  |  |  |
| 25 | Эркин конвекцияда жылуулук өткөрүмдүүлүктүн тажрыйбалуу коэффициенти, Вт/(м2·°С) | $$α\_{2,расч}$$ |  |  |  |  |  |  |

**Контролдук суроолор**

1. Лабораториялык жумуштун максатын жана анын ишке ашышын кантип түшундүрөбүз?

2. Эксперименталдык орнотуунун негизги түйүндөрүн жана алардын максаттарын аттаңыз.

3. Берилген жумушта температура кандай ыкмалар менен өлчөнөт?

4. Берилген жумушта абанын чыгымы кандайча өлчөнөт жана жөнгө салынат?

5. Курчаган чөйрө менен жылуулук алмашуунун стационардык режими тууралуу кайсы белгилер боюнча аныктоого болот?

6. Термодинамикалык системада каралган контролдук оболочка тандоосу кантип ишке ашат?

7. Берилген тажрыйба маселесин чечүү үчүн колдонулган термодинамиканын биринчи закону теңдемесине жазылыш жана математикалык аныктама бергиле.

8. Берилген тажрыйба маселесин чечүү үчүн колдонулган термодинамиканын 1-чи закону теңдемесине кирген чоңдуктарды аныктоонун ыкмаларын белгилегиле.

9. Температура, басым жана чыгымды өлчөөнүн кандай ыкмалары жана түзмөктөр бар?

10. Лабораториялык орнотуу шартында аба жыштыгы кантип аныкталат?

11. Конвекциянын кандай түрлөрү бар, алардын айырмачылыгы кандай?

12. “Окшоштук теориясынын” маңызы эмнеде жана анын жардамы менен жылуулук өткөрүмдүүлүк коэффициенттери кандайча аныкталат?

13. Критериалдык теңдеме кантип түзүлөт?

14. Аргасыз жана эркин (табигый) конвекция үчүн жалпы түрдөгү критериалдык теңдемени түзгүлө.

15. Эркин конвекция үчүн теңдемеге кирген окшоштук критериясынын физикалык мааниси кандай?

16. Аргасыз конвекция үчүн теңдемеге кирген окшоштук критериясынын физикалык мааниси кандай?

 17.Кандай критерийлерди «аныкталуучу» жана «аныкталган» деп аташат?

 18.Окшоштук критерийин эсептөөдө аныкталуучу температура жана аныктоочу (мүнөздүү) көлөм кандайча тандалат?

1-тиркеме

 Тиркемеде температурадан көз каранды кургак абанын термофизикалык касиеттерин эсептөө үчүн интерполяциялык формула келтирилген:

 жылуулук өткөрүмдүүлүк:

$λ\_{t}$ = 0,000074·$t\_{п}$ + 0,0245, Вт/(м·°С);

 кинематикалык илээшкектик:

$ν\_{t}$ = (0,000089·$t\_{п}^{2}$ + 0,088·$t\_{п}$ + 13,886)·10-6, м2/c;

 Прандтль критерийи Pr:

$Pr$ = 0,00000051·$t\_{п}^{2}$ - 0,0002493·$t\_{п}$ + 0,7086.

**Колдонулган адабияттар:**

 1. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. – М.: Высшая школа, 1981 г.

 2. Теплотехника. Под ред. Баскакова А.П. – М.: Энергоиздат, 1982 г.

 3. Теплотехника. Под ред. В.И.Крутова. – М.: Машиностроение, 1986 г.