**Содержание**

[Задание. Модуль № 1 6](#_Toc1763208)

[Решение. Модуль 1. 8](#_Toc1763213)

[Задание. Модуль № 2 16](#_Toc1763240)

[Решение. Модуль 2. 18](#_Toc1763241)

[Список литературы 22](#_Toc1763242)

# Задание. Модуль № 1

**Задача. Дано:** обратимый цикл Ренкина (рис. 1). Параметры пара на входе в турбину р1, t1 и давление пара на выходе из турбины р2 даны в табл.1

Произвести расчет обратимого цикла паротурбинной установки с соответствующими исходными данными.



Рис. 1. Обратимый цикл Ренкина

Таблица 1. Исходные данные

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| № варианта задачи | *р*1 , бар | *t*1 , oC | *р*2 , бар |
| **5** | 200 | 520 | 0,04 |

# В процессе реализации модуля № 1 курсовой работы необходимо выполнить следующее:

# 1. Представить цикл ПТУ в *Т*-*s*- и *h*-*s* – диаграммах

# 2. Привести схему установки и нанести узловые точки цикла на схему. Указать назначение каждого процесса (1-2, 2-3 и т.д.), его характер (адиабатный, изобарно-изотермический) и т.д.) [1].

# 3. Определить параметры р, t, h, s, x в узловых точках цикла с использованием таблиц [1, 3] и занести в табл. 2.

4. Рассчитать подводимую теплоту (*q*1), отводимую теплоту (*q*2), работу турбины (т), работу насоса (н), работу цикла (), термический КПД цикла ( *t* ) [1].

5. Показать цикл Карно в *р*-*v* и *Т*-*s* – диаграммах для интервала давлений *p*1 ÷ *p*2. Сравнить термический КПД цикла Ренкина ($η\_{t}$) с термическим КПД цикла Карно ($η\_{t к}$).

6. Ответить на вопросы:

* Почему нецелесообразно осуществление цикла Карно в паротурбинной установке?
* Как зависит термический КПД цикла Ренкина ($η\_{t}$) от параметров пара на входе в турбину *p*1 и *t*1 от давления в конденсаторе *p*2?

# Решение. Модуль 1.

**1. Представить цикл ПТУ в *Т*-*s*- и *h*-*s* – диаграммах**

#

Рис. 2. Т-s– диаграмма цикла ПТУ

#

Рис. 3. *h*-*s* – диаграмма цикла ПТУ

# 2. Привести схему установки и нанести узловые точки цикла на схему. Указать назначение каждого процесса (1-2, 2-3 и т.д.), его характер (адиабатный, изобарно-изотермический) и т.д.) [1].

#

Рис. 4. Схема ПТУ

# Процесс 1-2 - адиабатное расширение пара в турбине.

# Процесс 2-3 - конденсация пара в конденсаторе при р2=const, t2= const.

# Процесс 3-4 - повышение давления в питательном насосе от р2 до р1.

# Процесс 4-5 - нагрев питательной воды в паровом котле.

# Процесс 5-6 - парообразование при р1=const, t1= const.

# Процесс 6-1 - перегрев пара в пароперегревателе при р1=const.

# Теплота q1 - подводится в процессах 4-5-6-1.

# Теплота q2 - отводится в процессе 2-3.

# 3. Определить параметры р, t, h, s, x в узловых точках цикла с использованием таблиц [1, 3] и занести в табл. 2.

Параметры состояний 1, 5, 6, 3 содержатся в таблицах [1, 3]:

* состояние 1 – таблица перегретого пара;

**Точка 1 – состояние – перегретый пар.**

*x*1 *=*1 – паросодержание,

*v*1=0,01551 м3/ч,

*h*1=3303,7 кДж/кг – энтальпия пара,

*s*1=6,2251 кДж/(кг\*К) – энтропия пара.

* состояния 3, 5, 6 – таблица насыщения (по давлениям).

**Точка 3 – состояние – вода.**

*p*2 = *p*3=0,04 бар,

*x*3 *=*0 – паросодержание,

*t*3=28,981 oC – температура воды,

*v*3=0,001004 м3/ч,

*h*3=121,41 кДж/кг – энтальпия воды,

*s*3=0,4224 кДж/(кг\*К) – энтропия воды.

**Точка 5 – состояние – вода.**

*p*5 = *p*6 = *p*4 = *p*1=200 бар,

*x*5 *=*0 – паросодержание,

*t*5=365,71 oC – температура воды,

*v*5=0,002038 м3/ч,

*h*5=1828,8 кДж/кг – энтальпия воды,

*s*5=4,0181 кДж/(кг\*К) – энтропия воды.

**Точка 6 – состояние – пар.**

*p*5 = *p*6 = *p*4 = *p*1=200 бар,

*x*6 *=*1 – паросодержание,

*t*6=365,71 oC – температура пара,

*v*6=0,005873 м3/ч,

*h*6=2413,8 кДж/кг – энтальпия пара,

*s*6=4,9338 кДж/(кг\*К) – энтропия пара.

**Точка 2 – состояние – мокрый пар.**

*t*2= *t*3=28,981 oC – температура мокрого пара,

Рассчитывают степень сухости через энтропию, s2=s1=6,2251 кДж/(кг\*К)

$$x=\frac{s\_{2}-s'}{s"-s'},$$

где $s'$=0,4224 кДж/(кг\*К) из таблицы насыщения по давлению *p*2 =0,04 бар,

$s"$=8,4747 кДж/(кг\*К) из таблицы насыщения по давлению  *p*2 =0,04 бар.

Тогда степень сухости в точке 2:

$$x=\frac{6,2251 -0,4224}{8,4747-0,4224}=0,72.$$

Рассчитаем энтальпию в точке 2 по формуле:

*h*2  *h**x*  1 *x* *h*,

где $h'$=121,41 кДж/кг из таблицы насыщения по давлению *p*2 =0,04 бар,

$h"$=2554,1 кДж/кг из таблицы насыщения по давлению  *p*2 =0,04 бар.

*h*2=2554,1\*0,72 + (1 – 0,72)\*121,41 = 1872,95 кДж/кг.

**Точка 4 – состояние – недогретая вода.**

Энтальпию точки 4 можно рассчитать из уравнения для работы насоса (адиабатно-изохорное сжатие)

*Lh*  *h*4  *h*3 *v*3  *p*1  *p*2 

откуда

*h*4  *h*3  *v*3  *p*1  *p*2 

где *v*3=0,001004 м3/ч.

*h*4  121,41 + 0,001004 ( 200  0,04)=121,61 кДж/кг.

Энтропия в точке 4 – s4=s3=0,4224 кДж/(кг\*К).

Температуру *t*4 можно определить из уравнения:

*h*4  *h*3  *cp*  *t*4  *t*3 

где *cp* – теплоемкость конденсата, кДж/(кг\*К), *cp* =4,18 кДж/(кг\*К).

Тогда температура

*t*4 = *t*3 + (*h*4  *h*3) / *cp*

*t*4 =28,981 + (121,61  121,41) /4,18 =29,029 оС.

Таблица 2. Параметры в узловых точках цикла

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Точки | *р*,бар | *t*,оС | *h*,кДж/кг | *s*,кДж/(кг\*К) | *х* |
| 1 | 200 | 520 | 3303,7 | 6,2251 | 1 |
| 2 | 0,04 | 28,981 | 1872,95 | 6,2251 | 0,72 |
| 3 | 0,04 | 28,981 | 121,41 | 0,4224 | 0 |
| 4 | 200 | 29,029 | 121,61 | 0,4224 | 0 |
| 5 | 200 | 365,71 | 1828,8 | 4,0181 | 0 |
| 6 | 200 | 365,71 | 2413,8 | 4,9338 | 1 |

**4. Рассчитать подводимую теплоту (*q*1), отводимую теплоту (*q*2), работу турбины (т), работу насоса (н), работу цикла (), термический КПД цикла ( *t* ) [1].**

# Подводимая теплота в цикле:

# *q*1 = *h*1  *h*4 ,

# *q*1 = 3303,7  121,61 = 3182,09 кДж/кг.

# Отводимая теплота в цикле:

# *q*2 = *h*2  *h*3 ,

# *q*2 = 1872,95  121,41 = 1751,54 кДж/кг.

# Работа расширения паровой турбины:

# *l*Т = *h*1  *h*2 ,

# *l*Т = 3303,7  1872,95 = 1430,75 кДж/кг.

# Работа цикла:

# *l*ц= *q*1  *q*2 ,

# *l*ц= 3182,09  1751,54 = 1430,55 кДж/кг.

# Термический КПД цикла Ренкина:

$$η\_{t}=1-\frac{q\_{2}}{q\_{1}}=\frac{l\_{ц}}{q\_{1}}$$

$$η\_{t}=\frac{1430,55}{3182,09}=0,45.$$

**5. Показать цикл Карно в *р*-*v* и *Т*-*s* – диаграммах для интервала давлений *p*1 ÷ *p*2. Сравнить термический КПД цикла Ренкина (**$η\_{t}$**) с термическим КПД цикла Карно (**$η\_{t к}$**).**



Рис. 5. *р-v* – диаграмма цикла Карно



Рис. 6. *Т-s* – диаграмма цикла Карно

Термический КПД цикла Карно зависит от температур подвода и отвода теплоты.

Термический КПД для цикла Карно, осуществляемого в интервале давлений *p*1 ÷ *p*2 , определяется по формуле:

$$η\_{t к}=1-\frac{T\_{s2}}{T\_{s1}},$$

где $T\_{s1}$, $T\_{s2}$ – температуры насыщения при давлениях *p*1 и *p*2 соответственно.

$T\_{s1}=365,71 ℃$,

 $T\_{s2}=28,981 ℃.$

$$η\_{t к}=1-\frac{28,981}{365,71}=0,92.$$

Термический КПД цикла Карно

$$η\_{t к}=1-\frac{28,981}{365,71}=0,92$$

Термический КПД цикла Ренкина меньше КПД цикла Карно при одинаковых начальных и конечных параметрах пара. В цикле Карно теплота q1 расходуется только на процесс парообразования, т.е. q1 = r, а в цикле Ренкина она затрачивается как на парообразование, так и на подогрев питательной воды в процессе 3-4, то есть q1=r+ср·(Т4 – Т3).

**6. Ответить на вопросы:**

* Почему нецелесообразно осуществление цикла Карно в паротурбинной установке?

Практическое применение цикла Карно в ПТУ нецелесообразно по следующим причинам:

1. В точке 2 влажный пар имеет большое содержание воды, что приводит к износу лопаток турбины.
2. Конденсация пара осуществляется не полностью и в точке 3 влажный пар содержит большое количество сухого насыщенного пара, что требует больших затрат работы на его сжатие в компрессоре и сводит к нулю положительные стороны цикла Карно.
* Как зависит термический КПД цикла Ренкина ($η\_{t}$) от параметров пара на входе в турбину *p*1 и *t*1 от давления в конденсаторе *p*2?
1. Снижение давления пара в конденсаторе *p*2 и увеличение давления пара *p*1приводят к росту термического термического КПД цикла Ренкина ($η\_{t}$).
2. Увеличение температуры пара *t*1 улучшает эксплуатационные качества пара, так как снижается возможность его конденсации в процессе расширения на турбине и износ лопаток турбины.

# Задание. Модуль № 2

Способами повышения КПД паротурбинных установок являются: применение промежуточного перегрева пара, регенерации тепла (**задание № 2**), а также совместная выработка электроэнергии и тепла на теплофикационных паротурбинных установках. При решении данных заданий предоставляется возможность разобраться с системой КПД для оценки эффективности реальных циклов паротурбинных установок.

На рис. 7 и 8 представлены схема и регенеративный цикл паротурбинной установки с одним отбором пара в смешивающий подогреватель. Цифры на схеме соответствуют узловым точкам обратимого цикла, представленного в *T*-*s* диаграмме.

**Дано:** параметры пара перед турбиной: *р*1, *t*1; давление пара в конденсаторе *р*3 ; давление отбора пара из турбины *р*2  *р*5 .

Регенеративный подогрев питательной воды за счет тепла отборов пара из турбины дает значительное повышение термического (*t*) и электрического (э) коэффициентов полезного действия. Подогрев воды осуществляется в подогревателях (смешивающих или поверхностных). С увеличением числа подогревателей КПД растет. В мощных ПТУ применяется 9–10 подогревателей, что дает увеличение электрического КПД на 13–15 %.

Таблица 3. Исходные данные для задания

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| № вар-та | № задания | Исходные данные |
| 5 | 2 | *р*1 = 139 бар, *t*1 = 550 оС, *р*3 = 0,04 бар, *р*2 = *р*5 = 5,5 бар |



|  |  |
| --- | --- |
| Рис. 7. Схема паротурбинной установки с одним отбором пара в смешивающий подогреватель: | Рис. 8. Регенеративный цикл паротурбинной установки с одним отбором пара в смешивающий подогреватель: |
| ПК – паровой котел, П – пароперегреватель, Т – паровая турбина, ЭГ – электрогенератор, К– конденсатор,ПВ – подогреватель воды, Н – насос | ПК – паровой котел, П – пароперегреватель, Т – паровая турбина, ЭГ – электрогенератор, К– конденсатор,ПВ – подогреватель воды, Н – насос |

В процессе реализации модуля № 2 курсового задания необходимо выполнить следующее:

1. Рассчитать подводимую теплоту ( *q*1);
2. Рассчитать отводимую теплоту ( *q*2);
3. Рассчитать термический КПД обратимого регенеративного цикла (tрег );
4. Рассчитать термический КПД ( *t* ) цикла без регенерации (1-3-4);
5. Сравнить с термическим КПД регенеративного цикла ( рег );

*t*

1. Cделать выводы.

# Решение. Модуль 2.

На примере задачи можно понять принцип расчета регенеративных циклов и убедиться, что благодаря регенеративному подогреву питательной воды термический КПД цикла увеличивается.

Если полный расход пара, поступающего на турбину, обозначить *G* (кг/с), а расход пара, направляемого в подогреватель воды – *G*отб (кг/с), то

*G* – *G*отб (кг/с) поступает в конденсатор. Тогда *G*отб/ *G=α –* это доля пара от 1 кг, направляемая в подогреватель, (1- *α*) – доля пара от 1 кг, поступающая в конденсатор.

Для расчета необходимы значения энтальпий в отдельных состояниях цикла.

**Точка 1 – состояние – перегретый пар.**

Для перегретого пара p1 = 139 бар и t1 = 550 oС из [1, 3; табл. III] находим h1, s1.

h1=3459,2 *–* (3459,2 *–* 3464,5) / 5\*(140 *–* 139)= 3460,26 кДж/кг.

s 1=6,5631 *–* (6,5631 *–* 6,5848) / 5\*(140 *–* 139)= 6,5674 кДж/(кг\*К).

**Точка 2.**

При давлении отбора p2= p5= 5,5 бар (состояние насыщения по давлениям) находим $s'$ и $s"$.

$s'$=1,897 кДж/(кг\*К),

$s"$=6,7893 кДж/(кг\*К).

Сравниваем s1= s2 с $s'$ и $s"$.

$s'$=1,897 кДж/(кг\*К)< s 1=6,5674 кДж/(кг\*К) < $s"$=6,7893 кДж/(кг\*К).

Получается, что в точке 2 – мокрый пар.

Рассчитываем степень сухости

$$x=\frac{s\_{2}-s'}{s"-s'} ,$$

$$x\_{2}=\frac{6,5674 -1,897}{6,7893-1,897}=0,95.$$

Рассчитаем энтальпию в точке 2 по формуле:

*h*2  *h**x2*  1 *x2* *h*,

где $h'$=655,8 кДж/кг из таблицы насыщения по давлению *p*2 =5,5 бар,

$h"$=2752,7 кДж/кг из таблицы насыщения по давлению  *p*2 =5,5 бар.

*h*2=2752,7 \*0,95 + (1 – 0,95)\* 655,8 = 2647,855 кДж/кг.

**Точка 3.**

При давлении p3=0,04 бар (состояние насыщения по давлениям) находим $s'$ и $s"$.

$s'$=1,0261 кДж/(кг\*К),

$s"$=7,6711 кДж/(кг\*К).

Сравниваем s2= s3 = 6,5674 кДж/(кг\*К) с $s'$ и $s"$.

$s'$=1,0261 кДж/(кг\*К) < s 3=6,5674 кДж/(кг\*К) < $s"$=7,6711 кДж/(кг\*К).

Получается, что в точке 3 – мокрый пар.

Рассчитываем степень сухости

$$x=\frac{s\_{3}-s'}{s"-s'} ,$$

$$x\_{3}=\frac{6,5674 -1,0261 }{7,6711 -1,0261 }=0,83.$$

Рассчитаем энтальпию в точке 3 по формуле:

*h*3  *h**x3*  1 *x3* *h*,

где $h'$=317,65 кДж/кг из таблицы насыщения по давлению *p*3=0,04 бар,

$h"$=2636,8 кДж/кг из таблицы насыщения по давлению  *p*3 =0,04 бар.

*h*3=2636,8 \*0,83 + (1 – 0,83)\* 317,65= 2242,54 кДж/кг.

**Точки 4 и 5 – состояние – кипящая вода.**

Значения энтальпий *h*4=$ h'$ и *h*5=$ h'$ берем по давлениям *p*3 = *p*4  и *p*2 =*p*5 соответственно.

*h*4=$ h'$ = 317,65 кДж/кг при давлении *p*3 = *p*4 = 0,04 бар

*h*5=$ h'$ =655,8 кДж/кгпри давлении *p*2 =*p*5 = 5,5 бар

**1) Рассчитаем теплоту, подводимую в паровом котле, q1.**

*q*1 *= h*1 *– h*5

*q*1 *=* 3460,26  *–* 655,8=2804,46 кДж/кг.

**2) Рассчитаем теплоту, отводимую в конденсаторе от 1 кг пара, q2.**

Теплота, отводимая в процессе конденсации отбора пара в подогревателе воды:

*q*пв *= α* ( *h*2 *– h*5 )

передается воде в процессе ее нагрева (4-5):

*q*пв *=* (1 *– α*) ( *h*5 *– h*4 )

Получаем уравнение теплового баланса подогревателя воды:

*α* ( *h*2 *– h*5 )= (1 *– α*)( *h*5 *– h*4 ).

Из этого уравнения можно определить долю пара, направляемого в отбор

*α* = ( *h*5 *– h*4 ) / ( *h*2 *– h*4 ),

*α* = (655,8 *–* 317,65) / (2647,855 *–* 317,65 )=0,145.

Рассчитаем теплоту, отводимую в конденсаторе от 1 кг пара, q2

*q*2 *=* (1 *– α*)( *h*3 *– h*4 ),

*q*2 *=* (1 – 0,145 )( 2242,54 *–* 317,65)= 1645,78 кДж/кг.

**3) Рассчитаем термический КПД обратимого регенеративного цикла ηt рег.**

ηt рег=1 – *q*2 / *q*1

ηt рег=1 – 1645,78 / 2804,46 = 0,41.

**4) Рассчитать термический КПД (ηt) цикла без регенерации (1-3-4):**

*q*1$'$ *= h*1 *– h*4

*q*1$'$ *=* 3460,26  *–* 317,65=3142,61 кДж/кг.

*q*2$'$ *= h*3 *– h*4

*q*2$'$ *=* 2242,54 *–* 317,65=1924,89 кДж/кг.

ηt=1 – *q*2$'$/ *q*1$'$

ηt=1 – 1924,89 / 3142,61 = 0,39.

**5) Сравнение с термическим КПД регенеративного цикла (ηt рег);**

При включении в схему установки одного подогревателя термический КПД ПТУ увеличивается на 5,13%:

ηt=0,39.

ηt рег=0,41.

(ηt рег – ηt ) / ηt \*100% = (0,41 – 0,39 ) / 0,39 \* 100% = 5,13 %.

**6) Cделать выводы.**

С увеличением числа подогревателей, а также при увеличении доли отбора пара α, термический КПД регенеративного цикла будет возрастать (ηt рег).

# Список литературы

1. Крайнов А.В. Термодинамика: учеб. пособие / А.В. Крайнов; Томский политехнический университет. − Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2015. – 152 с.
2. Техническая термодинамика: метод. указ. к выполнению лабораторных работ для студентов ИнЭО, обучающихся по направлению 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» / сост. А.В. Крайнов. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2017. – 74 с.
3. Вукалович М.П. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара / М.П. Вукалович, С.Л. Ривкин, А.А. Александров. – М.: Изд-во стандартов, 1969. – 408 с.