Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждеие высшего профессионального образования

**<<Московский государственый технический университет**  
**имени Н.Э. Баумана>>**  
**(МГТУ им. Н.Э. Баумана)**

ФАКУЛЬТЕТ “Энергомашиностроение”

КАФЕДРА Э-3 “Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки”

**КУРСОВОЙ ПРОЕКТ**

**по теме:** Системы охлаждения ГТД

**группа:** Э3-111

**Выполнил(а) студент(ка)** **А.Клюквин**

(подпись, дата)

**Руководитель** **С.Бурцев**

(подпись, дата)

Москва - 2017 г.

# Тема проекта

Спроектировать систему охлаждения турбины высокого давления привода ГПА мощностью $N\_e = 16.0 \/\ МВт$, КПД редуктора , $T\_г = 1450.0 \/\ К$. КПД узлов, механические потери и подвмешивания - по согласованию. Топливо - природный газ.

# Исходные данные расчета цикла

В качестве расчетной схемы привода ГПА выбирается схема 3Н.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| **Величина** | **Обозначение** | **Размерность** | **Значение** |
| Потребная мощность |  | МВт | 16.0 |
| КПД редуктора |  |  | 0.98 |
| Давление атмосфеного воздуха |  | Па | 0.100 |
| Температура атмосфеного воздуха |  | К | 288.0 |
| Потери давления во входном устройстве |  | - | 1.0 |
| Политропический КПД компрессора низкого давления (КНД) |  | - | 0.840 |
| Политропический КПД компрессора высокого давления (КВД) |  | - | 0.860 |
| КПД турбины высокого давления (ТВД) |  | - | 0.880 |
| КПД турбины низкого давления (ТНД) |  | - | 0.900 |
| КПД свободной турбины (ТС) |  | - | 0.920 |
| Механический КПД вала низкого давления | $\eta\_{м \/\ нд}$ | - | 0.99 |
| Механический КПД вала высокого давления | $\eta\_{м \/\ вд}$ | - | 0.99 |
| Температура газа за камерой сгорания |  | К | 1450.0 |
| Температура топлива |  | К | 300.0 |
| Температура измерения теплофизических параметров топлива |  | К | 300.0 |
| Коэффициент сохранения полного давления в камере сгорания |  | - | 0.990 |
| Полнота сгорания |  | - | 0.980 |
| Коэффициент сохранения полного давления в патрубке КНД |  | - | 0.980 |
| Коэффициент сохранения полного давления в патрубке ТВД |  | - | 0.980 |
| Коэффициент сохранения полного давления в патрубке ТНД |  | - | 0.980 |
| Коэффициент сохранения полного давления в патрубке ТС |  | - | 0.930 |
| Приведенная скорость на выходе из силовой турбины |  | - | 0.30 |

# Вариантные расчеты

Для определения оптимальных степеней повышения давления в компрессорах построим графики зависимости КПД, удельной мощности и расхода через компрессоры от суммарной степени повышения давления в компрессорах. При этом для наглядности отнесем абсолютные значения рассматриваемых величин к максимальному значению, достигающемуся на заданном промежутке.

График зависимостей КПД, мощности и расхода ГТА от суммарной степени повышения давления в компрессорах представлен на рис. 1. Распределение степеней повышения давления между компрессорами соответствует оптимальному по КПД:

Характеристики установки

Характеристики установки

Экстремум по КПД достигается при следующих значения функций:

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |

Экстремум по удельной мощности достигается при следующих значениях функций:

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |

В связи с высокой температурой за камерой сгорания, для изготовления лопаточных венцов турбины высокого давления требуется использование крайне дорогих материалов и применение интенсивного охлаждения. Поэтому уменьшение количества ступеней турбины высокого давления является актуальной технико-экономической задачей. Опираясь на данные вариантного расчета, можно сказать, что применение в данной схеме двуступенчатой турбины высокого давления приведет к недогрузке обеих ступеней, а, следовательно, к излишним расходам на материалы. В связи с этим в данной работе принимается , , , что позволит создать эффективную одноступенчатую турбину высокого давления.

Ниже представлен расчет цикла ГТА при , .

# Расчет цикла при

В данном расчете учет изменения теплофизических свойств рабочего тела в зависимости от его температуры производился путем итерирования на каждом этапе расчета до тех пор, пока изменение искомого теплофизического свойства (теплоемкости или показателя адиабаты) не составляло менее 0.1% в сравнении с результатами предыдущей итерации. Ниже везде используются значения теплофизический свойств на последнем этапе итерационных расчетов.

1. Определим давление за входным устройством:

$$p\_{вх}^\* = \sigma\_{вх} p\_a = 0.98 \cdot 0.100 = 0.098 \/\ МПа$$

1. Определим давление за КНД:

$$p\_{кнд}^\* = \pi\_{кнд} p\_{вх}^\* = 5.7 \cdot 0.098 = 0.559 \/\ МПа$$

1. Определим адиабатический КПД КНД , принимая показатель адиабаты воздуха $k\_{в \/\ кнд} = 1.39$:

$$\eta\_{кнд} = \frac{
\pi\_{кнд}^\frac{
k\_{в \/\ кнд} - 1
}{
k\_{в \/\ кнд}
} - 1
}{{
\pi\_{кнд}^\frac{
k\_{в \/\ кнд} - 1
}{
k\_{в \/\ кнд} \cdot \eta\_{пол \/\ кнд}
} - 1
} = \frac{ = \frac{
5.7^\frac{
1.39 - 1
}{
1.39
} - 1
}{{
5.7^\frac{
1.39 - 1
}{
1.39 \cdot 0.840
} - 1
} = 0.80 = 0.80$$

1. Определим температуру газа за КНД:

$$T\_{КНД}^\* = T\_a
\left[
1 + \frac{
\pi\_к^{
\frac{
k\_{в \/\ кнд} - 1
}{
k\_{в \/\ кнд}
}
} - 1
}{{
\eta\_{кнд}
}
\right] =
288.0
\left[
1 + \frac{
{5.7}^{
\frac{
1.39 - 1
}{
1.39
}
} - 1
}{{
0.80
}
\right] = 521.2 \/\ К$$

1. Используя найденный показатель адиабаты воздуха, определим теплоемкость воздуха в процессе сжатия воздуха в КНД:

$$c\_{pв \/\ кнд} = \frac{
k\_{в \/\ кнд}
}{{
k\_{в \/\ кнд} - 1
} R\_в = \frac{ R\_в = \frac{
1.39
}{{
1.39 - 1
} \cdot 287.0 = \cdot 287.0 = 1015.0 \/\ Дж/(кг \cdot К)$$

1. Определим работу КНД:

$$L\_{КНД} = c\_{pв \/\ кнд} \left( T\_{кнд}^\* - T\_a \right) =
1015.0 \cdot \left(521.2 - 288.0\right) =
0.237 \cdot 10^6 \/\ Дж/кг$$

1. Определим давление перед КВД:

$$p\_{0 \/\ квд}^\* = \sigma\_{кнд} p\_{кнд}^\* = 0.98 \cdot 0.559 = 0.547 \/\ МПа$$

1. Определим давление за КВД:

$$p\_{квд}^\* = \pi\_{квд} p\_{0 \/\ квд}^\* = 3.5 \cdot 0.547 = 1.916 \/\ МПа$$

1. Определим адиабатический КПД КВД , принимая показатель адиабаты воздуха $k\_{в \/\ КВД} = 1.37$:

$$\eta\_{квд} = \frac{
\pi\_{квд}^\frac{
k\_{в \/\ квд} - 1
}{
k\_{в \/\ квд}
} - 1
}{{
\pi\_{кнд}^\frac{
k\_{в \/\ квд} - 1
}{
k\_{в \/\ квд} \cdot \eta\_{пол \/\ квд}
} - 1
} = \frac{ = \frac{
3.5^\frac{
1.37 - 1
}{
1.37
} - 1
}{{
3.5^\frac{
1.37 - 1
}{
1.37 \cdot 0.860
} - 1
} = 0.84 = 0.84$$

1. Определим температуру газа за КВД:

$$T\_{квд}^\* = T\_{кнд}^\*
\left[
1 + \frac{
\pi\_к^{
\frac{
k\_в - 1
}{
k\_в
}
} - 1
}{{
\eta\_{квд}
}
\right] =
521.2
\left[
1 + \frac{
{3.5}^{
\frac{
1.37 - 1
}{
1.37
}
} - 1
}{{
0.84
}
\right] = 779.6 \/\ К$$

1. Используя найденный показатель адиабаты воздуха, определим теплоемкость воздуха в процессе сжатия воздуха в КВД:

$$c\_{pв \/\ квд} = \frac{
k\_{в \/\ квд}
}{{
k\_{в \/\ квд} - 1
} R\_в = \frac{ R\_в = \frac{
1.37
}{{
1.37 - 1
} \cdot 287.0 = \cdot 287.0 = 1064.6 \/\ Дж/(кг \cdot К)$$

1. Определим работу КВД:

$$L\_{квд} = c\_{pв \/\ квд} \left( T\_{квд}^\* - T\_{кнд}^\* \right) =
1064.6 \cdot \left(779.6 - 521.2\right) =
0.275 \cdot 10^6 \/\ Дж/кг$$

1. Температура газа за камерой сгорания:

$$T\_г^\* = 1450 \/\ К$$

1. Определим относительный расход топлива. Расчет носит итерационный характер. Ниже описана последняя итерация. Теплоемкость продуктов сгорания природного газа рассчитывается через показатель адиабаты и газовую постоянную газа. При этом газовая постоянная и истинный показатель адиабаты рассчитываются как средневзвешенное соответственных характеристик компонентов продуктов. При расчета приняты следующие значения:
   1. теплоемкость топлива:

$$c\_{pm} = 2226.0 \/\ Дж / (кг \cdot К);$$

* 1. температура подачи топлива:

$$T\_m = 300.0 \/\ К;$$

* 1. температура определения теплофизических параметров веществ:

$$T\_0 = 300.0 \/\ К;$$

* 1. истинная теплоемкость воздуха перед камерой сгорания:

$$c\_{pв \/\ г}\left( T\_{КВД} \right) = 1094.4 \/\ Дж/(кг \cdot К);$$

* 1. истинная теплоемкость воздуха при температуре определения теплофизических параметров веществ:

$$c\_{pв \/\ г}\left( T\_0 \right) = 1002.7 \/\ Дж/(кг \cdot К);$$

* 1. низшая теплота сгорания топлива:

$$Q\_н^р = 49030 \cdot 10^3 \/\ Дж / кг;$$

* 1. полнота сгорания:
  2. масса воздуха, необходимая для сжигания 1 кг топлива:

$$l\_0 = 17.3 \/\ кг;$$

* 1. Зададимся коэффициентом избытка воздуха:
  2. Теплоемкость продуктов сгорания природного газа $c\_{pг \/\ г}$ при данном значении коэффициента избытка воздуха при температуре составляет:

$$c\_{pг \/\ г}\left( T\_г \right) = 1222.3 \/\ Дж/(кг \cdot К);$$

* 1. Теплоемкость продуктов сгорания природного газа $c\_{pг \/\ г}$ при данном значении коэффициента избытка воздуха при температуре составляет:

$$c\_{pг \/\ г}\left( T\_0 \right) = 994.9 \/\ Дж / (кг \cdot К);$$

* 1. Определим относительный расход топлива:

$$a = c\_{pг \/\ г} \left( T\_г \right) T\_г - c\_{pв \/\ г} \left( T\_{квд} \right) T\_{квд} =$$

$$= 1222.3 \cdot 1450.0 -
1222.3 \cdot 779.635 =
0.919 \cdot 10^6 \/\ Дж/кг$$

$$b = \left(
c\_{pг \/\ г}\left( T\_0 \right) - c\_{pв \/\ г}\left( T\_0 \right) =
\right) T\_0 =$$

$$= \left(
994.9 - 1002.7
\right) \cdot 300.0 =
-2.338 \cdot 10^3 \/\ Дж/кг$$

$$c = c\_{pг \/\ г} \left( T\_г \right) T\_г - c\_{pг \/\ г} \left( T\_0 \right) T\_0 =$$

$$= 1222.3 \cdot 1450.0 -
994.9 \cdot 300.0 =
1.474 \cdot 10^6 \/\ Дж/кг$$

$$= 2226.0 \left( 300.0 - 300.0 \right) =
0 \/\ Дж/кг$$

$$g\_m = \frac{G\_m}{G\_в^г} =
\frac{
a - b
}{{
Q\_н^р \eta\_г -
c + d
} = =$$

$$= \frac{
0.919 \cdot 10^6 + 2.338 \cdot 10^3
}{{
49030 \cdot 10^3 \cdot 0.98 -
1473.906 \cdot 10^6 + 0
} = 0.017 = 0.017$$

* 1. Определим коэффициент избытка воздуха:

1. Определим удельный расход через ТВД:

$$g\_{твд} = \left( 1 + g\_m \right) \left( 1 - g\_{ут \/\ твд} - g\_{охл \/\ твд} \right) =$$

1. Определим удельную работу ТВД:

$$L\_{твд} = \frac{L\_{квд}}{g\_{твд}\eta\_{м \/\ вд}} = \frac{
0.275 \cdot 10^6
}{{
1.007 \cdot 0.990
} = 0.307 \cdot = 0.307 \cdot 10^6 \/\ Дж/кг$$

1. Определим давление газа перед ТВД:

$$p\_{г}^\* = p\_{тнд}^\* \sigma\_г = 1.916 \cdot 0.99 = 1.897 \/\ МПа$$

1. Определим среднюю теплоемкость газа в процессе расширения газа в турбине, принимая показатель адиабаты газа $k\_{г \/\ твд} = 1.32$:

$$c\_{pг \/\ твд} = \frac{k\_{г \/\ твд}}{k\_{г \/\ твд} - 1} R\_г =
\frac{
1.32
}{{
1.32 - 1
} \cdot 291.0 = 1205.1 \cdot 291.0 = 1205.1 \/\ Дж/(кг \cdot К)$$

1. Определим давление воздуха за ТВД:

$$p\_{твд}^\* = p\_г^\*
\left[
1 - \frac{L\_{твд}}{c\_{pг \/\ твд} T\_г \eta\_{твд}}
\right] ^ \frac{k\_{г \/\ твд}}{k\_{г \/\ твд} - 1} =$$

$$= 1.897
\left[
1 - \frac{0.275 \cdot 10^6}
{1205.1 \cdot 1450.0 \cdot 0.880}
\right] ^ \frac{1.32}{1.32 - 1} =
0.754 \/\ МПа$$

1. Определим температуру газа за ТВД:

$$T\_{твд}^\* = T\_г^\*
\left\lbrace
1 -
\left[
1 -
\left(
\frac{p\_{твд}^\*}{p\_г^\*}
\right) ^ \frac{k\_{г \/\ твд}}{k\_{г \/\ твд} - 1}
\right] \eta\_{ТВД}
\right\rbrace =$$

$$= 1450.0
\left\lbrace
1 -
\left[
1 -
\left(
\frac{0.754}{1.897}
\right) ^ \frac{1.32}{1.32 - 1}
\right] \cdot 0.880
\right\rbrace = 1195.2 \/\ К$$

1. Определим давление перед ТНД:

$$p\_{0 \/\ тнд}^\* = p\_{твд}^\*\sigma\_{твд} = 0.754 \cdot 0.98 = 0.739 \/\ МПа$$

1. Определим удельный расход через ТНД:

$$g\_{тнд} = g\_{твд} \left( 1 - g\_{ут \/\ тнд} - g\_{охл \/\ тнд} + g\_{охл \/\ твд}\right) =$$

1. Определим удельную работу ТНД:

$$L\_{тнд} = \frac{L\_{кнд}}{g\_{тнд}\eta\_{м \/\ нд}} = \frac{
0.237 \cdot 10^6
}{{
0.997 \cdot 0.99
} = 0.240 \cdot = 0.240 \cdot 10^6 \/\ Дж/кг$$

1. Определим среднюю теплоемкость газа в процессе расширения газа в ТНД, принимая показатель адиабаты газа $k\_{г \/\ тнд} = 1.33$:

$$c\_{pг \/\ тнд} = \frac{k\_{г \/\ тнд}}{k\_{г \/\ тнд} - 1} R\_г =
\frac{
1.33
}{{
1.33 - 1
} \cdot 291.0 = 1170.6 \cdot 291.0 = 1170.6 \/\ Дж/(кг \cdot К)$$

1. Определим давление воздуха за ТНД:

$$p\_{тнд}^\* = p\_{0 \/\ тнд}^\*
\left[
1 - \frac{L\_{тнд}}{c\_{pг \/\ тнд} T\_г \eta\_{тнд}}
\right] ^ \frac{k\_{г \/\ тнд}}{k\_{г \/\ тнд} - 1} =$$

$$= 0.739
\left[
1 - \frac{
0.237 \cdot 10^6
}
{
1170.6 \cdot 1195.2 \cdot 0.90
}
\right] ^ \frac{1.33}{1.33 - 1} =
0.316 \/\ МПа$$

1. Определим температуру газа за ТНД:

$$T\_{тнд}^\* = T\_{твд}^\*
\left\lbrace
1 -
\left[
1 -
\left(
\frac{p\_{тнд}^\*}{p\_{тнд \/\ 0}^\*}
\right) ^ \frac{k\_{г \/\ тнд}}{k\_{г \/\ тнд} - 1}
\right] \eta\_{тнд}
\right\rbrace =$$

$$= 1195.2
\left\lbrace
1 -
\left[
1 -
\left(
\frac{0.316}{0.739}
\right) ^ \frac{1.33}{1.33 - 1}
\right] \cdot 0.90
\right\rbrace = 990.2 \/\ К$$

1. Определим давление перед свободной турбиной:

$$p\_{0 \/\ тс}^\* = p\_{тнд}^\*\sigma\_{тнд} = 0.316 \cdot 0.98 = 0.309 \/\ МПа$$

1. Определим удельный расход через силовую турбину:

$$g\_{тс} = g\_{тнд} \left( 1 - g\_{ут \/\ тс} - g\_{охл \/\ тс} \right) =
0.997 \cdot
\left(
1 - 0.010 -
0.000
\right) = 0.987$$

1. Определим давление торможения на выходе из свободной турбины :

$$p\_{тс}^\* = p\_a / \sigma\_{вых} = 0.100 \cdot 0.93 = 0.108 \/\ МПа$$

1. Зададим значение приведенной скорости на выходе из свободной турбины:
2. Определим статическое давление на выходе из свободной турбины, принимая показатель адиабаты газа на выходе из свободной турбины $k\_{тс \/\ вых} = 1.36$:

$$p\_{тс} = p\_{тс}^\* \cdot \pi \left( \lambda\_{вых}, \/\ k\_{тс \/\ вых} \right)
=
0.108
\cdot \pi \left( 0.30, \/\ 1.36 \right)
= 0.102 \/\ МПа$$

1. Определим статическую температуру на выходе из свободной турбины, принимая показатель адиабаты газа $k\_{г \/\ тс} = 1.35$::

$$T\_{тс} = T\_{тнд}^\*
\left\lbrace
1 -
\left[
1 -
\left(
\frac{p\_{0 \/\ тс}^\*}{p\_{тс}}
\right) ^ \frac{k\_{г \/\ тс}}{k\_{г \/\ тс} - 1}
\right] \eta\_{тс}
\right\rbrace =$$

$$= 990.2
\left\lbrace
1 -
\left[
1 -
\left(
\frac{
0.309
}{{
0.102
}
\right) ^ \frac{1.35}{1.35 - 1}
\right] \cdot 0.92
\right\rbrace = 761.9 \/\ К$$

1. Определим температуру торможения на выходе из силовой турбины:

$$T\_{тс}^\* =
\frac{T\_{тс}}{\tau\left( \lambda\_{вых}, \/\ k\_{тс \/\ вых} \right)} =
\frac{T\_{тс}}{\tau\left( 0.30, \/\ 1.36 \right)} =
= 772.4 \/\ К$$

1. Определим значение теплоемкости газа в свободной турбине:

$$c\_{p \/\ тс} =
\frac{k\_{г \/\ тс}}{k\_{г \/\ тс} - 1} =
\frac{1.35}{1.35 - 1} = 1125.9 \/\ Дж / \left( кг \cdot К \right)$$

1. Определим удельную работу силовой турбины:

$$L\_{тс} = c\_{p \/\ тс} \left( T\_{тнд}^\* - T\_{тс}^\* \right) =
1125.9 \cdot \left( 990.2 - 772.4 \right) =
0.245 \cdot 10^6\/\ Дж/кг$$

1. Определим удельную работу ГТД:

$$L = L\_{тс} \/\ g\_{тс} =
0.25 \cdot 10^6 \cdot 0.987 =
0.245 \cdot 10^6 Дж/кг$$

1. Определим экономичность ГТД:
2. Определим КПД ГТД:
3. Определим потребную мощность ГТД:

$$N = N\_e / \eta\_р = 16000 \cdot 10^3 \cdot \ 0.98 = 16327 \cdot 10^3 \/\ Вт$$

1. Определим расход воздуха:

$$G\_в = \frac{N}{L} =
\frac{16327 \cdot 10^3}{0.245 \cdot 10^6} =
66.1 \/\ кг/с$$

# Поступенчатый расчет турбины

Для данного проекта выбрана одноступенчатая турбина. Зададим параметры, необходимые для поступенчатого расчета турбины:

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| **Величина** | **Обозначение** | **Размерность** | **Значение** |
| Реактивность ступени |  | - | 0.3 |
| Радиальный зазор |  | м |  |
| Относительная длина лопатки статора |  | - |  |
| Удлинение лопатки статора |  | - |  |
| Удлинение лопатки ротора |  | - |  |
| Относительная ширина зазора между лопатками ротора и лопатками статора |  | - |  |
| Угол раскрытия на втулке |  |  |  |
| Угол раскрытия на периферии |  |  |  |
| Удельная работа турбины |  | Дж/кг |  |
| Коэффициент скорости статора |  | - | 0.98 |
| Коэффициент скорости ротора |  | - | 0.98 |
| Направление скорости на выходе из СА |  | $\degree$ | 14.0 |
| Частота вращения вала турбины |  |  | 11500.0 |

1. Определим теплоперепад на сопловом аппарате:

$$H\_с = \left( 1 - \rho \right) H\_т =
\left(
1 - 0.3
\right) \cdot 0.366 \cdot 10^6 =
0.256 \cdot 10^6 \/\ Дж/кг$$

1. Определим скорость адиабатного истечения из СА:

$$c\_{1 ад} = \sqrt{2 H\_с} =
\sqrt{2 \cdot 0.256 \cdot 10^6} = 716.1 \/\ м/с$$

1. Определим скорость действительного истечения из СА:

$$c\_1 = \phi c\_{1 ад} =
0.98 \cdot 716.1 = 701.7 \/\ м/с$$

1. Определим температуру на выходе из СА:

$$T\_1 = T\_г - \frac{c\_1^2}{2c\_{pг}} =
1450 -
\frac{
{701.7}^2
}{{
2 \cdot 1208.5
} = 1246.3 \/\ К$$ = 1246.3 \/\ К$$

1. Определим температуру конца адиабатного расширения:

$$T\_1^\prime = T\_г - \frac{H\_c}{c\_{pг}} =
1450.0 -
\frac{
0.256 \cdot 10^6
}{{
1208.5
} = 1240.3 \/\ К$$ = 1240.3 \/\ К$$

1. Определим давление на выходе из СА:

$$p\_1 = p\_г \left( \frac{T\_1^\prime}{T\_г} \right)^\frac{k\_г}{k\_г - 1} =
1.897 \cdot \left(
\frac{
1240.3
}{{
1450.0
}
\right)^\frac{
1.32
}{{
1.32 - 1
} = 0.992 \/\ МПа$$ = 0.992 \/\ МПа$$

1. Определим плотность газа на выходе из СА:

$$\rho\_1 = \frac{p\_1}{R\_г T\_1} =
\frac{
0.992 \cdot 10^6
}{{
291.0 \cdot 1246.3
} = 2.73 \/\ кг/м^3$$ = 2.73 \/\ кг/м^3$$

1. Зададим угол на выходе из СА:

$$\alpha\_1 = 14.0 \degree$$

1. Определим осевую скорость на выходе из СА:

$$c\_{1a} = c\_1 \cdot \sin \alpha\_1 =
701.7 \cdot
\sin14.0\degree
= 169.8 \/\ м/с$$

1. Определим площадь на выходе из СА:

$$A\_1 = \frac{G}{c\_{1a} \rho\_1} =
\frac{
67.5
}{{
169.8 \cdot 2.73
} = 0.14 \/\ м^2$$ = 0.14 \/\ м^2$$

1. Определим средний диаметр турбины на выходе из СА:

$$D\_1 = \sqrt{
\frac{A\_1}{\pi \left( \frac{l}{D} \right)\_1}
} = \sqrt{ = \sqrt{
\frac{
0.14
}{
\pi \cdot 0.075
}
} = 0.784 \/\ м = 0.784 \/\ м$$

1. Определим окружную скорость на среднем диаметре на входе в РК:

$$u\_1 = \frac{\pi D\_1 n}{60} =
\frac{
\pi \cdot 0.784 \cdot 11500.0
}{60} = 472.2 \/\ м/с${60} = 472.2 \/\ м/с$$

1. Определим относительную скорость на входе в РК:

$$=\sqrt{
{701.7}^2 +
{472.2}^2 -
2 \cdot 701.7 \cdot 472.2 \cdot
\cos 14.0 \degree
} = 269.0 \/\ м/с = 269.0 \/\ м/с$$

1. Определим температуру торможения в относительном движении на входе в РК:

$$T\_{w1} = T\_1 + \frac{w\_1^2}{2c\_{p г}} =
1246.3 +
\frac{
269.0^2
}{{
2 \cdot 1189.2
} = 1276.6 \/\ К$$ = 1276.6 \/\ К$$

1. Определим давление торможения в относительном движении на входе в РК:

$$p\_{w1} = p\_1 \left( \frac{T\_{w1}}{T\_1} \right)^\frac{k\_г}{k\_г - 1} =
0.992 \cdot \left(
\frac{
1276.6
}{{
1246.3
}
\right)^\frac{
1.32
}{{
1.32 - 1
} = 1.094 \/\ МПа$$ = 1.094 \/\ МПа$$

1. Определим теплоперепад на РК:

$$H\_л = H\_т \rho \frac{T\_1}{T\_1^\prime} =
0.366 \cdot 10^6 \cdot 0.3 \cdot \frac{
1246.3
}{{
1240.3
} = 0.107 \cdot 10^6 = 0.107 \cdot 10^6 \/\ Дж/кг$$

1. Определим расстояние в осевом направлении между выходными кромками лопаток СА и выходными кромками лопаток РК:

$$x = \frac{
\frac{\delta\_a}{ \left( \frac{l}{b\_a} \right)\_1 } +
\frac{1}{\left( \frac{l}{b\_a} \right)\_2 }
}{{
1 - \frac{\tan \gamma\_п + \tan \gamma\_в}
{2 \left( \frac{l}{b\_a} \right)\_2}
} D\_1 \left( \f D\_1 \left( \frac{l}{D} \right)\_1 =
\frac{
\frac{
0.10
}{
1.30
} +
\frac{
1
}{
1.75
}
}{{
1 - \frac{
\tan 2.0 \degree + \tan 2.0 \degree
}{
2 \cdot 1.75
}
} \cdot 0.784 \ \cdot 0.784 \cdot 0.075 =
0.040 \/\ м$$

1. Определим средний диаметра на выходе из РК:

$$D\_2 = D\_1 + \frac{\tan \gamma\_п - \tan \gamma\_в}{2} x =
0.784 +
\frac{
\tan 2.0 \degree -
\tan 2.0 \degree
}{2} \cdot 0.040 ={2} \cdot 0.040 =
0.784 \/\ м$$

1. Определим длину лопатки на выходе из РК:

$$= 0.784 \cdot
0.075 +
\frac{
\tan 2.0 \degree +
\tan 2.0 \degree
}{2} \cdot 0.040 ={2} \cdot 0.040 =
0.062 \/\ м$$

1. Определим относительную длину лопаток на выходе из РК:

$$\left( \frac{l}{D} \right)\_2 = \frac{l\_2}{D\_2} =
\frac{
0.062
}{{
0.784
} = 0.080$$ = 0.080$$

1. Определим окружную скорость на среднем диаметре на выходе из РК:

$$u\_2 = \frac{\pi D\_2 n}{60} =
\frac{
\pi
\cdot 0.784
\cdot 11500.0
}{60} = 472.2 \/\ м/с{60} = 472.2 \/\ м/с$$

1. Определим адиабатическую относительную скорость истечения газа из РК:

$$= \sqrt{
{269.0}^2 +
2 \cdot 0.107 \cdot 10^6 +
\left( {472.2}^2 - {472.2}^2 \right)
} = 535.6 \/\ м/с = 535.6 \/\ м/с$$

1. Определим относительную скорость истечения газа из РК:

$$w\_2 = \psi w\_{2 ад} =
0.98 \cdot 535.6 =
524.9 \/\ м/с$$

1. Определим статическую температуру на выходе из РК:

$$= 1246.3 + \frac{
\left(
{269.0}^2 - {524.9}^2
\right) +
\left(
{472.2}^2 - {472.2}^2
\right)
}{2 \cdot 1189.2} = {2 \cdot 1189.2} =
1160.9 \/\ К$$

1. Определим статическую температуру при адиабатическом процессе в РК:

$$= 1246.3 + \frac{
\left(
{269.0}^2 - {535.6}^2
\right) +
\left(
{472.2}^2 - {472.2}^2
\right)
}{2 \cdot 1189.2} = {2 \cdot 1189.2} =
1156.1 \/\ К$$

1. Определим давление на выходе из РК:

$$p\_2 = p\_1
\left(
\frac{
T\_2^\prime
}{{
T\_1
}
\right)^{
\frac{
k\_г
}{
k\_г - 1
}
} = =
0.992
\left(
\frac{
1156.1
}{{
1246.3
}
\right)^{
\frac{
1.32
}{
1.32 - 1
}
} = 0.730 \/\ МПа$$ = 0.730 \/\ МПа$$

1. Определим угол в относительном движении на выходе из РК:

$$\beta\_2 = \arcsin\frac{c\_{2a}}{w\_2} =
\arcsin\frac{
203.0
}{{
524.9
} = 22.8 \degr = 22.8 \degree$$

1. Определим угол выхода из РК в абсолютном движении:

$$\alpha\_2 = \arctan\frac{w\_2 \cos \beta\_2 - u\_2}{c\_{2a}} =
\arctan\frac{
524.9 \cdot
\cos 22.8 \degree -
472.2
}{{
203.0
} = 86.6 \degr = 86.6 \degree$$

1. Определим окружную составляющую скорости на выходе из РК:

$$c\_{2u} = w\_2 \cos \beta\_2 - u\_2 =
524.9 \cdot
\cos 22.8 \degree -
472.2 =
11.9 \/\ м/с$$

1. Определим скорость потока на выходе из РК:

$$c\_2 = \sqrt{c\_{2u}^2 + c\_{2a}^2} =
\sqrt{
{11.9}^2 + {203.0}^2
} = 203.4 \/\ м/с$$ = 203.4 \/\ м/с$$

1. Определим степень понижения давления в турбине:

$$\pi\_{т} = \frac{p\_г}{p\_2} =
\frac{
1.897
}{{
0.730
} = 2.60 $$ = 2.60$$

1. Определим осевую составляющую скорости газа за турбиной:

$$c\_{2a} = c\_2 \sin \alpha\_2 =
203.4 \cdot
\sin 86.6 \degree =
203.0 \/\ м/с$$

1. Определим плотность газа за турбиной:

$$\rho\_2 = \frac{G}{\pi \cdot c\_{2a} \cdot D\_2 \cdot l\_2} =
\frac{
67.5
}{{
\pi \cdot
203.0 \cdot
0.784 \cdot
0.062
} = 2.16 \/\ к = 2.16 \/\ кг/м^3$$

1. Определим работу на окружности колеса:

$$L\_u = c\_{1u} u\_1 + c\_{2u} u\_2 =
169.8 \cdot 472.2 +
203.0 \cdot 472.2 =
0.327 \cdot 10^6 \/\ Дж/кг$$

1. Определим КПД на окружности колеса:

$$\eta\_u = \frac{L\_u}{H\_t} =
\frac{
0.327 \cdot 10^6
}{{
0.366 \cdot 10^6
} = 0.89 $$ = 0.89$$

1. Определим удельные потери на статоре:

$$h\_c = \left( \frac{1}{\phi^2} - 1 \right) \frac{c\_1^2}{2} =
\left(
\frac{
1
}{{
{0.98 }^2
} - 1 - 1
\right) \frac{
{701.7}^2
}{2} = 9.42 \c{2} = 9.42 \cdot 10^3 \/\ Дж/кг$$

1. Определим удельные потери на роторе:

$$h\_р =
\left(
\frac{1}{\psi^2} - 1
\right) \frac{w\_2^2}{2} =
\left(
\frac{1}{{0.98}^2} - 1
\right) \frac{
{524.9}^2
}{2} = 5.68 \cdot 10^{2} = 5.68 \cdot 10^3 \/\ Дж/кг$$

1. Определим удельные потери с выходной скоростью:

$$h\_{вых} = \frac{c\_2^2}{2}=
\frac{
{203.4}^2
}{2} = 20.68 \cdot 10{2} = 20.68 \cdot 10^3 \/\ Дж/кг$$

1. Определим удельные потери в радиальном зазоре:

$$h\_з = 1.37 \cdot \left( 1 + 1.6 \rho \right)
\left[
1 +
\left(
\frac{l}{D}
\right)\_1
\right] \frac{
\delta\_r
}{{
l\_2
} L\_u = $$ L\_u =$$

$$= 1.37 \cdot
\left(
1 + 1.6 \cdot 0.3
\right)
\left[
1 + 0.080
\right] \frac{
1.00 \cdot 10^{-3}
}{{
0.062
} \cdot 327 \c \cdot 327 \cdot 10^3 =
0.72 \cdot 10^3 \/\ Дж/кг$$

1. Определим удельные потери на вентиляцию:

$$=1.07 \cdot {0.784}^2
\left(
\frac{
472.2
}{{
100
}
\right)^3
\cdot 2.16
\cdot 1000 = 2.22 \cdot 10^3 \/\ Дж/кг$$

1. Определим температуру торможения за РК:

$$1160.9 +
\frac{
0.72 \cdot 10^3 +
2.22 \cdot 10^3 +
20.68 \cdot 10^3
}{{
1189.2
} = 1180.8 \/\ К = 1180.8 \/\ К$$

1. Определим давление торможения за РК:

$$p\_2^\* = p\_2
\left(
\frac{
T\_2^\*
}{{
T\_2
}
\right)^{
\frac{
k\_г
}{
k\_г - 1
}
} = =
0.730 \cdot
\left(
\frac{
1180.8
}{{
1160.9
}
\right)^{
\frac{
1.32
}{
1.32 - 1
}
} = 0.782 \/\ МПа$$ = 0.782 \/\ МПа$$

1. Определим мощностной КПД турбины:

$$\eta\_{т \/\ мощн} =
\eta\_u -
\frac{
h\_з + h\_{вент}
}{{
H\_т
} = =
0.89 -
\frac{
0.72 \cdot 10^3 + 2.22 \cdot 10^3
}{{
0.366 \cdot 10^6
} = 0.89$$ = 0.89$$

1. Определим работу турбины:

$$L\_т = H\_т \eta\_т =
0.366 \cdot 10^6 \cdot
0.89 =
0.324 \cdot 10^6 \/\ Дж/кг$$

1. Определим теплоперепад по параметрам торможения:

$$H\_т^\* = c\_{pг} T\_г
\left[
1 -
\left(
\frac{
p\_2^\*
}{{
p\_г^\*
}
\right)^\frac{
k\_г - 1
}{{
k\_г
}
\right] =$$

$$= 1204.1 \cdot 1450.0
\left[ 1 -
\left(
\frac{
0.782
}{{
1.897
}
\right)^\frac{
1.32 - 1
}{{
1.32
}
\right] = 0.337 \cdot 10^6 \/\ Дж/кг$$

1. Определим КПД турбины по параметрам торможения:

$$\eta\_т = \frac{L\_т}{H\_т^\*} =
\frac{
0.324 \cdot 10^6
}{{
0.337 \cdot 10^6
} = 0.96$$ = 0.96$$

# Профилирование ступени ТВД

Исходными данными для данного этапа проектирования турбины являются результы расчета по средней линии тока.

Ступень была спрофилирована по закону .

Определим треугольники скоростей на произвольном радиусе лопатки.

1. В этом случае значения абсолютной скорости на входе на рабочие лопатки на произвольном радиусе определялись по следующим формулам (в приведенных ниже формулах значения со штрихом относятся к среднему радиусу):

$$c\_{1u} = c\_{1u}^\prime \left( \frac{r^\prime}{r} \right)^{cos^2\alpha}; \/\
c\_{1a} = c\_{1a}^\prime \left( \frac{r^\prime}{r} \right)^{cos^2\alpha}; \/\
c\_1 = c\_1^\prime \left( \frac{r^\prime}{r} \right)^{cos^2\alpha}$$

1. Окружная скорость рабочей лопатки на произвольном радиусе была определена по закону вращения твердого тела:
2. Относительная скорость на произвольном радиусе на входе в рабочие лопатки была определена по следующим формулам:

$$w\_{1u} = c\_{1u} - u; \/\
w\_{1a} = c\_{1a}; \/\
w\_1 = \sqrt{w\_{1u}^2 + w\_{1a}^2}$$

1. Абсолютная скорость на выходе из рабочих лопаток была определена по условию постоянства работы, отводимой от газа на различных радиусах лопатки.

* По формуле Эйлера для правила отсчета углов, принятого в теории турбин удельная работа на окружности колеса определяется слеюущей формулой:
* Таким образом, зная работу на окружности колеса на среднем радиусе лопатки , мы можем определить значение окружной скорости на выходе из рабочих лопаток:

1. Используя значения окружной и осевой скорости на среднем радиусе лопатки, определим значение осевой скорости на выходе из рабочих лопаток, проинтегрировав уравнение радиального равновесия:
2. Значения проекций относительной скорости на выходе из лопаток находим так же, как и значения на входе в рабочие лопатки.

Распределение углов на входе в рабочие лопатки турбины и на выходе из них представлено на рис. 2 и 3, соответственно:

Углы на входе в лопатки турбины

Углы на входе в лопатки турбины

Углы на выходе из лопаток турбины

Углы на выходе из лопаток турбины

# Расчет расхода охлаждающего воздуха

Исходные данные:

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| **Величина** | **Обозначение** | **Размерность** | **Значение** |
| Температура газа |  | К |  |
| Начальная температура охлаждающего воздуха |  | К |  |
| Длина лопатки |  | м |  |
| Осевая проекция хорды |  | м |  |
| Поверхность лопатки, соприкасающаяся с газом |  |  |  |
| Периметр профиля |  |  |  |
| Толщина стенки |  |  |  |
| Средняя температура наружной поверхности лопатки |  |  |  |
| Плотность газа |  |  |  |
| Осевая скорость |  |  |  |

В качестве материала лопатки принимается сплав ЖС30, выдерживающий при данном уровне температур 250 МПа в течение 10000 ч [1]. Данный уровень напряжений заведомо существенно выше напряжений, действующих в короткой двухопорной лопатке, нагруженной только газодинамическими силами.

1. Определим число для газа ():

$$Re\_г = \frac{
\rho\_г \cdot c\_a \cdot b\_a
}{{
\mu\_г
} = \frac{ = \frac{
4.50 \cdot 109.7 \cdot 45.4 \cdot 10^{-3}
}{{
52.11 \cdot 10^{-6}
} = 430 \cdot 10^3 = 430 \cdot 10^3$$

1. Определим число для газа:
2. Определим средний коэффициент теплоотдачи от газа к лопатке:

$$\alpha\_г = Nu \frac{\lambda\_г}{b\_a} =
535 \cdot \frac{
92.9 \cdot 10^{-3}
}{{
45.4 \cdot 10^{-3}
} = 1094.9 \/\ Вт / \ = 1094.9 \/\ Вт / \left( м^2 \cdot К \right)$$

1. Определим тепловой поток в сопловую лопатку:

$$=1094.9 \cdot
105.5 \cdot 10^{-3} \cdot
55.5 \cdot 10^{-3} \cdot
\left(
1450.0 - 1000
\right) = 2.9 \cdot 10^3 \/\ Вт$$

1. Определим падение температуры в тенке лопатки:

$$\Delta T\_{ст} = \frac{
Q\_л \cdot \Delta
}{{
f \cdot \lambda\_м
} = \frac{ = \frac{
2.9 \cdot 10^3 \cdot 1.0 \cdot 10^{-3}
}{{
5.9 \cdot 10^{-3} \cdot 20.0
} = 24.6 \/\ К = 24.6 \/\ К$$

1. ($
   \lambda\_м = 20.0 \/\ Вт / \left( м \cdot К\right)
   $ для ЖС30 при $
   T\_{ср} = T\_{ст} - \frac{\Delta T\_{ст}}{2} = 1000.0 - \frac{24.6}{2} = 987.7 \/\ К
   $)
2. Определим температуру внутренней поверхности стенки лопатки:
3. Задаваясь рядом значений расходов охлаждающего воздуха, определим зависимость зазора в лопатке от расхода охлаждающего воздуха:

$$\delta = \varepsilon G\_в^{0.8} \left(
D - \frac{
f
}{{
7200 \cdot G\_в \cdot c\_p
}
\right),$$

1. где

$$D = \frac{
1
}{{
\alpha\_г
} \cdot \frac { \cdot \frac {
T\_г - \theta\_0
}{{
T\_г - T\_{ст}
} - \frac{ - \frac{
1
}{{
\alpha\_г
} - \frac{ - \frac{
\Delta
}{{
\lambda\_м
};;$$

$$\epsilon = 0.01 \cdot \lambda \left(
\frac{
1
}{{
l \mu
}
\right)^{0.8}$$

* Результаты расчета сведены в таблицу:

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| * **№** | * **$G\_в, \/\ кг/c$** |  |  |  |
| * 1 |  |  |  |  |
| * 2 |  |  |  |  |
| * 3 |  |  |  |  |
| * 4 |  |  |  |  |
| * 5 |  |  |  |  |
| * 6 |  |  |  |  |
| * 7 |  |  |  |  |
| * 8 |  |  |  |  |
| * 9 |  |  |  |  |
| * 10 |  |  |  |  |

# Расчет профиля температур

Для расчета профиля температур лопатки принимаем расход воздуха , а величину зазора между дефлектором и внутренней поверхностью лопатки .

При расчете профиля температур лопатки при конвективно-пленочно охлаждении будем пользоваться следующей методикой:

1. Зададим распределение приведенной скорости по корыту и спинке :

$$\lambda\_к \left( \overline{x} \right) =
\left\{
1 +
\left[
\left(
\frac{\lambda\_1}{\lambda\_0}
\right)^{0.5}
\right]\overline{x}
\right\}^{2} \lambda\_0, \/\ \overline{x} = \frac{x}{l\_к}$$

$$\lambda\_с \left( \overline{x} \right) =
\left\{
1 +
\left[
\left(
\frac{\lambda\_1}{\lambda\_0}
\right)^{4}
\right]\overline{x}
\right\}^{0.25}\lambda\_0, \/\ \overline{x} = \frac{x}{l\_с}
,$$

1. где - длина профиля со стороны корыта, - длина профиля со стороны спинки, - приведенная скорость на входе в лопаточный венец, - приведенная скорость на выходе из лопаточного венца.
2. Определим критическую скорость звука :
3. Определим скорость газа на корыте и на спинке :
4. Дальнейший расчет идентичен для спинки и корыта, поэтому скорость газа будем обозначать как .
5. Определим эквивалентную ширину щели:
6. где - количество отверстий, - диаметр отверстия, - высота профильной части лопатки.
7. Определим скорость газа в точке выдува воздуха:

$$v\_{г \/\ отв} = v\_г\left( x\_{отв} \right),$$

1. где - криволинейная координата отверстия.
2. Определим статическую температуру газа в точке выдува воздуха:

$$T\_{г \/\ отв} = T\_г^\* - \frac{v\_{г \/\ отв}}{2 c\_{p \/\ г}}$$

1. Определим статическое давление газа в точке выдува воздуха:

$$p\_{г \/\ отв} = \frac{p\_г^\*}{
\left(
\frac{
T\_г^\*
}{
T\_{г \/\ отв}
}
\right)^\frac{k\_г}{k\_г - 1}
}$$

1. Определим статическую плотность газа в точке выдува воздуха:

$$\rho\_{г \/\ отв} = \frac{
p\_{г \/\ отв}
}{{
R\_г \cdot T\_{г \/\ отв}
}$$

1. Определим скорость истечения воздуха из отверстия:

$$v\_{в \/\ отв} = \phi\_{отв} \sqrt{
\frac{2k\_в}{k\_в - 1}
} R\_в \theta \left( x R\_в \theta \left( x\_{отв} \right)
\left[
1 -
\left(
\frac{
p\_{г \/\ отв}
}{{
p\_{в0}^\*
}
\right)^\frac{k\_в - 1}{k\_в}
\right],$$

1. где - коэффициент скорости, - температура воздуха в точке выдува, - давление воздуха.
2. Определим статическую плотность воздуха на выходе из отверстия:

$$\rho\_{в \/\ отв} = \frac{
p\_{г \/\ отв}
}{{
R\_в
\left[
\theta \left( x\_{отв} \right) - \frac{v\_{в \/\ отв}^2}{2c\_{p \/\ в}}
\right]
}$$

1. Определим плотность торможения воздуха на входе в отверстия:

$$\rho\_{в \/\ отв}^\* = \frac{p\_{в0}^\*}{R\_в \theta \left( x\_{отв} \right) }$$

1. Определим параметр вдува:

$$m = \frac{\rho\_{в \/\ отв} v\_{в \/\ отв}}{\rho\_{г \/\ отв} v\_{г \/\ отв}}$$

1. Определим число Рейнольдса по ширине щели:

$$Re\_s = \frac{
\rho\_{г \/\ отв} v\_{г \/\ отв} s
}{\mu\_г\left( T\_{г \/\{\mu\_г\left( T\_{г \/\ отв} \right)}$$

1. Определим температурный фактор:
2. Определим эффективность пленки :

$$A\left( x \right) = Re\_s^{-0.25} m^{-1.3} \phi^{-1.25}
\left(
\frac{
x - x\_{отв}
}{{
s
}
\right)$$

1. Определим темперутуру пленки в случае нескольких рядов отверстий:

$$T\_{пл}^\*\left( x \right) = T\_г^\* \cdot \prod\_{i = 1}^{x\_i \leq x}
\left[
\left(
1 - \theta\_{пл \/\ i}
\right)
\right] +
\sum\_{i = 1}^{x\_i \leq x} \left[
\theta\_{пл \/\ i}T\_в^\*\left( x\_{отв \/\ j} \right)
\prod\_{j = i + 1}^{x\_j \leq x}
\left(
1 - \theta\_{пл \/\ j}
\right)
\right]$$

1. Определим коэффициент теплоотдачи пленки в случае нескольких рядов отверстий:

$$\alpha\_{пл}\left( x \right) = \alpha\_{г}
\prod\_{i = 1}^{x\_i \leq x} \left[
1 + \frac{
2m\_i
}{{
\frac{
x - x\_{отв \/\ i}
}{s\_i}
}
\right]$$

1. По формуле истечения из сопла определим расход через ряд отверстий:

$$G\_отв = s \cdot l \cdot \mu\_{отв} \sqrt{
\frac{2k\_в}{k\_в - 1} p\_{в0}^\*\rho\_{в \/\ отв}^\*
\left(
\frac{
p\_{г \/\ отв}
}{
p\_{в0}^\*
}
\right)^\frac{2}{k\_в}
\left[
1 -
\left(
\frac{
p\_{г \/\ отв}
}{
p\_{в0}^\*
}
\right)^\frac{k\_в - 1}{k\_в}
\right]
}$$

1. В общем случае зависимость расхода воздуха в зазоре от криволинейной координаты имеет вид:

$$G\_в \left( x \right) = G\_{в0} - \sum\_{i = 1}^{x\_i \leq x} G\_{отв \/\ i}$$

* В данном расчете суммарный расход на охлаждение сопловых лопаток принимается равным $G\_0 = 45 \cdot 10^{-3} \/\ кг/c$ на лопатку, что при числе лопаток статора, равном 54, равно 4.89% от суммарного расхода воздуха. В результате расчетов получим значения характерных параметров в отверстиях.
* Значения характерных параметров в отверстиях корыта:

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| * **№** | * **$x, \/\ мм$** | * **$s, \/\ 10^{-3} \/\ мм$** |  |  |  |  | * **$G\_{отв}, \/\ 10^{-3} \/\ кг/с$** |  |
| * 1 | * 3.0 | * 62.8 | * 0.98 | * 0.98 | * 2.10 | * 0.41 | * 4.46 | * 0.112 |
| * 2 | * 16.0 | * 24.5 | * 0.98 | * 0.98 | * 1.81 | * 0.54 | * 1.53 | * 0.038 |
| * 3 | * 22.0 | * 24.5 | * 0.98 | * 0.98 | * 1.72 | * 0.59 | * 1.47 | * 0.037 |
| * 4 | * 27.0 | * 35.3 | * 0.98 | * 0.98 | * 1.67 | * 0.62 | * 2.06 | * 0.051 |
| * 5 | * 31.0 | * 48.1 | * 0.98 | * 0.98 | * 1.64 | * 0.64 | * 2.77 | * 0.069 |
| * 6 | * 36.5 | * 62.8 | * 0.98 | * 0.98 | * 1.61 | * 0.66 | * 3.57 | * 0.089 |

* Значения характерных параметров в отверстиях спинки:

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| * **№** | * **$x, \/\ мм$** | * **$s, \/\ 10^{-3} \/\ мм$** |  |  |  |  | * **$G\_{отв}, \/\ 10^{-3} \/\ кг/с$** |  |
| * 1 | * 3.0 | * 62.8 | * 0.98 | * 0.98 | * 2.13 | * 0.40 | * 4.53 | * 0.113 |
| * 2 | * 27.0 | * 98.2 | * 0.98 | * 0.98 | * 1.69 | * 0.61 | * 5.79 | * 0.145 |
| * 3 | * 37.0 | * 98.2 | * 0.98 | * 0.98 | * 1.64 | * 0.64 | * 5.68 | * 0.142 |

1. Определим коэффициент теплоотдачи от газа на входной кромке лопатки :

$$\alpha\_{г.вх.кр.} = 0.74 \frac{
\lambda\_г
}{{
d\_{вх.кр.}
}\sqrt{\sqrt{
\frac{
\rho\_г \cdot c\_a \cdot d\_{вх.кр.}
}{
\mu\_г
}
} = =$$

$$= 0.74 \frac{
92.9 \cdot 10^{-3}
}{{
2.20 \cdot 10^{-3}
}\sqrt{\sqrt{
\frac{
4.5 \cdot
109.7 \cdot
2.20 \cdot 10^{-3}
}{
52.1 \cdot 10^{-6}
}
} = 4511.3 \/\ Вт/\lef = 4511.3 \/\ Вт/\left( м^2 \cdot К\right)$$

1. Определим коэффициент теплоотдачи на спинке на расстоянии :
2. Определим коэффициент теплоотдачи на остальной выпуклой части (спинке) :
3. Определим коэффициет теплоотдачи на вогнутой части профиля (корыте) :
4. Коэффициент теплоотдачи от стенки к охлаждающему воздуху зависит от его температуры и определяется следующим уравнением :

$$\alpha\_{в} = 0.02 \cdot \frac{
\lambda\_{в}
}{{
2\delta
} \left( \left(
\frac{
G\_в
}{{
l
} \cdot \frac{ \cdot \frac{
1
}{{
\mu\_{в}
}
\right)^{0.8}$$

* Распределение коэффициентов теплоотдачи по профилю лопатки показано на рис. 4. Данное распределение является приближенным - дискретным. Реальное распределение коэффциентов теплоотдачи является непрерывным. Характер непрерывного распределениея показан на рис. 5.
* Дискретное распределение коэффициентов теплоотдачи по профилю лопатки
* Дискретное распределение коэффициентов теплоотдачи по профилю лопатки
* Непрерывное распределение коэффициентов теплоотдачи по профилю лопатки
* Непрерывное распределение коэффициентов теплоотдачи по профилю лопатки

1. Уравнение теплообмена между охлаждающим воздухом и газом имеет вид:

$$\frac{d\theta}{dx} = \frac{
2
}{{
G\_в C\_{p \/\ в}
} \frac{ \frac{
k\_x
}{{
\alpha\_г
} \left( \left(
T\_{пл}^\* - \theta
\right),$$

1. где - коэффициент теплопередачи, определяемый уравнением
2. Численно решая уравнение теплообмена, поулчим распределение параметров по спинке и корыту. Распределение параметров газа по спинке:

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| * **№** | * **$x, \/\ м$** | * **$\alpha\_{пл} \/\ Вт/\left(м^2 \cdot К\right)$** | * **$\alpha\_в \/\ Вт/\left(м^2 \cdot К\right)$** | * **$\theta\_x, \/\ К$** | * **$T\_{ст.x}, \/\ К$** |
| * 1 | * 0.000 | * 4511.3 | * 1423.7 | * 500.0 | * 1233.8 |
| * 2 | * 3.021 | * 9128.9 | * 1475.6 | * 574.4 | * 574.4 |
| * 3 | * 5.972 | * 716.1 | * 1481.2 | * 583.6 | * 666.0 |
| * 4 | * 8.775 | * 687.4 | * 1498.0 | * 613.2 | * 771.0 |
| * 5 | * 11.448 | * 677.7 | * 1517.7 | * 652.0 | * 829.8 |
| * 6 | * 14.011 | * 672.9 | * 1535.7 | * 691.6 | * 872.4 |
| * 7 | * 16.487 | * 670.0 | * 1549.8 | * 729.8 | * 907.7 |
| * 8 | * 18.899 | * 668.0 | * 1561.7 | * 766.1 | * 938.7 |
| * 9 | * 21.277 | * 666.5 | * 1572.3 | * 800.7 | * 966.7 |
| * 10 | * 23.646 | * 665.4 | * 1580.9 | * 833.7 | * 992.8 |
| * 11 | * 26.037 | * 664.6 | * 1589.8 | * 865.5 | * 1017.3 |
| * 12 | * 28.477 | * 813.0 | * 1593.5 | * 878.0 | * 878.0 |
| * 13 | * 30.992 | * 718.4 | * 1594.8 | * 882.2 | * 909.1 |
| * 14 | * 33.606 | * 696.0 | * 1598.5 | * 894.5 | * 934.8 |
| * 15 | * 36.341 | * 1714.3 | * 1604.0 | * 914.1 | * 1015.3 |
| * 16 | * 39.214 | * 1946.3 | * 1606.6 | * 923.7 | * 926.2 |
| * 17 | * 42.242 | * 1793.2 | * 1611.5 | * 941.4 | * 968.4 |
| * 18 | * 45.439 | * 1746.5 | * 1621.5 | * 973.8 | * 1011.8 |
| * 19 | * 48.817 | * 1722.7 | * 1638.8 | * 1023.7 | * 1071.3 |
| * 20 | * 52.384 | * 1707.8 | * 1659.1 | * 1078.3 | * 1122.0 |

* Распределение параметров газа по корыту:

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| * **№** | * **$x, \/\ 10^{-3} м$** | * **$\alpha\_{пл} \/\ Вт/\left(м^2 \cdot К\right)$** | * **$\alpha\_в \/\ Вт/\left(м^2 \cdot К\right)$** | * **$\theta\_x, \/\ К$** | * **$T\_{ст.x}, \/\ К$** |
| * 1 | * 0.000 | * 4511.3 | * 1423.7 | * 500.0 | * 1233.8 |
| * 2 | * 2.891 | * 1094.9 | * 1484.2 | * 588.5 | * 969.4 |
| * 3 | * 5.828 | * 1197.1 | * 1492.0 | * 601.9 | * 705.2 |
| * 4 | * 8.668 | * 1145.8 | * 1511.3 | * 639.1 | * 839.7 |
| * 5 | * 11.418 | * 1129.2 | * 1534.9 | * 689.9 | * 915.3 |
| * 6 | * 14.085 | * 1120.9 | * 1553.8 | * 741.6 | * 967.2 |
| * 7 | * 16.675 | * 1262.9 | * 1565.7 | * 779.0 | * 821.9 |
| * 8 | * 19.196 | * 1143.7 | * 1573.7 | * 805.9 | * 964.3 |
| * 9 | * 21.656 | * 1127.8 | * 1583.8 | * 845.1 | * 1018.0 |
| * 10 | * 24.064 | * 1166.7 | * 1588.5 | * 861.5 | * 962.9 |
| * 11 | * 26.429 | * 1138.0 | * 1597.9 | * 892.5 | * 1029.1 |
| * 12 | * 28.762 | * 1203.2 | * 1601.5 | * 905.1 | * 946.6 |
| * 13 | * 31.072 | * 3693.4 | * 1607.1 | * 925.2 | * 925.2 |
| * 14 | * 33.370 | * 1214.8 | * 1608.3 | * 929.8 | * 959.4 |
| * 15 | * 35.668 | * 1169.0 | * 1613.1 | * 947.6 | * 1011.0 |
| * 16 | * 37.976 | * 1308.2 | * 1616.4 | * 957.9 | * 962.9 |
| * 17 | * 40.305 | * 1201.1 | * 1620.3 | * 970.2 | * 994.2 |
| * 18 | * 42.665 | * 1171.0 | * 1628.1 | * 994.6 | * 1036.3 |
| * 19 | * 45.066 | * 1155.5 | * 1641.1 | * 1029.6 | * 1077.5 |
| * 20 | * 47.519 | * 1145.7 | * 1655.0 | * 1067.0 | * 1113.6 |

Распределение температур газа, воздуха и металла по профилю лопатки показано на рис. 6.

Распределение температур газа, воздуха и металла

Распределение температур газа, воздуха и металла

Также был проанализирован вариант без выдува воздуха в лобовой точке (рис. 7). Однако отсутствие выдува в лобовой точке приводит к сильному перегреву с возможным прогарание профиля лопатки.

Распределение температур газа, воздуха и металла (без выдува в лобовой кромке)

Распределение температур газа, воздуха и металла (без выдува в лобовой кромке)

Таким образом, из расчета следует, что ни в одной точке температура материала лопатки не превышает 1100 К (максимальная температура равна 1081 К), что в случае равномерного поля температур перед сопловыми лопатками обеспечивает достаточную прочность лопаток [1]. Однако основной причиной выхода из строя сопловых лопаток является не температурная деформация, а коррозия. Для защиты от воздействия агрессивной среды сопловые лопатки покрываются защитным керамическим покрытием на основе с металлической подложкой на основе . Такой состав покрытия обеспечивает его хорошую адгезию к основному материалу лопатки и предотвращает его от растрескивания под действием термоциклических нагрузок. Побочным эффектом применения данного покрытия является снижение температуры основного материала лопатки на 50-60 К вследствие крайне низкой теплопроводности керамического слоя покрытия.

# Список литературы

1. Голубовский Е.Р., Светлов И.Л., Хвацкий К.К. Длительная прочность никелевых сплавов для монокристаллических лопаток газотурбинных установок // Журнал <<Конверсия в машиностроении>>. - 2005. - №3.
2. Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок: учебник для вузов / Иванов В. Л., Леонтьев А. И., Манушин Э. А., Осипов М. И. ; ред. Леонтьев А. И. - 2-е изд., стер. - М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. - 591 с. : ил. - Библиогр.: с. 576-577. - ISBN 5-7038-2138-X.
3. Теория и проектирование газотурбинных и комбинированных установок: учебник для вузов / Манушин Э.А., Михальцев В.Е., Чернобровкин А.П. - М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997.