***8.06.2020 гр.19-2 Техническое обслуживание туринного оборудования.***

***Практическая работа «Тепловой расчет турбинной ступени»***

***Исходными данными*** для расчета являются следующие величины: расход водяного пара ***G***, кг/с; его термодинамические параметры ***р0***, МПа, ***t0***, 0С; скорость потока на входе в ступень ***с0***, м/с и ее направление (угол *α****0***). Известными также являются средний диаметр ***dср***, м и частота вращения ротора турбины ***n***, с-1.

**Задание по разделу «Паровые турбины»**

В активной ступени пар с начальным давлением *р*о, и температурой *t*орасширяется до давления *р*1. Скоростной коэффициент сопла *j*, скоростной коэффициент лопаток *y*, угол наклона сопла к плоскости диска *a*1, угол выхода пара из рабочей лопатки *b*2=*b*1, средний диаметр ступени *d*, частота вращения вала турбины *n*, расход пара *М*, коэффициент расхода сопла *m*1, потери тепловой энергии на трение и вентиляцию *hт.в*, расход пара на утечки *Мут*. Начальную скорость пара перед соплом *с*о считать равной нулю.

Определить:

1. определить работу 1 кг пара на лопатках ступени, *l*, *кДж*/*кг*;

2. найти площадь выходного сечения суживающего сопла *f*1, *м*2;

3. определить относительный коэффициент полезного действия на лопатках ступени *ηо.л.*;

4. определить относительный внутренний коэффициент полезного действия ступени турбины *ηo.i*.

6. выполнить график теплового процесса в *h* – *s* диаграмме в выбранном масштабе.

Значения параметров, необходимых для расчёта выбрать из таблиц 1 и 2.

Значения нижеприведенных параметров выбираются по последней цифре номера зачётной книжки.

Таблица 1

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Цифра | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| *р*о, *МПа* | 2,6 | 2,8 | 3,0 | 3,2 | 3,4 | 3,6 | 3,8 | 4,0 | 4,2 | 4,4 |
| *t*о, °*С* |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| *р*1, *МПа* | 1,7 | 1,8 | 1,9 | 1,9 | 1,8 | 2,0 | 2,2 | 2,4 | 2,6 | 2,8 |
| *j* | 0,93 | 0,94 | 0,95 | 0,96 | 0,97 | 0,98 | 0,95 | 0,96 | 0,97 | 0,98 |
| *y* | 0,86 | 0,87 | 0,88 | 0,89 | 0,90 | 0,91 | 0,92 | 0,93 | 0,94 | 0,95 |
| *m*1 | 0,92 | 0,93 | 0,94 | 0,95 | 0,92 | 0,96 | 0,97 | 0,94 | 0,95 | 0,96 |

Значения нижеприведенных параметров выбираются по предпоследней цифре номера зачётной книжки.

Таблица 2

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Цифра | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 |
| *a*1, ° |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| *d*, *м* | 1,0 | 0,95 | 0,9 | 1,1 | 1,0 | 0,9 | 0,95 | 1,0 | 1,2 | 1,25 |
| *n*, *об/мин* |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| *М*, *кг/с* | 1,7 | 1,8 | 1,9 | 2,0 | 2,1 | 2,2 | 1,8 | 1,9 | 1,7 | 2,0 |
| *hт.в.*, *кДж/кг* | 1,0 | 1,35 | 0,91 | 1,13 | 0,98 | 1,5 | 1,21 | 1,75 | 1,1 | 0,95 |
| *Мут*,*кг/с* | 0,21 | 0,33 | 0,5 | 0,11 | 0,38 | 0,4 | 0,18 | 0,28 | 0,45 | 0,13 |

**Тепловой расчет паровой турбины**

Производим расчет ступени паровой турбины в соответствии с индивидуальным заданием (вариант 00).

1. На диаграмме *h-s* водяного пара (приложение 1) определяем начальную энтальпию пара *h*о и энтальпию пара в конце изоинтропного (адиабатного) расширения *h*1. Для этого на диаграмме отмечаем точку 0, соответствующую состоянию пара перед ступенью (по параметрам пара с начальным давлением *р*о, и температурой *t*о) и определяем энтальпию *h*о. Из точки 0 проводим изоэнтропу теоретического процесса расширения пара (линию параллельную оси ординат на диаграмме) до пересечения с изобарой *Р*1(точка 1*t*). Определяем энтальпию *h*1*t* и удельный объем пара *v*1*t* в точке 1. Процесс расширения пара в канале соплового аппарата на диаграмме *h*-*s* представлен на рисунке 1.



Рис. 1 – Процесс расширения пара в канале соплового аппарата

Начальная энтальпия пара *h*о =3170,61 *кДж/кг*, энтальпия пара в конце расширения *h*1*t*=3055,36 *кДж/кг*, удельный объем пара *v*1*t*=0,145 *м3/кг*.

В межлопаточных каналах соплового аппарата турбинной ступени происходит преобразование потенциальной энергии пара в кинетическую, т.е. расширение пара с уменьшением давления, увеличением объема и абсолютной скорости потока *с*1*t*. Канал соплового аппарата имеет суживающуюся форму, ширина канала во входном сечении больше, чем в выходном (рисунок 2).



Рис. 2 – Профиль соплового аппарата с отображением скоростей

 – давление пара на входе в канал; *Р*1 – давление пара за каналом; *Ркр* – давление пара в узком сечении канала АВ;  – эффективный угол выхода потока пара из канала;  – угол выхода потока пара из канала;  – угол отклонения потока пара в косом срезе; *tс* – шаг решетки.

Определяем действительную скорость истечения пара из соплового аппарата по формуле

 , (1)

где *φ* – скоростной коэффициент сопла, учитывающий потери кинетической энергии пара в сопловом аппарате.



Находим окружную скорость по среднему диаметру рабочего колеса турбинной ступени из соотношения (2)

 (2)



Относительную скорость входа пара на лопатки находим по формуле

 , (3)

где *α*1 – угол выхода потока пара из соплового канала (по условию задания: угол наклона сопла к плоскости диска).



Находим относительную скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками по формуле

*w*2=*ψw*1, (4)

где *ψ* – скоростной коэффициент рабочих лопаток ротора, учитывает потерю кинетической энергии пара при прохождении его через каналы, образованные рабочими лопатками (принимаем из условия задания).

*w*2=0,86∙298=256 *м/с*.

Угол входа пара на рабочую лопатку ротора – из соотношения

 (5)



Угол выхода пара из рабочей лопатки *β*2=*β*1=240 (по условию задания).

Абсолютную скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками

 . (6)



Угол наклона абсолютной скорости выхода пара из канала между рабочими лопатками – из соотношения

 . (7)



Треугольники скоростей, построенные на основании проведенных расчетов, приведены на рисунке 3. Треугольники скоростей строим в предварительно выбранном масштабе (например, 1 *см* = 50 *м*/*с*). Построение производим следующим образом. Проводим линию, соответствующую плоскости вращения рабочего диска турбины. От точки 0 под углом *α*1 проводим, в выбранном масштабе, вектор абсолютной скорости *С*1. Строим вектор окружной скорости по среднему диаметру рабочего колеса *u* параллельно плоскости вращения. Произведя геометрическое вычитание окружной скорости *u* из абсолютной *С*1получим относительную скорость *w*1, которая должна соответствовать, в выбранном масштабе, расчетному значению. Замыкающая сторона входного треугольника определит величину угла *β*1, которая также должна соответствовать расчетному значению. По правилам геометрического вычитания скорость *С*1 является диагональю параллелограмма, а скорость *u* одной из его сторон. Величина и направление скорости *w*1 определяется второй стороной параллелограмма. Аналогично строим выходной треугольник скоростей.

араллелограмма. Аналогично строим выходной треугольник скоростей.



Рис. 3 – Общий вид треугольников скоростей пара

2. Работу 1 *кг* пара на лопатках определяем по формуле

 (8)



3. Площадь выходного сечения суживающего сопла до критического режима истечения находим по формуле

 , (9)

где *m*1– коэффициент расхода сопла (по условию задания);

*М* – расход пара, *кг*/*с* (по условию задания).



4. Значение относительного коэффициента полезного действия на лопатках *ηо.л.* зависит от отношения окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопл и может быть определено, для активной ступени, по формуле

 (10)



Потери тепловой энергии в соплах, лопатках и с выходной абсолютной скоростью в ступени турбины также оценивается относительным коэффициентом полезного действия на лопатках

 (11)

где *Н*0 – располагаемый теплоперепад ступени, *кДж*/*кг*, *Н*0=*h*0 – *h*1;

*hс* – потеря кинетической энергии в сопловых и направляющих лопатках, *кДж*/*кг*;

*hл* – потеря кинетической энергии на рабочих лопатках ступени, *кДж*/*кг*;

*hвс* – потеря с выходной скоростью, *кДж*/*кг*.

Потеря кинетической энергии в соплах учитывается скоростным коэффициентом сопла и определяется по формуле

 (12)

Потерю кинетической энергии на рабочих лопатках находим по формуле

 (13)

Потеря энергии с выходной скоростью,

 (14)









5. Относительный внутренний коэффициент полезного действия определяем по формуле

 , (15)

где  – относительные потери тепловой энергии на трение и вентиляцию;

 – относительные потери тепловой энергии от утечек.

 (16)

где *hт.в* – потери тепловой энергии на трение и вентиляцию, *кДж*/*кг* (принимаем из условия задания).



 (17)

где *hут* – потери тепловой энергии от утечек через зазоры в уплотнениях и в обход сопл и лопаток, *кДж*/*кг*

 (18)

где *Мут* – расход пара на утечки, *кг*/*с* (принимаем по условию);

*М* – расход пара, *кг*/*с* (принимаем по условию).





Тогда 

6. Выполнение графика теплового процесса в *h* – *s* диаграмме.

6. Выполнение графика теплового процесса в *h* – *s* диаграмме.

График не обходимо построить в масштабе. Процесс адиабатного расширения пара представлен на рисунке 4. Процесс 1 - 2 адиабатное расширение пара в сопле; 1 - 3 процесс политропного расширения пара в сопле (учитываются потери кинетической энергии пара на трение, вызывающие повышение энтальпии пара); точка 4 характеризует параметры пара при выходе из рабочего колеса турбины.

Влажный водяной пар определяется давлением *Р* или температурой *t* и степенью сухости *х*. которая в котлах достигает значения 0,9…0,96. Удельный объем пара *vх*, *м*3/*кг*, можно рассчитать по формуле

*vх*=*v*''·*x*, (19)

где *v*'' – удельный объем сухого насыщенного пара, *м*3/*кг*. Принимаем по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара.

Потери от влажности пара находим по формуле (20)

 (20)

где *hi* – использованный теплоперепад ступени с учетом всех потерь кроме потерь от влажности пара, *кДж*/*кг*.





Рис. 4 – График теплового процесса расширения пара в h-s – диаграмме