Федеральное агентство по образованию

Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования

**«Санкт-Петербургский государственный технологический университет растительных полимеров»**

Факультет промышленной энергетики

Кафедра *теплосиловых установок и тепловых двигателей*

Курсовая работа

по дисциплине:

Тепловые двигатели и нагнетатели

Тема: «Расчет противодавленческой турбины

с двухвенечной регулирующей ступенью»

Вариант 33

Выполнила: Калиновская Анна, 444 группа.

Проверил: Коновалов Пётр Николаевич

Санкт-Петербург

2009

Введение

В настоящее время и в ближайшей перспективе большая часть электроэнергии будет вырабатываться тепловыми (ТЭС) и атомными (АЭС) электростанциями, основным из которых, преобразующими тепловую энергию в электрическую, является паровая турбина, связанная с электрическим генератором.

Паровые турбины, как наиболее экономичные тепловые двигатели, широко применяются как в большой энергетике, так и в энергетике многих отраслей промышленности.

Современная мощная энергетическая турбина-это сложнейшая машина, состоящая из десятков тысяч деталей. Многие из них работают в очень сложных условиях, подвергаясь воздействию разных, в том числе динамических, неустановившихся сил

Турбина вместе с электрогенератором - турбоагрегат-это только часть турбоустановки, включающей много различных аппаратов и машин. Сама же турбоустановка тесно связана с паропроизводящей частью электростанции – с котлом, парогенератором, ядерным реактором. Все эти аппараты и машины взаимозависимы.

Только правильная эксплуатация паровой турбины, всей турбоустановки, которая включает пуск, и нормальное обслуживание, и остановку, позволяет электростанции бесперебойно, согласно графику и указаниям диспетчерской службы энергосистемы вырабатывать электрическую и тепловую энергию, делать это надёжно для всех элементов электростанции и с наименьшим расходом топлива.

При выполнении курсового проекта преследуются следующие цели:

1. закрепление и углубление знаний, полученных при изучении теоретического курса;
2. приобретение навыков практического применения теоретических знаний при выполнении конкретной инженерной задачи - разработке эскизного проекта многоступенчатой паровой турбины;
3. привитие инженерных навыков при пользовании справочной литературы, атласами профилей решёток турбин, заводскими расчётами и чертежами;
4. использование вычислительной техники в практической работе.

Исходные данные:

* Номинальная электрическая мощность Nэн=18 МВт;
* Параметры острого пара: Ро=3,2 МПа, to=460°С;
* Абсолютная скорость пара на входе в турбину Со=70 м/с;
* Давление пара за турбиной Рк=1,15 МПа.
* Частота вращения ротора n0=3000 об/мин.

Предварительный расчет теплового процесса турбины:

1. Определяем располагаемый теплоперепад без учета потерь давления в стопорном и регулирующем клапанах, для чего строим адиабатный процесс расширения в h-s диаграмме и определяем конечные и начальные значения энтальпий:

Ho=io−iкt=3364−3064=300 кДж/кг.

2. Потери давления в стопорном и регулирующем клапанах принимаем: ΔРк=0,04Ро=0,128 МПа.

3. Давление пара перед сопловыми решетками регулирующей ступени:

МПа, °С.

4. Потери давления в выхлопном патрубке:

;

где Сп – скорость пара за выходным патрубком;

λ – опытный коэффициент.

5. Давление пара за последней ступенью:

МПа.

6. Потери энергии в стопорном и регулирующем клапанах:



7. Потери энергии в выходном патрубке:



8. Располагаемый теплоперепад на проточную часть:



9. Располагаемый теплоперепад по затарможеным параметрам:



или



где−располагаемый теплоперепад по заторможенным параметрам в регулирующей ступени;

−располагаемый теплоперепад в нерегулируемой ступени.

10. Относительный внутренний КПД:

;

где ηое−относительный эффективный КПД;

ηм−механический КПД.

11. Использованный (внутренний) теплоперепад:

.

12. Относительный внутренний КПД проточной части турбины:

.

13. Откладываем величину Нi от точки  на изоэнтропе , и при энтальпии на пересечении с изобарами Рк и Рz, получаем точки Aк и Az, характеризующие состояние пара за выходным патрубком и за последней ступенью;

iz=io−Hi=3364-228,3=3135,7 кДж/кг; υz=0,2354 м3/кг.

14. Секундный расход пара:

;

где ηг – КПД генератора.

15. Предварительный тепловой процесс турбины:

Рис 1. Предварительный тепловой процесс турбины

i

s

Но=

Н'о=

Ао A0'

Az

Ak

ΔРп=

ΔРк=

ΔНк=

ΔНп=

Аzt

Akt

Рz=

Pк=

Нi=

Рo=

P'o=

to=

t'o=

А’zt

i0 =

ikt =

izt =

i’zt =

Расчет регулирующей ступени:

1. Примем hонс=50 кДж/кг, тогда:

.

2. Фиктивная скорость в регулирующей ступени:

м/с.

3. Оптимальное отношение скоростей в регулирующей ступени:



где m=2,число венцов регулирующей ступени;

α1 – угол выхода потока пара из сопловой решетки, предварительно принимаем 14°; φ=0,96 - коэффициент скорости, зависит от скорости и характеристик сопла, принимаем; ρ = 0,1- степень реактивности ступени, принимаем;



4. Окружная скорость:

м/с.

5. Средний диаметр регулирующей ступени:

м.

6. Фиктивная скорость в нерегулируемой ступени:

м/с.

7. Оптимальное отношение скоростей в нерегулируемой ступени:



где α1 – угол выхода потока пара из сопловой решетки, принимаем 17°;

φ=0,96 - коэффициент скорости, принимаем;

ρ = 0,05 - степень реактивности ступени, принимаем;

.

8. Окружная скорость на среднем диаметре в нерегулируемой ступени:

 м/с.

9. Средний диаметр нерегулируемой ступени:

м.

10. Степень реактивности регулирующей ступени состоит:



где  степень реактивности первой рабочей решетки;

 степень реактивности направляющей решетки;

 степень реактивности второй рабочей решетки.

11. Располагаемый теплоперепад в сопловой решетке:

кДж/кг.

12. Располагаемый теплоперепад в первой рабочей решетке:

кДж/кг.

13. Располагаемый теплоперепад в направляющей решетке:

кДж/кг.

14. Располагаемый теплоперепад во второй рабочей решетке:

кДж/кг.

15. Энтальпия пара по заторможеным параметрам на входе в сопловый аппарат:

кДж/кг.

16. Параметры заторможенного потока из i-s диаграммы:

 .

17. Откладываем на изоэнтропе  теплоперепады: ;;;(рис.2) и определяем давления:

–за сопловой решеткой: Р1=1,805 МПа, υ1t=0,1615 м3/кг,

при h1t = h0\*- ** =** 3366,45– 166,905 = 3199,5 кДж/кг;

–за первой рабочей решеткой: Р2=1,762 МПа,

при h = h0\*- **-** hо1р´  **=** 3366,45– 166,905 – 3,709 =3195,836кДж/кг;

–за направляющей решеткой: ,

при h = h0\*- **-** hо1р´ - hнр´  **=** 3366,45–166,905–3,709– 5,56=3190,276 кДж/кг;

–за второй рабочей решеткой: ,

при h = h0\*- **-** hо1р´ - hнр´ - hо2р´  **=** 3366,45–166,905–3,709 -5,56-9,27=

=3181 кДж/кг.

18. Отношение давлений в сопловой решетке:



19. Теоретические скорости потока пара и звука на выходе из сопловой решетки:

;

.

20. Число Маха за сопловой решеткой:

.

21. Утечки пара через переднее концевое уплотнение: 

где μy=0,8 - коэффициент расхода, зависящий от толщины и конструкции гребня уплотнения и величины радиального зазора;

ky=1,83 -коэффициент учитывается для уплотнения с гладким валом, зависит от отношения δу/s;

δу/s=0,05 - принимаем;

δу=0,3мм - радиальный зазор;

s – расстояние между гребнями;

dу=0,3·dрс=0,3·0,95=0,285 м - диаметр вала на участке уплотнения;

Fу=π·dу·δу=3,14·0,285·0,0003=0,000268 м2 - кольцевая площадь радиального зазора;

ε =Р2у/Р1у – отношение давлений пара за и перед уплотнением;

Р1у =Р1=1,79 МПа, Р2у=0,1 МПа (атмосферному);

υ0= υ1t=0,1628 м3/кг;

z=50, число гребней уплотнения, принимаем;

.

22. Утечки пара через заднее концевое уплотнение:



где ky=1,8 - коэффициент учитывается для уплотнения с гладким валом, зависит от отношения δу/s;

δу/s=0,05 (принимаем);

ε=Р2у/Р1у – отношение давлений пара за и перед уплотнением;

Р1у =Рz=1,178 МПа, Р2у=0,1 МПа (атмосферному);

υ1= υz=0,2354 м3/кг;

z=32 - число гребней уплотнения, принимаем;



При заданных геометрических соотношениях длины проточных частей

уплотнений будут равны: переднего ;

заднего 

23. Количество пара проходящего через сопло с учетом утечки пара через переднее концевое уплотнение:

=83,33+0,1852=83,515 кг/с.

24. Выходная площадь сопловой решетки:

,м2;

где μ1=0,974 – коэффициент расхода, принимаем;

−постоянная величина, для перегретого пара равна 0,667при к=1,3;



25. Находим произведение:

м=3,32 см.

26.Оптимальная степень парциальности:

.

27. Длина сопловой лопатки:

.

28. С учетом ранее принятого α1э=14° и полученного числа выбираем из таблиц типовых сопловых лопаток С-90-15Б со следующими характеристиками: относительный шаг решетки=0,78; хорда табличного значения bт=5,2 см; В=4,0 см; радиус закругления выходной кромки r2=0,03см; f=3,21см2; Wмин=0,413см3; хорда bс=5см; Iмин=0,326см4; угол установки αу=36°; к1=bс/bт=0,962; толщина выходной кромки δ1кр=2·r2·к1=0,6мм.

29. Число каналов (лопаток) сопловой решетки:

 принимаем =46.

30. Пересчитываем хорду:

.

31. Относительная толщина выходной кромки:

.

32. Относительная длина лопатки:

; по отношению =0,903 в соответствии с графиком зависимости μ1=f(bс/l1), коэффициент μ1=0,978.

уточняем выходную площадь сопловой решётки:

;

уточняем произведение:

м=3,3см;

уточняем оптимальную степень парциальности:



уточняем длину сопловой лопатки:



33. Критическое давление:

.

34. Откладываем Ркр на теоретическом процессе (рис.2) и находим параметры пара: iкрt=3180 кДж/кг ; υкрt=0,1701 м3/кг.

35. Критическая скорость:

.

36. Поскольку решетка выбрана суживающаяся то при сверхзвуковом обтекании ее необходимо найти угол отклонения потока в косом срезе:

;

=14,11° ; =0,11°.

37. Уточняем (по рис.12) коэффициент скорости: φ=0,97.

38. Число Рейнольдса:



где =24·10-6кг/м·с–коэффициент динамической вязкости (рис.13

по Р1=1,805 МПа, t1t=376,8°C, υ1t=0,1616 м3/кг);

. В связи с тем, что ,режимы работы решётки находятся в области автомодельности, в которой профильные потери и, следовательно, КПД решётки практически не изменяются.

39. Коэффициент потерь энергии:

.

40. Абсолютная скорость выхода пара из сопловой решетки:

.

41. Относительная скорость на входе в первую рабочую решетку: ,где =U/C1=149,2/560,429=0,266– отношение скоростей.

42. Угол входа потока пара в первую рабочую решетку:

; .

43. Потеря энергии в сопловой решетке

Δhc = ξc\*= 0,0591\*166,905 = 9,864 кДж/кг.

Параметры пара перед первой рабочей решеткой

h1 = h1t + Δhc = 3199,5+9,864= 3209,364 кДж/кг,

p1 =1,79 МПа,

υ1 = 0,1641м3/кг,

t1 = 380,8 0С.

*Расчет первой рабочей решетки.*

44. Теоретическая относительная скорость на выходе из первой рабочей решетки и число Маха:

;



где υ2t=0,1611 м3/кг (h2t=3185 кДж/кг, t2t=369,9 °C)по h-s диаграмме точка 2t (рис.2).

45. Выходная площадь первой рабочей решетки:

;

где μ2=0,95 – принятый коэффициент расхода.

46. Выбираем величину перекрыши:

Δlp=Δlп+Δlв=l2–l1=4мм;

где Δlв=2мм – перекрыша у втулки;

Δlп=2мм – перекрыша на периферии.

47. Считая, что рабочая лопатка первого венца выполняется постоянной по входной и выходной кромкам, получаем: l2=l1+Δlp=55,7+4=59,7 мм.

48. Эффективный угол выхода из первой рабочей решетки:

;

=18,04°.

49. По числу Маха и  выбираем первую рабочую решетку с профилем Р-26-17А и размерами: относительный шаг решетки=0,6; хорда табличного значения bт=2,57см; Вт=2,5см; радиус закругления выходной кромки r2=0,02см; f=2,07см2; Wмин=0,225см3; хорда bр=60мм; Iмин=0,215см4; угол установки αу=80°; толщина выходной кромки δкр=0,8мм.

50. Число рабочих лопаток первого венца:

.

51. Относительная толщина выходной кромки профиля:

.

52. Угол поворота потока:

Δβр=180°-(β1+β2э)=180°-(19,08°+18,04°)=143,28°.

53. По отношению bp/l2=1,005 и Δβр по рис.9 находим коэффициент расхода μ2=0,945, и уточняем

выходную площадь первой рабочей решетки:

;

эффективный угол выхода из первой рабочей решетки:

;=18,2°.

54. По рис.12 определяем усредненный коэффициент скорости рабочей решетки ψр=0,936.

55. Коэффициент потерь энергии:

.

56. Число Рейнольдса:



где =22,6·10-6кг/м·с–коэффициент динамической вязкости (рис.13 по Р2=1,762 МПа, t2t=373,2°C);

.Поправка на него не вносится.

57. Действительная относительная скорость выхода пара из рабочей решетки первого венца:

.

58. Окружные и осевые усилия действующие на лопатки первого венца:





где .

59. Равнодействующая от окружного и осевого усилий:

.

60. При постоянном профиле по длине лопатки изгибающее напряжение будет равно:



.

61. Потери энергии в первой рабочей решетке:

.

62. Состояние пара за первым рабочим венцом ступени.

h2 = h2t + Δhр = 3185 + 11,248= 3196,24 кДж/кг,

р2 = 1,745 МПа,

υ2 = 0,1664 м3/кг,

t2 = 374,4 0C.

63. Абсолютная скорость пара за первой рабочей решеткой:

.

64. Угол характеризующий направление С2:

;

=28,5°.

*Поворотная решетка*

65. Теоретическая скорость выхода пара из поворотной решетки:

.

66. Число Маха:

,

где υ1t’=0,1657 м3/кг (h1t’=3181 кДж/кг, t1t’=367,7 °C)по h-s диаграмме точка

1t ‘(рис.2).

67. Выходная площадь поворотной решетки:



где μ1’=0,94 –принятый коэффициент расхода.

68. Принимаем перекрышу для поворотной лопатки: Δlп=4мм.

69. Длина поворотной лопатки:.

70. Эффективный угол поворотной решетки:

;

=27,08°.

71. Выбираем для поворотной решетки профиль по числу Маха и  выбираем первую рабочую решетку с профилем Р-35-25А и размерами: относительный шаг решетки=0,55; хорда табличного значения bm=25,4мм; Вп=2,5см; радиус закругления выходной кромки r2=0,015см; f=1,62см2; Wмин=0,168см3; хорда bп=40,3мм; Iмин=0,131см4; угол установки αу=80°; толщина выходной кромки δ1кр=0,472мм и отношением 1,581.

Число рабочих лопаток поворотной решётки:

.

72. Относительная толщина выходной кромки профиля поворотной лопатки:

.

73. Угол поворота потока в поворотной решетке:

Δαп=180°-(α2+α'1э)=180°-(28,5°+27,08°)=124,42°.

74. По отношению и Δαп по рис.9 находим коэффициент расхода μ'1=0,958 и уточняем

выходную площадь поворотной решетки:

;

эффективный угол поворотной решетки:

;

=26,55°.

75. По рис.12 определяем усредненный коэффициент скорости поворотной решетки ψп=0,94.

76. Коэффициент потерь энергии в поворотной решетке:

.

77. Число Рейнольдса:

.

78. Потери энергии в поворотной решетке:

.

79. Состояние пара за поворотной решеткой

h1´ = h1t´ + Δhп = 3181+ 4,6194 = 3185,61 кДж/кг,

р1´ = 1,725 МПа,

υ´1 = 0,1671 м3/кг,

t'1=369,2°C.

80. Действительная скорость выхода пара из поворотной решетки:

0,94·281,729=264,82 м/с.

81. Относительная скорость пара на входе во вторую рабочую решетку: ,где =U/C'1=149,5/264,82=0,5645 – отношение скоростей;

и ее направление: ,

*Вторая рабочая решетка*

82. Теоретическая относительная скорость на выходе из второй рабочей решетки и число Маха:

;

,

где υ'2t=0,1694 м3/кг ( h'2t=3180кДж/кг)по h-s диаграмме точка 2't (рис.2).

83. Выходная площадь второй рабочей решетки:

;

где μ'2=0,95 – принятый коэффициент расхода.

84. Выбираем величину перекрыши:

Δl'p=l'2–lп=4,3мм.

85. Считая, что рабочая лопатка второго венца выполняется постоянной по входной и выходной кромкам, получаем: l'2=lп+Δl'p=63,7+4,3=68 мм.

86. Эффективный угол выхода из второй рабочей решетки:

;

=37,15°.

87. По числу Маха и  выбираем вторую рабочую решетку с профилем Р-60-38А и размерами: относительный шаг решетки=0,5; хорда табличного значения bт'=2,61см; Вр'=2,5см; радиус закругления выходной кромки r2=0,02см; f=0,76см2; W'мин=0,035 см3; хорда bр'=85мм; Iмин=0,018см4; угол установки αу=75°; толщина выходной кромки δ'2кр=1,3мм и отношением .

Число рабочих лопаток второго венца:

.

88. Относительная толщина выходной кромки профиля поворотной лопатки:

.

89. Угол поворота потока:

Δβ'2р=180°-(β'1+β'2э)=180°-(54,4°+37,15°)=88,45°.

90. По отношению b'p/l'2=1,25 и Δβ'2р по рис.9 находим коэффициент расхода μ'2=0,954 и уточняем

выходную площадь второй рабочей решетки:

;

эффективный угол выхода из второй рабочей решетки:

; =37,01°.

91. По рис.12 принимаем усредненный коэффициент скорости второй рабочей решетки ψ'р=0,962.

92. Коэффициент потерь энергии:

.

93. Число Рейнольдса:



где =23·10-6кг/м·с–коэффициент динамической вязкости (рис.13 по Р'2=1,695 МПа, t'2t=366,6°C);

.

94. Потери энергии во второй рабочей решетке:

.

95. Параметры пара за регулирующей ступенью

h´2 = h2t´ + Δhр´= 3180+1,5123= 3181,51 кДж/кг;

p2 ´= 1,515 МПа;

υ2´= 0,1897 м3/кг;

t2´=365,5 °C.

96. Действительная относительная скорость выхода пара из рабочей решетки второго венца:

.

97. Окружные и осевые усилия действующие на лопатки первого венца:



где .

98. Равнодействующая от окружного и осевого усилий:

 .

99. При постоянном профиле по длине лопатки изгибающее напряжение будет равно:



.

100. Абсолютная скорость пара за первой рабочей решеткой:



101. Угол характеризующий направление С'2:



102. Потери энергии с выходной скоростью:

.

103. Относительный лопаточный КПД выраженный через потери:

.

104. Относительный лопаточный КПД выраженный через скорости: 

Проверка:



105. Проточная часть рассчитанной регулирующей ступени:

106. Ширина профиля лопатки:

Вс Вр Вп В'р

lc

lp

l'p

lп

а в с

d

e

* сопловой:



* первой рабочей:



* поворотной:



* второй рабочей:



где Вт – ширина табличного профиля.

107. Осевой зазор между направляющими лопатками и рабочими лопатками принимаем равным δа=4мм.

108. Радиальный зазор при средней длине лопаток:



где =(l1+l2+lп+l'2)/4=(55,24+59,7+63,7+68)/4=61,66 мм.

109. Относительные потери на трение пара в дисках:

а) о торцевые поверхности:



где d – средний диаметр ступени;

F1 – выходная площадь сопловой решетки;

Ктр.д=f(Re,S/r) – коэффициент трения;



S/r=0,05, принимаем; Ктр.д=0,56·10-3

б) на трение свободных цилиндрических и конических поверхностей на ободе диска:

.

 ;

где =10-3, принимаем;

=а+в+с=0,022+0,0477+0,022=0,0917 м.

в=2·δа+Вп=2·4+39,7=47,7мм;

.

в) о поверхности лопаточного бандажа:



где =2·10-3, принимаем;

=d+e=0,0584+0,0814=0,1398м;

dб=d+lcp=0,95218 +0,0638=1,0159 м;

lср=(l2+l'2)/2=0,0638 м

;

общие потери на трение:

.

110. Потери от парциального подвода пара, складываются из потерь:

* на вентиляцию:



где Кв=0,065 – коэффициент, зависящий от геометрии ступени;

екож=0,5 – доля окружности, занимаемая кожухом и устанавливаемого на нерабочей дуге диска для уменьшения вентиляционных потерь при парциальном подводе пара;

z=2 – число венцов ступени скорости;



* потери на концах дуг сопловых сегментов (потери на выколачивание)



где Ксегм=0,25 – опытный коэффициент;

i=2 – число пар концов сопловых сегментов;



Общие:

.

111. Относительный внутренний КПД регулирующей ступени выраженный через потери:

ηoi=ηол – (ζтр+ζпарц)=0,8163 – (0,5432+30,566)\*10-3=0,7851908.

112. Потери энергии на трение диска:

.

113. Потери энергии от парциального впуска пара:

.

114. Откладываем потери Δhв.с, Δhтр.д, Δhпарц от точки 2' и получаем точку 2'' с параметрами:

i2''=i2'+Δhв.с+Δhтр+Δhпарц=3208+6,826+0,10073+5,668=3220,84 кДж/кг

t''2=360,1°С, υ''2=0,1906 м3/кг.

115. Использованный теплоперепад:

.

116. Внутренняя мощность ступени:

Ni=Go·hi=83,33·145,609=12133,68 кВт.

117. Относительный внутренний КПД выраженный через теплоперепады:

.

Проверка:



Рис.2 Тепловой процесс регулирующей ступени

Ро=

Ркр=

Р1=

Р2=

Р'1=

Р'2=

Δhв.с +Δhтр.д+ Δhпарц

Δhр

1

1'

2

2t

1t

2't

2'

2''

кр

h\*оpc=

h\*оc=

h'о1р

h'о2р

h'нр

hi=

i

s

Расчет первой нерегулируемой ступени:

1. Располагаемый теплоперепад на нерегулируемые ступени между изобарами Р'2=1,695 МПа и Рz=1,178 МПа по изоэнтропе 2'' – zt( рис.3):

Ho''=i2''-izt=3220,84-3091=102,58 кДж/кг.

2. Принимаем теплоперепад первой регулирующей ступени ho1нс=50 кДж/кг.

3. Фиктивная скорость в ступени:

м/с.

4. Оптимальное отношение скоростей в нерегулируемой ступени:

.

5. Окружная скорость на среднем диаметре в нерегулируемой ступени:

м/с.

6. Средний диаметр не регулируемой ступени:

м.

7. Теоретическая скорость выхода пара из сопловой решетки:

.

8. Располагаемый теплоперепад сопловой решетки:

hоc=(1 – ρ)hо1нс=(1 – 0,05)·50=47,5 кДж/кг.

9. Теоретические параметры пара за сопловой решеткой, точка 1t:

i1t=i2''–hос=3220,84–47,5=3173,34кДж/кг,Р1=1,582 МПа,υ1t=0,1807 м3/кг, t1t=362,2 °С.

10. Выходная площадь сопловой решетки:

;

где μ1=0,97 – коэффициент расхода, предварительно принимаем.

11. Длина сопловой лопатки:

.

12. Число Маха:

.

13. Оставляя угол α1=17° и принимая αо≈90° выбираем сопловую решетку типоразмера С-90-15А со следующими характеристиками: относительный шаг решетки=0,76; хорда табличного значения bт=6,25см; В=3,4см; радиус закругления выходной кромки r2=0,032см; f=4,09см2; Wмин=0,575см3; хорда профиля bс=49,6мм; Iмин=0,591см4; угол установки αу=34°; толщина выходной кромки δ1кр=0,51мм.

14. Число лопаток:

.

15. Относительная толщина выходной кромки:

.

16. Относительная длина лопатки:

; по отношению =0,8 в соответствии с графиком зависимости μ1(bс/l1) (рис.9), коэффициент μ1=0,982 уточняем

выходную площадь сопловой решетки:

;

длину сопловой лопатки:

.

17. Число Рейнольдса



где =21,8·10-6кг/м·с–коэффициент динамической вязкости (рис.13 по

Р1=1,435 МПа, t1t=348,4°C);

.

18. Коэффициент скорости φ=0,976 (рис.12).

19. Коэффициент потерь энергии:

.

20. Абсолютная скорость выхода пара из сопловой решетки:

.

21. Относительная скорость на входе в первую рабочую решетку: ;

где =U/C1=148,88/300,824=0,4949 – отношение скоростей.

22. Угол входа потока пара в первую рабочую решетку:

 β1 = 32,35 0.

23. Потери энергии в сопловой решетке:

; откладываем эти потери в i-s диаграмме и получаем точку 1,(рис.3), характеризующую действительное состояние пара перед первой рабочей решеткой имеющей следующие параметры: Р1=1,435 МПа; i1=3175,99 кДж/кг;υ1=0,1996 м3/кг; t1=362,6°С.

24. Располагаемый теплоперепад рабочей решетки:

hop=ρ·hо1нс=0,05·50=2,5 кДж/кг, откладываем его из точки 1 и получаем точку 2t с параметрами i2t=3173,49 кДж/кг, Р2=1,42 МПа; υ2t=0,2013 м3/кг; t2t=361,3°С.

25. Теоретическая относительная скорость на выходе из рабочей решетки и число Маха:

;

.

26. Выходная площадь рабочей решетки:

;

где μ1=0,94 – коэффициент расхода, предварительно принимаем.

27. Принимаем перекрышу Δlр=l2 – l1=3,6мм.

28. Длина рабочей лопатки l2=l1+Δlр=61,6+3,6=65,2 мм.

29. Эффективный угол выхода из рабочей решетки:

;

=27,59°.

30. По числу Маха и  выбираем вторую рабочую решетку с профилем Р-35-25А и размерами: относительный шаг решетки=0,61; хорда табличного значения bт=2,54см; В=2,5см; радиус закругления выходной кромки r2=0,02см; f=1,62см2; Wмин=0,168 см3; хорда bр=45 мм; Iмин=0,131см4; толщина выходной кромки δкр=0,5мм и углами =80°, 2,309.

31. Число лопаток:

.

32. Относительная толщина выходной кромки:

.

33. Угол поворота потока:

Δβ2р=180°-(β1+β2э)=180°-(32,35°+27,59°)=120,06°.

34. По отношению =0,69 и Δβр по рис.9 находим коэффициент расхода μ2=0,956 и уточняем

выходную площадь рабочей решетки:

;

эффективный угол выхода из рабочей решетки:

;

=27,23°.

35. Число Рейнольдса



где =21,8·10-6кг/м·с–коэффициент динамической вязкости (рис.13 по

Р2=1,42 МПа, t2t=361,3°C);

.

36. Коэффициент скорости ψ=0,948 (рис.12).

37. Коэффициент потерь энергии:

.

38. Относительная скорость пара за рабочей решеткой:

W2=ψ·W2t=0,948·182,995=173,479 м/с.

39 Абсолютная скорость пара за рабочей решеткой:

.

40. Угол характеризующий направление С2:



α2 =-87,68º.

41. Окружное и осевое усилие и их равнодействующая:







.

42. Момент сопротивления при постоянном профиле по длине лопатки:

.

43. Изгибающее напряжение:

.

44. Потери энергии в рабочей решетке:

.

45. Потери энергии с выходной скоростью:

.

46. Относительный лопаточный КПД выраженный через потери:

.

47. Относительный лопаточный КПД выраженный через скорости:

 .

48. Число Рейнольдса:

.

59. Принимаем S/r=0,05.

50. Потери на трение в дисках:

* коэффициент потерь



где Ктр.д – определяется по рис.17

* потери энергии:



51. Относительный внутренний КПД выраженный через потери:

.

52. Откладываем на рис.3 потери Δhр,Δhтр.д,Δhв.с получаем т.2' с параметрами:

i'2=i2t+ Δhр+Δhтр.д+Δhв.с=3173,49+1,696+0,045+3,1688=3178,39 кДж/кг, Р2=1,42 МПа; υ'2=0,2021 м3/кг; t'2=363,5°С.

53. Использованный теплоперепад:

.

54. Относительный внутренний КПД выраженный через теплоперепады:

.

55. Внутренняя мощность ступени:

.

Проверка:





Расчет второй нерегулируемой ступени:

1. Состояние пара перед сопловой решеткой определяется точкой 2 (рис.3)

i2=3082 кДж/кг, Р2=1,42 МПа; υ2=0,1865 м3/кг; t2=319,1 °С.

2. Располагаемый теплоперепад второй нерегулируемой ступени между изобарами Р2=1,42 МПа и Рz=1,178 МПа по изоэнтропе 2 – z't( рис.3):

hо2нс=i2-izt'=3175,99–3123,59 =52,4 кДж/кг.

3. Располагаемый теплоперепад по заторможенным параметрам с учетом использования кинетической энергии от выходной скорости из предыдущей ступени:

.

4. Параметры заторможеного потока: ,

Р2\*=1,615 МПа, ; υ2\*=0,1777 м3/кг; t2\*=365,4 °С.

5. Фиктивная скорость в ступени:

м/с.

6. Средний диаметр ступени принимаем: d=0,948 м.

7. Окружная скорость: U=148,88м/с.

8. Отношение скоростей в нерегулируемой ступени:

.

9. Угол выхода потока пара из сопловой решетки принимаем =14°.

10. Степень реактивности ступени принимаем ρ=0,05.

11. Теоретическая скорость выхода пара из сопловой решетки:

.

12. Располагаемый теплоперепад сопловой решетки:

h\*оc=(1– ρ)h\*о2нс=(1– 0,05)·55,56=52,782 кДж/кг.

13. Теоретические параметры пара за сопловой решеткой, точка 1t:

i1t=i\*2'–h\*оc=3178,24–52,782=3125,462 кДж/кг,Р1=1,33 МПа, υ1t=0,2065м3/кг, t1t=337,6°С.

14. Выходная площадь сопловой решетки:

,

где μ1=0,97 – коэффициент расхода, предварительно принимаем.

15. Длина сопловой лопатки:

.

16. Число Маха:

.

17. Оставляя угол α1=14° и принимая αо≈90° выбираем сопловую решетку типоразмера С-90-12А со следующими характеристиками: относительный шаг решетки=0,76; хорда табличного значения bт=6,25см; В=3,4см; радиус закругления выходной кромки r2=0,032см; f=4,09см2; Wмин=0,575см3; хорда профиля bс=49,6мм; Iмин=0,591см4; угол установки αу=34°; толщина выходной кромки δ1кр=0,51мм.

18. Число лопаток:

.

19. Относительная толщина выходной кромки:

.

20. Относительная длина лопатки:

; по отношению =0,654 в соответствии с графиком зависимости μ1(bс/l1) (рис.9), коэффициент μ1=0,982 уточняем

выходную площадь сопловой решетки:

;

длину сопловой лопатки:

.

21. Число Рейнольдса



где =20,8·10-6кг/м·с–коэффициент динамической вязкости (рис.13 по

Р1=1,33 МПа, t1t=337,6 °C);

; режим работы решетки в автомодельной зоне и поправка на Re не вносится.

22. Коэффициент скорости φ=0,976 (рис.12).

23. Коэффициент потерь энергии:

.

24. Абсолютная скорость выхода пара из сопловой решетки:

.

25. Относительная скорость на входе в первую рабочую решетку: 

где =U/C1=148,88/317,107=0,469 – отношение скоростей.

26. Угол входа потока пара в первую рабочую решетку:

 β1 = 26 0.

27. Потери энергии в сопловой решетке:

; откладываем эти потери в i-s диаграмме и получаем точку 1,(рис.3), характеризующую действительное состояние пара перед первой рабочей решеткой имеющей следующие параметры:

Р1=1,33 МПа;i1=3127,963 кДж/кг;υ1=0,2071 м3/кг; t1=339,4 °С.

28. Располагаемый теплоперепад рабочей решетки:

откладываем адиабату из точки 1 до давления Рz=Р2=1,178 МПа и получаем точку 2t с параметрами izt''=3125,188 кДж/кг, υzt''=0,2334м3/кг; tzt''=336,5°С;

.

29. Теоретическая относительная скорость на выходе из рабочей решетки и число Маха:

;

.

30. Выходная площадь рабочей решетки:

,

где μ2=0,94 – коэффициент расхода, предварительно принимаем.

31. Принимаем перекрышу Δlр=l2 – l1=3,7 мм.

32. Длина рабочей лопатки l2=l1+Δlр=74,8+3,7=78,5 мм.

33. Эффективный угол выхода из рабочей решетки:

;

=26,59°.

34. По числу Маха и  выбираем вторую рабочую решетку с профилем Р-30-21А и размерами: относительный шаг решетки=0,61; хорда табличного значения bт=2,56см; В=2,5см; радиус закругления выходной кромки r2=0,02см; f=1,85см2; Wмин=0,234см3; хорда bр=40 мм; Iмин=0,205см4; толщина выходной кромки δкр=0,5мм и угол =80°,2,675.

35. Число лопаток:

.

36. Относительная толщина выходной кромки:

.

37. Угол поворота потока:

Δβ2р=180°-(β1+β2э)=180°-(26°+26,59°)=127,41°.

38. По отношению =0,509 и Δβр по рис.9 находим коэффициент расхода μ2=0,958 и уточняем

выходную площадь рабочей решетки:

;

эффективный угол выхода из рабочей решетки:

;

=25°.

39. Число Рейнольдса

=20,8·10-6кг/м·с–коэффициент динамической вязкости (рис.13 по Р2=1,178 МПа, t''zt=336,5 °C);

; режим работы решетки в автомодельной зоне и поправка на Re не вносится.

40. Коэффициент скорости ψ=0,951 (рис.12).

41. Коэффициент потерь энергии:

.

42. Относительная скорость пара за рабочей решеткой:

W2=ψ·W2t=0,951·191,6944=182,30 м/с.

43. Абсолютная скорость пара за рабочей решеткой:

44. Угол характеризующий направление С2:



45. Окружное и осевое усилие и их равнодействующая:

,



где 



46. Момент сопротивления при постоянном профиле по длине лопатки:

.

47. Изгибающее напряжение:

.

48. Потери энергии в рабочей решетке:

.

49. Потери энергии с выходной скоростью:

.

50. Относительный лопаточный КПД выраженный через потери:

.

51. Относительный лопаточный КПД выраженный через скорости:

.

52. Число Рейнольдса:

.

53. S/r=0,05, принимаем.

54. Потери на трение в дисках:

* коэффициент потерь



где Ктр.д – определяется по рис.17

* потери энергии:

.

55. Относительный внутренний КПД выраженный через потери:

.

56. Откладываем на рис.3 потери Δhр,Δhтр.д,Δhв.с получаем т.z с параметрами:

iz=izt''+ Δhр+Δhтр.д+Δhв.с=3120+1,7564+0,0501+3,108=3125,87 кДж/кг, Рz=1,178 МПа; υz=0,2335м3/кг; tz=336,9 °С.

57. Использованный теплоперепад:



58. Относительный внутренний КПД выраженный через теплоперепады:

.

59. Внутренняя мощность ступени:

.

Проверка:





Δhв.с=

Δhтр.д=

Δhр=

Δhв.с=

Δhтр.д=

Δhр=

Δhc

Δhc

hос=

h\*ос=

hо1нс=

h\*о2нс=

hр=

hi=

hi=

Р1=

Р2=

Р1=

Рz=

0=2''

1

1t

1t

1

z

zt''

2

2'' 2'

zt'

Н''о=

zt

Рис.3 Тепловой процесс нерегулируемых ступеней

2t

i

s

60. Геометрические характеристики нерегулируемой ступени:

dв

d

dп

δ2

Δlв

Δlп

l2

l1

Вр

Вс

δав

δап

1. Коэффициент возврата тепла:

.

где - сумма располагаемых теплоперепадов ступеней;

2. Относительный внутренний КПД проточной части:

.

3. Относительный внутренний КПД турбины:

.

4. Развиваемая внутренняя мощность:

.

5. Расчетный относительный эффективный КПД турбины:



6.Расчетная номинальная электрическая мощность

Nэн = ηг \* ηoе \*H0 \* G0 = 0,96\*0,7768055\*300\*83,33= 18642,586 кВт.

Nэн’= ηм \* ηг \* Ni  =0,985\*0,96\*19715,16=18642,655кВт.

Невязка мощности: .

**Вывод**

На основе задания на курсовой проект, мною были рассчитаны: регулирующая и две нерегулируемых ступени противодавленческой турбины.

В результате расчета были получены следующие геометрические характеристики ступеней:

- dрег = 952,18 мм;

- dнр1 = 948 мм;

- dнр2 = 948 мм.

Также были расчитаны КПД.

Относительный лопаточный КПД:

- ηoлрег = 0,8163;

- ηoлнр1 = 0,8576;

- ηoлнр2 = 0,8674.

Относительный внутренний КПД:

- ηoi = 0,7851901;

- ηoi = 0,8567;

- ηoi = 0,86653.

Расчитал внутренние мощности ступеней

- Niрс = 12133,68 кВт;

- Niнр1 = 4011,88 кВт;

- Niнр2 = 4025,247кВт.

Расчетная номинальная электрическая мощность турбины

Nэн = 18642,586 кВт, что в пределах допустимого значения совпадает с исходной Nэн = 18642,655 кВт.

**Список используемой литературы:**

1. Никольский Н.И., Луканин П.В. Тепловые двигатели для ЦБП (Теория паровых турбин). Учебное пособие:СПбТИЦБП. СПб. , 1992, 108 с.

2. Луканин П.В., Короткова Т.Ю. Тепловые двигатели для ЦБП ( Конструкция и эксплуатация паровых турбин): Учебное пособие/СПбГТУ РП. СПб., 2003 , 100 с.

3.Методические указания к курсовому проекту(20-12,20-13).