Московский Государственный Технический Университет

им Н. Э. Баумана

Калужский филиал

Кафедра

К1 – КФ

Расчётно – пояснительная записка к курсовому проекту

по теме

«Осевой компрессор»

Калуга

Содержание

1. Общее устройство и принцип действия осевого компрессора

2. Исходные данные

3. Предварительный расчёт осевого компрессора

4. Поступенчатый расчёт компрессора по средней линии тока

5. Профилирование рабочего колеса (спрямляющего аппарата)

6. Расчёт треугольников скоростей по высоте лопатки

7. Построение профиля лопатки

8. Прочностной расчёт

9. Описание спроектированного осевого компрессора

10. КНИРС

11. Список использованной литературы

**1. Общее устройство и принцип действия осевого компрессора**

Основными принципиальными элементами устройства осевого компрессора являются расположенные попарно венцы вращающихся и неподвижных лопаток. Каждый венец вращающихся лопаток образует рабочее колесо (РК), а каждый венец неподвижных лопаток - спрямляющий аппарат (СА).

Каждая пара РК и СА представляет собой ступень компрессора, т.е. секцию, в которой полностью реализуется его принцип действия с соответствующим повышением давления.

Сочетание ступеней в осевом компрессоре осуществляется конструктивно сравнительно просто, поскольку в нем каждая частица воздуха движется по траекториям, почти равноотстоящим от оси компрессора (отсюда компрессоры и получили название осевых). При допустимом уровне гидравлических потерь возможное повышение давления в одной ступени относительно невелико, поэтому компрессоры всегда выполняются многоступенчатыми.

Благодаря сжатию воздуха плотность его в каждой ступени возрастает, и при неизменном массовом расходе, объемный расход воздуха падает. Поскольку осевая скорость движения воздуха в компрессоре изменяется несильно, то это приводит к необходимости уменьшения проходных сечений, поэтому высоты лопаток по ходу движения воздуха уменьшаются.

**2. Исходные данные**

Рабочее тело – воздух.

– давление на входе в компрессор.



– температура на входе в компрессор.



– адиабатный КПД компрессора.



*G=*12 кг/с – расход воздуха.

– степень повышения давления.



*k*=1,4 – показатель адиабаты.

R=287,4 Дж/кгК – газодинамическая постоянная.

– изобарная теплоёмкость.



– окружная скорость. Компрессор дозвуковой.



– коэффициент расхода на входе.



– коэффициент расхода на выходе.



– степень реактивности первой ступени.



(Dк=const)

**3. Предварительный расчёт осевого компрессора**

Осевая скорость на входе в компрессор:



Осевая скорость на выходе из компрессора:



1. Первоначальное значение степени повышения давления лопаточного аппарата:



2. Температура заторможенного потока на выходе из компрессора:



3. Температуру газа на выходе из компрессора:



4. Плотность заторможенного потока на выходе из компрессора:



5. Плотность газа на выходе из компрессора:



6. Потеря давления на выходе:



7. Уточняем -коэффициент восстановления полного давления в выходном патрубке:



8. Определяем статическую температуру газа на входе в компрессор:



9. Плотность заторможенного потока на входе в компрессор:



10. Плотность газа на входе в компрессор:



11. Потеря давления на входе:



12. Уточняем :



13. Степень повышения давления лопаточного аппарата:



14. к.п.д. лопаточного аппарата:



15. Работа лопаточного аппарата:



16. Работа компрессора:



17. Мощность компрессора:



**Определение геометрических размеров**

Площадь проточной части на входе:



Площадь проточной части на выходе:



1.Диаметр корпуса на входе:



2.Диаметр втулки на входе:



3.Высота лопатки на входе:



4.Относительный диаметр втулки на выходе:



5.Диаметр втулки на выходе:



6.Высота лопатки на выходе:



**Определение числа ступеней и распределение напоров**



Число ступеней округляется до целого значения и пересчитывается:



Распределение работы по ступеням с использованием коэффициентов напора можно производить исходя из следующих соотношений:



в первой дозвуковой ступени =(0.5-0.6)



в первой околозвуковой или сверхзвуковой ступени =(0.75-0.85)



в средней ступени - напор максимальный =(1.15-1.2)



в последней ступени =(0.95-1.0)



**Распределение К.П.Д. по ступеням**

Средним к.п.д. ступеней является заданный политропный к.п.д.. В первых до и околозвуковых ступенях величину к.п.д. следует снижать на 1.5…2.5%, в первой сверхзвуковой ступени на 2…4%. В средних ступенях к.п.д. увеличивается на 1…2% относительно среднего значения. В последних ступенях к.п.д. также снижается на 1.5…2%.

При распределении к.п.д. должно выполнятся условие:



Температура торможения на входе в первую ступень:



Изменение температуры в ступени:



Температура торможения на входе в последующие ступени равна соответственно температурам на выходе из предыдущих ступеней:



Адиабатное изменение температуры в ступени:



Адиабатная температура торможения на выходе из ступени:



Степень повышения давления в ступени:



Произведение всех степеней повышения давления ступеней должно равняться степени повышения давления лопаточного аппарата:



Результаты расчёта сведены в табл. 1.

Таблица 1.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № ступени | |  | 1 | | | 2 | | 3 | | 4 | | 5 | | 6 | | 7 | | 8 | |
| Dк | | м | | 0,3543 | 0,3543 | | 0,3543 | | 0,3543 | | 0,3543 | | 0,3543 | | 0,3543 | | 0,3543 | | 0,3543 |
|  | | м/с | | 350 | 350 | | 350 | | 350 | | 350 | | 350 | | 350 | | 350 | | 350 |
|  | | м/с | | 175 | 174,61 | | 172,81 | | 168,97 | | 162,63 | | 153,38 | | 140,90 | | 124,87 | | 115,2 |
|  | | м/с | | 174,81 | 173,71 | | 170,89 | | 165,8 | | 158 | | 147,14 | | 132,88 | | 114,93 | | 105 |
|  | | \_\_\_\_ | |  | 0,5 | | 0,5 | | 0,5 | | 0,5 | | 0,5 | | 0,5 | | 0,5 | | 0,5 |
|  | | \_\_\_\_ | |  | 0,99 | | 0,98 | | 0,97 | | 0,96 | | 0,95 | | 0,94 | | 0,93 | | 0,92 |
|  | | \_\_\_\_ | |  | 0,882 | | 0,886 | | 0,892 | | 0,9 | | 0,912 | | 0,907 | | 0,901 | | 0,891 |
|  | К | | |  | 288 | | 308,159 | | 342,813 | | 381 | | 423 | | 463 | | 501 | | 537 |
|  | К | | |  | 20,159 | | 34,654 | | 38,188 | | 42,080 | | 40,308 | | 37,839 | | 36,067 | | 33,598 |
|  | К | | |  | 17,78 | | 30,703 | | 34,06 | | 37,872 | | 36,760 | | 34,319 | | 32,496 | | 29,935 |
|  | К | | |  | 305,78 | | 338,862 | | 376,876 | | 418,873 | | 459,841 | | 497,708 | | 533,724 | | 567 |
|  | \_\_\_\_ | | |  | 1,233 | | 1,394 | | 1,393 | | 1,393 | | 1,338 | | 1,284 | | 1,245 | | 1,208 |
|  | кдж/кг | | |  | 20250 | | 34810 | | 38360 | | 42270 | | 40490 | | 38010 | | 36230 | | 33750 |
|  | \_\_\_\_ | | |  | 0,165 | | 0,284 | | 0,313 | | 0,345 | | 0,331 | | 0,31 | | 0,296 | | 0,275 |

**4. Поступенчатый расчёт компрессора по средней линии тока**

1 ступень.

1. Действительная работа сжатия:



2. Адиабатическая работа сжатия:



3. Повышение полной температуры в ступени:



4. Полная температура на выходе из ступени:



5. Степень повышения полного давления в ступени:



6. Полное давление на выходе из ступени:



7. Критическая скорость потока на входе и выходе:

;



8. Средний радиус на входе:

,



9 Безразмерная окружная составляющая абсолютной скорости на входе:



10. Направление абсолютной скорости на входе:



11. Приведённая скорость на входе:



12. Газодинамическая функция расхода :



13. Кольцевая площадь на входе в ступень:



14. Кольцевая площадь на выходе из ступени в первом приближении при б1=б3:



где



15. Относительный диаметр втулки на выходе из ступени в первом приближении, и :



, ,



16. Безразмерная окружная составляющая абсолютной скорости на выходе:



17. Направление абсолютной скорости на входе:



18. Приведённая скорость на выходе:



19. Действительная кольцевая площадь на выходе из ступени:



20. Действительный относительный диаметр втулки:



21. Средний радиус на выходе из ступени:

.



22. Средний радиус на выходе из рабочего колеса:



23. Безразмерная окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса:



24. Углы потока в относительном движении:



25. Направление потока в абсолютном движении после РК:



26. Углы поворота потока в средних сечениях лопаток РК и СА:



27. Относительная скорость на среднем радиусе на входе в Р.К.:



28. Абсолютная скорость на среднем радиусе входе в СА:



Частота вращения вала компрессора:



Аналогично проводится расчёт для остальных сечений. Результаты расчёта сведены в табл.2.

**5. Профилирование рабочего колеса (спрямляющего аппарата)**

Необходимые величины:

;



-густота решётки



Коэффициент, учитывающий форму средней линии профиля

, где ;



Угол атаки

;



Угол изгиба средней линии

;



Угол изгиба входной кромки

;



Угол установки

;



Угол отставания

;



Хорда

*b* ;

Радиус дуги средней линии:



Шаг решётки на среднем диаметре

;



Число лопаток

;



| Параметр | ВНА | 1 | |
| --- | --- | --- | --- |
|  |  | РК | СА |
|  | 60,856 | 60,856 | 60,792 |
|  |  | 17,63 | 18,128 |
|  |  | 20 | 20 |
|  | 1 | 0,806 | 0,806 |
|  | 0 | -0,486 | -2,96 |
|  | 35,164 | 26,678 | 22,29 |
|  | 107,582 | 56,078 | 50,825 |
|  | 44,36 | 56,347 | 57,83 |
| b | 26 | 26 | 26 |

**6. Расчёт треугольников скоростей по высоте лопатки**

Расчёт по высоте лопатки ведётся по закону постоянной циркуляции.



|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | | Первая ступень | | | |
|  | | РК | | НА | |
|  |  | Втулка | Периферия | Втулка | Периферия |
|  |  | 124,77 | 71,52 |  |  |
|  |  |  |  | 250,77 | 155,57 |
|  | м/с | 175 | 175 |  |  |
|  | м/с |  |  | 174,61 | 174,61 |
|  | град. | 54,51 | 67,77 |  |  |
|  | град. | 47,44 | 32,13 |  |  |
|  | град. |  |  | 34,88 | 48,33 |
|  | град. | 76,36 | 41,79 |  |  |
|  | град. |  |  | 54,56 | 64,58 |
|  |  | 28,92 | 9,66 | 19,68 | 16,25 |
|  |  | 27,33 | 12,67 | 17,33 | 22,671 |
|  | град. | 36,42 | 14,53 | 29,27 | 31,31 |
|  | град. | 66,85 | 39,96 | 47,11 | 60,44 |

**7. Построение профиля лопатки**

Серия профиля А–40. Сначала строится симметричный профиль, а затем дуга окружности, заданного радиуса, на которую переносятся соответствующие толщины профиля. Для каждого сечения задаёмся относительной толщиной профиля .В данном случае для рабочей лопатки на периферии применяем 5%-ный профиль, на среднем сечении 10%-ный профиль, а в корневом – 20%-ный профиль. Для ВНА и СА берём по всей высоте 10%-ый профиль.

**8. Прочностной расчёт**

1.Расчёт лопатки на растяжение.

Расчёт произведём последующей формуле:



- плотность материала лопатки (сталь 1Х13)



Лопатка выдержит нагрузку.

**9. Описание спроектированного осевого компрессора**

Осевой компрессор состоит из ротора, несущего рабочие лопатки всех ступеней, и корпуса со спрямляющими аппаратами и опорами. Данный компрессор имеет ротор смешанного типа, так как его отдельные секции имеют и диски, и барабанные участки. Такая барабанно-дисковая конструкция имеет достаточно большую жесткость и большое критическое число оборотов.

В представленном компрессоре секции соединяются между собой с помощью штифтов.

Каждая секция представляет собой диск с барабанными участками. Барабанные участки секций образуют собой тело равного сопротивления изгибу, отчего конструкция ротора имеет при сравнительно малом весе большую жесткость.

Внутренние полости ротора, образующиеся между дисками, сообщаются между собой через отверстия в теле дисков, чем устраняется осевая нагрузка на диски из-за перепада давления.

Стальные рабочие лопатки закреплены в дисках с помощью хвостовиков типа «ласточкин хвост» и зафиксированы от смещения вдоль паза отгибными замками.

Все диски ротора и задний вал компрессора подвергаются статической балансировке, а собранный ротор динамической.

Ротор компрессора имеет 2 опоры. Передней опорой служит роликовый подшипник, воспринимающий радиальные усилия и допускающий осевые перемещения относительно корпуса.

В задней опоре установлен шариковый подшипник, который нагружен радиальными и осевыми усилиями от роторов компрессора и турбины.

Подшипники охлаждаются маслом. Для предупреждения попадания масла в проточную часть компрессора установлены лабиринтные уплотнения.

Корпус компрессора стальной, сварной конструкции, имеет горизонтальный разъём. Половины корпуса стянуты болтами.

Лопатки спрямляющих аппаратов ступеней входят своими концами в просечки наружных и внутренних колец и привариваются к ним. Каждое полукольцо спрямляющего аппарата закреплено на корпусе болтами.

Направляющий аппарат первой ступени расположен в лобовом картере двигателя. Лопатки закреплены в наружном разъёмном и внутреннем кольцах своими цилиндрическими хвостовиками.

На наружной поверхности корпуса приварены ресиверы, в которых клапаны перепуска воздуха (от помпажа).

**10. КНИРС**

Влияние числа ступеней на напор и окружную скорость.

При выборе параметров осевого многоступенчатого компрессора обычно прежде всего бывает задана величина степени повышения полного давления р\*к. Затраченная работа на сжатие определяется при заданном р\*к , если известен КПД компрессора (з\*К):

(1)



С другой стороны, затраченную работу можно выразить через средний коэффициент напора и среднюю окружную скорость на периферии компрессора (при DK≠const):



(2)



где z–число ступеней компрессора.

Сопоставляя выражения (1) и (2), получим

(3)



где



При заданном р\*к число ступеней компрессора тем меньше, чем больше приведённая окружная скорость и чем больше средний коэффициент напора . Входящая в формулу (3) величина изоэнтропического КПД (з\*К) неудобна для оценки числа ступеней z, поскольку её значение существенно зависит от р\*к , поэтому удобнее исходить из величины политропического КПД.



Достигнутые в настоящее время значения политропических КПД многоступенчатых компрессоров и принимаемые величины приведены на рис. 1.



Рис.1.



Величины среднего коэффициента теоретического напора (), как и величина коэффициента теоретического напора (), ограничены степенью диффузорности каналов по числам и в решётках. По данным, приведённым на рис. 1, выбираются величины и .При заданном значении степени повышения полного давления р\*к и величине по рис. 2 оценивается величина изоэнтропического КПД з\*К.



Рис. 2



Средняя приведённая окружная скорость существенно влияет на выбор числа ступеней. Однако её выбор и, следовательно, выбор числа ступеней необходимо производить с учётом влияния окружной скорости на КПД компрессора з\*К, а также с учётом прочности (и в первую очередь, приводящей во вращение компрессор турбины). На рис. 3 приведены зависимости изоэнтропического КПД многоступенчатого осевого компрессора от и . На этом графике можно нанести линии постоянных значений числа ступеней *z* при заданном значении р\*к.



Рис. 3



**1. Список использованной литературы**

1. Бекнев В. С. , Расчёт осевого компрессора. Москва. 1973.

2. Жирицкий Г. С., Стрункин В. А., Конструкция и расчёт на прочность деталей паровых и газовых турбин., издательство «Машиностроение», 1968.

3. Скубачевский Г. С. , Авиационные газотурбинные двигатели, конструкция и расчёт., издательство «Машиностроение», 1969.

4. Холщевников К. В., Емин О. Н., Митрохин В. Т., Теория и расчёт авиационных лопаточных машин. Москва, «Машиностроение», 1986.