**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**

**Національний аерокосмічний університет імені М.Є. Жуковського**

**«Харківський авіаційний інститут»**

Кафедра конструкції авіаційних двигунів

**КУРСОВИЙ ПРОЕКТ**

з конструкції та міцності ГТД на установок

(назва дисципліни)

на тему:*розрахунок компресору високого тиску*

Студента(ки) 4 курсу 241а групи

Напряму підготовки «Енергомашинобудування»

спеціальності ГТУ «ГТУ і компресорні станції

Рудий С.Л.

(прізвище та ініціали)

Керівник доц.к 203.

Гусєв Ю.О.

(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

Національна шкала\_\_\_\_\_\_\_\_\_Оцінка ECTS\_\_\_\_

Члени комісії\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

(підпис) (прізвище та ініціали)

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

(підпис) (прізвище та ініціали)

м. Харків – 2016 рік

**ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ**

1. По выполненному термогазодинамическому расчету разработать конструкцию газогенератора. При разработке конструктивно-силовой схемы ротора и статора обратить внимание на расположение и конструкцию опор, место осевой фиксации ротора относительно статора, на передачу крутящего момента и осевой силы от ротора турбины к ротору компрессора, на противопомпажные устройства и т.п.

2. Выполнить расчеты на прочность:

-рабочей лопатки первой ступени компрессора высокого давления;

-замка рабочей лопатки;

-диска первой ступени компрессора высокого давления;

-внешней оболочки камеры сгорания.

3. Выполнить расчет динамической частоты изгибных колебаний лопаток первой ступени компрессора высокого давления.

Содержание

Задание на курсовой проект…………………………..………………….……........2

1 Описание конструкции двигателя……………………….………………………4

1.1 Компрессор двигателя……………………………………………………...4

1.2 Камера сгорания двигателя……………………………..…………….…...5

1.3 Турбина двигателя………………………………………………….……....6

2 Расчет на прочность пера рабочей лопатки компрессора……………....……...8

2.1 Цель расчета лопатки на прочность …………………………….…….....8

2.2 Условия работы лопаток……………………………………………….....8

2.3 Допущения, принимаемые при расчете пера лопатки………...……......9

2.4 Методика расчета……….………...………...………………………..…...9

2.5 Определение запасов прочности лопаток………………………..….....11

2.6 Исходные данные………. ………………………………..……..……....11

3 Расчет динамической частоты первой формы изгибных колебаний…..….…16

3.1 Цель расчета……………………..………...………………..…………......16

3.2 Методика расчета……….…………………………..….…………….......16

3.3 Построение частотной диаграммы………………………..…………......18

4 Расчет на прочность диска компрессора…………………………..…………..20

4.1 Цель расчета…………………………………………..……………….…..20

4.2 Нагрузки, дествующие на диски…………………………………...….…20

4.3 Допущения, принимаемые при расчете……………………………….…20

4.4 Методика расчета…...…………………………………………….………21

4.5 Исходные данные……...………………...……………..…………………22

5 Расчет замка крепления рабочей лопатки компрессора.……..…………........27

5.1 Нагрузки, действующие на замок………………………………………..27

5.2 Допущения, принимаемые при расчете…………………………………27

5.3 Методика расчета…………………...……………………………..……...27

6 Расчет внешней оболочки камеры сгорания......................................................32

Заключение………………………..………………………………………….……..33

Библиографический список...............…………..………………………………….34

**1 ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ДВИГАТЕЛЯ**

1.1 Компрессор высокого давления двигателя

Компрессор высокого давления (КВД) обеспечивает окончательное сжатие воздуха внутреннего контура и подачу его в камеру сгорания.

КВД семиступенчатый, состоит из входного регулируемого направляющего аппарата (ВНА), ротора, статора, клапанов перепуска воздуха (КПВ) и передней опоры.

Входной регулируемый направляющий аппарат КВД аналогичен по конструкции регулируемому ВНА КНД. Отличие заключается в том, лопатки у регулируемого ВНА КВД установлены консольно. Этот аппарат предназначен для подвода воздуха к рабочим лопаткам I ступени КВД под наивыгоднейшим углом. Регулировка аппарата производится только на стенде при сдаточных испытаниях двигателя. Контроль положения лопаток осуществляется по лимбу, расположенному на корпусе КВД.

Статор КВД является силовым узлом. Он состоит из корпуса, шести направляющих аппаратов, семи рабочих колец. Корпус статора сварной конструкции. Снаружи на корпусе расположены фланцы для:

- отбора воздуха на охлаждение турбины;

- отбора воздуха в самолетные системы кондиционирования и обогрева;

- для установки КПВ;

- отбора воздуха к АУК КНД.

Направляющие аппараты имеют разъем в горизонтальной плоскости. Направляющий аппарат VII ступени неразъемный и вынесен в корпус камеры сгорания. Рабочие кольца внутри покрыты легко прирабатываемым составом.

Ротор компрессора – барабанно-дисковой конструкции и состоит из сварной секции I – V ступеней, рабочих колес VI и VII ступеней, переднего и заднего валов, конусной проставки. В ободах дисков рабочих колес замками типа «ласточкин хвост» закреплены рабочие лопатки. На переднем валу монтируются детали опоры, лабиринтное уплотнение, шестерня-индуктор датчика частоты вращения, которая одновременно является ведущей шестерней центрального привода.

Передняя опора ротора КВД - шарикоподшипник, наружная обойма которого (аналогично опоре КНД) смонтирована в упругой нелинейной опоре типа «беличье колесо». Смазка подшипника производится маслом, подводимым к форсуночному кольцу.

Три клапана перепуска воздуха (КПВ), расположенные над четвертым рабочим колесом, обеспечивают устойчивую работу КНД на нерасчетных режимах. У клапана (рис. 1) имеется корпус в виде кольца, которое четырьмя ребрами соединено с центральным телом. В одном из ребер находится канал для подвода силового воздуха в рабочую полость клапана КВД



Рисунок 1 – Клапан перепуска воздуха

* 1. Камера сгорания двигателя

Камера сгорания служит для образования топливовоздушной смеси, сжигания ее и подвода газового потока на вход турбины. Она обеспечивает устойчивый процесс горения в широком диапазоне изменения скорости и высот полета и позволяет обеспечить надежный запуск на земле и в полете. В конструкции камеры сгорания двигателя Д-336-1/2-6.3 реализованы мероприятия по повышению равномерности распределения температуры по высоте газовоздушного тракта на входе в турбину. Коэффициент выделения тепла составляет 0,97÷0,98, что соответствует уровню современных камер сгорания. Газодинамические потери в камере сгорания не велики, они характеризуются коэффициентом потерь полного давления, который для камеры сгорания двигателя составляет =0,95÷0,975.

Количество загрязняющих выбросов газообразных и твердых веществ выделяющихся в процессе горения, соответствует нормам ИКАО.

Теплонапряженность камеры сгорания QV=(3÷5)· Дж/ч··Па. Температура достигает величин 1350 ÷ К. Такой температуре соответствует коэффициент избытка воздуха в смеси α= 3,5...4,5. Организация процесса сгорания столь бедных смесей затруднительна, поэтому во всех современных камерах сгорания воздух, поступающий из компрессора, делится на два потока, так называемый, первичный и вторичный. Первичный воздух в объеме 20...30% от общего количества воздуха, поступающего в камеру сгорания, направляется в основную зону горения в головную часть жаровой трубы. Туда же с помощью центробежных форсунок подается мелко распыленное топливо. Соотношение между количеством подаваемого воздуха и топлива подбирается таким, чтобы в основной зоне горения коэффициент избытка воздуха был близким к единице. При этом достигается максимальная скорость горения топлива.

Двигатель имеет прямоточную камеру сгорания с кольцевой жаровой трубой, которая обеспечивает надежное и одновременное воспламенение топлива за всеми рабочими форсунками при запуске двигателя, хорошее перемешивание первичного и вторичного воздуха.

Основными узлами камеры сгорания являются : корпус из жаропрочной стали, жаровая труба, 24 одноканальных рабочих форсунок, два пусковых воспламенителя, топливный коллектор, диффузор с направляющим аппаратом седьмой ступени КВД.

Корпус камеры сгорания – сварной конструкции, закреплен между корпусами КВД и соплового аппарата турбины ВД. На наружной поверхности корпуса камеры сгорания смонтированы фланцы для крепления рабочих топливных форсунок, фланцы для двух пусковых воспламенителей, фланцы для отбора воздуха из-за КВД на самолетные нужды, предусмотрены специальные фланцы для осмотра жаровой трубы. Здесь же имеются специальные бобышки для отбора воздуха из-за КВД на топливный регулятор, сигнализатор помпажа и автоматы управления КПВ.

Жаровая труба изготовлена из жаропрочного сплава. Она состоит из лобового кольца с обтекателем, наружного и внутреннего кожухов. Жаровая труба подвешена в кольцевом канале камеры сгорания. Спереди она опирается на полые втулки, обрамляющие рабочие форсунки, сзади телескопически на корпус соплового аппарата турбины ВД. Таким образом, жаровая труба может

свободно удлиняться при нагреве без появления дополнительных температурных напряжений. В конструкции жаровой трубы эффективно использовано пленочное охлаждение, которое реализуется путем подачи вторичного воздуха через отверстия в кожухах внутрь жаровой трубы.

В передней части жаровой трубы установлены завихрители, через которые первичный воздух попадает в жаровую трубу. Вращение воздуха обеспечивает создание внутри жаровой трубы зон обратных токов, необходимых для испарения и воспламенения топлива за рабочими форсунками.

Для надежного воспламенения топлива в камере сгорания на двигатель установлены два пусковых воспламенителя, работающих одновременно. Пусковой воспламенитель состоит из пусковой форсунки, корпуса воспламенителя и свечи зажигания. Пусковой воспламенитель устанавливается на двигателе таким образом, чтобы штуцер пусковой форсунки был направлен вниз, а штуцер корпуса воспламенителя под свечу был направлен в сторону турбины. Правый и левый пусковые воспламенители невзаимозаменяемые.

* 1. Турбина высокого давления

Турбина служит для преобразования кинетической энергии газового потока, энергии теплосодержания в механическую энергию на валу. Турбина является важнейшим узлом двигателя, во многом определяющим ресурс и надежность всего двигателя.

Основными элементами турбины являются: сопловой аппарат (СА) и рабочее колесо (РК).Совокупность неподвижного СА и следующего за ним РК называется ступенью турбины. Профилированные лопатки СА образуют суживающиеся криволинейные каналы, в которых за счет геометрического воздействия происходит разгон потока. Кроме того, газовый поток закручивается в направлении вращения РК.

В рабочем колесе происходит преобразование части кинетической энергии в механическую работу на валу турбины, поэтому абсолютная скорость потока уменьшается, полная температура и давление газа также уменьшаются.

Турбина ротора высокого давления (ТВД) состоит из ротора и статора . Ротор ТВД представляет собой себя рабочее колесо, к фланцам которого крепятся вал КВД и задний вал с лабиринтными уплотнениями. В ободе диска рабочего колеса в замках типа «ёлочка» по парно установлены рабочие лопатки. Рабочие лопатки охлаждаемые с бандажными полками. На заднем валу установлен роликовый подшипник с элементами радиально-торцевого контактного уплотнения, которые входят в состав задней опоры ротора ВД.

Статор ТВД состоит из наружного и внутреннего корпусов, секторов сопловых лопаток и проставки с сотовыми уплотнениями, расположенной над рабочими лопатками. Сектора сопловых лапоток содержат по четыре лопатки. Лопатки охлаждаются воздухом, поступающим из-за КВД. Осевая фиксация секторов осуществляется только по заднему поясу для обеспечения компенсации температурных расширений.

**2 Расчёт на прочность пера рабочей лопаткикомпрессора**

Рабочие лопатки осевого компрессора являются ответственными деталями газотурбинного двигателя, от надежной работы которых зависит надежность работы двигателя в целом.

2.1 Цель расчета лопатки на прочность

Цель расчета на прочность лопатки – определение статических напряжений и запасов прочности в различных сечениях по длине пера лопатки.

Расчёты проводятся в такой последовательности: в расчётных сечениях лопатки определяют напряжения растяжения от центробежных сил и напряжения изгиба от газовых и центробежных сил. Максимальные напряжения находят суммированием в точках, наиболее удалённых от нейтральных осей сечения лопатки. Далее вычисляют запасы прочности по длине лопатки, которые не должны быть меньше значений, предусмотренных нормами прочности. Согласно нормам прочности минимальный запас по статической прочности профильной части лопатки рабочего колеса может быть равным не менее 1.3.

###### 2.2 Условия работы лопаток

При работе газотурбинного двигателя на рабочие лопатки действуют статические, динамические и температурные нагрузки, вызывая сложную картину напряжений.

Расчет на прочность пера лопатки выполняем, учитывая воздействие только статических нагрузок. К ним относятся центробежные силы масс лопаток, которые появляются при вращении ротора, и газовые силы, возникающие при обтекании воздухом профиля пера лопатки и в связи с наличием разности давлений газа перед и за лопаткой.

Центробежные силы вызывают деформации растяжения, изгиба и кручения, газовые силы – деформации изгиба и кручения.

Напряжения кручения от центробежных, газовых сил слабозакрученных рабочих лопаток компрессора весьма незначительны и при оценке её прочности не принимаются во внимание.

Напряжения растяжения от центробежных сил являются наиболее существенными.

Напряжения изгиба обычно меньше напряжений растяжения, и при необходимости для уменьшения изгибающих напряжений в лопатке от газовых сил ее проектируют так, чтобы возникающие изгибающие моменты от центробежных сил были противоположны по знаку моментам от газовых сил и, следовательно, уменьшали последние.

2.3 Допущения, принимаемые при расчете пера лопатки

При расчете лопатки на прочность принимаем следующие допущения:

* лопатку рассматриваем как консольную балку, жестко заделанную в ободе диска;
* напряжения определяем по каждому виду деформации отдельно;
* температуру в рассматриваемом сечении пера лопатки считаем одинаковой, т.е. температурные напряжения отсутствуют;
* лопатку считаем жесткой, а деформацией лопатки под действием сил и моментов пренебрегаем;
* предполагаем, что деформации лопатки протекают в упругой зоне, т.е. напряжения в пере лопатки не превышают предел пропорциональности.

2.4 Методика расчета

Расчет рабочих лопаток на растяжение от действия центробежных сил.

На рисунке 2 представлена расчетная схема лопатки, используемая при расчете на растяжение от действия центробежных сил.

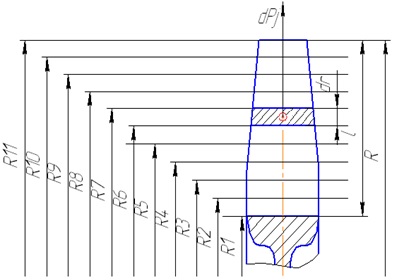


Рисунок 2 – Расчетная схема лопатки

Напряжение растяжения в расчетном сечении  пера лопатки определяется по формуле:

где – центробежная сила части пера лопатки, расположенной выше расчетного сечения; ω - угловая скорость вращения ротора.

Расчет рабочих лопаток на изгиб

На рисунке 3 представлена расчетная схема лопатки, используемая при расчете лопатки на изгиб.

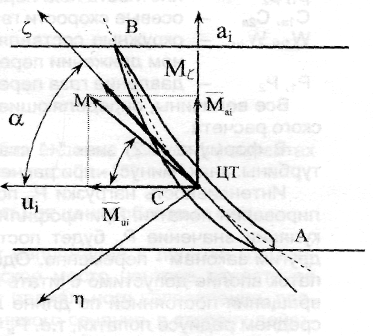


Рисунок 3 – Расчетная схема лопатки

Напряжения изгиба в каждой точке расчетного сечения определяются по формуле:

В целях упрощения расчета, значения изгибающих моментов и моментов сопротивления берут без учета знаков (по модулю).

Так в точках А, B и C соответственно:

,

Вместе с тем знак при определении напряжения изгиба характеризует вид деформации волокон лопатки. Так, если волокна лопатки растянуты, то напряжение изгиба имеет знак "+", если же они сжаты, то "-". Заметим, что от действия газовых нагрузок на кромках профиля (в точках А и В) всегда возникают напряжения растяжения, а на спинке профиля (в точке С) – напряжения сжатия.

##### 2.5 Определение запасов прочности лопаток

##### При определении запасов прочности следует учитывать напряжения как растяжения, так и изгиба лопатки. Суммарное напряжение в каждой точке расчетного сечения профильной части лопатки:

.

Для компрессорных лопаток запас статической прочности в каждой точке расчетного сечения :

,

где – предел прочности.

2.6 Исходные данные необходимые для расчета лопатки на прочность на ЭВМ

Для расчета разбивают перо лопатки поперечными сечениями на несколько равных участков высотой и ведут расчет от периферии к корневому сечению суммируя нагрузки и вычисляя напряжения. При использовании ЭВМ число расчетных сечений выбирается в зависимости от необходимой точности расчета. В курсовом проектировании достаточную точность дает разбивка пера лопатки по длине на десять равных частей, тогда сечений будет одиннадцать – от первого (корневого) до одиннадцатого (периферийного).



Исходные данные необходимые для расчета на ЭВМ:

1. Материал лопатки: ВТ3;
2. Длина лопатки:L=0,0483 м;
3. Радиус корневого сечения:=0,2036 м;
4. Радиус периферийного сечения:=0,2519 м;
5. Объем бандажной полки:=0;
6. Хорда профиля сечения пера b:

- в корневом сечении =0,022 м;

- в среднем сечении =0,022 м;

- в периферийном сечении =0,022 м;

1. Максимальная толщина профиля δ:

- в корневом сечении =0,00154 м;

- в среднем сечении =0,0011 м;

- в периферийном сечении =0,00066м;

1. Максимальная стрела прогиба профиля e:

- в корневом сечении =0,00268 м;

- в среднем сечении =0,00209 м;

- в периферийном сечении =0,00125 м;

1. Угол установки профиля γ:

- в корневом сечении =0,999 рад;

- в среднем сечении =0,902 рад;

- в периферийном сечении =0,701 рад;

1. Интенсивность газовых сил на среднем радиусе в окружном направлении расчитываем по упрощенной формуле:

.

Относительные окружные скорости ищутся по таким формулам:

;

.

1. Интенсивность газовых сил в осевом направлении

,

где r – радиус сечения (корневое или втулочное);

z– число лопаток;

– длина лопатки;

- расход воздуха;

– осевая составляющая скорости газа перед и за лопаткой;

– окружные составляющие скорости газа перед и за лопаткой;

– давление газа (воздуха) перед и за лопаткой.

Для корневого сечения:

 .

Для периферийного сечения:

 .

1. Частота вращения рабочего колеса n= 14065 ;
2. Плотность материала лопатки ρ=4500;
3. Предел длительной прочности =950 МПа;

Расчет проводим по методике [1]. Вычисления выполняем по программе Statlop.exe.

Результаты расчета приведены в таблице 1.1 и на графиках 4 и 5.

Таблица 1.1 – Исходные данные

|  |
| --- |
| РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ПЕРА  РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ КОМПРЕССОРА (ТУРБИНЫ)  --------------------------------------------------------------------------------  ВЫПОЛНИЛ(А) : Rudiy S.L.  УЗЕЛ ДВИГАТЕЛЯ: компрессор МАТЕРИАЛ: Сталь BT3-1  ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:  GT= 1.000000 CL= 4.830000E-02 RK= 2.036000E-01 RP= 2.519000E-01  VP= 0.000000E+00 UPP= 0.000000E+00 APP= 0.000000E+00  EN= 14065.000000 AA= 0.000000E+00 AU= 0.000000E+00 PU= 796.580000  PAK= 519.263000 PAP= 639.888000 RO= 4500.000000  B= 2.200000E-02 2.200000E-02 2.200000E-02  D= 1.540000E-03 1.100000E-03 6.600000E-04  AP= 2.680000E-03 2.090000E-03 1.250000E-03  AL= 9.990000E-01 9.020000E-01 7.010000E-01  SPT= 950.000000 950.000000 950.000000 950.000000 950.000000 950.000000 950.000000 950.000000 950.000000 950.000000 950.000000 |

Таблица 1.2 – Результаты расчетов

|  |
| --- |
| Результаты расчета на прочноcть пера лопатки  N X F Jmin Spakt SизгA SизгB SизгC  m m^2 m^4 МПа МПа МПа МПа  1 .00000 .235E-04 .133E-10 75.621 178.052 181.090 -117.043  2 .00483 .221E-04 .105E-10 70.197 166.196 168.672 -106.698  3 .00966 .208E-04 .898E-11 64.465 148.080 149.819 -94.021  4 .01449 .195E-04 .770E-11 58.392 128.039 129.041 -80.609  5 .01932 .181E-04 .657E-11 51.936 106.883 107.247 -66.817  6 .02415 .168E-04 .553E-11 45.043 85.124 85.013 -52.898  7 .02898 .154E-04 .457E-11 37.637 63.287 62.902 -39.134  8 .03381 .141E-04 .367E-11 29.615 42.088 41.637 -25.928  9 .03864 .127E-04 .280E-11 20.831 22.668 22.330 -13.933  10 .04347 .114E-04 .198E-11 11.069 7.122 6.993 -4.379  11 .04830 .101E-04 .119E-11 .000 .000 .000 .000  N SсумA SсумB SсумC Ka Kb Kc  [МПa] [МПa] [МПa]  1 253.673 256.711 -41.422 3.745 3.701 22.934  2 236.393 238.869 -36.502 4.019 3.977 26.026  3 212.544 214.283 -29.556 4.470 4.433 32.142  4 186.431 187.433 -22.217 5.096 5.068 42.759  5 158.819 159.183 -14.881 5.982 5.968 63.840  6 130.166 130.055 -7.855 7.298 7.305 120.939  7 100.924 100.538 -1.498 9.413 9.449 634.275  8 71.703 71.251 3.687 13.249 13.333 257.642  9 43.499 43.161 6.898 21.840 22.011 137.727  10 18.192 18.062 6.691 52.221 52.596 141.986  11 .000 .000 .000\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\* |

Рисунок 4 – Распределение суммарного напряжения по высоте лопатки

Рисунок 5 – Распределение коэффициента запаса по высоте лопатки

Из расчета лопатки на статическую прочность видно, что наиболее нагруженное сечение – втулочное. Полученные значения запасов прочности во всех сечениях удовлетворяют нормам прочности и являются немного завышенными, но так как двигатель является наземной установкой и в результате этого лопатки особенно сильно подвержены эрозионному износу в течении длительного времени (ресурса), по этому завышенный запас прочности необходим. Минимальный запас прочности (К=3.701) получен в первом сечении.

**3 Расчет динамической частоты первой формы изгибных колебаний и построение частотной диаграммы**

При работе газотурбинного двигателя на рабочие лопатки компрессора действуют периодически изменяющиеся газовые силы, что связанно с неравномерностью газовоздушного потока по окружности в проточной части двигателя. Эти силы вызывают вынужденные колебания лопаток. При совпадении частот собственных колебаний лопатки с частотами вынужденных колебаний наступают резонансные колебания, при которых амплитуда колебаний резко возрастает, что может привести к разрушению лопатки. Опасных резонансных колебаний можно избежать путем изменения частоты собственных колебаний лопаток или частоты и величины возбуждающей силы.

Колебания лопаток могут быть изгибными, крутильными, сложными (изгибно-крутильными) и высокочастотными пластиночными.

Особенно легко возбуждаются колебания по основной (первой) изгибной форме. Нередко возникают колебания по второй или третьей изгибной, первой или второй крутильной формам.

3.1 Цель расчета

Полный расчет лопаток на колебания включает в себя:

* определение нескольких частот (обычно низших) собственных изгибных колебаний;
* определение частоты сил, вызывающих вынужденные колебания лопаток;
* определение резонансных режимов работы двигателя;
* оценка сил демпфирования колебаний;
* оценка вибронапряжений лопатки при ее колебании.

Целью данного расчета является определение частоты собственных изгибных колебаний рабочей лопатки первой ступени компрессора по первой форме, построение частотной диаграммы и нахождение резонансных режимов работы двигателя.

3.2 Методика расчета

Для определения частоты собственных изгибных колебаний лопаток по первой форме воспользуемся энергетическим методом.

Согласно этому закону для свободных колебаний упругой системы без учета сил сопротивления сумма кинетической и потенциальной энергий сохраняется все время неизменной. Сущность метода состоит в том, что вычисляются максимальные значения потенциальной энергии лопатки в ее крайнем положении, а кинетической энергии - в среднем.

Вращение лопатки совместно с диском, на котором она закреплена, оказывает влияние на ее колебания, так как центробежная сила стремится вернуть колеблющуюся лопатку в положение равновесия. Действие центробежной силы лопатки приводит к тому же результату, что и увеличение жесткости, поэтому частота собственных колебаний вращающейся лопатки (динамическая частота) повышается с увеличением частоты вращения ротора.

Динамическую частоту собственных изгибных колебаний вращающейся лопатки определяем по формуле:

,

где - собственная частота лопатки; - частота вращения ротора, об/c;

B - коэффициент пропорциональности, зависящий от геометрии лопатки и формы упругой линии.

Определив коэффициент и задавшись несколькими значениями частот  в диапазоне рабочих частот вращения двигателя, находим соответствующие величины динамических частот собственных колебаний лопатки и строим частотную диаграмму.

Расчет проводим по методике [2]. Вычисления выполняем по программе кафедры 203 [2] Dinlop.exe. Результаты расчета приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Результаты расчета

|  |
| --- |
| РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКОЙ ЧАСТОТЫ - 1 ФОРМЫ  ИЗГИБНЫХ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТКИ КОМПРЕССОРА (ТУРБИНЫ)  ЭНЕРГЕТИЧЕСКИМ МЕТОДОМ РЕЛЕЯ  ----------------------------------------------------------------------  ВЫПОЛНИЛ(А) : Rudiy S.L.  УЗЕЛ ДВИГАТЕЛЯ: компрессор МАТЕРИАЛ: BT3-1  ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:  E= 115000.000000 115000.000000 115000.000000 115000.000000  115000.000000 115000.000000 115000.000000 115000.000000  115000.000000 115000.000000 115000.000000  PO= 4500.000000 VP= 0.000000E+00 RP= 0.000000E+00  XP= 0.000000E+00 RK= 2.036000E-01 L= 4.830000E-02  FK= 2.350000E-05 FC= 1.680000E-05 FP= 1.010000E-05 JK= 1.330000E-11  JC= 5.530000E-12 JP= 1.190000E-12 NSM= 234.417000 EPS= 1.000000E-03  Q0= 1.600000 Q1= 2.500000  ----------------------------------------------------------------------  РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА:  Q NS [об/с] F1 [1/с]  1 1.87750100 .0 1050.6060  2 1.87717100 23.4 1052.7950  3 1.87678700 46.9 1059.3330  4 1.87590900 70.3 1070.1410  5 1.87486600 93.8 1085.0880  6 1.87335600 117.2 1104.0020  7 1.87190100 140.7 1126.6800  8 1.86959500 164.1 1152.8960  9 1.86750900 187.5 1182.4090  10 1.86487400 211.0 1214.9740  11 1.86197800 234.4 1250.3460  ---------------------------------------------------------------------- |

3.3 Построение частотной диаграммы. Определение резонансных режимов работы двигателя

Для построения частотной диаграммы необходимо нанести на график диапазон рабочих частот вращения двигателя от оборотов малого газа до максимальных оборотов. За частоту вращения ротора на режиме малого газа принимаем для ГТД:

*.*

Для определения резонансных режимов работы двигателя с учетом принятого масштаба нанести на график пучок прямых линий, выходящих из начала координат, которые представляют собой частоты колебания гармоник возбуждающих сил, описываемых уравнением:

,

где К- порядок гармоник возбуждающих сил; на графике он равен тангенсу угла наклона прямой.

Точки пересечения лучей с кривой изменения дадут резонансные частоты вращения двигателя. Наличие резонансных режимов в рабочей зоне исключено.

Находим значения вынужденных колебаний по формуле:

*.*

Для проектируемого двигателяК1=10 – количество стоек; К2=57 – число лопаток входного направляющего аппарата.

По результатам расчёта строим частотную диаграмму – рисунок 6 .

Принимаем:

.

Рисунок 6 - Частотная диаграмма

Из частотной диаграммы видно, что область резонансных колебаний находится в точках пересечения вынужденной частоты с динамической (собственной). В качестве вынужденных частот будут являться количество лопаток ВНА (К=57) и количество стоек (К=10). В качестве динамической частоты выступает кривая F1=f(n-c), где n-c – это частота вращения КВД в секунду, а F1 – это динамическая частота колебаний лопатки. Первым резонансом будет выступать пересечение линий К=57 и кривой F1=f(n-c) в точке, где F1=1051,9 (1/c) и n-c=18,45(об/с). Вторым резонансом будет выступать пересечение линий К=10 и кривой F1=f(n-c) в точке, где F1=1097,78 (1/c) и n-c=109,8 (об/с). Область рабочих режимов проходит в пределах частот малого газа и максимальных частот вращения, где частота малого газа n-малый газ=1250,3460 об/с и . Отсюда видно, что резонансные частоты проходят не в области рабочего режима, а на более низких частотах вращения, на которой двигатель находится непродолжительный период времени, что не может привести к разрушению лопатки.

Проведя данный расчет, получили значения динамических частот первой формы изгибных колебаний лопатки компрессора, возможных при вращении ротора компрессора на различных оборотах рабочего режима.

## 4 Расчет на прочность диска компрессора

Диски компрессора – это наиболее ответственные элементы конструкций газотурбинных двигателей. От совершенства конструкций дисков зависит надежность, легкость конструкций двигателей в целом.

4.1 Цель расчета

Целью расчета является определение напряжений и запасов прочности в различных сечениях по радиусу диска.

4.2 Нагрузки, действующие на диски

Диски находятся под воздействием инерционных центробежных сил, возникающих при вращении от массы рабочих лопаток и собственной массы дисков. Эти силы вызывают в дисках растягивающие напряжения. От неравномерного нагрева дисков турбин возникают температурные напряжения, которые могут вызывать как растяжения, так и сжатие элементов диска.

Кроме напряжений растяжения и сжатия, в дисках могут возникать напряжения кручения и изгиба. Напряжения кручения появляются, если диски передают крутящий момент.

Из перечисленных напряжений наиболее существенными являются напряжения от центробежных сил собственной массы диска и лопаточного венца, а также температурные (в случае неравномерного нагрева диска). Напряжения изгиба зависят от толщины диска и способа соединения дисков между собой и с валом и могут быть значительными лишь в тонких дисках. Напряжения кручения обычно невелики и в расчетах в большинстве случаев не учитываются.

4.3 Допущения, принимаемые при расчете

При расчете принимаем следующие допущения:

* диск считается симметричным относительно серединной плоскости, перпендикулярной оси вращения;
* диск находится в плосконапряженном состоянии;
* температура диска меняется только по его радиусу и равномерна по толщине;
* напряжения на любом радиусе не меняются по толщине;
* наличие отверстий и бобышек на полотне диска, отдельных выступов и проточек на его частях не принимается во внимание.
  1. Методика расчета

Методика расчета приведена в методическом пособии [3].

Вычерчивается радиальное сечение диска до оси (профиль диска) в масштабе 1:1;

Профиль диска разбивается на расчетные сечения от первого до к-го (рисунок 6). Число расчетных сечений не менее 8…9. Разбиваем диск на 21 расчетных сечений. Первое сечение диска проводится для диска с отверстием на радиусе отверстия.

При выборе расчетных сечений для обеспечения необходимой точности следует соблюдать два условия.

При расчете диска с центральным отверстием для первых двух-трех сечений отношение радиусов сечений не должно превышать т.е.

, а для всех остальных . Отношение толщин дисков для всех сечений должно находиться в пределах 0,8≤.

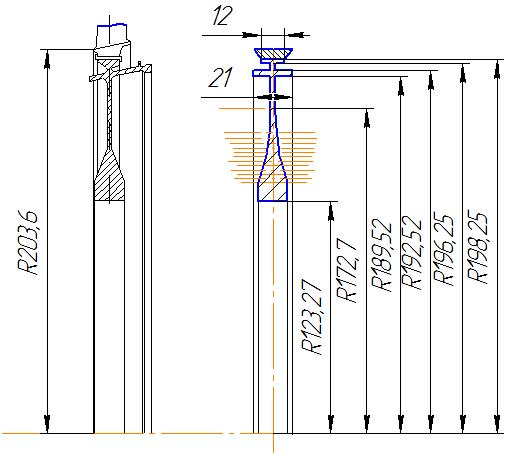


Рисунок 7 – Расчетная схема диска

4.5 Исходные данные

1. Частота вращения диска = 14065 ;
2. Материал диска – титановый сплав ВТ3;
3. Плотность материала ρ= 4500 ;
4. Напряжение в корневом сечении пера лопатки от растяжения центробежными силами на расчетном режиме = 75,621 МПа;
5. Площадь корневого сечения лопатки = 0,235\*10м;
6. Число лопаток на рабочем колесе z=86;
7. Площадь радиального сечения разрезной части обода ;
8. Радиус центра тяжести площади радиального сечения = 0,20115 м.
9. Напряжение σRл от центробежных сил лопаток и замковой части обода может быть определено для случая, когда лопатки и диск изготовлены из материала с одинаковой плотностью, по формуле:

,

где z – число лопаток на ободе диска;

σрк – напряжение в корневом сечении лопатки от растяжения центробежными силами;

FК – площадь корневого сечения лопатки;

ρ – плотность материла диска и лопатки;

f – площадь радиального сечения разрезной части обода диска;

Rf – радиус центра тяжести площади f;

RK – наружный радиус неразрезного обода диска;

bК – ширина обода диска на радиусе RK.

.

Значения геометрических величин по сечениям диска представлены в таблице 3.

Таблица 3 – Значения геометрических величин по сечениям диска

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Сечение |  |  |  |  |
| 1-1 | 0,123 | - | 0,015 | - |
| 2-2 | 0,133 | 1,08 | 0,015 | 1 |
| 3-3 | 0,136 | 1,02 | 0,014 | 0,9026 |
| 4-4 | 0,138 | 1,02 | 0,012 | 0,8921 |
| 5-5 | 0,14 | 1,02 | 0,011 | 0,8952 |
| 6-6 | 0,142 | 1,02 | 0,01 | 0,8919 |
| 7-7 | 0,145 | 1,02 | 0,009 | 0,8586 |
| 8-8 | 0,147 | 1,02 | 0,007 | 0,8706 |
| 9-9 | 0,149 | 1,02 | 0,007 | 0,8784 |
| 10-10 | 0,151 | 1,01 | 0,006 | 0,8769 |
| 11-11 | 0,154 | 1,02 | 0,005 | 0,8596 |
| 12-12 | 0,157 | 1,02 | 0,004 | 0,8367 |
| 13-13 | 0,16 | 1,02 | 0,004 | 0,8537 |
| 14-14 | 0,173 | 1,08 | 0,003 | 0,7429 |
| 15-15 | 0,19 | 1,10 | 0,003 | 1 |
| 16-16 | 0,19 | 1,00 | 0,021 | 8,0769 |
| 17-17 | 0,193 | 1,02 | 0,021 | 1 |
| 18-18 | 0,193 | 1,00 | 0,003 | 0,1238 |
| 19-19 | 0,196 | 1,02 | 0,003 | 1 |
| 20-20 | 0,196 | 1,00 | 0,012 | 4,6154 |
| 21-21 | 0,198 | 1,01 | 0,012 | 1 |

Ниже приведены результаты расчета диска на ЭВМ, таблица 4, и изменение радиального и окружного напряжения, и запасов прочности по сечениям диска.

Таблица 4 – Результаты расчета

|  |
| --- |
| РАCЧЕТ НА ПРОЧНОCТЬ ДИCКОВ  КОМПРЕССОРОВ И ТУРБИН  \*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*  ВЫПОЛНИЛ(А) : Rudiy  ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:  DP= 0 DT= 0  Частота вращения = 14065.0 об/мин  Количество расчетных сечений = 21  Количество скачков на контуре = 3  Контурная нагрузка = 24.440 МПа  AZ= 0 BZ= 0 NZ= 1 QZ= 0  Коэффициент Пуассона = .30  R( 1)= .1233 R( 2)= .1334 R( 3)= .1356 R( 4)= .1378  R( 5)= .1399 R( 6)= .1421 R( 7)= .1447 R( 8)= .1470  R( 9)= .1494 R(10)= .1514 R(11)= .1538 R(12)= .1567  R(13)= .1595 R(14)= .1727 R(15)= .1895 R(16)= .1895  R(17)= .1925 R(18)= .1925 R(19)= .1963 R(20)= .1963  R(21)= .1982  B( 1)= .0154 B( 2)= .0154 B( 3)= .0139 B( 4)= .0124  B( 5)= .0111 B( 6)= .0099 B( 7)= .0085 B( 8)= .0074  B( 9)= .0065 B(10)= .0057 B(11)= .0049 B(12)= .0041  B(13)= .0035 B(14)= .0026 B(15)= .0026 B(16)= .0210  B(17)= .0210 B(18)= .0026 B(19)= .0026 B(20)= .0120  B(21)= .0120  NRS(Z)= 15 16 17  Плотность материала = 4500.00  Предел длит. прочности материала= 950.0  РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА:  I R(I),M B(I),M SR,МПА ST,МПА SEK,МПА ZAP  1 .1233 .0154 .00 419.91 419.91 2.3  2 .1334 .0154 21.88 381.48 371.02 2.6  3 .1356 .0139 27.08 375.43 362.66 2.6  4 .1378 .0124 32.58 369.84 354.67 2.7  5 .1399 .0111 38.25 364.89 347.35 2.7  6 .1421 .0099 44.74 360.09 339.94 2.8  7 .1447 .0085 52.94 355.08 331.80 2.9  8 .1470 .0074 61.19 351.23 324.99 2.9  9 .1494 .0065 70.56 347.99 318.62 3.0  10 .1514 .0057 79.53 345.85 313.74 3.0  11 .1538 .0049 91.33 343.83 308.48 3.1  12 .1567 .0041 106.58 342.17 303.27 3.1  13 .1595 .0035 122.54 341.41 299.57 3.2  14 .1727 .0026 151.91 326.77 283.23 3.4  15 .1895 .0026 139.20 300.82 260.76 3.6  16 .1895 .0210 16.97 264.15 256.09 3.7  17 .1925 .0210 15.29 258.56 251.26 3.8  18 .1925 .0026 125.41 291.60 253.35 3.7  19 .1963 .0026 121.55 286.25 248.84 3.8  20 .1963 .0120 25.93 257.57 245.63 3.9  21 .1982 .0120 24.44 254.05 242.75 3.9 |

По результатам расчета строим графики изменения напряжений и запасов прочности по радиусу диска, рисунки 8, 9.

Рисунок 8 – Изменение напряжений по высоте диска

Рисунок 9 – Изменение коэффициента запаса по высоте диска

В данной работе был проведен расчет диска первой ступени компрессора ГТД. Были получены значения радиального, окружного и эквивалентного напряжений в различных радиальных сечениях диска. Также были посчитаны значения запасов прочности в радиальных сечениях диска.

Из расчетов видно, что наличие отверстия в ступице вращающегося диска существенно влияет на напряжения в нем. У сильно нагруженных дисков, отверстий стараются не делать. Если же в дисках делают центральные отверстия, то на краю отверстия имеет весьма большое значение, что подтверждается в нашем расчете. Для уменьшения увеличивают толщину ступицы диска у отверстия.

В случае скачка в толщине диска наблюдается скачкообразное изменение напряжений.

Значения запасов прочности по сечениям диска удовлетворяют нормам прочности, по которым запас прочности должен быть не менее 1,3….1,5. В нашем случае минимальный запас прочности 2,3, что обеспечивает безопасную работу диска, компрессора и двигателя в целом.

Запасы прочности диска завышены нужно 1,7-2,2 для авиационной техники, наземные установки имеют больший ресурс. И требования к массе узлов не такие жесткие как в авиации. Для обеспечения длительного ресурса запасы повышаются.

**5 Расчет замка крепления рабочей лопатки компрессора**

Одним из основных видов крепления лопаток компрессора являются замки типа ”ласточкин хвост“. От осевого перемещения лопатки крепятся в пазах. Лопатки могут садиться с натягом до 0,05 мм и с зазором (0,03..0,06) мм. Обычно посадку производят с зазором.

5.1 Нагрузки, действующие на замок

Замковое соединение передает на диск нагрузки, действующие на рабочую лопатку, и нагружает диск центробежной силой собственной массы. Различие в температуре и коэффициентах линейного расширения материалов сочленяемых лопаток и дисков, а также неравномерность температуры по радиусу диска обуславливают появление в ряде случаев значительных термических сил, сжимающих соединения в тангенциальном направлении. Наибольшую нагрузку для замкового соединения составляет центробежная сила рабочей лопатки. У подавляющего большинства выполненных ГТД напряжения растяжения в корневых сечениях лопаток от центробежных сил собственных масс составляют 60-70% суммарных напряжений. Поэтому их в основном и принимают во внимание при конструировании и расчете на прочность замков лопаток.

5.2 Допущения, принимаемые при расчете

Методика упрощенных расчетов замковых соединений предпологает следующие допущения:

* на замок действует только центробежная сила лопатки;
* центробежные силы пера и хвостовика лопатки направлены по одному радиусу, проходящему через центр массы хвостовика;
* центробежная сила лопатки распределяется между опорными площадями замкового соединения равномерно и пропорционально величинам контактирующих поверхностей;
* диск имеет достаточно большой диаметр, поэтому можно считать, что замки расположены не по окружности диска, а в одной плоскости.

5.3 Методика расчета

Данный тип замкового соединения отличается высокой прочностью, конструктивной простотой и хорошей технологичностью.

На замковое соединение действуют центробежная сила от массы лопатки, изгибающие моменты от газовых сил, температурные и вибрационные нагрузки.

Но основной нагрузкой, действующей на замок лопатки, является центробежная сила всей лопатки, включающая в себя ценробежные силы от массы пера и от массы хвостовика:

При расчете трапецивидного замка определяются напряжения смятия по контактным поверхностям замка лопатки и выступа (перемычки) диска, напряжения изгиба угла перемычки и напряжения растяжения в выступе диска.

Пренебрегаем округлостью диска. Расчетная схема представлена на рисунке 10.

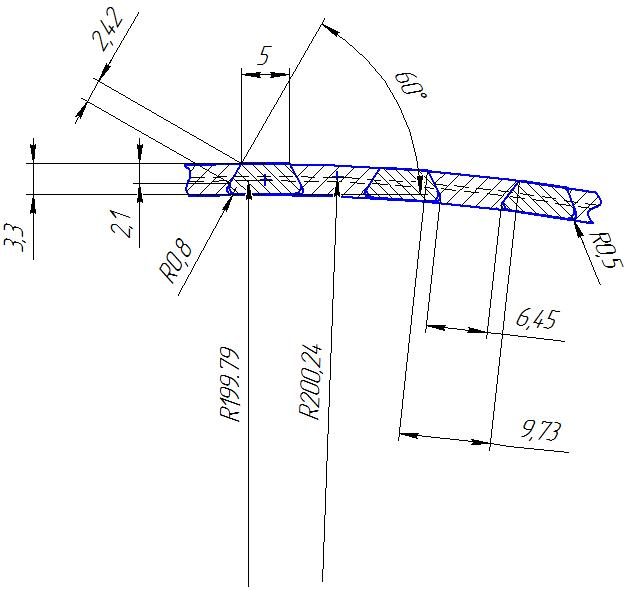


Рисунок 10 – Расчетная схема замка

Ниже в таблице 4 приведены исходные данные к расчету замка.

Таблица 5 - Исходные данные

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Наименование велечины | Обозначение | Значение | Еденицы измерения |
| Количество рабрчих лопаток | z | 86 | Шт. |
| Плотность материала лопатки и диска |  | 4500 |  |
| Частота вращения ротора | n | 14065 |  |
| Напряжение растяжения в корневом сечении лопатки |  | 75,621 | МПа |
| Площадь корневого сечения лопатки |  | 0,0000235 |  |
| Коєффициєнт трения скольжения лопатки для титана | f | 0,5 | - |
| Угол наклона грани хвостовика |  | 60 | град |
| *Продолжение таблицы 5* |  |  |  |
| Угол расположения паза в плоскости симметрии замка |  | 0 | град |
| Длина грани (паза) | b | 0,012 | м |
| Радиус центра тяжести хвостовика |  | 0, 19979 | м |
| Радиус центра тяжести гребня |  | 0, 20024 | м |
| Ширина пятна контакта | c | 0,00242 | м |
| Ширина площадки среза в хвостовике лопатки | d | 0,0033 | м |
| Ширина площадки среза в гребне диска | d | 0,0021 | м |
| Ширина перемычки у основания гребня | h2 | 0,00645 | м |
| Ширина перемычки у вершины гребня | h1 | 0,00973 | м |
| Радиус скругления (фаска) у основания гребня | r | 0,0005 | м |

Определение напряжений смятия по контактным поверхностям

Для расчета необходимо определить центробежную силу массы лопатки (перо + замок):

.

Центробежная сила от массы пера лопатки определяется по формуле:

,

где – напряжения растяжения в корневом сечении пера лопатки от действия центробежных сил;

Fк – площадь корневого сечения пера лопатки.

.

Центробежная сила от массы хвостовика вычисляется по формуле:

,

где – обьем хвостовика;

ρ- плотность материала лопатки;

- расстояние от оси вращения до центра массы хвостовика;

 - угловая скорость вращения ротора.

 Н;

Н.

Центробежная силавызывает в контактных поверхностях нормальные силы давления N и касательные силы трения f\*N, где f – коэффициент трения материалов замка лопатки и диска (принимаем равным 0,5).

Напряжения смятия контактной поверхности:

где Fсм=b\*c – площадь поверхности смятия.

Сила N находится из условия равновесия замка крепления лопатки под действием приложенных к нему сил. Сумма проекций всех сил на направление действия центробежной силы равна нулю:

2,откуда ;

Н.

.

Поскольку для титана допустимые напряжения смятия равны 120-280 МПа, то полученное значение напряжений смятия удовлетворяет нормам прочности.

.

Определение напряжений растяжения в выступах обода диска

Сила Q, отрывающая гребень:

.

где 

Определим напряжения растяжения в выступе обода диска:



,

где h2 - ширина перемычки у основания гребня, b- длина паза.

Истинное напряжение растяжения в основании гребня:

,

где.

Поскольку для титана допустимые напряжения растяжения равны 80-160 МПа, то полученное значение напряжения растяжения удовлетворяет нормам прочности.

.

Определение напряжений среза

Напряжение среза в хвостовике лопатки

.

Напряжение среза в межпазовом выступе диска

.

Запас прочности при срезе

.

.

Анализ полученных значений коэффициентов запаса прочности позволяет сделать следующие выводы:

- полученные коэффициенты запаса прочности не менее 1.3, следовательно, спроектированное соединение лопатки компрессора с диском типа «ласточкин хвост» соответствует нормам прочности;

- из всех форм напряжённо-деформированного состояния наиболее опасным является растяжение в перемычке гребня диска – коэффициент запаса прочности имеет минимальное значение;

- большие значения коэффициентов запаса прочности указывают на необходимость оптимизации соединения, которая заключается в уменьшении длины паза и хвостовика, т.е уменьшении толщины обода диска. Это приведёт как к снижению массы рабочего колеса, так и к снижению нагрузок, действующих на диск.

**6 РАСЧЕТ ВНЕШНЕЙ ОБОЛОЧКИ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ**

Кожух камеры сгорания рассчитывается на прочность для случая максимального внутреннего давления газов. Таким является режим работы двигателя при полете у земли с максимальной скоростью в зимних условиях при температуре воздуха минус 40…60.

Под влиянием внутреннего давления воздуха стенки наружного кожуха камеры сгорания испытывают напряжение растяжения. Приближенный расчет производиться в предположении, что разрыв кожуха камеры сгорания может произойти по образующей.

Напряжение растяжение в стенке находиться по формуле :

где- давление в камере сгорания, Па;

- наружное атмосферное давление, Па;

D- наибольший диаметр кожуха, м;

- толщина стенки, м .

Параметры были взяты из газодинамического расчета двигателя а также использовался чертеж прототипа Д- 336-1/2-6.3.

Допустимое напряжение растяжения

Если кожух камеры сгорания рассчитывается в предположении разрыва по кольцу, то напряжение будет вдвое меньше , чем при разрыве по образующей то есть ( – осевое и окружное напряжение).

Кожухи камер сгорания имеют сварные швы. Прочность сварного шва всегда ниже прочности основного материала , поэтому при сварке камер сгорания шов , располагают под таким углом к образующей (рисунок 6.1), который создает равнопрочность всей оболочки.

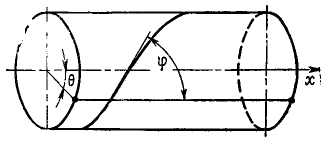


Рисунок 6.1 – Оболочка имеющая шов под углом к образующей

**ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

В ходе выполнения курсового проекта по дисциплине: "Конструкция и прочность ГТД и установок", был спроектирован компрессор наземной установки привода газогенератора, прототипом которого является Д-336-1/2-6.3.

Исходными данными для данных расчетов являлся курсовой проект по курсу "Теория и расчет ЛМ", а также прототип проектируемой установки.

В данном проекте проведено окончательное проектирование и расчет лопатки первой ступени компрессора высокого давления.

При разработке конструктивно-силовой схемы особое внимание уделялось расположению и конструкции опор, передаче крутящего момента и осевым силам от ротора турбины к ротору компрессора, креплению рабочих лопаток к дискам, уплотнению проточного тракта и масляных полостей, противопомпажным устройствам, возможности сборки и разборки двигателя.

Проведен расчёт на прочность лопатки первой ступени компрессора высокого давления, замка рабочей лопатки и диска первой ступени компрессора.

При расчёте лопатки на прочность получены допустимые запасы прочности по всей высоте пера лопатки. Минимальный запас прочности (К=3,701) получен в первом сечении.

При расчёте диска первой ступени компрессора высокого давления на прочность получен удовлетворительный запас прочности по всей высоте диска. Минимальный запас прочности получен в 1 сечении диска К=2,3.

При расчёте динамической частоты первой формы изгибных колебаний лопатки компрессора и построении частотной диаграммы получена резонансная частота вращения ротора компрессора. Резонансная частота вращения проходная (не находтся в рабочей зоне двигателя), что важно для работы ГТУ.

При расчете замка трапецивидного типа лопатки были получены напряжения растяжения, смятия и среза.

В целом, спроектированный компрессор удовлетворяет требованиям современного газотурбостроения.

**БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК**

1. Шошин Ю.С. Расчёт на прочность рабочей лопатки компрессора или турбины[Текст] / С.В. Епифанов., Р.Л. Зеленский. - Харьков: ХАИ, 2004. - 33 с.   
2. Шошин Ю.С. Расчёт динамической частоты первой формы изгибных колебаний лопатки компрессора или турбины и построение частотной диаграммы[Текст] / С.В. Епифанов., Р.Л. Зеленский. - Харьков: ХАИ, 2008. - 23 с.   
3. Шошин Ю.С. Расчёт на прочность дисков компрессоров и турбин[Текст] / С.В. Епифанов., Р.Л. Зеленский. - Харьков: ХАИ, 2004. - 28 с.   
4. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей [Текст] / Д.В. Хронин[и др.]. - М.: Машиностроение, 1989. - 368 с.   
5. Скубачевский Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели, конструкция и расчёт деталей[Текст] / Г.С. Скубачевский. - М.: Машиностроение, 1981. - 552 с.