ВЫВОДЫ

В результате выполнения выпускной работы бакалавра спроектирован газогенератор высокого давления приводного ГТД с мощностью 6,89МВт.

Серия термогазодинамических расчетов ГТД и их анализ позволил выбрать и обосновать основные параметры цикла Тг =1318 К и \*к =16,17. При этом получены: удельная мощность Nеуд= 273,4 кВт\*с/кг что выше чем у прототипа на 21.3 % (Nеуд= 225.35 кВт\*с/кг), удельный расход топлива Се= 0,1987кг/кВт\*ч. Для обеспечения мощности двигателя Ne= 19500 кВт необходим расход воздуха Gв = 71,31 кг/с.

В процессе расчета сформирован «облик» двигателя. Выбрана конструктивно сложная схема ГТД с двухвальным газогенератором и свободной (силовой) турбиной. Такая схема обеспечивает приемлемые значения параметров на нерасчетных режимах, требует меньшей мощности запуска. Форма проточной части: для КНД – DН =const, а для КВД – Dвт = const. Между каскадами низкого и высокого давления находится переходник, гидравлические потери в котором (σНВ = 0,99). Число ступеней в КНД – 9, КВД – 10. Коэффициенты затраченного напора , . Частоты вращения ротора низкого давления  об/мин и частоты вращения ротора высокого давления  об/мин. Число ступеней турбины: zтвд=1, zтнд=1, zтс=4, коэффициенты загрузки турбин , , .

- Dсртвд/Dкквд= 1,213- отношение среднего диаметра ТВД на выходе к наружному диаметру КВД на входе;

- Dсртнд/Dккнд= 1,025- отношение среднего диаметра ТНД на выходе к наружному диаметру КНД на входе;

- Dср тс/ Dккнд= 1,557 - отношение среднего диаметра свободной турбины на выходе к наружному диаметру КНД на входе.

Частота вращения турбины силовой nтс=3000 об/мин.

Проведенный расчёт компрессора с использованием ЭВМ позволил получить: геометрические параметры лопаточных венцов проточной части компрессора, изменения Р, Р\*, Т, Т\* на среднем радиусе каждой ступени, а также работу и степень повышения давления каждой ступени. Кроме того, были уточнены окончательные размеры проточной части. Все эти данные используются при проектировании решёток профилей многоступенчатого компрессора.

- Степень повышения давления πк\*: π\*к кнд=4,464 π\*к квд =4,474, π\*к Σ =19,83;

- Частота вращения: nкнд=7427,2 об/мин, nквд=9586.9 об/мин;

- Число ступеней : Zкнд=9, Zквд=10;

- Работа компрессора: Lк =454410 кДж/кг;

- КПД компрессора: ηк\*= 0,8458.

В результате газодинамического расчёта турбины определены параметры потока вдоль проточной части по среднему радиусу. Анализ результатов показал, что:

- было обеспечено необходимое охлаждение лопаток СА и РК первой ступени турбины;

- на входе в рабочее колесо первой ступени ТВД получен угол α1, который равен α1=15,2 град, входящий в допустимые пределы (α1=15…22);

- угол выхода потока газа из турбины равен α2= 82.4 град., что позволяет обеспечить небольшие значения потерь полного давления газа на выходе из турбины;

- на всех ступенях турбины были получены приемлемые ηТ\*:

= 0,893, = 0,92, = 0,902, = 0,909, =0,911, =0,908

- коэффициенты загрузки ступеней находятся на допустимом уровне.

, , .

При профилировании лопатки первой ступени КВД по закону ρ=const при заданном Нт, определены геометрические размеры решетки профилей, которые обеспечивают получение заданных планов скоростей на различных радиусах с минимальными потерями.

При прочностном расчете пера лопатки и диска первой ступени компрессора высокого давления, обеспечены запасы прочности, удовлетворяющие предъявляемым к ним требованиям (для рабочих лопаток компрессора K – не менее 1,5) K = 2,502. Проведен расчет диска первой ступени компрессора. Определены значения радиального, окружного и эквивалентного напряжений в различных радиальных сечениях диска. Посчитаны значения запасов прочности в радиальных сечениях диска. В нашем случае минимальный запас прочности 22,9, что обеспечивает безопасную работу диска, компрессора и двигателя в целом.

Перед разработкой технологического процесса изготовления опоры был детально проанализирован чертеж детали на вопрос ее технологичности. Разработка технологического процесса начина­лась с составления плана его этапов, в котором предварительно была наме­чена последовательность обработки различных поверхностей. Последовательность операций обработки детали приняли согласно предварительно разработанному плану этапов технологического процесса. При разработке переходов операций были учтены правила теории базирования в целях получения кондиционных размеров без ужесточения технологических допусков, точности приспособлений, что в конечном итоге удешевляет производство и повышает его экономические показатели. Также были рассчитаны припуски на обработку и операционные размеры поверхностей вращения и плоских торцевых поверхностей опоры нормативным и расчетно-аналитическим методом. После сравнения результатов были найдены оптимальные варианты значений припусков. По результатам расчета припусков на диаметральные и торцевые поверхности был спроектирован чертеж заготовки.

Результатом выполнения экономической части проведена сравнительная экономическая оценка эффективности замены двигателя-прототипа проектируемым ГТД. Была рассчитана экономия годовых финансовых затрат на топливо для производства 1кВт мощности при использовании проектируемого двигателя. Она составила С= 313,3.