

Здравствуйте, уважаемые члены государственной аттестационной комиссии.

Тема моей выпускной квалификационной работы магистра: «ТЕМА»

СЛАЙД №2

В настоящее время газотурбинные установки получили широкое применение в различных отраслях промышленности, особенно – в газовой отрасли. Причиной этого являются отличительные качества газотурбинного двигателя: относительная простота конструкции; малая масса, приходящаяся на единицу мощности; высокая маневренность; автоматизация управления; работа на экологически чистом топливе (Природном газе). Значительных достижений удалось достичь как в области аэродинамики турбомашин, так и в разработке жаропрочных сталей и сплавов. Успехи аэродинамики и металлургии позволили поднять экономичность ГТУ до необходимого уровня и создать предпосылки для внедрения таких двигателей в различные области хозяйства.

В данной выпускной квалификационной работе была спроектирована газотурбинная установка мощностью 10 МВт на базе прототипа газотурбинного двигателя ГТК-10-4.

В работе выполнен предварительный и уточненный тепловой расчет цикла ГТУ, газодинамический расчет турбин, расчет закрутки лопаток по радиусу, расчет потерь.

В спецтеме рассмотрены и проанализированы существующие конструкции ГПА и центробежных нагнетателей. Проведена оценка преимуществ и недостатков центробежного нагнетателя Н-370-18-1. Разработаны конструктивные особенности модернизированного нагнетателя. Выполнен расчет основных параметров нагнетателя и расчёт режимов работы КС.

СЛАЙД №3

В соответствии с приложением для ГТУ - прототипа (ГТК-10-4) степень повышения давления в осевом компрессоре принимаем $\pi_{K0}=4,4$. После выбора π_{K0} производим уточненный расчет номинального режима работы и определяем расход рабочего тела, исходя из заданной мощности. Задачей

уточненного теплового расчета является уточнение таких характеристик, как: изобарная теплоемкость C_p и показатель адиабаты k . Эти величины напрямую влияют на напор компрессора и теплоперепад газовой турбины. Соответственно, после уточнения теплотехнических характеристик, меняются и термодинамические параметры цикла, такие как давление P и температура T . Все эти величины оказывают влияние на газодинамический расчет газотурбинной установки.

СЛАЙД №4

Выполненный расчет ступеней по среднему диаметру определяет требования к геометрии лопаток только в одном сечении - среднем. У корня и на периферии условия обтекания будут отличаться. Поэтому производим расчет ступени с учетом закрутки. В осевом зазоре между сопловым аппаратом и рабочим колесом на поток действует центробежная сила, пропорциональная C_{21u} , а за рабочими лопатками - пропорциональная C_{22u} . Следовательно, с ростом радиуса давление вырастает, а скорость должна падать, поэтому перепад давлений на рабочую лопатку увеличивается с радиусом, то есть возрастает $r \cdot \Delta p$.

Производим расчет ССТ с учетом закона закрутки (обратный закон закрутки). Данный закон широко применяется как для стационарного газотурбостроения. По результатам газодинамического расчета построены треугольники скоростей и графики изменения основных кинематических параметров.

СЛАЙД №5

Нагнетатель 1-ступенчатый с размещенным консольно колесом 4 и тангенциальным подводом, а также отводом газа. Подшипники, ротор, торцевое масляное уплотнение и др. заключены в гильзу, установленную в корпус агрегата, что при необходимости обеспечивает быструю замену гильзы.

Корпус выполнен в виде стального цилиндра 1, закрытого торцевой крышкой 2 со сборной кольцевой и всасывающей камерами. К цилиндру со стороны привода прикреплен корпус подшипника 8, не подлежащий разборке в

процессе эксплуатации. Вал агрегата соединен с валом приводной турбины посредством муфты соединительной 11, закрытой кожухом 10.

В торцевой стенке корпуса имеются каналы подвода масла к опорному переднему подшипнику 7 и уплотнению торцевому 6, а в поплавковую камеру - каналы слива масляных протечек из камеры торцевого уплотнения.

СЛАЙД №6

В конструкции входного направляющего аппарата осевой поток газа получает закрутку, проходя через лопатки, неравномерность закрутки по высоте канала сглаживается на диффузором участке канала рабочего колеса, после чего газ попадает на входные кромки рабочего колеса нагнетателя.

Применение обусловлено необходимостью подъема на 5 % числа оборотов ротора нагнетателя при фиксированном напоре и расходе для выхода из диапазона критических оборотов по условиям обеспечения положительного перепада “газ-масло” и безаварийной работы агрегата в трассу в период повышенного, против расчетного, давления на входе компрессорной станции.

СЛАЙД №7

На рисунке приведена модернизация диффузора с обеспечением сопряженного с колесом размера по ширине диффузоров. Загрузка агрегатов по мощности не превышает предельно допустимых значений по техническому состоянию агрегатов в течение всего межремонтного периода.

Имеется запас по регулированию скорости вала ТНД до 15 % в случае ограничения расхода газа через КС, а также запас 5–8 % для повышения степени сжатия агрегатов в случае снижения давления на выходе КС.

СЛАЙД №8

Мероприятия по повышению надежности и эффективности центробежного нагнетателя:

1. Входной направляющий аппарат центробежного нагнетателя
2. Упрощение конструкции центробежного нагнетателя
3. Внедрение сменной проточной части

СЛАЙД №9

Характерный вид графиков переменного режима работы газопровода при изменении его производительности показан на рисунке 28. Из рисунка видно, что наибольшее влияние на режим работы КС и отдельных ГПА оказывают сезонные изменения производительности газопровода. Обычно максимум подачи газа приходится на декабрь-январь, а минимум - на летние месяцы года. В результате выполнения выпускной квалификационной работы ее цель достигнута.

При этом решены следующие задачи:

- Анализ существующих конструкций ГПА и центробежных нагнетателей.
- Оценка преимуществ и недостатков центробежных нагнетателей Н-370 и НЦ-6,3.
- Разработка конструктивных особенностей модернизированного нагнетателя.
- Расчет основных параметров нагнетателя.
- Расчёт режимов работы КС.

СЛАЙД №10

На этом доклад окончен. Спасибо за внимание!