СОДЕРЖАНИЕ

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ, ИНДЕКСЫ И СОКРАЩЕНИЯ.....2
ВВЕДЕНИЕ.....4
1.АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ.....5
1.1 Состав агрегата ГТК-10-4. Основные технические данные агрегата. Компоновка и общее устройство агрегата.....5
1.2 Критическая оценка преимуществ и недостатков, присущих центробежным нагнетателям Н-370-18-1.....14
1.3 Обоснование целесообразности модернизации центробежного нагнетателя.....15
1.4 Постановка задач исследования.....16
2.ТЕПЛОВЫЕ И ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ГТУ НА БАЗЕ ПРОТОТИПА ГТК – 10 – 4….....16
2.1 Предварительный и уточненный тепловой расчёт.....16
2.2 Моделирование осевого компрессора.....26
2.3 Газодинамический расчёт турбин по среднему диаметру и с учетом закрутки.....27
2.3.1 Предварительный газодинамический расчёт турбины высокого давления.....28
2.3.2 Газодинамический расчет ТВД по среднему диаметру.....31
2.3.3 Расчет ТВД с учетом закона закрутки.....32
2.3.4 Предварительный расчет свободной силовой турбины.....37
2.3.5 Газодинамический расчёт ССТ по среднему диаметру.....40
2.3.6 Расчет ССТ с учетом закона закрутки.....41
2.4 Расчет потерь энергии, КПД и мощности турбины.....48
3.ОПИСАНИЕ ПРЕДПОЛАГАЕМОЙ КОНСТРУКЦИИ МОДЕРНИЗИРОВАННОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ.....50
3.1 Основные параметры и технические данные модернизированного центробежного нагнетателя.....50
3.2 Особенности работы модернизированного центробежного нагнетателя.....53
4. РАСЧЕТНАЯ ЧАСТЬ.....58
4.1 Мероприятия по повышению надежности и эффективности центробежного нагнетателя.....58
4.2 Расчет экономического эффекта от установки «узких» колес на нагнетатель.....60
4.3 Эрозионностойкое рабочее колесо центробежного нагнетателя.....61
4.4 Расчет основных параметров центробежного нагнетателя.....64
4.5 Расчёт режимов работы компрессорной станции.....72
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....76

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ, ИНДЕКСЫ И СОКРАЩЕНИЯ

Условные обозначения:

N – мощность;

η – коэффициент полезного действия (КПД);

$\pi_к$– степень повышения давления;

G – массовый расход;

n – частота вращения;

$\rho_т$ – термодинамическая степень реактивности;

$\rho_{кин}$ – кинематическая степень реактивности;

T – температура;

P– давление;

k – показатель адиабаты;

C_p –удельная теплоёмкость при постоянном давлении;

c,w,u – абсолютная, относительная и окружная скорости;

a– критическая скорость (скорость звука);

c_u– окружная проекция абсолютной скорости;

c_a– осевая проекция абсолютной скорости;

α, β– уголы направления потока;

H– изоэнтропийный тепловой перепад турбины;

B– ширина лопатки в турбине;

φ - коэффициент скорости в соплах;

B – ширина лопатки;

ψ - коэффициент скорости в соплах;

σ - напряжение материала;

$n_з$ - коэффициент запаса;

h– изоэнтропийный тепловой перепад ступени.

Индексы:

* - по заторможенным параметрам;

0–на входе в ступень;

1– на выходе из соплового аппарата, на входе в рабочие лопатки;

2– на выходе из рабочих лопаток;

т–параметры в турбине (ТВД, ТНД);

к–параметры в компрессоре;

кс–параметры в камере сгорания;

сл–сопловая лопатка;

рл–рабочая лопатка;

ад–адиабатический;

ст– ступень;

е –эффективный;

г – параметры газа;

в – параметры воздуха.

Сокращения:

ГГ – газогенератор;

ГТУ – газотурбинная установка;

КПД – коэффициент полезного действия;

ОК – осевой компрессор;

ПС – продукты сгорания;

РЛ – рабочие лопатки;

СА – сопловой аппарат;

ССТ – свободная силовая турбина;

ТВД – турбина высокого давления;

ТНД – турбина низкого давления;

КВД – компрессор высокого давления;

КНД – компрессор низкого давления.

ВВЕДЕНИЕ

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.

Двигатель ГТК-10-4 имеет следующие основные параметры:

- эффективная мощность: N_e = 10 МВт;
- температура на входе в ТВД: $T_Г$ = 1073 К;
- степень повышения давления: $\pi_К$ = 4,4;
- степень регенерации: r = 0,78.

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.

1. АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Состав агрегата ГТК-10-4. Основные технические данные агрегата. Компоновка и общее устройство агрегата

Большинство экономически развитых государств в жилищно-коммунальном хозяйстве, промышленности используют природный или попутно-нефтяной газ. Однако большинство источников природного газа находятся на значительном расстоянии от потребителей и требуют транспортировки к месту назначения.

Транспортировка газа от мест добычи до потребителя осуществляется по промысловым, магистральным и распределительным газопроводам. Протяженность только магистральных газопроводов ОАО “Газпром” составляет более 150 тыс. км. На КС этих газопроводов установлено более четырех тысяч газоперекачивающих агрегатов (ГПА) общей мощностью более чем 40 млн. кВт. ОАО «Газпром» имеет также 21 подземное хранилище газа с объемом более чем 110 млрд. $м^3$ газа, 6 газоперерабатывающих заводов и 3400 газораспределительных станций.

Вспомним следующие термины, определенные государственным стандартом (ГОСТ 28567-90):

- компрессор, это энергетическая машина или устройство для повышения давления и перемещения газа или их смесей (рабочей среды);

- компрессорный агрегат, это компрессор с приводом;

- компрессорная установка, это компрессорный агрегат с дополнительными системами, обеспечивающими его работу.

Газоперекачивающий агрегат (ГПА) предназначен для повышения давления и перемещения газа, поступающего из входного коллектора компрессорной станции магистрального газопровода. ГПА находят применение в головных (ГКС), линейных (ЛКС) и дожимных (ДКС) компрессорных станциях магистральных газопроводов, а также в подземных хранилищах газа (ПХГ) и в специальных технологических установках.

Из-за многообразия конструкций и сложности объекта разработать исчерпывающую классификацию ГПА не представляется возможным. Поэтому ГПА можно классифицировать по функциональному признаку, принципу действия и

типу привода.

По функциональному признаку ГПА разделяются для применения на:

- головных КС;

- линейных КС;

- дожимных КС;

- подземных хранилищ газа;

- специальных технологий (обратной закачки газа в пласт, газлифта, сбора и транспортировки попутного газа и др.);

По принципу действия. ГПА с компрессорами:

- объемного действия (в основном поршневыми компрессорами);

- динамического действия (в основном с центробежными компрессорами).

Поршневые компрессоры (газомотокомпрессоры) используются при малых производительностях (до 1,5 $м^3$/с) из-за предпочтительности по КПД или там, где требуется значительное изменение режима работы по давлению.

Центробежные компрессоры используются при высоких производительностях (от 1,5 $м^3$/с и выше) и мощностях (4-25 МВт) из-за предпочтительности по КПД и малости габаритных размеров и масс ГПА.

По типу привода. ГПА, в которых используются:

- электродвигатели;

- газовые двигатели внутреннего сгорания;

- газотурбинные двигатели.

Общие сведения

Данный агрегат был разработан в 80-ых годах, его выпуск осуществлял Невский машиностроительный завод им. В. И. ЛЕНИНА. Агрегат состоит из газотурбинной установки и нагнетателя природного газа. Агрегат предназначен для сжатия природного газа, транспортируемого по магистральным газопроводам.



Рисунок 1 – Общий вид ГТК-10-4 в машинном зале.

Газотурбинная установка ГТК-10-4, входящая в состав агрегата, выполнена по открытому циклу, с регенерацией тепла по схеме с «разрезным валом» (со свободной силовой турбиной). Это обеспечивает, несмотря на сравнительную простоту конструкции, высокую экономичность и маневренность установки, то есть наиболее полное удовлетворение требований, предъявляемых условиями работы в системе газопроводов.

Регенеративный цикл увеличивает КПД, вследствие частичного использования тепла отработанных газов. Термодинамический цикл данной ГТУ – совокупность процессов расширения и сжатия рабочего тела, в результате которых получается полезная работа, а рабочее тело возвращается в исходное состояние.

Такая схема имеет несколько преимуществ. В двухвальной ГТУ частота вращения нагрузки непосредственно не связана с оборотами компрессора, и различия в условиях работы нагнетателя при изменении давления транспортируемого газа не отражаются на характеристике турбокомпрессорного блока. ГТУ допускает запуск ГПА под давлением в корпусе нагнетателя, именно такая схема пусковых операций обеспечивает необходимую надежность. Кроме того, такие ГТУ достаточно регулировать только изменением подачи топлива в камеру сгорания.

Основные параметры агрегата на номинальном режиме:

– номинальная мощность на муфте нагнетателя 10000 кВт (±5%);

–коэффициент полезного действия, отнесённый к номинальной мощности на муфте нагнетателя 28%±1%;

– температура наружного воздуха + 15° С;

– давление наружного воздуха 1,033 ата;

– температура газа перед турбиной 780°С;

– скорость вращения силового вал 4800 об/мин;

– сопротивление всасывающего и выхлопного трактов 50 мм в. ст.;

– масса блока турбогруппы – 60 т.

На рисунке 2 представлена принципиальная схема ГПА типа ГТК 10-4.

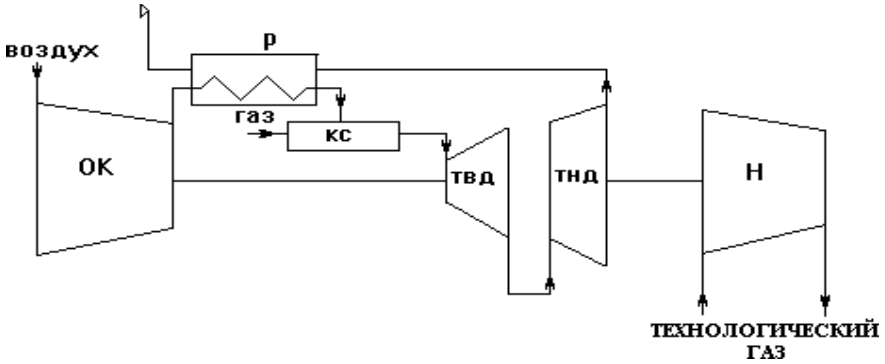


Рисунок 2 – Принципиальная схема установки:

ОК – осевой компрессор; ТВД – турбина высокого давления; ТНД – турбина низкого давления; Н – нагнетатель; Р – регенератор; КС – камера сгорания.

На рисунке 3 представлена тепловая схема ГПА типа ГТК-10-4.

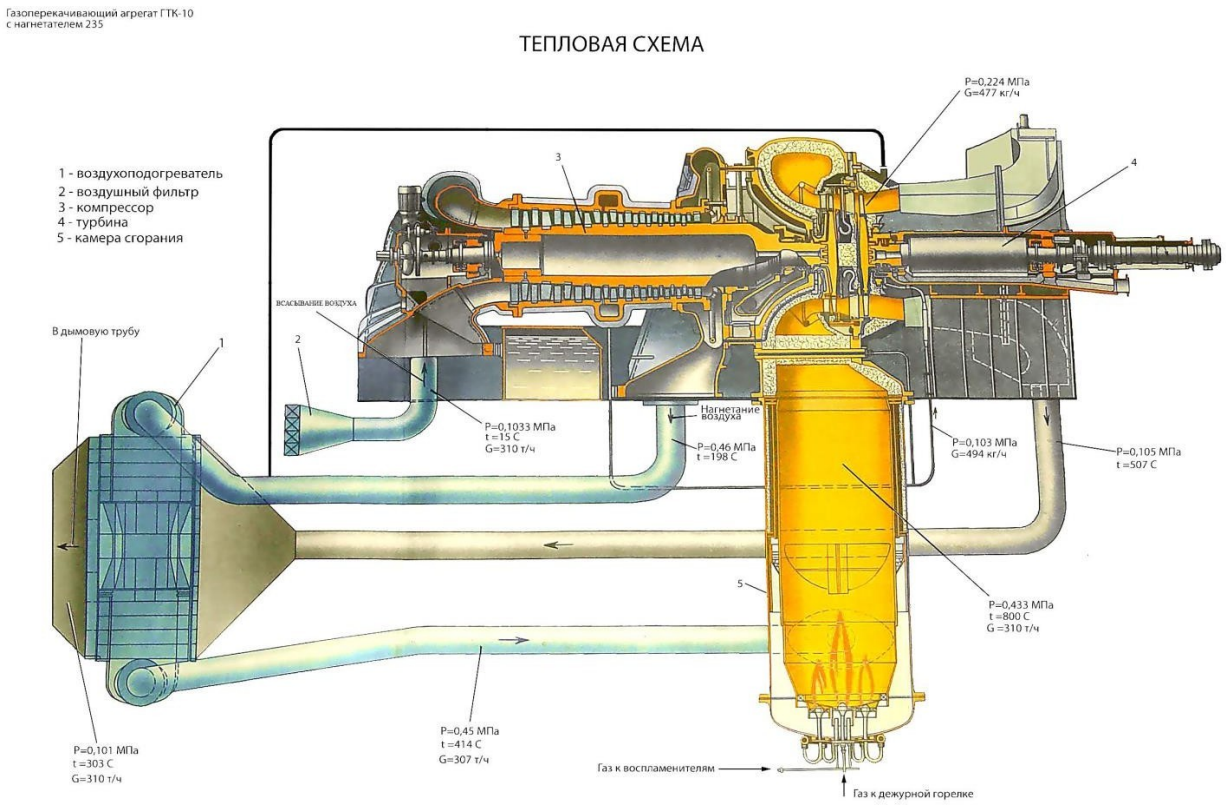
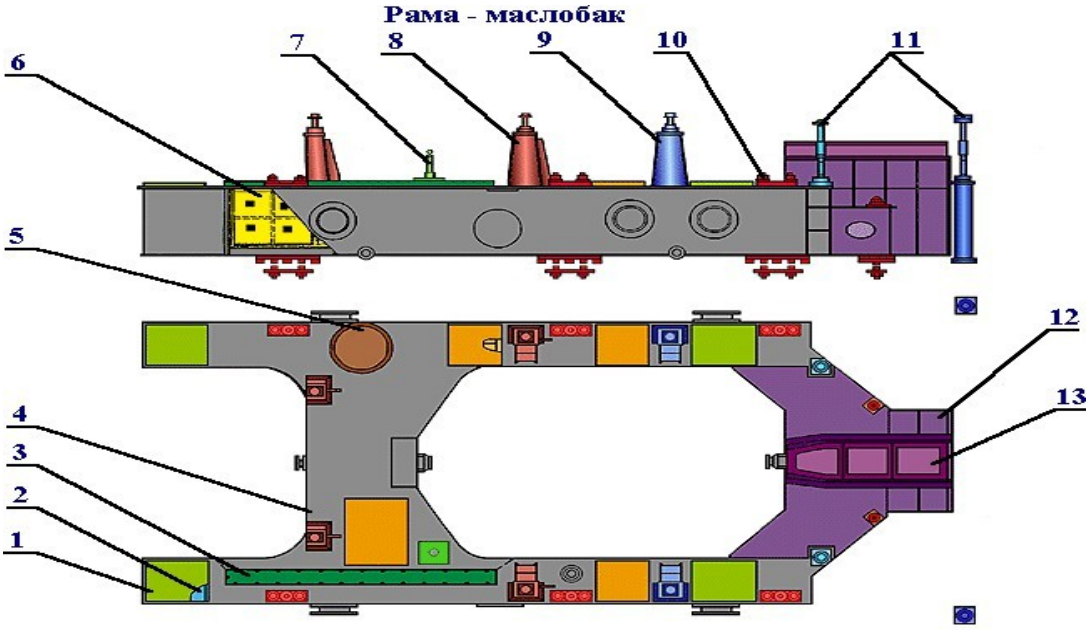


Рисунок 3 – Тепловая схема установки

Состав и компоновка ГПА

В состав каждого газоперекачивающего агрегата ГТК-10-4входит следующее основное оборудование:

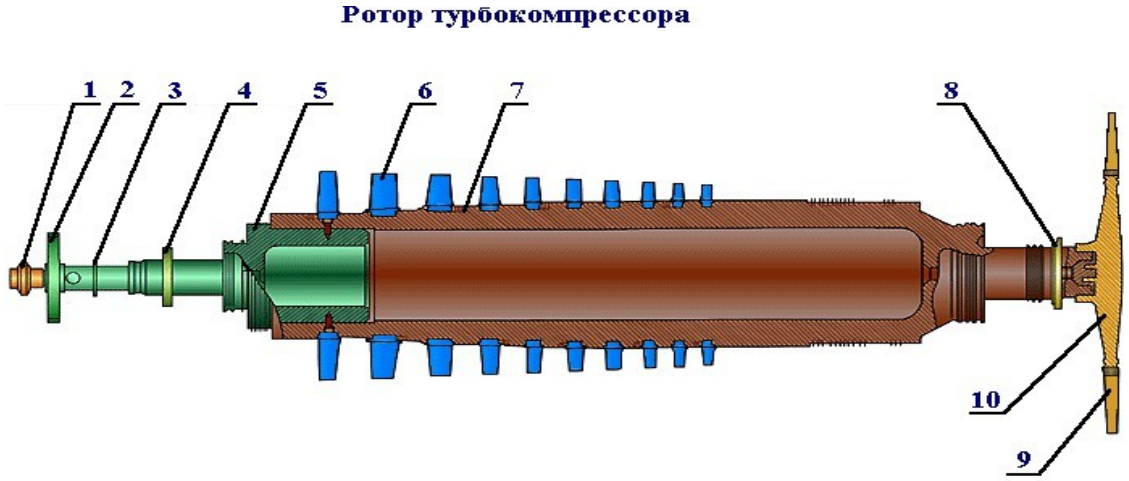
– рама-маслобак (рисунок 4), на которой непосредственно установлен ГПА;



1. Крышка люка, 2. Воздухоотделительная камера, 3. Крышка фильтров, 4. Маслобак, 5. Люк насоса, 6. Сетчатый фильтр, 7. Указатель уровня, 8. Стойка компрессора, 9. Стойка турбины, 10. Стяжки, 11. Шарнирные опоры, 12. Опора, 13. Проставок.

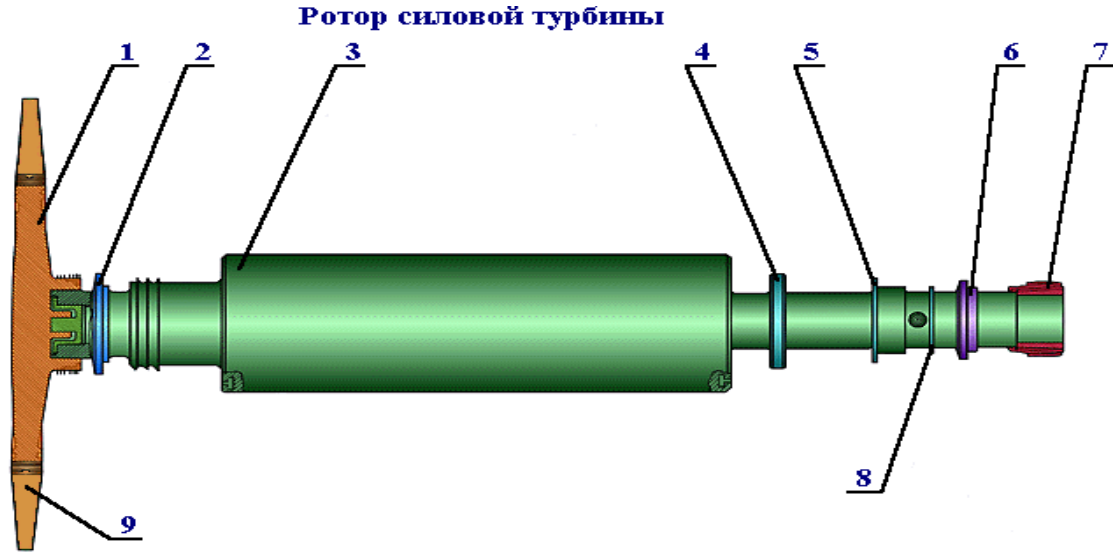
Рисунок 4 – Рама-маслобак

– две механические не связанные между собой турбины (турбина высокого давления для привода воздушного компрессора (рисунок 5) и силовой турбины для привода нагнетателя (рисунок 6));



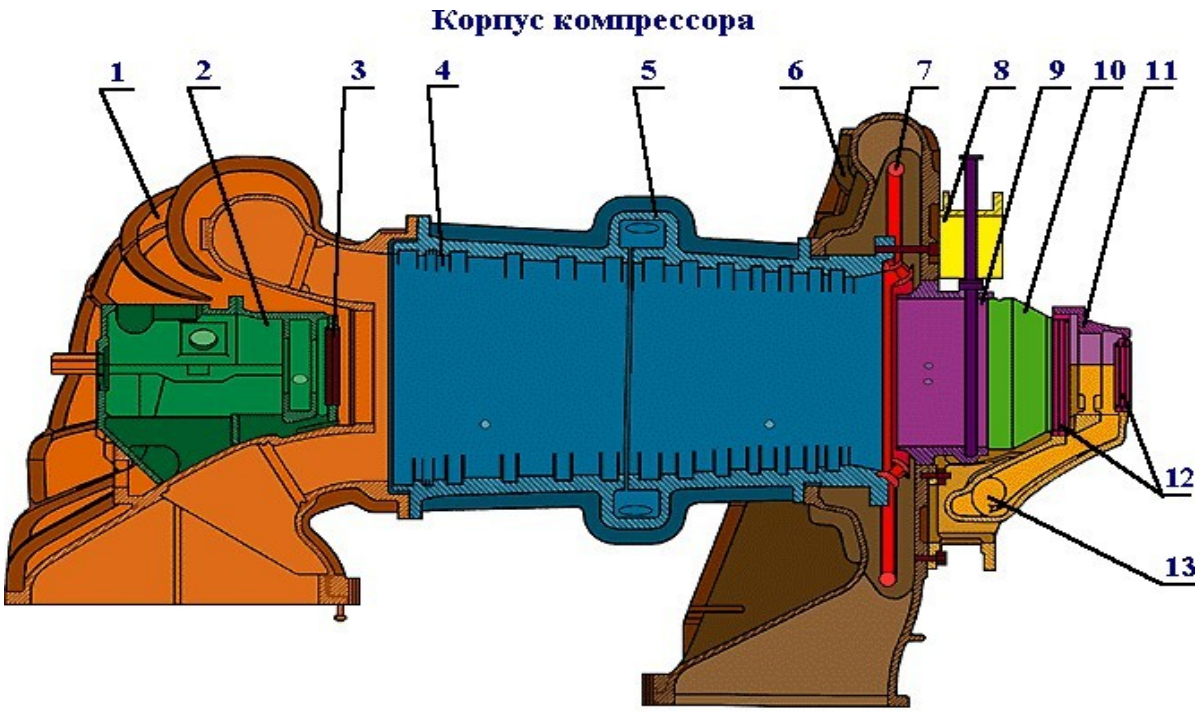
1. Центробежное колесо, 2. Зубчатое колесо, 3. Гребень, 4. Упорный диск, 5. Пробка, 6. Лопатки компрессора, 7. Барабан, 8. Центробежное колесо, 9. Лопатки турбины, 10. Диск.

Рисунок 6 – Ротор силовой турбины



1. Диск, 2. Центробежное колесо, 3. Вал, 4. Гребень (упорный диск опорно-упорного подшипника), 5. Гребень (база для установки реле осевого сдвига), 6. Колесо импеллера, 7. Полумуфта, 8. Маслоотбойный гребень, 9. Лопатки.

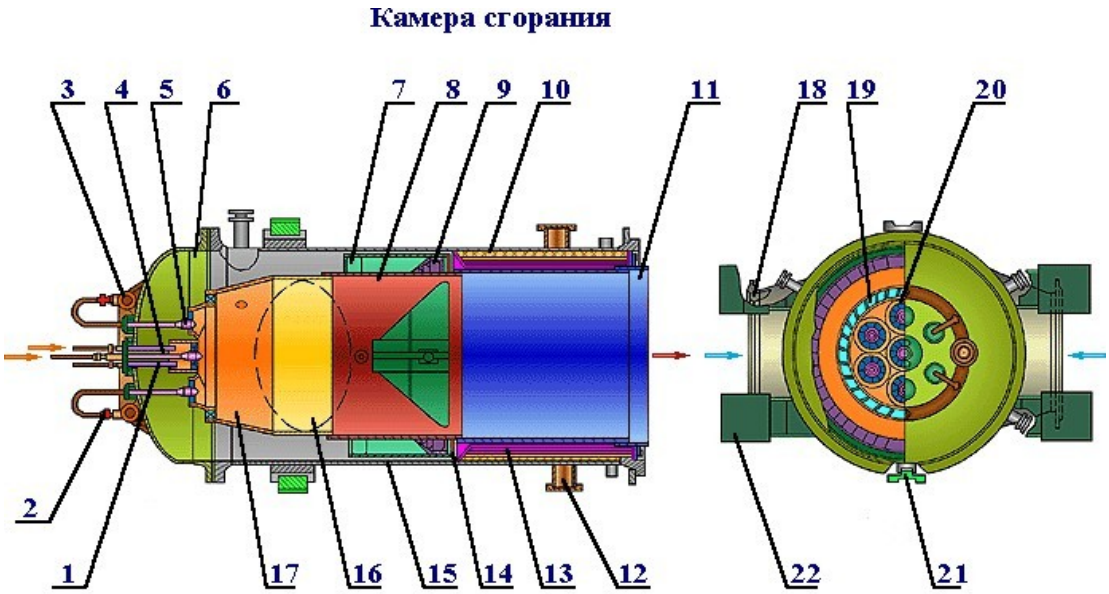
– воздушный компрессор (рисунок 7);



1. Всасывающая камера, 2. Корпус, 3. Маслозащитное кольцо, 4. Обойма, 5. Кольцевой прилив, 6. Нагнетательная камера, 7. Диффузор, 8. Сегмент, 9. Обойма уплотнительная 10. Кожух, 11. Крышка подшипника, 12. Маслозащитное кольцо, 13. Корпус среднего подшипника.

Рисунок 7 – Корпус компрессора

– камера сгорания выносного типа (рисунок 8);



1. Воспламенитель, 2. Штуцерное соединение, 3. Коллектор, 4. Дежурная горелка, 5. Основная горелка, 6. Крышка, 7. Наружная обечайка, 8. Внутренняя обечайка, 9. Лопатки, 10. Изоляция, 11. Обечайка удлинитель, 12. Патрубок, 13. Внутренняя стенка, 14. Заглушающее кольцо, 15. Корпус, 16. Обечайка, 17. Конус, 18. Патрубок, 19. Большой венец, 20. Малый венец, 21. Направляющая шпонка, 22. Лапа.

Рисунок 8 – Камера сгорания

– корпус турбины (рисунок 9);

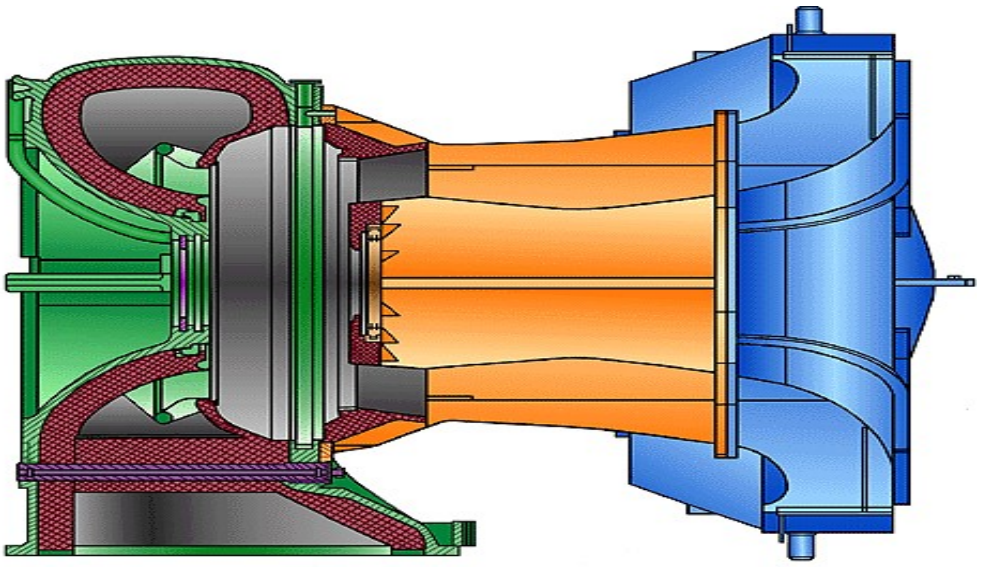


Рисунок 9 – Корпус турбины

– воздухоподогреватель (регенератор);

– пусковой турбодетандер, а также системы смазки, регулирования, защиты и управления, обеспечивающие нормальную работу и обслуживание установки;

– КВОУ с воздухозаборной камерой с системами подготовки циклового

воздуха, и антиобледенительной системой;

– выхлопная система с котлами утилизаторами;

– блок масляных фильтров тонкой очистки;

– блок насосов масляного уплотнения;

– центробежный нагнетатель (полнонапорный или неполнонапорный);

– всасывающие краны, в состав которых входят шаровые краны №1 Ду700 и №4 Ду50 с дистанционным управлением. Кран №4 используется для заполнения контура в период пуска агрегата;

–нагнетательные краны, в состав которых входят шаровый кран №2 Ду700, свечной шаровый кран №5 Ду100, АПК «МОКВЕЛД» Ду300 (при наличии системы ССС). Все краны с дистанционным управлением. За АПК «МОКВЕЛД» расположен кран №6 Ду300. При работе агрегата он должен быть открыт (на ГПА с системой ССС).

Общее устройство агрегата

Обе турбины выполнены в общем литом корпусе, имеющем внутреннюю тепловую изоляцию. Ротор турбины высокого давления состоит из одновенечного диска, укрепленного на консоли вала воздушного компрессора, который вращается в двух подшипниках (один из подшипников опорно- упорный). Одновенечный диск турбины низкого давления крепится на консоли силового вала, который вращается в двух подшипниках, расположенных в общем корпусе (один из подшипников опорно-упорный). Воздушный компрессор осевого типа имеет десять ступеней. Направляющие лопатки укреплены в литом чугунном корпусе. Ротор компрессора барабанного типа. Рабочие лопатки крепятся к ротору при помощи зубчатых хвостовиков.

Вся турбогруппа смонтирована на общей сварной раме-маслобаке.

Камера сгорания вертикальная, прямоточная, состоит из корпуса, фронтового устройства с горелками, огневой части и смесительного устройства. Воздухоподогреватель состоит из двух модулей (нижнего, верхнего), представляющих собой сварные конструкции. Эти модули состоят из трубной доски U-образных теп-

лообменных труб Ø 25х1 (материал сталь15ХМ) с двумя трубными перегородками, двух решеток, патрубков отвода горячего и холодного воздуховода, трех технологических патрубков, а также люки, крышки. Люки в нижнем модуле секций необходимы для попадания в воздушные камеры секций с целью осмотра и возможностью ремонта сварных швов соединения труб с трубной доской и сварных швов воздуховодов. Технологические патрубки на крышках необходимы для проведения гидроиспытаний модулей и консервации при транспортировке и хранении.

Пусковой турбодетандер установлен на блоке переднего подшипника компрессора, соединяется с ротором турбины высокого давления зубчатой передачей и снабжен расцепным устройством.

Соединение роторов нагнетателя и газовой турбины осуществляется при помощи промежуточного вала с зубчатыми соединительными муфтами.

Масляная система агрегата состоит из главного маслонасоса, установленного на валу турбины высокого давления, пускового электронасоса, резервного электронасоса, насосов уплотнения нагнетателя, маслобака (рама турбогруппы), аккумулятора масла, маслопроводов с арматурой, подогревателя масла и фильтров тонкой очистки.

Система управления, регулирования и защиты агрегата обеспечивает:

– поддержание заданной скорости вращения вала нагнетателя;

– поддержание заданного перепада давления между маслом уплотнения и газом в полости нагнетателя;

– управление операциями пуска и остановки агрегата;

– защиту агрегата от недопустимых режимов и условий работы.

Пуск, загрузка, управление и останов агрегата осуществляется автоматически с центрального щита или щита агрегата. Система контроля агрегата осуществляет дистанционное измерение основных эксплуатационных параметров.

Принцип работы ГТК-10-4

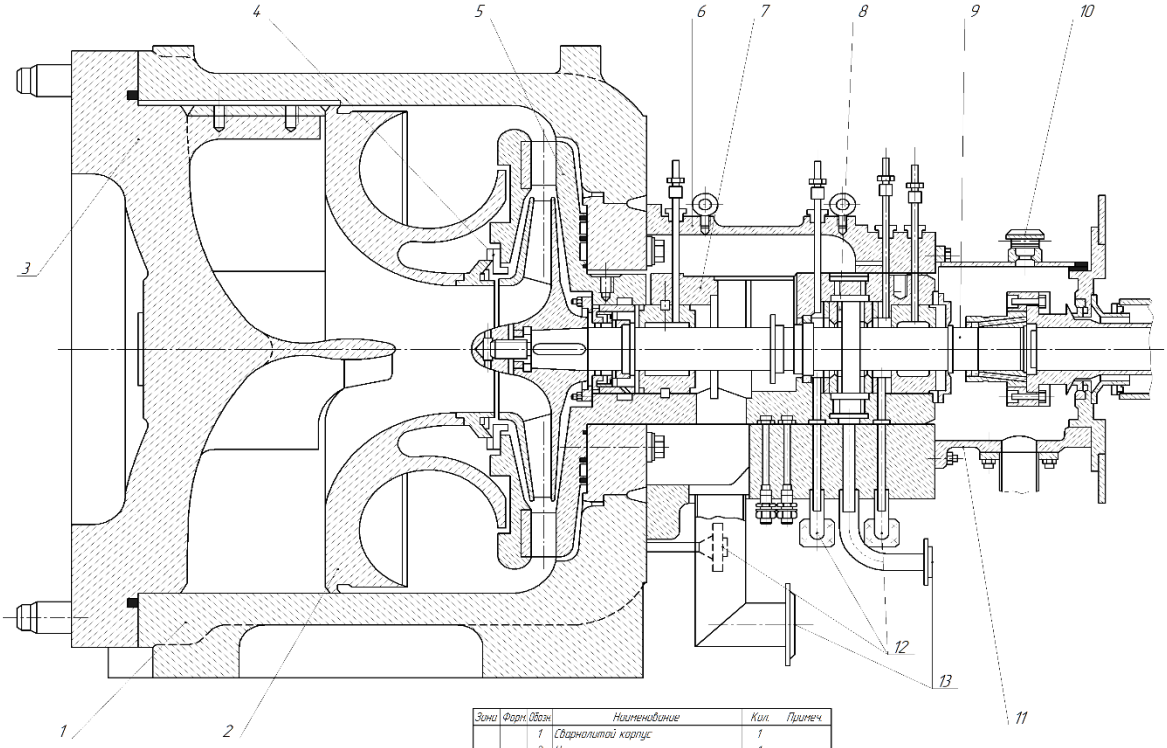
Воздух из атмосферы через фильтры засасывается и сжимается осевым компрессором и поступает в воздухоподогреватель, где его температура повышается

за счет тепла отработавших в турбине продуктов сгорания. Подогретый воздух направляется в камеру сгорания, куда подается и топливо. Продукты сгорания из камеры направляются в турбину высокого давления, мощность которой используется для привода осевого компрессора. Далее продукты сгорания попадают в силовую турбину, вращающую нагнетатель. После турбины продукты сгорания проходят через воздухоподогреватель, отдают часть тепла воздуху, и выпускаются в атмосферу через дымовую трубу.

Пуск агрегата осуществляется пусковым турбодетандером, работающим на перекачиваемом по магистрали газе. Топливом является перекачиваемый природный газ.

1.2 Критическая оценка преимуществ и недостатков, присущих центробежным нагнетателям Н-370-18-1

Центробежные нагнетатели 370-18-1, используемые совместно с приводом ГТК-10-4, имеют в значительной степени унифицированную конструкцию и выполнены как одноступенчатые центробежные машины с одним вертикальным разъемом, консольно расположенным рабочим колесом и с тангенциальным соосным входом и выходом газа. Ротор нагнетателя вместе с подшипниками, уплотнениями, диффузором и другими элементами образует единый сборочный узел, называемый гильзой. Этот узел имеет горизонтальный разъем, что позволяет легко проверять правильность взаимного расположения деталей. При необходимости гильза в сборе может быть заменена запасной, что позволяет осуществлять агрегатно-узловой метод ремонта. Предусмотрена возможность ремонта и замены вкладышей и уплотнений без вскрытия газовой полости. Конструкция нагнетателя типа 370–18–1 представлена на рисунке 10.



Зона	Форм.	Обозн.	Наименование	Кол.	Примеч.
		1	Сварнолитой корпус	1	
		2	Улитка	1	
		3	Крышка	1	
		4	Уплотнение	1	
		5	Диффузор	1	
		6	Кожух подшипников	1	
		7	Опорные подшипники	1	
		8	Опорно-упорные подшипники	1	
		9	Ротор	1	
		10	Дефлектор	1	
		11	Кожух соединительной муфты	1	
		12	Патрубки подвода масла к подшипникам	1	
		13	Патрубки отвода масла от подшипников	1	

Рисунок 10 – Центробежный нагнетатель Н-370-18-1 (повернуто на 180^0 относительно установки на ГПА)

1.3 Обоснование целесообразности модернизации центробежного нагнетателя

В процессе эксплуатации перечисленных типов нагнетателей возникают такие проблемы, как:

- невозможность изменять характеристику агрегата при заданном числе оборотов, а также число оборотов при фиксированном расходе и напоре;

- несоответствие расходной характеристики газопровода и паспортной характеристики нагнетателя, что приводит к снижению КПД;

- эрозионный износ лопаточного аппарата рабочих колес нагнетателя.

Решение этих проблем позволит повысить эффективность и надежность работы нагнетателей природного газа.

Это:

- достижение максимальных политропических КПД;

- приведение в соответствие характеристик нагнетателя с характеристикой газопровода;

- возможность регулирования оборотов в широком диапазоне значений ($0,75 \div 1,05\ n_{ном}$) и обеспечение при этом высоких аэродинамических показателей;

- сохранение геометрии проточной части нагнетателя при длительной эксплуатации, повышение эрозионной устойчивости.

1.4 Постановка задач исследования

Исходя из проведенного анализа научно-технической и практической информации можно сформулировать основные задачи исследования:

– Разработать конструктивные особенности модернизированного нагнетателя;

– Выполнить расчет основных параметров нагнетателя и расчёт режимов работы КС;

– Повысить эрозионную устойчивость рабочего колеса центробежного нагнетателя типа Н-370-18-1.

2. ТЕПЛОВЫЕ И ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ГТУ НА БАЗЕ ПРОТОТИПА ГТК – 10 – 4

2.1 Предварительный и уточненный тепловой расчёт

Основной задачей предварительного теплового расчёта является определение оптимального соотношения давлений в цикле $\pi_{к0}$, для обеспечения максимальной экономичности ГТУ. Результаты предварительного расчета по методике [1] сведены в таблицу 1.

Исходные данные для расчета:

- эффективная мощность N_e = 10 МВт;
- верхняя температура цикла $T_Г$ = 1073 К;
- температура атмосферного воздуха $T_В$ = 288 К;
- давление атмосферного воздуха $P_В$ =101300 Па;
- коэффициент потерь по тракту $\xi_{ТР}$ = 0,04;
- КПД камеры сгорания $\eta_{КС}$ = 0,99;

- изоэнтропийный КПД компрессора $\eta_К = 0,87$;
- изоэнтропийный КПД турбины высокого давления $\eta_{ТВД} = 0,87$;
- изоэнтропийный КПД силовой турбины $\eta_{сст} = 0,88$;
- механический КПД $\eta_М = 0,98$;
- показатель адиабаты компрессора $k_К = 1,4$;
- показатель адиабаты турбины $k_Т = 1,33$;
- теплоемкость продуктов сгорания перед турбиной высокого давления

$C_{РТ} = 1,15$ кДж/(кг $\cdot$ К);

- теплоемкость продуктов сгорания в камере сгорания

$C_{РКС} = 1,12$ кДж/(кг $\cdot$ К)

- теплоемкость при сжатии в компрессоре $C_{РК} = 1,01$ кДж/(кг $\cdot$ К);
- теплоемкость воздуха $C_{РВ} = 1,05$ кДж/(кг $\cdot$ К);
- коэффициент расхода утечек воздуха $q_{УТ} = 0,01$;
- коэффициент расхода охлаждающего воздуха $q_{ОХЛ} = 0,045$;
- коэффициент расхода топлива $q_{топ} = 0,015$.

Таблица 1 – Предварительный расчёт тепловой схемы ГТУ

№ п/п	Величина	Обозначение	Расчетная формула	Размерность								
					1	2	3	4	5	6	7	8
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	Степень повышения давления в ОК	$\pi_{к\Sigma}$	Задаем	-	3,0	3,5	4,0	4,4	5,0	5,5	6,0	6,5
2	Комплекс работы сжатия ОК	$\overline{H}_{к2}$	$\pi_{к2}^{\frac{k-1}{k}} - 1$	-	0,369	0,431	0,487	0,528	0,585	0,628	0,669	0,708
3	Удельная работа сжатия ОК	$H_{к2}$	$C_{рк} T_{в} \overline{H}_{к2} / \eta_{к2}$	кДж/кг	123,4	144,1	162,7	176,4	195,4	210,1	223,8	236,7
4	Температура воздуха за ОК	$T_{к2}$	$T_{в} + H_{к2} / C_{рк}$	К	410,2	430,6	449,1	462,7	481,5	496,0	509,6	522,4
5	Суммарная степень расширения в турбинах	πтΣ	πкΣ (1-ξтр)	-	2,9	3,4	3,8	4,2	4,8	5,3	5,8	6,2
6	Удельная работа расширения ТВД	Нт1	Нк2/(ν1 ηмех)	кДж/кг	131,2	153,1	172,9	187,5	207,7	223,3	237,9	251,6
7	Температура продуктов сгорания за ТВД	Тт1	Тг-Нт1/С(рт1)	К	958,9	939,8	922,6	909,9	892,4	878,8	866,1	854,2
8	Степень расширения продуктов сгорания в ТВД	πт1	[1-Нт1/ (С(рт1)*ηт1*Тг]^(k/(1-k))	-	1,7	1,9	2,0	2,2	2,4	2,5	2,7	2,9
9	Степень расширения продуктов сгорания в СТ	πст	πтΣ/πт1 πт2	-	1,7	1,8	1,9	2,0	2,0	2,1	2,1	2,1

Таблица 1 – Окончание

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
10	Удельная работа расширения силовой турбины	$H_{ст}$	$C_{p_{т1}} T_{г3}\left(1-\pi_{т3}^{\frac{1-л}{k}}\right.$	кДж/кг	121,6	131,6	138,4	142,4	146,3	148,3	149,4	149,8
11	Удельная эффективная работа	H_e	$H_{ст} \nu_3 \eta_{мех}$	кДж/кг	114,4	123,8	130,2	133,9	137,7	139,6	140,6	141,0
12	Температура продуктов сгорания за силовой турбиной	$T_{т3}$	$T_{г3} - H_{т3} / C_{p_т}$	К	859,4	832,2	809,4	793,5	772,6	757,5	743,9	731,6
13	Количество теплоты, подведённого к воздуху в регенераторе	$Q_в$	$C_{p_в} T_{к2}\left(1-q_{охл}-q_{ут}\right.$	кДж/кг	754,7	738,1	724,5	715,1	703,1	694,5	687,0	680,3
14	Количество теплоты, подведённое к продуктам сгорания в КС	$Q_{кс}$	$\frac{C_{p_{кс}} T_г\left(1-q_{охл}\right)}{\eta_{кс}} - Q_в$	кДж/кг	393,0	409,6	423,2	432,6	444,6	453,2	460,7	467,4
15	Эффективный КПД	η_e	$H_e / Q_{кс}$	-	0,288	0,299	0,305	0,307	0,307	0,305	0,302	0,299
16	Нагрев воздуха в регенераторе	ΔТ	$r*\left(T_{Т2} - T'_К\right)$	К	350	313	281	258	227	204	183	163
17	Температура воздуха за регенератором	Тр	$T'_К + \Delta T_Р$	К	760,6	743,9	730,1	720,7	708,6	699,9	692,3	685,6

По результатам предварительного расчета тепловой схемы строим график зависимости $H_e=f(\pi_K)$ и $\eta_e= f(\pi_K)$ (Рисунок 11).

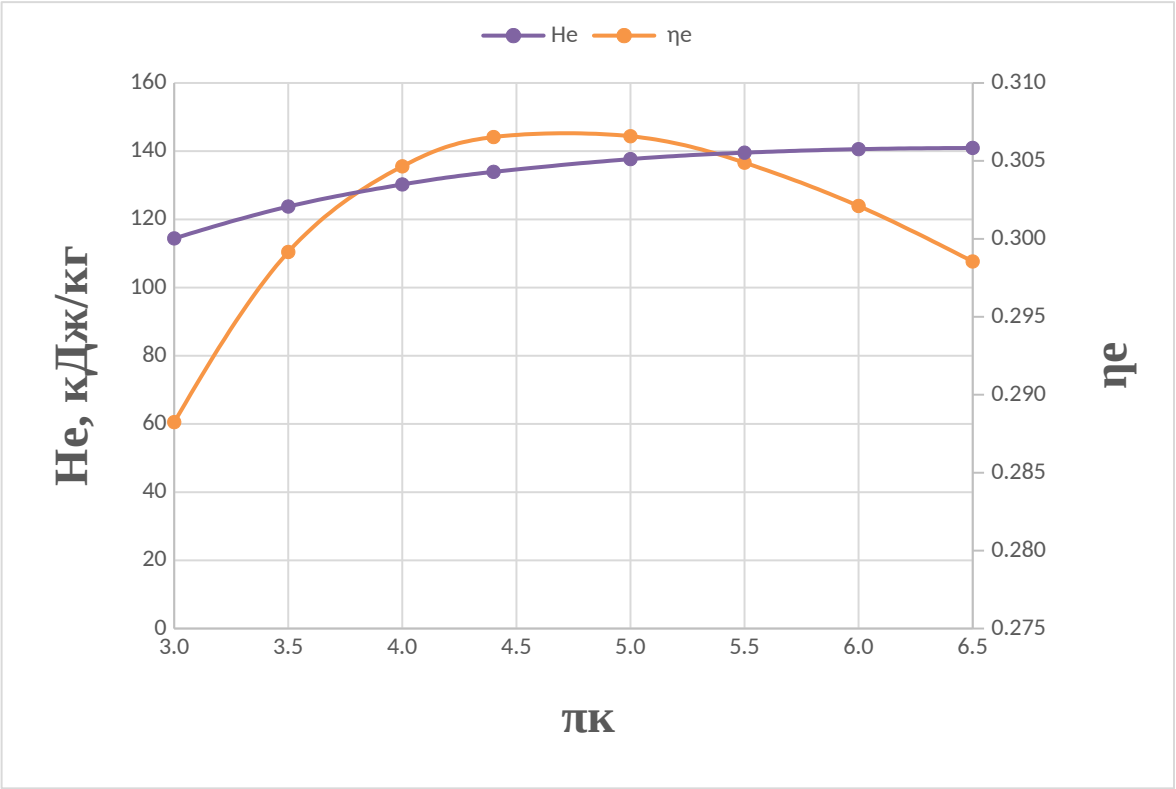


Рисунок 11 - График зависимости $H_e=f(\pi_K)$ и $\eta_e= f(\pi_K)$

В соответствии с приложением [1] 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, поменяются и термодинамические параметры цикла, такие как давление P и температура T. Все эти величины оказывают влияние на газодинамический расчет газотурбинной установки.

Уточнение теплофизических характеристик рабочих тел турбомашин, воздуха для компрессора и продуктов сгорания для турбин, производим по средней температуре в начале и конце процесса.

2.1.1. Удельная работа сжатия воздуха в компрессоре:

$$H_K = c_{pк} T_в \left(\pi_{к0}^{\frac{kв-1}{kв}} - 1 \right) \eta_к^{-1}, кДж/кг;$$

где $c_{рк}$=1,01 кДж/кгК, $T_в$=288 К, $\eta_к$=0,87, k=1,4.

$$H_K = 1{,}01 \cdot 288 \cdot \left(4{,}4^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{0{,}87} = 176{,}4 \ \ кДж/кг.$$

2.1.2. Температура воздуха за компрессором:

$$T_в = T_в + \frac{H_k}{c_{pk}}, K;$$

$$T_в = 288 + \frac{176{,}4}{1{,}01} = 462{,}7 \ \ K.$$

2.1.3. Средняя температура процесса сжатия воздуха в компрессоре:

$$T_{ср1} = \frac{T_{в1} + T_в}{2}, \ \ K;$$

$$T_{ср} = \frac{288 + 462{,}7}{2} = 375{,}3 \, K = 102{,}3 \ \ ^\circ C.$$

2.1.4. Уточняются теплофизические свойства воздуха по средней температуре процесса сжатия при $\alpha = \infty$ по диаграммам [1]:

$$C'_{P_k} = 1{,}025 \frac{кДж}{кг * K}; k'_k = 1{,}388.$$

2.1.5. Уточненное значение удельной работы сжатия компрессора:

$$H'_k = 1{,}025 * 288 * \left(4{,}4^{0{,}288} - 1 \right) * \frac{1}{0{,}87} = 174{,}1 \frac{кДж}{кг}.$$

2.1.6. Уточненное значение температуры воздуха за компрессором:

$$T'_в = 288 + \frac{174{,}1}{1{,}025} = 457{,}9 \ \ K.$$

2.1.7. Уточненное значение средней температуры процесса сжатия в компрессоре:

$$T'_{ср} = \frac{288 + 457{,}9}{2} = 372{,}9 \ \ K.$$

2.1.8. Определяется коэффициент избытка воздуха продуктов сгорания:

$$\alpha = \frac{3000 - 0{,}367 \cdot T_Г}{T_Г - T_к'};$$

$$\alpha = \frac{3000 - 0{,}367 * 1073}{1073 - 457{,}9} = 4{,}2.$$

2.1.9. Степень расширения продуктов сгорания в турбинах ГТУ:

$$\pi_{T\Sigma} = \pi_K \left(1 - \xi_{TP}\right);$$

$$\pi_{T\sum} = 4{,}4 * \left(1 - 0{,}04\right) = 4{,}224.$$

2.1.10. Удельная работа расширения турбины компрессора:

$$H_{T1} = \frac{H_k^{'}}{V_1 * \eta_{мех}} \quad \frac{кДж}{кг}$$

$$H_{T1} = \frac{174{,}1}{0{,}96 * 0{,}98} = 185{,}1 \quad \frac{кДж}{кг}.$$

2.1.11. Температура продуктов сгорания за турбиной компрессора:

$$T_{m1} = T_{г1} - \frac{H_{T1}}{C_{pT}}, \quad K;$$

$$T_{m1} = 1073 - \frac{185{,}1}{1{,}15} = 912{,}1 \quad K.$$

2.1.12. Средняя температура процесса расширения продуктов сгорания в турбине компрессора высокого давления:

$$T_{ср1} = \frac{T_г + T_m}{2}, K;$$

$$T_{ср1} = \frac{1073 + 912{,}1}{2} = 992{,}5 \quad K$$

или $t_{ср1} = 719{,}5\,℃$

Уточняются теплофизические свойства продуктов сгорания при средней температуре процесса расширения и коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 4{,}0$:

$$C_{pT1}^{'} = \ 1{,}08 \ \ кДж/\left(кг * K\right);$$

$$k_{T1}^{'} = \ 1{,}32.$$

2.1.13. Уточняется температура продуктов сгорания за турбиной компрессора и средняя температура процесса расширения в турбине компрессора:

$$T_{T1}^{'} = 1073 - \frac{185{,}1}{1{,}08} = 901{,}6 \quad K;$$

$$T_{ср1}^{\square} = \frac{1073 + 901{,}6}{2} = 987{,}3 \quad K$$

или $t_{ср1} = 714{,}3\,℃$

2.1.14. Степень расширения продуктов сгорания в турбине компрессора:

$$\pi_{T1}=\left[1-\frac{H_T}{C'_{pT}T_г\eta_{T1}}\right]^{\frac{\kappa'_m}{1-\kappa_m}};$$

$$\pi_{T1}=\left[1-\frac{185,1}{1,08*1073*0,87}\right]^{4,2}=2,31.$$

2.1.15. Степень расширения продуктов сгорания в свободной силовой турбине:

$$\pi_{T2}=\frac{\pi_{T\Sigma}}{\pi_{T1}};$$

$$\pi_{T2}=\frac{4,224}{2,31}=1,83.$$

2.1.16. Удельная работа расширения силовой турбины:

$$H_{m2}=C_{p_{m_2}}T_{m1}\left(1-\pi_{T2}^{\frac{1-k}{k}}\right)\eta_{m2};$$

$$H_{m2}=1,07*912,1\left(1-1,83^{\frac{1-1,318}{1,318}}\right)0,88=116,5 \text{ кДж/кг}.$$

2.1.17. Температура продуктов сгорания за силовой турбиной:

$$T_{m2}=T'_{m1}-\frac{H_{m2}}{C_{pm2}};$$

$$T_{m2}=912,1-\frac{116,5}{1,07}=803,2 \ \ K.$$

2.1.18. Средняя температура процесса расширения продуктов сгорания в силовой турбине:

$$m_{cp2}=\frac{T_{m2}+T_{m1}}{2};$$

$$m_{cp2}=\frac{803,2+912,1}{2}=857,6 \ \ K.$$

Уточняются теплофизические свойства продуктов сгорания при средней температуре процесса расширения и коэффициенте избытка воздуха $\alpha=4,0$ для силовой турбины:

$$C'_{pT2}=1,155 \ \ кДЖ/(кг*K);$$

$$k'_{T2}=1,31.$$

2.1.19. Уточнённая удельная работа расширения в силовой турбине:

$$H_{m2}'=C_{p_{m_2}}T_{m1}\left(1-\pi_{T2}^{\frac{1-k}{k}}\right)\eta_{m2};$$

$$H'_{m2} = 1{,}155 * 912{,}1\left(1 - 1{,}83^{\frac{1-1{,}32}{1{,}32}}\right)0{,}88 = 123{,}52 \text{ кДж/кг.}$$

2.1.20. Уточнённая температура продуктов сгорания за силовой турбиной:

$$T'_{m2} = T'_{m1} - \frac{H_{m2}'}{C_{pm2}'};$$

$$T'_{m2} = 912{,}1 - \frac{123{,}52}{1{,}155} = 805{,}1 \ \ K.$$

2.1.21. Уточнённое значение средней температуры продуктов сгорания за силовой турбиной:

$$T'_{cp} = \frac{T'_{T2} + T_{m1}}{2};$$

$$T'_{cp} = \frac{805{,}1 + 912{,}1}{2} = 858{,}6 \ \ K.$$

2.1.22. Удельная полезная работа ГТУ:

$$H_e = H'_{m2}\upsilon_2\eta_{мех};$$

$$H_e = 123{,}52 * 0{,}98 * 1{,}004 = 121{,}5 \text{ кДж/кг.}$$

2.1.23. Температура на выходе из регенератора:

$$T_p = T'_k + \Delta Tp \ \ K;$$

$$T_p = 457{,}9 + 270{,}8 = 728{,}7 \ \ K.$$

Уточняются теплофизические свойства продуктов сгорания при процессе подвода теплоты в КС $\alpha = \infty$

$$C'_p = 1{,}08 \frac{кДж}{кг * K}.$$

2.1.24. Количество теплоты, подведенное в камере сгорания:

$$Q_{кс} = C_{pкс}T_г\left(1 - q_{охл}\right) - Q_в;$$

$$Q_{кс} = 1{,}07 * 1073 * \left(1 - 0{,}045\right) - 684{,}4 = 412{,}0 \frac{кДж}{кг}.$$

2.1.25. Эффективный КПД газотурбинной установки:

$$\eta_e = \frac{\left(H_e\eta_{кс}\right)}{Q_{кс}};$$

$$\eta_e = \frac{121{,}5 * 0{,}99}{412{,}0} = 0{,}292.$$

2.1.26. Расход воздуха в цикле, обеспечивающий номинальную мощность:

$$G_в = \frac{N_e}{H_e\upsilon_1};$$

$$G_в = \frac{10000}{121,5 * 0,96} = 85,7 \frac{кг}{с}.$$

2.1.27. Расходы рабочего тела для турбин ГТУ:

$$G_{т1} = G_в \upsilon_1 = 85,7 \ * 0,96 = 82,3 \text{ кг/с.}$$

$$G_{т2} = G_в \upsilon_2 = 85,7 \ * 1,004 = 86,1 \text{ кг/с.}$$

По полученным расходам рабочего тела турбины, компрессора и адиабатным теплоперепадам, осуществляют проектирование или моделирование компрессора и расчет проточной части турбины.

На основании полученных данных в тепловом расчёте выполняется чертёж 13.03.03.330.28.11.23.001.03 «Принципиальная тепловая схема ГТУ».

2.2 Моделирование осевого компрессора

После проведения тепловых расчетов, когда определены степень повышения давления в осевом компрессоре и расход воздуха через него, следующим этапом выполнения расчетов является определение геометрических размеров проточной части осевого компрессора. В упрощенном варианте выполняем так называемое моделирование осевого компрессора на базе ОК ГТУ-прототипа, под которым понимается изменение (масштабирование) проточной части модельного компрессора (прототипа), обладающего известными характеристиками.

Условия подобия, проектируемого (натурного) и модельного компрессора записываем в следующем виде:

$$\left(G\sqrt{T_1}/P_1\right)_{нат} = k_м\left(G\sqrt{T_1}/P_1\right)_{мод};\left(n/\sqrt{T_1}\right)_{нат} = 1/k_м\left(n/\sqrt{T_1}\right)_{мод};$$

$$\pi_{к.нат.} = \pi_{к.мод;}\ \eta_{к.нат.} = \eta_{к.мод.}$$

где P_1, T_1 - начальные параметры воздуха; $k_м$= $D_{нат.}/D_{мод.}$- масштаб моделирования.

В качестве прототипа принимаем осевой компрессор ГТК-10-4.

Характеристики натурного компрессора:

- $G_в = 85{,}7\ \ кг/с$
- $\eta_{к1} = 0{,}87$
- $P_в = 101300\ \ Па$
- $T_в = 288\ \ K$

Характеристики модельного ОК ГТУ – прототипа согласно Приложению 2:

- $n_{натКВД} = 5200\ \ об/мин$
- $G_{в.нат} = 86{,}6\ \ кг/с$
- $P_{в.нат} = 101300\ \ Па$
- $T_{в.нат} = 288\ \ K$

Определяем масштаб моделирования:

$$k_T = \sqrt{\frac{\left(G\sqrt{T1}/P1\right)_{нат}}{\left(G\sqrt{T1}/P1\right)_{мод}}};\qquad k_T = \sqrt{\frac{\left(85{,}7\left(\sqrt{288}\right)/101300\right)_{❑}}{\left(86{,}6\left(\sqrt{288}\right)/101300\right)_{❑}}} = 0{,}995.$$

Таким образом, все размеры и параметры натурного компрессора необходимо изменить в 0,995 раз по сравнению с модельным. В качестве прототипа используем осевой компрессор ГТК-10-4.

Вычислим частоту вращения моделируемого компрессора:

$$n_{нат}^{вд} = \frac{5200}{0{,}995} = 5226{,}9\,\frac{об}{мин}.$$

Полученные значения частот вращения роторов следует округлить до ближайшего кратного 10:

$$n = 5230\,\frac{об}{мин}.$$

2.3 Газодинамический расчёт турбин по среднему диаметру и с учетом закрутки

Целью расчета является определение площадей проходных сечений лопаточных венцов всех ступеней, геометрических характеристик сопловых и рабочих лопаток вдоль радиуса, КПД и мощности турбины.

В газодинамическом проектировании выделяют следующие три основные этапа расчета: предварительный расчет турбины, детальный расчёт каждой ступени турбины по среднему диаметру и расчет параметров пространственного потока в каждой из ступеней исходя из выбранного закона закрутки.

В процессе предварительного расчёта определяется располагаемый теплоперепад, основные геометрические и термодинамические параметры.

В течении детального расчёта каждой ступени турбины по среднему диаметру выполняются такие задачи, как:

- расчет кинематики потока (скоростей и углов, треугольники скоростей);
- определение площадей проходных сечений венцов;
- выбор осевых и радиальных зазоров, осевых ширин лопаток.

Проводятся также оценочные расчеты на прочность. На основе газодинамического расчета по среднему диаметру строится эскиз проточной части.

Газодинамический расчет выполнен последовательно для турбин высокого давления и свободной силовой турбины ГТУ.

2.3.1 Предварительный газодинамический расчёт турбины высокого давления

Исходные данные для предварительного расчета представлены в таблице 2, вспомогательные величины в таблице 3.

Таблица 2 - Исходные данные

Наименование величины	Обозначение	Размерность	Значение
Полное давление газа перед турбиной	P_0^*	Па	426079,35
Полная температура газа перед турбиной	T_0^*	К	1073
Частота вращения ротора	n	об/мин	5230
Степень расширения в турбине	$\pi_т$	-	2,31
Расход рабочего тела через турбину	$G_{твд}$	кг/с	82,3

Таблица 3 - Вспомогательные величины

Наименование величины	Обозначение	Размерность	Значение
Показатель адиабаты	к	-	1,33
Показатель адиабатического процесса	m	-	0,248
Газовая постоянная рабочего тела турбины	R	кДж/(кг · К)	0,288
Средняя теплоемкость рабочего тела в т.	$C_{рт}$	кДж/(кг · К)	1,16
Коэффициент скорости в соплах	φ	-	0,96
Коэффициент скорости на рабочих лопатках	ϕ	-	0,95
КПД турбины	η	-	0,87

Потери во входном тракте $\xi_{вх.тр}$ принимаем = 0,0145.

Потери по тракту $\xi_{тр}$ принимаем = 0,03.

2.3.1.1. Полное давление газа перед турбиной:

$$P_0^* = P_a * \pi_k * (1 - \xi_{тр})(1 - \xi_{вх.тр});$$

$$P_0^* = 101300 * 4{,}4\,(1 - 0{,}04)(1 - 0{,}0145) = 0{,}426 \;\; МПа.$$

2.3.1.2. Полное давление газа за турбиной:

$$P_{Z^*} = \frac{P_0^*}{\pi_T} = \frac{0{,}426 * 100000}{2{,}31} = 184581{,}885 \;\; Па.$$

2.3.1.3. Температура продуктов сгорания на выходе из турбины:

$$T_z' = T_0^*\left[1 - \left(1 - \pi_m^{-m}\right)\right]\eta = 901{,}6 \;\; K.$$

2.3.1.4. Допускаемые напряжения растяжения в корневом сечении рабочей лопатки для выбранного материала лопатки (ЭИ607А) при запасе прочности n_3= 2,4:

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{dm}^t}{n} = \frac{300}{2,4} = 125 \ \ МПа.$$

2.3.1.5. Ометаемая площадь последней ступени турбины:

$$F_{az} = \frac{2 * \pi * \sigma_p}{K_ф * \rho_л * \omega^2}, \ \ м^2;$$

$$F_{az} = \frac{2 * 3,14 * 125}{0,5 * 7900 * 547,68^2} = 0,637 \ \ м^2.$$

где угловая скорость:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 * 5230}{30} = 547,68 \ \ \frac{рад}{сек}.$$

2.3.1.6. Плотность потока рабочего тела:

$$\rho_z = \frac{P_z}{R \cdot T_z} = \frac{184581,885}{288 * 901,6} = 0,711 \frac{кг}{м^3};$$

2.3.1.7. Осевая скорость за последней ступенью:

$$c_{az} = \frac{G}{\rho_z F_a} = \frac{82,3}{0,711 * 0,663} = 174,6 \frac{м}{с}.$$

2.3.1.8. Адиабатический теплоперепад на турбину:

$$H_{ад} = c_p T_0^* (1 - \pi_m^{\frac{1-k}{k}});$$

$$H_{ад} = 1,16 * 1073 * \left(1 - 2,31^{\frac{1-1,33}{1,33}}\right) = 233,4 \frac{кДж}{кг}.$$

Располагаемый теплоперепад:

$$H_0 = (1 + \alpha) H_{ад} = (1 + 0) * 236,5 = 233,4 \frac{кДж}{кг}.$$

Основные геометрические и термодинамические параметры ступеней в соответствии с [2] представлены в таблице 4.

Таблица 4-Основные геометрические и термодинамические параметры ступеней

Наименование величины	Обозначение	Размерность	Значение

Угол выхода из соплового аппарата	α_1	градусы	15
Термодинамическая степень реактивности на среднем диаметре	$\rho_т$	-	0,31
Осевая проекция абсолютной скорости на выходе ступени	C_{2a}	м/с	174,6

2.3.1.9. Оптимальная характеристика:

$$x_{опт} = \frac{\varphi \cos \alpha_{1z}}{2\sqrt{1 - \rho_{TZ}}} = \frac{0,96 * \cos 15}{2\sqrt{1 - 0,31}} = 0,558.$$

2.3.1.10. Окружная скорость:

$$u_{ср\,z} = x_{опт}\sqrt{2 h_{z\,ст}^{ад}} = 0,558\sqrt{2 * 233,4} = 381,4\,\frac{м}{с}.$$

2.3.1.11. Средний диаметр ступени:

$$D_{ср\,z} = \frac{60\,u_{ср\,z}}{\pi n} = \frac{60 * 381,4}{3,14 * 5230} = 1,393 \;\; м.$$

2.3.1.12. Высота рабочей лопатки последней ступени:

$$l_{p\,z} = \frac{F_{az}}{\pi \cdot D_{ср\,z}} = \frac{0,663}{3,14 \cdot 1,393} = 0,151 \;\; м.$$

2.3.1.13. Корневой диаметр ступени:

$$D_{к\,z} = D_{ср\,z} - l_{p\,z} = 1,393 - 0,151 = 1,241 \;\; м.$$

2.3.1.14. Коэффициент расхода на выходе из ступени:

$$\overline{C_{az}} = \frac{C_{2a}}{u_{ср}} = \frac{174,6}{381,4} = 0,458.$$

Принимаем количество ступеней *z* в отсеке ТВД равным 1.

2.3.1.15. Коэффициент нагрузки ступени ТВД:

$$\mu = \frac{H_0}{u_{ср}^2} = \frac{233,4 * 1000}{381,4^2} = 1,605.$$

Согласно рассчитанным значениям коэффициентов нагрузки и расхода определяем аэродинамический КПД ступени по заторможенным параметрам по кривым КПД Смита - $\eta_{ст}^{*} = 0,91$.

2.3.2 Газодинамический расчет ТВД по среднему диаметру

Для выполнения газодинамического расчета по среднему диаметру используем результаты предварительного расчета. Результаты вычислений по методике [1] сведены в таблицу 5.

Таблица 5 - Газодинамический расчет ТВД по среднему диаметру

№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Размерность	Значение
1	2	3	4	5
2	Адиабатический теплоперепад ступени	$h_{ст}^{ад}$	кДж/кг	233,444
3	Полная температура за ступенью	T_2^*	К	898,027
4	Полное давление за ступенью	P_2^*	Па	0,187
5	Осевая составляющая скорости за РЛ	C_{2a}	м/с	174,638
6	Статическая температура за РЛ	T_2	К	884,889
7	Статическое давление за РЛ	P_2	Па	0,174
8	Удельный объем рабочего тела за РЛ	ϑ_2	м3/кг	1,461
9	Ометаемая площадь на выходе из РЛ	F_{2a}	м2	0,688
10	Высота РЛ	l_p	М	0,177
11	Веерность ступени	$\overline{D}_1$	-	7,891
12	Окружная скорость РЛ	u_2	м/с	381,388
13	Степень реактивности	$\rho_{ср}$	-	0,310
14	Адиабатический теплоперепад в СА	$h_{с.ад}$	кДж/кг	161,076
15	Скорость газа на выходе из сопел	C_1	м/с	544,882
16	Угол выхода потока из сопел	α_1	градусы	15,000
17	Осевая составляющая скорости за СА	C_{1a}	м/с	141
18	Статическая температура за СА	T_1	К	945,108
19	Статическое давление за СА	P_1	Па	0,245
20	Удельный объем рабочего тела за СА	ϑ_1	м3/кг	1,113
21	Ометаемая площадь на выходе из СА	F_{1a}	м2	0,649
22	Высота сопловой лопатки	l_c	м	0,148
23	Окружная скорость на среднем диаметре СА	u_1	м/с	373,691

Таблица 5 – Окончание

1	2	3	4	5
24	Коэффициент расхода для СА	$\overline{C}_a$	-	0,377
25	Окружная проекция абсолютной скорости	C_{1u}	м/с	526
26	Окружная проекция относительной скорости	W_{1u}	м/с	152,625
27	Угол входа потока на РЛ	β_1	градусы	42,738
28	Скорость входа потока на РЛ	W_1	м/с	207,804
29	Скорость выхода потока на РЛ	W_2	м/с	411,820
30	Угол выхода потока из РЛ	β_2	градусы	25,091
31	Окружная проекция относительной скорости	W_{2u}	м/с	372,958
32	Окружная проекция абсолютной скорости	C_{2u}	м/с	-8,430
33	Угол выхода потока за РЛ	α_2	градусы	92,8
34	Скорость выхода потока из ступени	C_2	м/с	174,841
35	Скорость звука на выходе из РЛ	a_2	м/с	582,192
36	Число Маха за РЛ	M_{c2}	-	0,300
37	Скорость звука на выходе из СА	a_1	м/с	601,676
38	Число Маха на выходе из СА	M_{c1}	-	0,906
39	Температура заторможенного потока на РЛ	T_{1w}^*	К	963,709
40	Допуск. Напряжения для материала РЛ	σ_{∂}^t	МПа	300,000
41	Напряжения растяжения в корне РЛ	σ_p	МПа	130
42	Коэффициент запаса	n	-	2,311
43	Ширина РЛ на среднем диаметре	$B_{p.cp}$	М	0,050
44	Передний осевой зазор	S_1	М	0,020
45	Ширина сопел на среднем диаметре	$B_{c.cp}$	М	0,058
46	Задний осевой зазор	S_2	М	0,028

2.3.3 Расчет ТВД с учетом закона закрутки

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 центростремительная сила, пропорциональная C^2_{1u}, а за рабочими лопатками - пропорциональная C^2_{2u}. С ростом радиуса давление вырастает, а

скорость -падает, поэтому перепад давлений на рабочую лопатку увеличивается с радиусом, то есть возрастает $\rho_{ст}$.

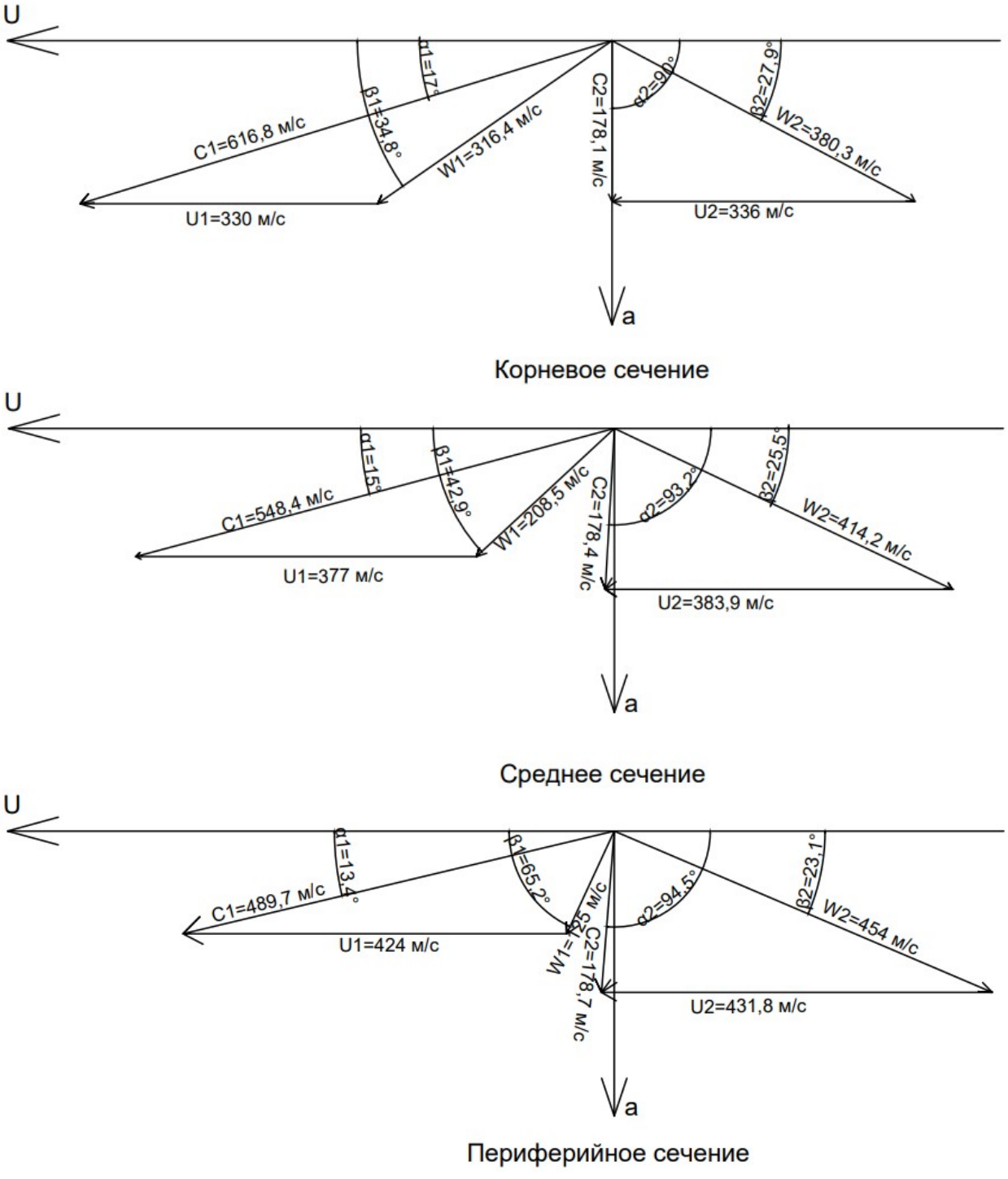
Производим расчет ТВД с учетом закона закрутки (обратный закон закрутки). Данный закон широко применяется для стационарного газотурбостроения. Результаты расчёта по методике [1] сведены в таблицу 6. После выполнения расчётов построены треугольники скоростей (рисунок 11) и графики изменения основных кинематических параметров (рисунки 12 –14).

Таблица 6 — Расчет ТВД с учетом закона закрутки $\alpha_1(r)$ = const

№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Размерность	Сечения		
				Корн.	Средн.	Периф.
1	2	3	4	5	6	7
2	Относительный радиус	$\bar{r}$	-	0,873	1,000	1,127
3	Угол выхода потока из сопел	α_1	градусы	17,1	15,0	13,4
4	Осевая составляющая скорости за СА	C_{1a}	м/с	180,1	141,0	112,4
5	Окружная проекция абсолютной скорости	C_{1u}	м/с	587,0	526,3	472,5
6	Скорость газа на выходе из сопел	C_1	м/с	614,0	544,9	485,7
7	Осевая составляющая скорости за РЛ	C_{2a}	м/с	175	175	175
8	Окружная скорость в соплах	u_1	м/с	326,3	373,7	421,0
9	Окружная скорость в РЛ	u_2	м/с	333,1	381,4	429,7
10	Адиабатический теплоперепад в соплах	$h_c^{ад}$	кДж/кг	204,5	161,1	128,0
11	Термодинамическая степень реактивности	ρ_m	-	0,124	0,310	0,452
12	Угол входа потока на РЛ	β_1	градусы	34,6	42,7	65,4
13	Скорость входа потока на РЛ	W_1	м/с	316,8	207,8	123,6
14	Скорость выхода потока из РЛ	W_2	м/с	377,9	411,8	451,9
15	Угол выхода потока из РЛ	β_2	градусы	27,5	25,1	22,7
16	Окружная проекция относительной скорости	W_{2u}	м/с	335,1	373,0	416,7

Таблица 6 – Окончание

1	2	3	4	5	6	7
17	Окружная проекция абсолютной скорости	C_{2u}	м/с	2,0	-8,4	-13,0
18	Угол выхода потока из ступени	α_2	градусы	89,3	92,8	94,3
19	Кинематическая степень реактивности	$\rho_{кин}$	-	0,122	0,299	0,435
20	Удельная работа на ободе	$h_н$	кДж/кг	196	198	197
21	Абсолютная скорость выхода потока	C_2	м/с	174,6	174,8	175,1
22	Статическая температура за СА	T_1	К	911	945	971
23	Статическое давление за СА	P_1	кПа	0,2079	0,2446	0,2758
24	Температура заторможенного потока на РЛ	T^*_{1w}	К	954	964	978
25	Скорость звука на выходе из СА	a_{c1}	м/с	591	602	610
26	Число Маха на выходе из СА	M_{c1}	-	1,040	0,906	0,796
27	Скорость звука на входе в РК	a_{w1}	м/с	591	602	610
28	Число Маха на входе в РК	M_{w1}	-	0,536	0,345	0,203



$1 \ \ мм = 6{,}7 \ \ м/с$

Рисунок 11 – Треугольники скоростей ТВД

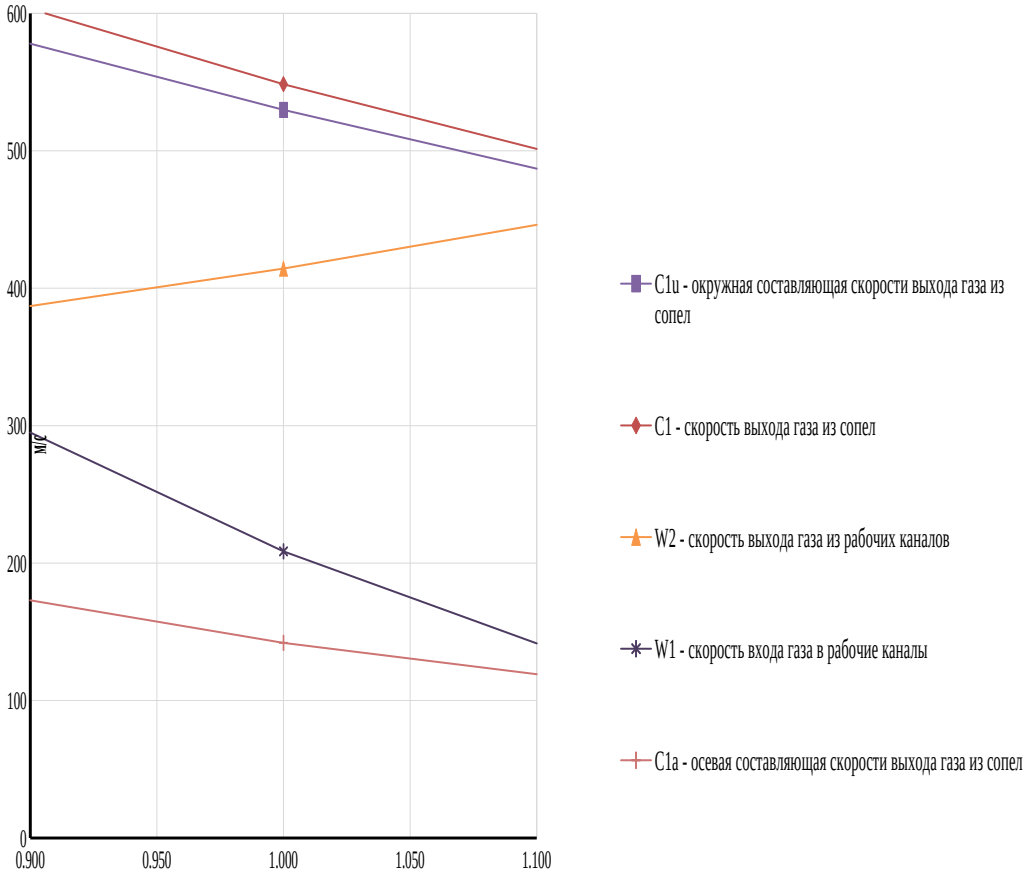


Рисунок 12 – Изменение скоростей потока по радиусу

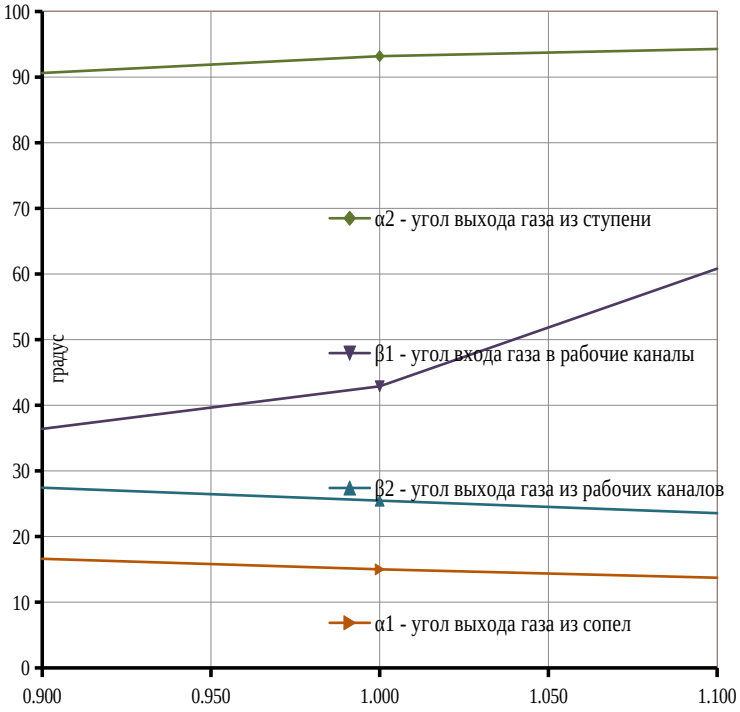


Рисунок 13 – Изменение углов потока по радиусу

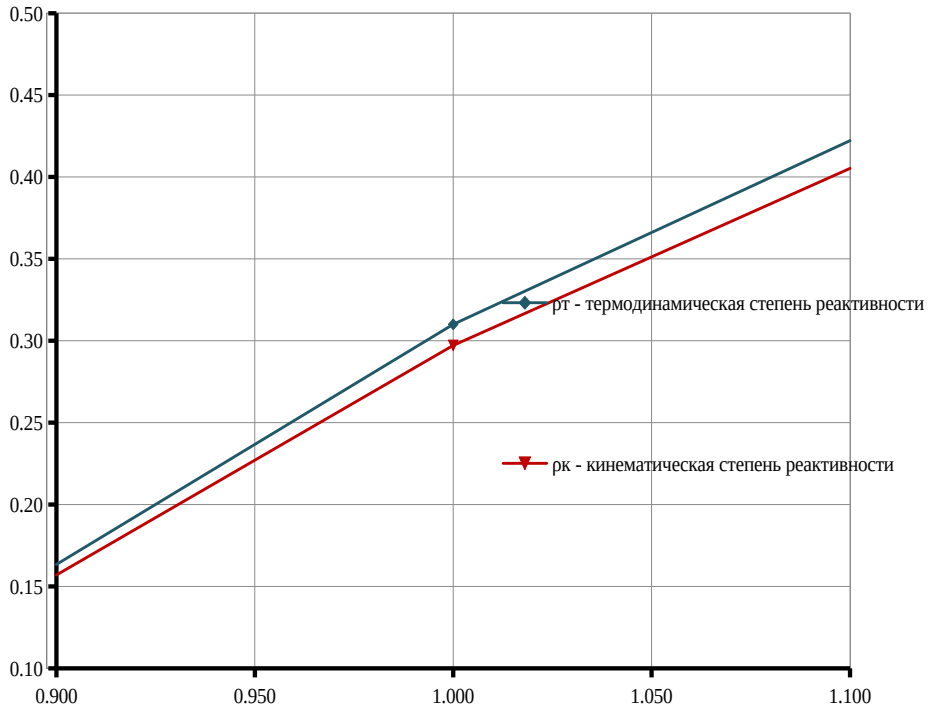


Рисунок 14 – Изменение степени реактивности по радиусу

2.3.4 Предварительный расчет свободной силовой турбины

Исходные данные для предварительного расчета представлены в таблице 7, вспомогательные величины в таблице 8.

Таблица 7 - Исходные данные

Наименование величины	Обозначение	Размерность	Значение
Полное давление газа перед турбиной	P_0^*	Па	187000
Полная температура газа перед турбиной	T_0^*	К	901,6
Частота вращения ротора	n	об/мин	4800
Степень расширения в турбине	$\pi_т$	-	1,83
Расход рабочего тела через турбину	$G_{твд}$	кг/с	86,1

Таблица 8 - Вспомогательные величины

Наименование величины	Обозначение	Размерность	Значение
Показатель адиабаты	к	-	1,36
Показатель адиабатического процесса	m	-	0,265
Газовая постоянная рабочего тела турбины	R	кДж/(кг · К)	0,288
Средняя теплоемкость рабочего тела в т.	$C_{рт}$	кДж/(кг · К)	1,088
Коэффициент скорости в соплах	φ	-	0,96
Коэффициент скорости на рабочих лопатках	ϕ	-	0,95
Коэффициент возврата теплоты	α	-	0,01
КПД турбины	η	-	0,88

2.3.4.1. Температура продуктов сгорания на выходе из турбины:

$$T_z^{'} = T_0^* \left[1 - \left(1 - \pi_m^{-m} \right) \right] = 805{,}1 \;\; K.$$

2.3.4.2. Полное давление газа за турбиной:

$$P_{Z^*} = \frac{P_0^*}{\pi_T} = \frac{187000}{1{,}83} = 101300 \;\; Па.$$

Допускаемые напряжения растяжения в корневом сечении рабочей лопатки для выбранного материала лопатки (ЭИ607) при запасе прочности $n_з = 3{,}0$:

$$\sigma_p = \frac{\sigma_{dm}^t}{n} = \frac{500}{3} = 166{,}67 \;\; МПа.$$

2.3.4.3. Ометаемая площадь последней ступени турбины:

$$F_{az} = \frac{2 * \pi * \sigma_p}{K_ф * \rho_л * \omega^2} = \frac{2 * 3{,}14 * 166{,}67}{7900 * 0{,}5 * 502{,}7^2} = 1{,}049 \;\; м^2$$

Где угловая скорость: $\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3{,}14 * 4800}{30} = 502{,}7 \;\; \frac{рад}{сек}.$

2.3.4.4. Плотность потока рабочего тела:

$$\rho_z = \frac{P_z}{R \cdot T_z} = \frac{101300}{288 * 805{,}1} = 0{,}437 \, \frac{кг}{м^3}.$$

2.3.4.5. Осевая скорость за последней ступенью:

$$c_{az} = \frac{G}{\rho_z F_{az}} = \frac{86{,}1}{0{,}437 * 1{,}049} = 187{,}74 \, \frac{м}{с}.$$

2.3.4.6. Адиабатический теплоперепад на турбину:

$$H_{ад} = c_p T_0^* (1 - \pi_m^{\frac{1-k}{k}});$$

$$H_{ад} = 1{,}088 * 901{,}6 * \left(1 - 1{,}83^{\frac{1-1{,}36}{1{,}36}} \right) = 138{,}4 \, \frac{кДж}{кг}.$$

$$H_0 = (1 + \alpha) H_{ад} = (1 + 0{,}01) * 138{,}4 = 139{,}8 \, \frac{кДж}{кг}.$$

Основные геометрические и термодинамические параметры ступеней представлены в таблице 9.

Таблица 9-Основные геометрические и термодинамические параметры ступеней

Наименование величины	Обозначение	Размерность	Значение
Угол выхода из соплового аппарата	α_1	градусы	24
Термодинамическая степень реактивности на среднем диаметре	$\rho_т$	-	0,45
Осевая проекция абсолютной скорости на выходе ступени	C_{2a}	м/с	195,4

2.3.4.7. Оптимальная характеристика:

$$x_{опт} = \frac{\varphi \cos \alpha_{1z}}{2\sqrt{1 - \rho_{TZ}}} = \frac{0{,}96 * \cos 24}{2\sqrt{1 - 0{,}45}} = 0{,}591.$$

2.3.4.8. Окружная скорость:

$$u_{cpz} = x_{опт}\sqrt{2 h_{z\,ст}^{ад}} = 0{,}591\sqrt{2 * 139{,}8} = 312{,}6\,\frac{м}{с}.$$

2.3.4.9. Средний диаметр ступени:

$$D_{cpz} = \frac{60\,u_{cpz}}{\pi n} = \frac{60 * 312{,}6}{\pi * 4800} = 1{,}24 \;\; м.$$

2.3.4.10. Высота рабочей лопатки последней ступени:

$$l_{pz} = \frac{F_{az}}{\pi \cdot D_{cpz}} = \frac{1{,}049}{\pi \cdot 1{,}24} = 0{,}268 \;\; м.$$

2.3.4.11. Корневой диаметр ступени:

$$D_{кz} = D_{cpz} - l_{pz} = 1{,}24 - 0{,}268 = 0{,}975 \;\; м.$$

2.3.4.12. Коэффициент расхода на выходе из ступени:

$$\overline{C_{az}} = \frac{C_{2a}}{u_{cp}} = \frac{195{,}4}{312{,}6} = 0{,}625.$$

Принимаем количество ступеней z в отеке ССТ равным 1.

2.3.4.13. Коэффициент нагрузки ступени ССТ:

$$\mu = \frac{H_0}{u_{cp}^2} = \frac{139{,}8}{312{,}6^2} = 1{,}43.$$

Согласно рассчитанным значениям коэффициентов нагрузки и расхода определяем аэродинамический КПД ступени по заторможенным параметрам по кривым КПД Смита - $\eta_{ст}^{*} = 0{,}92$.

2.3.5 Газодинамический расчёт ССТ по среднему диаметру

Для выполнения газодинамического расчета по среднему диаметру используем результаты предварительного расчета. Результаты вычислений по методике [1] сведены в таблицу 10.

Таблица 10 - Газодинамический расчёт ССТ по среднему диаметру

№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Формула	Размерность	Значение
1	2	3	4	5	6
2	Адиабатический теплоперепад ступени	$h_{ст}^{ад}$	из табл 4	кДж/кг	139,8
3	Полная температура за ступенью	T_2^*	$T_0^* - h_{ст} \cdot \eta_{ст} / C_p$	К	785,0
4	Полное давление за ступенью	P_2^*	$P_0^* \left(T_2^* / T_0^*\right)^{\frac{1}{m\eta_{ст}}}$	МПа	0,1048
5	Осевая составляющая скорости за РЛ	C_{2a}	из табл 4	м/с	195,4
6	Статическая температура за РЛ	T_2	$T_2^* - c_{2a}^2 / 2 \cdot C_P$	К	767,4
7	Статическое давление за РЛ	P_2	$P_0^* \left(T_2 / T_0^*\right)^{\frac{1}{m\eta_{ст}}}$	МПа	0,095
8	Удельный объем РЛ	υ_2	$R \cdot T_2 / P_2$	м³/кг	2,323
9	Ометаемая площадь на выходе из РЛ	F_{2a}	$G \cdot \upsilon_2 / c_{2a}$	м²	1,023
10	Высота РЛ	$l_р$	$F_{2a}/\pi D_{ср}$	м	0,262
11	Веерность ступени	$\overline{D_l}$	D_{CP} / l_P	-	4,726
12	Окружная скорость на среднем диаметре РЛ	u_2	$\pi \cdot n \cdot D_{ср}/60$	м/с	312,6
13	Степень реактивности	$\rho_{ср}$	из табл 4	-	0,450
14	Адиабатический теплоперепад в СА	$h_c^{ад}$	$\left(1 - \rho_{ср}\right) h_{ст}^{ад}$	кДж/кг	76,9
15	Скорость газа на выходе из сопел	C_1	$\phi \sqrt{2 h_c^{ад} \cdot 10^3}$	м/с	376,4
16	Угол выхода потока из сопел	α_1	из табл 6	градусы	24
17	Осевая составляющая скорости за СА	C_{1a}	$c_1 \cdot \sin \alpha_1$	м/с	153,1
18	Статическая температура за СА	T_1	$T_0^* - h_c^{ад} \cdot \phi^2 / C_p$	К	832,9
19	Статическое давление за СА	P_1	$P_0^* \left(T_1 / T_0^*\right)^{\frac{1}{m\phi^2}}$	Па	0,144
20	Удельный объём рабочего тела за СА	υ_1	$R \cdot T / P_1$	м³/кг	1,669
21	Ометаемая площадь на выходе из СА	F_{1a}	$G \cdot \upsilon_1 / c_{1a}$	м²	0,938
22	Высота сопловой лопатки	l_c	$F_{1a}/\pi D_{ср}$	м	0,240
23	Окружная скорость на среднем диаметре СА	u_1	$\frac{\pi \cdot \left(D_K + l_C\right) \cdot n}{60}$	м/с	307,2

24	Коэффициент расхода для СА	$\overline{C}_a$	c_{1a}/u_1	-	0,498
25	Окружная проекция абсолютной скорости	C_{1u}	$c_1 \cdot \cos\alpha_1$	м/с	343,9
26	Окружная проекция относительной скорости	W_{1u}	$c_{1u} - u_1$	м/с	36,7

Таблица 10 – Окончание

1	2	3	4	5	6
27	Угол входа потока на РЛ	β_1	$arctg\left(\frac{c_{1a}}{W_{1u}}\right)$	градусы	76,5
28	Скорость выхода потока на РЛ	W_1	$c_{1a}/\sin\beta_1$	м/с	157,5
29	Скорость выхода потока из РЛ	W_2	$\psi\sqrt{W_1^2+2h_{cm}^{ad}\cdot 10}$	м/с	368,7
30	Угол выхода потока из РЛ	β_2	$\arcsin\left(c_{2a}/W_2\right)$	градусы	32,0
31	Окружная проекция относительной скорости	W_{2u}	$W_2 \cdot \cos\beta_2$	м/с	312,6
32	Окружная проекция абсолютной скорости	C_{2u}	$W_{2u} - u_2$	м/с	0,0
33	Угол выхода потока за РЛ	α_2	$arctg\left(c_{2a}/c_{2u}\right)$	градусы	90,0
34	Скорость выхода потока	C_2	$c_{2a}/\sin\alpha_2$	м/с	195,4
35	Скорость звука потока за РЛ	a_2	$\sqrt{kRT_2}$	м/с	548,3
36	Число Маха за РЛ	M_{c2}	c_2/a_2	-	0,356
37	Скорость звука на выходе из СА	a_1	$\sqrt{kRT_1}$	м/с	571
38	Число Маха на выходе из СА	M_{c1}	c_1/a_1	-	0,659
39	Температура затормож.потока наРЛ	T_{1w}^*	$T_1 + W_1^2/2C_p$	К	844
40	Допуск.напряжения для материала РЛ	$\sigma_д^t$	Принимается	МПа	500
41	Напряжения растяжения в корне РЛ	$\sigma_р$	$\frac{F_{2a}\cdot 0.5\cdot\rho_л\cdot\omega^2}{2\pi}$	МПа	162,52
42	Коэффициент запаса	n	$\sigma_{доп}/\sigma_p$	-	3,08
43	Ширина РЛ на среднем диаметре	Врср	Конструктивно	м	0,0916
44	Передний осевой зазор	S1	Конструктивно	м	0,037
45	Ширина сопел на среднем диаметре	Всср	Конструктивно	м	0,1054
46	Задний осевой зазор	S2	Конструктивно	м	0,0513

2.3.6 Расчет ССТ с учетом закона закрутки

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 центростремительная сила, пропорциональная C^2_{1u}, а за рабочими лопатками - пропорциональная C^2_{2u}. Следовательно, с ростом радиуса давление вырастает, а скорость должна падать, поэтому перепад давлений на рабочую лопатку увеличивается с радиусом, то есть возрастает $\rho_{ст}$.

Производим расчет ССТ с учетом закона закрутки (обратный закон закрутки). Данный закон широко применяется как для стационарного газотурбостроения. Расчеты по методике [1] сведены в таблицу 11. По результатам газодинамического расчета построены треугольники скоростей (рисунок 15) и графики изменения основных кинематических параметров (рисунки 16 – 18).

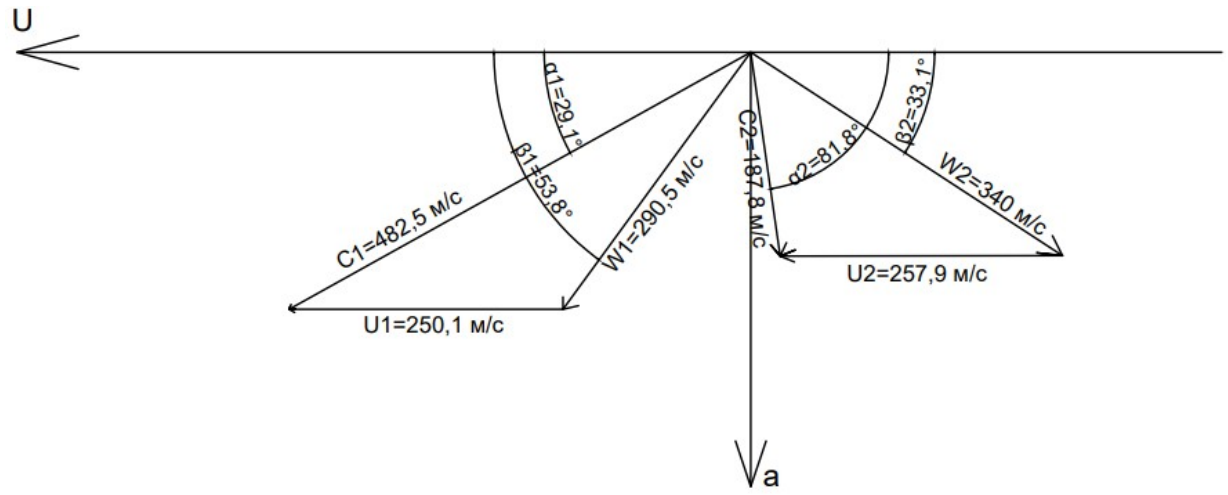
Таблица 11 — Расчет ССТ с учетом закона закрутки $\alpha_1(r)$ = const

№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Размерность	Сечения		
				Корн.	Средн.	Периф.
1	2	3	4	5	6	7
3	Относительный радиус	$\bar{r}$	-	0,790	1	1,210
4	Угол выхода потока из сопел	α_1	градусы	29,420	24	20,194
5	Осевая составляющая скорости за СА	C_{1a}	м/с	233,491	153,114	107,432
6	Окружная проекция абсолютной скорости	C_{1u}	м/с	414,050	343,900	292,083
7	Скорость газа на выходе из сопел	C_1	м/с	475,348	376,445	311,214
8	Осевая составляющая скорости за РЛ	C_{2a}	м/с	195,40	195,40	195,40
9	Окружная скорость в соплах	u_1	м/с	242,513	307,163	371,813
10	Окружная скорость в РЛ	u_2	м/с	246,834	312,636	378,438
11	Адиабатический теплоперепад в соплах	$h_c^{ад}$	кДж/кг	122,589	76,883	52,547
12	Термодинамическая степень реактивности	ρ_m	-	0,123	0,450	0,624
13	Угол входа потока на РЛ	β_1	градусы	53,697	76,508	126,581
14	Скорость входа потока на РЛ	W_1	м/с	289,730	157,460	133,785
15	Скорость выхода потока из РЛ	W_2	м/с	326,806	368,671	416,681
16	Угол выхода потока из РЛ	β_2	градусы	36,721	32,007	27,966

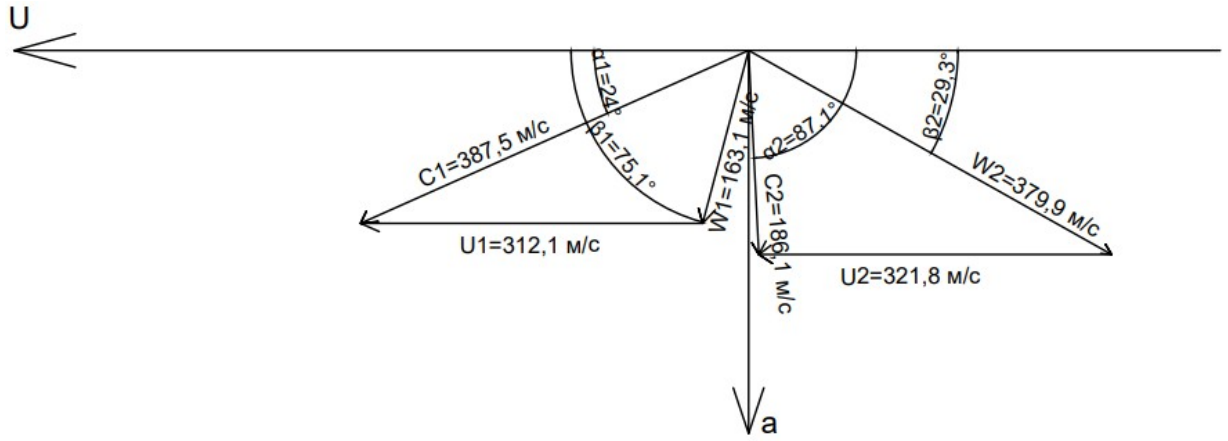
17	Окружная проекция относительной скорости	W_{2u}	м/с	261,953	312,627	368,022
18	Окружная проекция абсолютной скорости	C_{2u}	м/с	15,119	-0,009	-10,417

Таблица 11 – Окончание

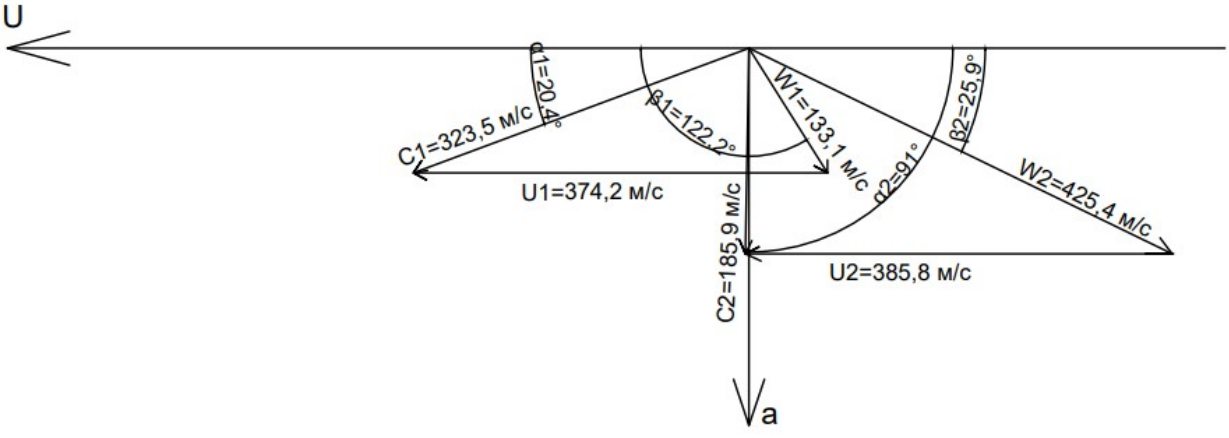
1	2	3	4	5	6	7
19	Угол выхода потока за РЛ	α_2	градусы	85,576	90,003	93,051
20	Кинематическая степень реактивности	$\rho_{кин}$	-	0,192	0,450	0,600
21	Удельная работа на ободе	$h_н$	кДж/кг	105,9	107,5	106,6
22	Абсолютная скорость выхода потока	C_2	м/с	196,0	195,4	195,7
23	Статическая температура за СА	T_1	К	794,2	832,9	853,5
24	Статическое давление за СА	P_1	Па	0,113	0,137	0,152
25	Температура заторможенного потока за РЛ	T_{1w^*}	К	833	844	862
26	Скорость звука на выходе из СА	a_{c1}	м/с	558	571	578
27	Число Маха на выходе из СА	M_{c1}	-	0,852	0,659	0,538
28	Скорость звука на входе в РК	a_{w1}	м/с	558	571	578
29	Скорость звука на входе РК	M_{w1}	-	0,519	0,276	0,231



Корневое сечение



Среднее сечение



Периферийное сечение

$1 \ мм = 7 \ м/с$

Рисунок 15 – Треугольники скоростей ССТ

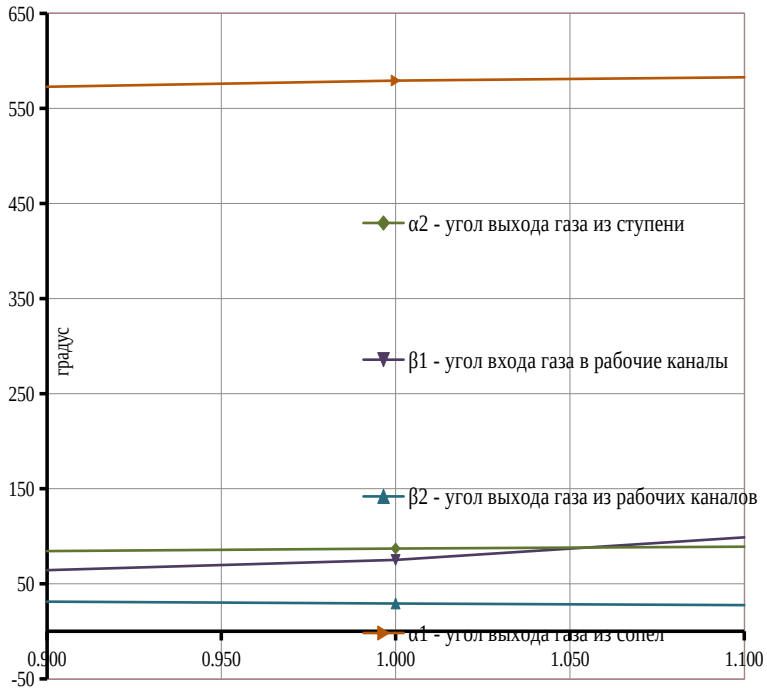


Рисунок 16 - Изменение углов потока по радиусу

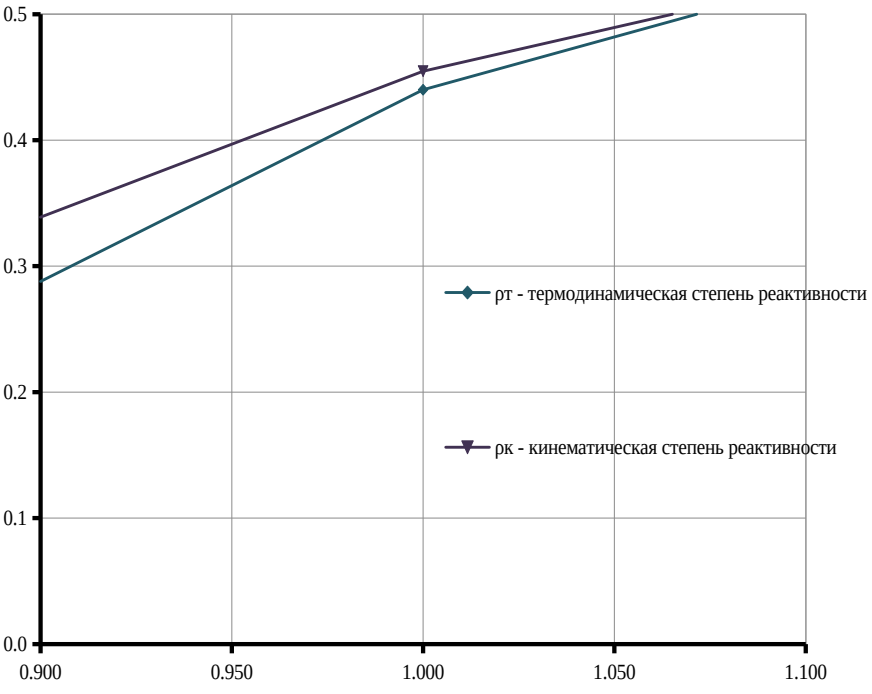


Рисунок 17 - Изменение степени реактивности по радиусу

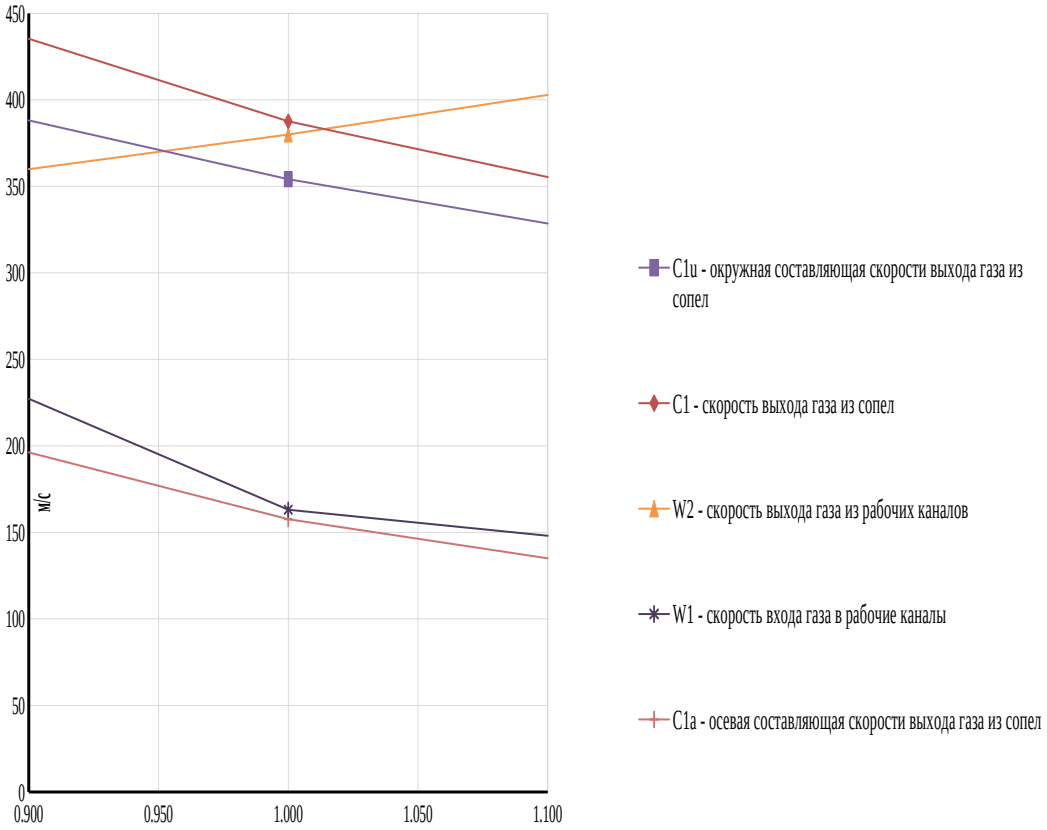
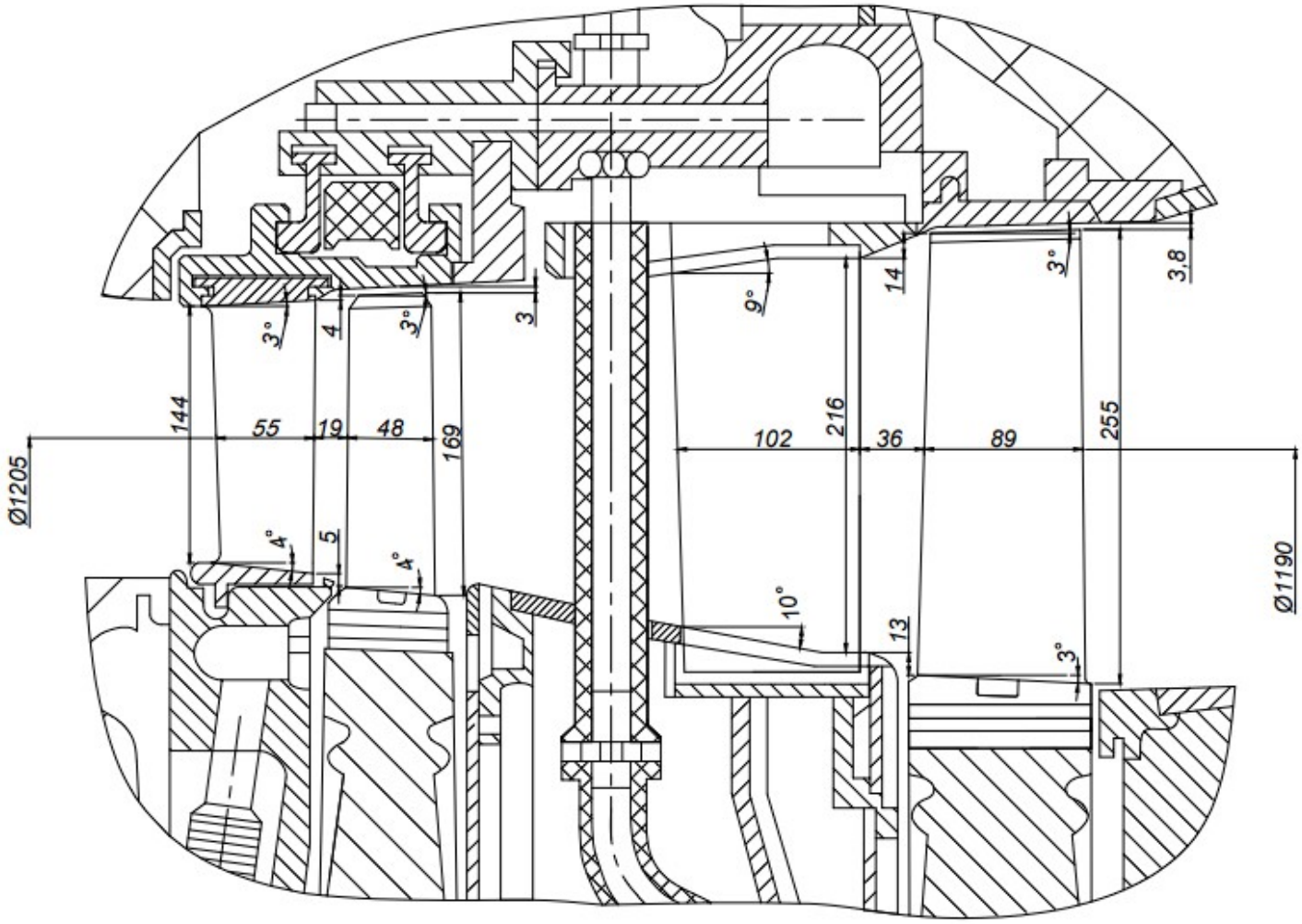


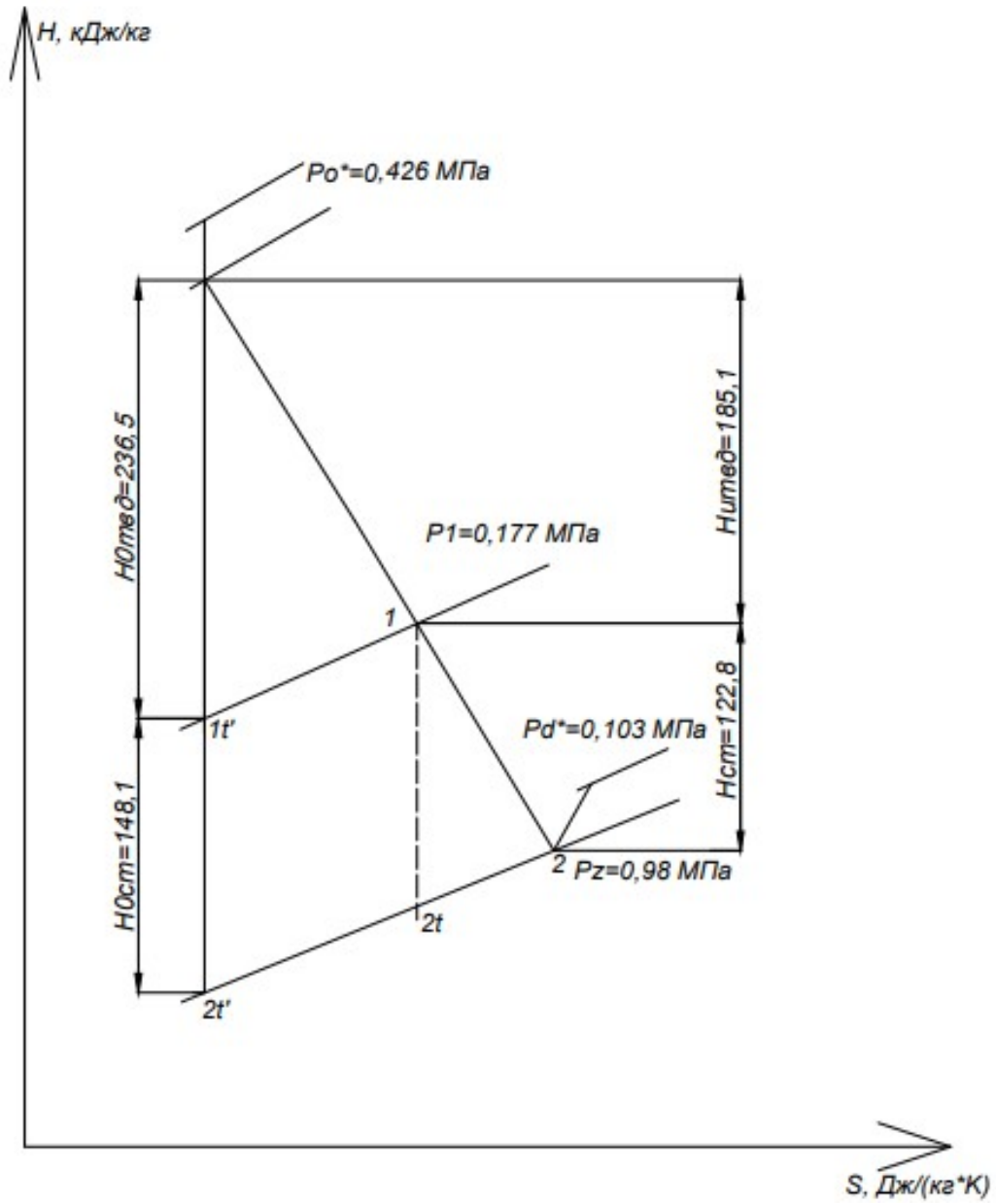
Рисунок 18 - Изменение скоростей потока по радиусу

В итоге всего газодинамического расчёта была построена проточная часть ТВД-ССТ (рисунок 19) и диаграмма процесса расширения рабочего тела в ГТУ (рисунок 20).



М 1:4

Рисунок 19 – Проточная часть ТВД-ССТ



1 *мм* = 4 *кДж / кг*

Рисунок 20 - Диаграмма процесса расширения рабочего тела в ГТУ

2.4 Расчет потерь энергии, КПД и мощности турбины

Точно определить потери энергии расчетным путем можно после детального учета особенностей конструкции. Здесь приводится схема приближенного расчета потерь по принятым значениям коэффициентов ψ_p и φ_c. Профильные потери энергии были определены для средних сечений венцов. Помимо профильных, в общие потери энергии входят вторичные потери и потери от перетекания в радиальном зазоре. Результаты расчёта по методике [1] сведены в таблице 12.

Таблица 12 – Расчёт потерь энергии и КПД

№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Формула	Размерность	ТВД	СТ
1	2	3	4	5	6	7
2	Профильные потери в сопловом аппарате	$\Delta h_c^{пр}$	$\frac{C_1^2(1-\varphi^2)}{(\varphi^2*2*10^3)}$	кДж/кг	12,63	6,03
3	Профильные потери в рабочем колесе	$\Delta h_p^{пр}$	$\frac{W_2^2(1-\psi^2)}{\psi^2*2*10^3}$	кДж/кг	9,16	7,34
4	Концевые потери в СА	$\Delta h_c^{конц}$	$\frac{2h_c^{ад}(1-\varphi^2)*B_c^{ср}*\sin\alpha_1}{(\varphi^2*l_c)}$	кДж/кг	2,77	2,34
5	Концевые потери в РК	$\Delta h_p^{конц}$	$\frac{2h_p^{ад}(1-\psi^2)*B_c^{ср}*\sin\beta_2}{(\psi^2*l_p)}$	кДж/кг	1,89	2,52
6	Потери от перетеканий в радиальном зазоре СА	$\Delta h_c^{заз}$	$\frac{h_c^{ад}*\delta_c}{l_c}$	кДж/кг	0,00	0,00
7	Потери от перетеканий в радиальном зазоре РЛ	$\Delta h_p^{заз}$	$\frac{h_p^{ад}*\delta_p}{l_p}$	кДж/кг	0,87	0,94
8	Общие потери на ободе в ступени	$\sum \Delta h$	$\sum \Delta h_{ст}=\Delta h_c^{пр}+\Delta h_p^{пр}+\Delta h$	кДж/кг	27,31	19,17
9	Использованный теплоперепад в ступени	h_u	$h_{ст}^{ад}-\sum \Delta h$	кДж/кг	206,1	120,62
10	КПД ступени без потерь на трение	η_u	$\frac{h_u}{h_{ст}^{ад}}$	-	0,883	0,863
11	КПД турбины	η_{uT}	$\frac{H_u}{H^{ад}}$		0,883	0,871
12	Потери на трение дисков	$\eta_{ТР}$	Задаёмся	-	0,995	0,99
13	Расход рабочего тела через турбину	G	Принимаем из теплового расчёта	Кг/с	82,3	86,1
14	Механический КПД	$\eta_{мех}$	Принимаем из теплового расчёта	-	0,98	
15	Общая мощность турбины	N_T	$G\cdot H_u\cdot\eta_{ТР}\cdot\eta_{мех}$	кВт	16,6539	10,070

3. ОПИСАНИЕ ПРЕДПОЛАГАЕМОЙ КОНСТРУКЦИИ МОДЕРНИЗИРОВАННОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ

3.1 Основные параметры и технические данные модернизированного центробежного нагнетателя

Технические характеристики:

Производительность - 30 млн $м^3$/сутки.

Частота вращения ротора n=4800 об/мин при $t = +15^oC$.

Давление на входе $P_{вх} \approx 50^{кг}/_{см^2}$.

Давление на выходе $P_{вх} \approx 75^{кг}/_{см^2}$.

На рабочем колесе 24 лопатки.

Нагнетатель 1-ступенчатый (рисунок 21) 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.

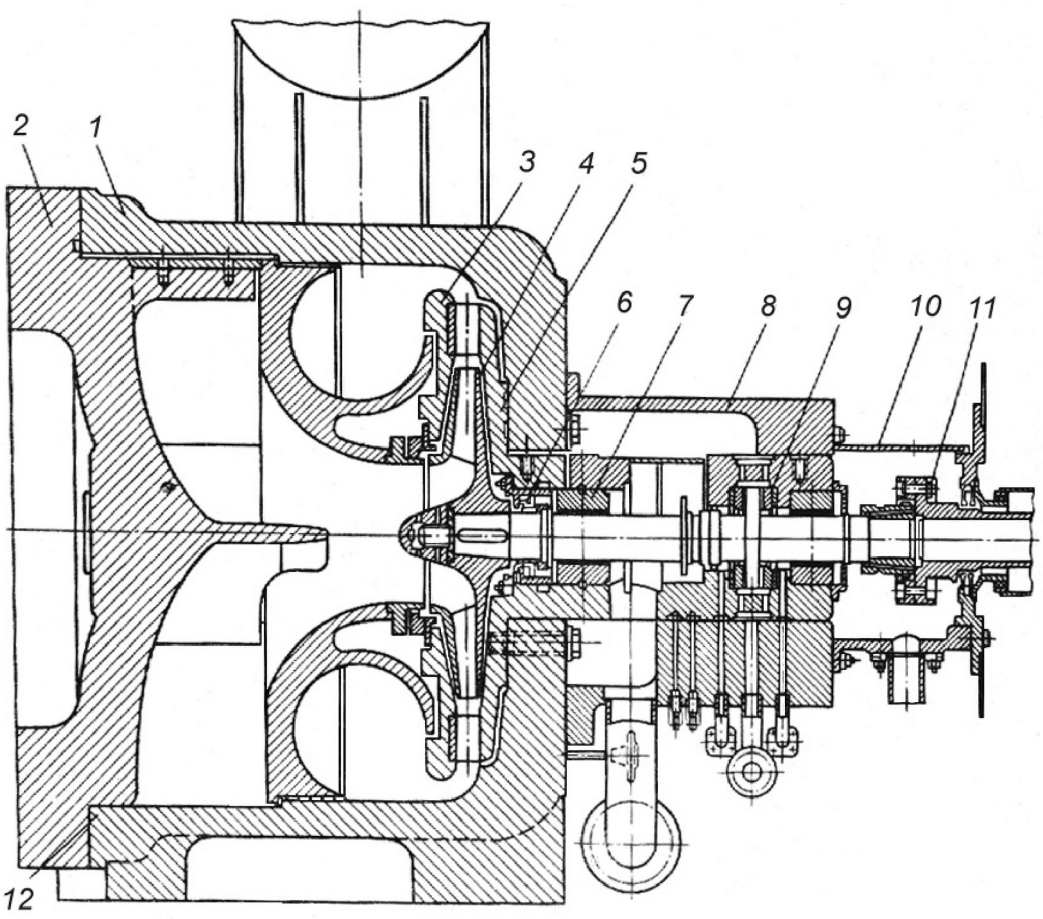


Рисунок 21 - Нагнетатель (см. обозначения в тексте)

На верхней части цилиндра (корпуса) установлен аккумулятор масла. Уплотнение вертикального разъёма корпуса (цилиндра) обеспечивается установкой резинового кольца 12 в канавке торцевой крышки. Каналы подвода масла к реле осевого сдвига и опорно-упорному подшипнику 9, а также каналы слива масла от упорного подшипника размещены в нижней части корпуса подшипника и в нижней части также подходят к соответствующим каналам гильзы.

Основанием гильзы является стакан 5 с нижней частью, представляющей собой корпус вкладышей, ротора 4, торцевого уплотнения 6 и др. составляющих ходовой части. На фланце гильзы в расточке помещен лопаточный диффузор 3, который представляет собой круговую, состоящую из профильных лопаток решётку, при этом лопатки отфрезерованы с телом диска как единое целое. Покрывающий диск к лопаткам диффузора приварен, чем достигается значительная прочность решётки. Стакан в месте расположение вкладышей подшипников снабжен горизонтальным разъёмом. На фланце стакана реализован масляный затвор,

который состоит из кольцевых каналов и канавок с установленными резиновыми уплотнительными кольцами. В один из каналов под высоким давлением подается масло, которое предназначено для смазки торцевого уплотнения 6 опорного переднего подшипника 7, другой канал предназначен для отвода в поплавковую камеру протечек масла. Подобное исполнение на фланце гильзы маслоподводящих каналов обеспечивает надёжную защиту от проникновения газов в помешение нагнетателей из нагнетателя. Масляное торцевое уплотнение, представляющее собой комбинацию вместе с герметичным контактным уплотнением торцевого типа - опорного вкладыша, предназначено для предотвращения попадания газа из нагнетателя в помещение нагнетателей, а также попадания масла в проточную часть агрегата, и обеспечения защиты нагнетателя при наличии осевого сдвига.

Масло по маслопроводу высокого давления к торцевому уплотнению от 2-х насосов уплотнения подаётся с давлением, которое превышает давление газа на линии всасывания.

В системе уплотнения нагнетателя перепад давления «масло-газ», которое поддерживается на уровне 1,5-3 кг, поддерживается автоматически. В случае, если имеет место аварийное снижение данного перепада давлений, то резервный насос уплотнения включается автоматически и поступает сигнал на аварийную остановку нагнетателя с отключением его от газопровода.

Состав системы уплотнения:

- поплавковая камера;
- МНУ;
- РПД;
- газоотделитель;
- клапанная коробка;
- аккумулятор масла;
- реле ОС.

Маслонасос уплотнений служит для подвода масла высокого давления к торцевому уплотнению и на опорный подшипник. Тип маслонасоса - винтовой

МВН-320n=2900 об/мин.; $P_{max}=64^{кг}/_{см^2}$; производительностью 120 л/мин.; подпор на всасе ~$0,5^{кг}/_{см^2}$.

Состоит из: корпуса, задней крышки, передней крышки, ведущего вала, двух ведомых валов, клапанной коробки. Рубашка насоса залита баббитом.

Средний ведущий винт имеет правую 2-ходовую нарезку и проворачивается со стороны двигателя по часовой стрелке.

Ведомые винты имеют 2-ходовую нарезку левую и приводятся во вращение против часовой стрелки, являясь при этом уплотнительными элементами в рабочей части маслонасоса.

Концы винтов имеют поршни, передающие осевые усилия на подпятник, усилия на винт действуют при работе маслонасоса от разности давлений во всасывающей и нагнетательной камерах. Разгрузка осевых усилий осуществляется за счет давления масла, подводимого под поршни винтов от камеры нагнетания.

Клапанная коробка служит для размещения предохранительного и обратного клапанов.

Предохранительный клапан шарикового типа служит для ограничения максимального допустимого давления $80^{кг}/_{см^2}$.

Обратный клапан тарельчатого типа необходим для отключения насоса от напорного трубопровода при пуске и останове.

Реле осевого сдвига нагнетателя служит для останова газоперекачивающего агрегата при осевом смещении ротора нагнетателя, выдавая сигнал при смещении 0,8-1 мм, имеет диаметр дроссельных шайб - 3 мм, диаметр сопел - 5 мм, зазор между соплами и гребнем составляет 1,1 мм.

3.2 Особенности работы модернизированного центробежного нагнетателя

В связи с малым удлинением лопаток входного направляющего аппарата и расположением их на периферийной части входного канала, они, в соответствии с теорией осевых решеток, легко могут быть спроектированы при минимальных потерях энергии в аппарате.

Лопаточный аппарат выполняется цилиндрическим (нет разворота профилей концевых сечений друг относительно друга) и может иметь постоянную по

высоте хорду.

Наибольшая вибропрочность обеспечивается при отсутствии связи по свободным концам лопаток.

Глубина воздействия входного направляющего аппарата на характеристики нагнетателя определяется величиной изгиба лопаток. Для достижения одинакового эффекта в случае использования закрутки по всей высоте канала и парциальной закрутки, изгиб лопаток входного направляющего аппарата в последнем случае должен быть увеличен. Указанная выше предельная высота лопаток входного направляющего аппарата, составляющая $0{,}2 \div 0{,}25$ диаметра входного канала, — это минимальная высота лопаток, при которой достигается результат, сравнимый с работой известных конструкций при некотором увеличении изгиба лопаток в пределах используемых значений изгиба (до 60°).

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 (рисунок 22).

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.

Данная конструкция входного направляющего аппарата может быть использована для создания сменной проточной части центробежного компрессора в условиях его длительной эксплуатации при переменных режимах.

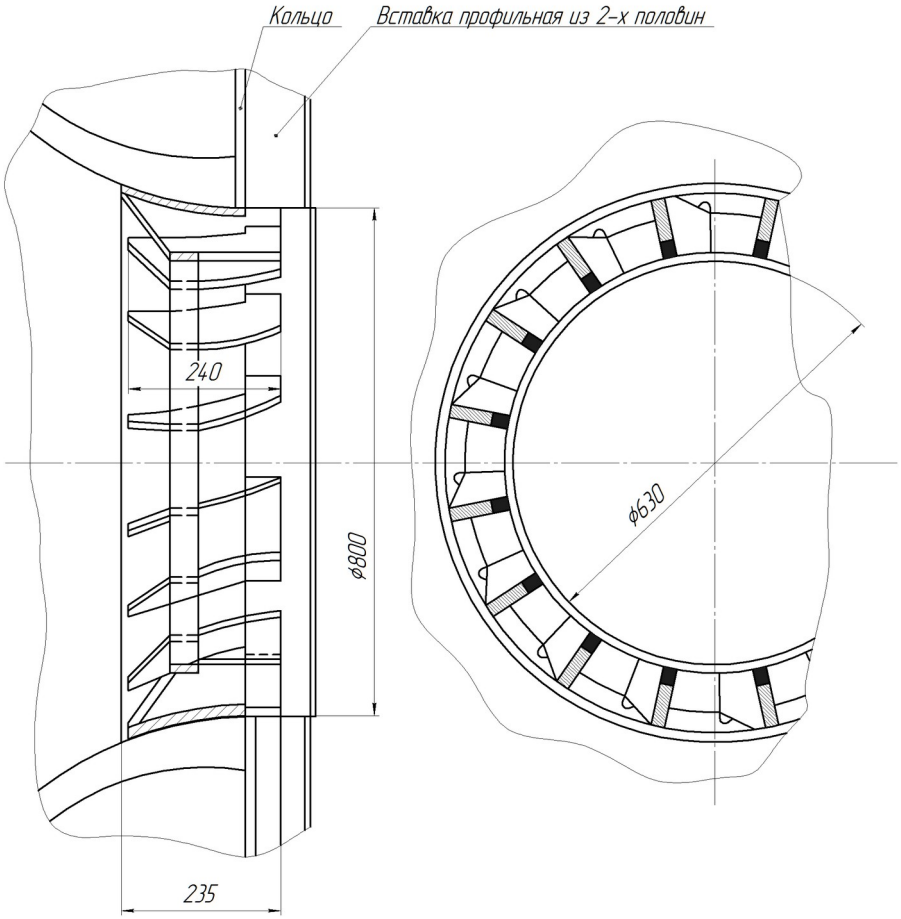


Рисунок 22 – Входной направляющий аппарат компрессора

На рисунке 23 схематично изображен продольный разрез центробежного компрессора.

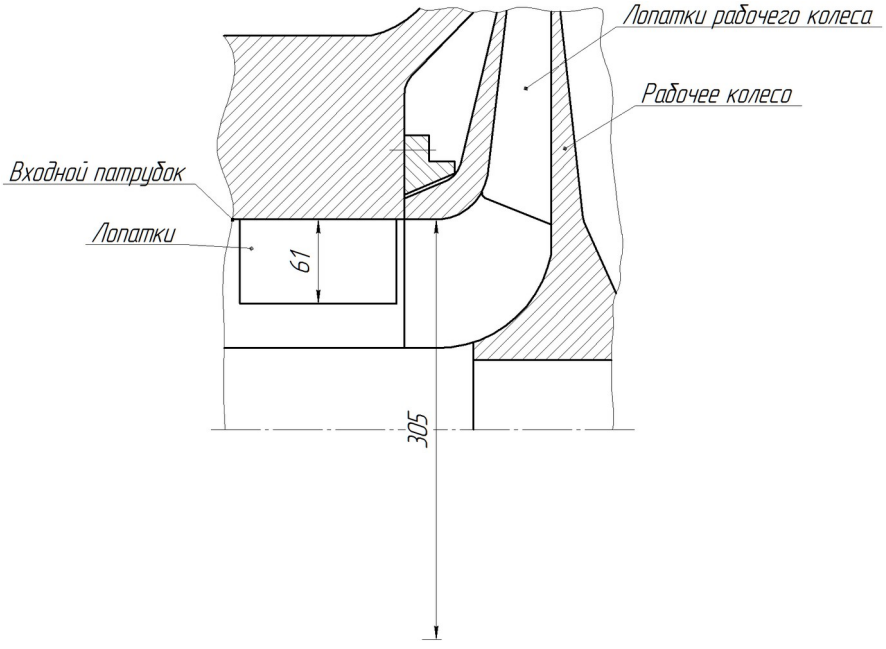


Рисунок 23 – Упрощение конструкции компрессора

Центробежный нагнетатель содержит рабочее колесо 1 закрытого типа с лопатками 2 и установленный перед ним входной направляющий аппарат с лопатками 3, закрепленными во входном патрубке 4. Лопатки 3 выполнены укороченными и имеют высоту h=61, составляющую 0,2 от наружного диаметра D_0=305 мм колеса 1 на его входе.

Нагнетатель работает следующим образом.

Осевой поток газа получает закрутку, проходя через лопатки 3 входного направляющего аппарата, неравномерность закрутки потока по высоте сглаживается на конфузорном участке колеса 1, после чего газ попадает на лопатки 2 колеса 1.

В связи с малым удлинением лопаток входного направляющего аппарата и расположением их на периферийной части входного патрубка, они проектируются при минимальных потерях энергии в аппарате и имеют несложную пространственную форму, что позволяет упростить конструкцию центробежного нагнетателя при сохранении им высоких аэродинамических качеств.

На рисунке 24 приведена модернизация диффузора с обеспечением сопряженного с колесом размера по ширине диффузоров, а=45 мм

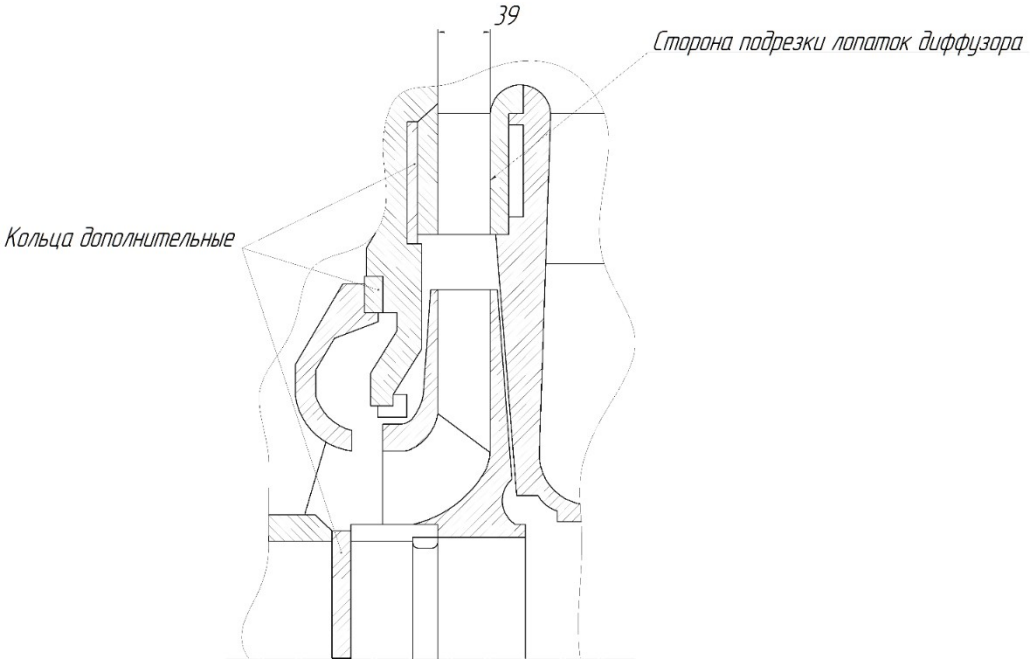


Рисунок 24 - Модернизация проточной части нагнетателя при установке “узкого” колеса

Загрузка агрегатов по мощности не превышает предельно допустимых зна-

чений 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.

Технология модернизации лопаточных диффузоров может быть освоена в мастерских ПТП. Технология реконструкции штатного диффузора под “узкое” колесо включает в себя следующие основные операции:

- обрезка лопаток от покрывающего кольца диффузора;

- фрезеровка лопаток на горизонтально-фрезерном станке под размер 39 мм;

- приварка лопаток к кольцу диффузора с предварительным совмещением разметочных отметок, подогрева мест сварки;

- после полного остывания диффузора - снятие минимального монтажного припуска с посадочной поверхности кольца диффузора (на карусельном станке);

- обрезка по длине и проточка резьбы на болтах крепления диффузора;

- изготовление дополнительных колец для обоймы уплотнения камеры всасывания нагнетателя с крепежными винтами.

При этом:

- наработка на один отказ повышается, исключаются аварийные остановки по причине «помпаж» нагнетателей;

- удельный расход масла снижается;

- расход топливного газа по каждой КС снижается, что дает снижение расхода газа на собственные нужды, в целом по объединению, на величину более одного процента.

4. РАСЧЕТНАЯ ЧАСТЬ

4.1 Мероприятия по повышению надежности и эффективности центробежного нагнетателя

Входной направляющий аппарат центробежного нагнетателя

При эксплуатации центробежных нагнетателей на КС часто возникает необходимость изменять характеристику нагнетателя при постоянном числе оборотов или изменять число оборотов при фиксированном напоре и расходе.

Для этой цели во всасывающем патрубке перед рабочим колесом нагнетателя устанавливаются как поворотные аппараты, которые могут быть радиальными и осевыми, так и сменные аппараты, чаще всего осевые с использованием неподвижных лопаток.

Сменные входные направляющие аппараты в конструктивном отношении проще, чем поворотные, но тем не менее вносят достаточное усложнение в газодинамический тракт центробежного нагнетателя.

Существующие входные направляющие аппараты — это обойма осевых лопаток, с предельным значением изгиба лопаток - 60° и отклоняющие поток по всей высоте входного канала.

Потребная закрутка потока должна осуществляться при минимальных потерях энергии в лопаточном аппарате и при обеспечении необходимых статических нагрузок и вибропрочности лопаток. В связи с этим величина хорды лопаток из-за малого втулочного отношения d_1/d_2 (где d_1 и d_2 - диаметры втулочной и периферийной частей входного направляющего аппарата) должна в направлении к центру резко уменьшаться, а входные и выходные углы наклона лопаток должны оставаться по всей высоте канала постоянными, т. е. лопатки должны иметь довольно сложную пространственную форму. Недостатком известных конструкций входных направляющих аппаратов поэтому является определенная технологическая сложность изготовления лопаточного аппарата и излишнее загромождение газодинамического тракта центробежного нагнетателя по всей высоте входного канала.

Цель этого мероприятия - упрощение конструкции входного направляюще-

го аппарата при сохранении им высоких аэродинамических качеств.

Поставленная цель была достигнута тем, что лопатки, закручивающие поток на входе в рабочее колесо, размещены не по всей высоте входного канала, а только у его периферии, при этом радиальная протяженность лопаток составляет от 0,2 до 0,25 диаметра входного канала (внутреннего диаметра покрывающего диска рабочего колеса). Техническое решение касается конструкций центробежных нагнетателей, имеющих следующие особенности:

- нагнетатель имеет рабочее колесо радиального типа (поток на лопатки натекает по радиусу);

- рабочее колесо имеет покрывающий диск (колесо закрытого типа);

- между входным направляющим аппаратом и рабочим колесом имеется участок, выравнивающий поток.

Упрощение конструкции центробежного нагнетателя

Этого можно достичь, выполнив лопатки укороченными с высотой составляющую $0,2 \div 0,25$ от наружного диаметра колеса на его входе.

Внедрение сменной проточной части

Зачастую имеет место несоответствие паспортной характеристики нагнетателя и расходной характеристики газопровода, определенной проектным институтом.

Это приводит к снижению КПД.

Степень сжатия соответственно снижается, при этом полезная мощность, затрачиваемая на транспортировку газа, составляет незначительную часть от затрачиваемой по каждому ГПА.

В результате недостатка полезной мощности на ГПА снижаются обороты силового вала, что в совокупности с низкой степенью сжатия по нагнетателю приводит к ненадежной работе опорно-упорного подшипника, увеличению вероятности осевых сдвигов роторов нагнетателя и силовой турбины, повышенному расходу турбинного масла из-за нерасчетного режима работы торцевого уплотнения.

При работе с низкими степенями сжатия ротор центробежного нагнетателя

отжат на пусковые (установочные) колодки, что увеличивает зазоры по уплотнениям покрывающего диска и дополнительно снижает степень сжатия и КПД нагнетателя.

Повышенный (до 120%÷125%) против номинального расход газа через нагнетатель вызывает ускоренный эрозионный износ рабочего колеса. При прочих равных условиях интенсивность изнашивания рабочего колеса возрастает в два раза.

Из-за постоянной работы в зоне низких КПД происходит перерасход топливного газа на собственные нужды до 15 % против номинального режима.

В этом случае, с целью сохранения высоких аэродинамических качеств проточной части нагнетателей, проводят модернизацию диффузоров с обеспечением сопряженного с колесом размера по ширине диффузоров, а=45 мм.

4.2 Расчет экономического эффекта от установки «узких» колес на нагнетатель

1. Политропический КПД η, для объемного расхода $[Q_v] = 350\ \ м^3/мин$.

Колесо до модернизации $\eta_i = 0{,}86$, колесо после модернизации $\eta_{i\ мод} = 0{,}81$.

2. Расход топливного газа $q_v = 3600\ \ нм^3/ч$.

3. Расход топливного газа при работе “узкого” колеса в расчете на 1 ГПА

$$q_{v\ мод} = q_v \cdot \frac{\eta_{i\ мод}}{\eta_i} = 3600 \cdot \frac{0{,}81}{0{,}86} = 3390\ \ нм^3/ч.$$

4. Экономия топливного газа в расчете на 1 ГПА

$$\Delta q_v = q_v - q_{v\ мод} = 3600 - 3390 = 210\ \ нм^3/ч.$$

5. Годовая экономия на 1 ГПА

$$\Delta q_{v\ год} = \Delta q_v \cdot T_к \cdot \frac{T_р}{T_к} = 210 \cdot 8760 \cdot 0{,}7 = 1290000 \frac{нм^3}{год},$$

где $\frac{T_р}{T_к} = 0{,}7$ - показатель надежности ГПА;

$T_к = 8760\ \ ч.$ - календарное время в году.

6. Экономический эффект

$$\Delta Э = \Delta q_{v\ год} \cdot C_{газ} = 1290000 \cdot 7 = 9030000\ \ руб./год.$$

В развитие работы по приведению характеристик нагнетателей к расходной

характеристике КС газопроводов модернизируют лопаточный диффузор нагнетателя также по варианту “широкое (стандартное) колесо - узкий диффузор”.

4.3 Эрозионностойкое рабочее колесо центробежного нагнетателя

Центробежные нагнетатели, работающие на природном газе подвержены эрозионному износу лопаточного аппарата рабочих колес.

Эрозионный износ приводит к ухудшению прочностных и газодинамических характеристик и, как следствие, к снижению надежности и ресурса работы, а также КПД и развиваемого напора компрессорной машины.

Известны рабочие колеса нагнетателей, содержащие основной диск с лопатками, имеющими эрозионностойкое покрытие.

Однако технология нанесения противоэрозионных покрытий сложна, а покрытия малоэффективны из-за ограниченных значений толщин.

Известны также другие технические решения по повышению эрозионной стойкости рабочих колес.

Для этих рабочих колес характерны дополнительные потери, связанные с рециркуляцией уже сжатого рабочего тела на вход машины, приводящие к заметному снижению эффективности работы нагнетателя.

Повышение экономичности и надежности работы колес, работающих в условиях эрозионного износа, может быть достигнута тем, что в рабочем колесе, содержащем диск с обтекателем, лопатки и каналы для подвода рабочего тела в прикорневую зону лопаток, каналы образованы выемкой, выполненной в центральной части обтекателя, и отверстиями, равномерно расположенными по окружности обтекателя в плоскости перпендикулярной оси колеса.

Отверстия могут быть выполнены прямолинейными и наклоненными к радиальному направлению под углом $0 \div 60°$ в сторону вращения колеса.

Угол наклона отверстий к радиальному направлению обосновывается следующими соображениями. С одной стороны, вытекающие из отверстия струи газа должны максимально по ширине колеса рассеивать абразивные частицы (угол наклона равен 0°), а с другой стороны, закручивать абразив в сторону вращения колеса (максимальный наклон к радиальному направлению). Оптимальный наклон

определяется шириной колеса, напором вытекающей струи, концентрацией и свойствами абразива и т. д. Для большинства рабочих колес центробежных нагнетателей оптимальный угол наклона отверстий к радиальному составляет 0÷60°. При угле наклона отверстий менее 0°, вытекающие струи будут закручивать абразивные частицы в сторону вращения колеса, что повышает интенсивность износа (увеличивается относительная скорость соударения частиц с входными кромками лопаток). При угле наклона более 60° вытекающие струи будут недостаточно по ширине лопаток рассеивать абразив, что тоже вызывает интенсивный износ лопаток со стороны основного диска (высокая концентрация абразивных частиц по основному диску).

Перед каждым отверстием может быть выполнен выступ с высотой 0,1÷1,7 диаметра отверстия. Выступ необходим для того, чтобы избежать влияния скоростного напора потока рабочего тела на выходное отверстие, имеющего срез навстречу потоку. Высота уступа должна быть достаточной, чтобы не допустить прямое попадание рабочего потока на входной срез отверстия. Высота уступа определяется углом наклона образующей обтекателя в районе выходного отверстия к оси вращения и диаметром отверстия.

На рисунке 25 представлено меридиональное сечение колеса и сечение по А-А.

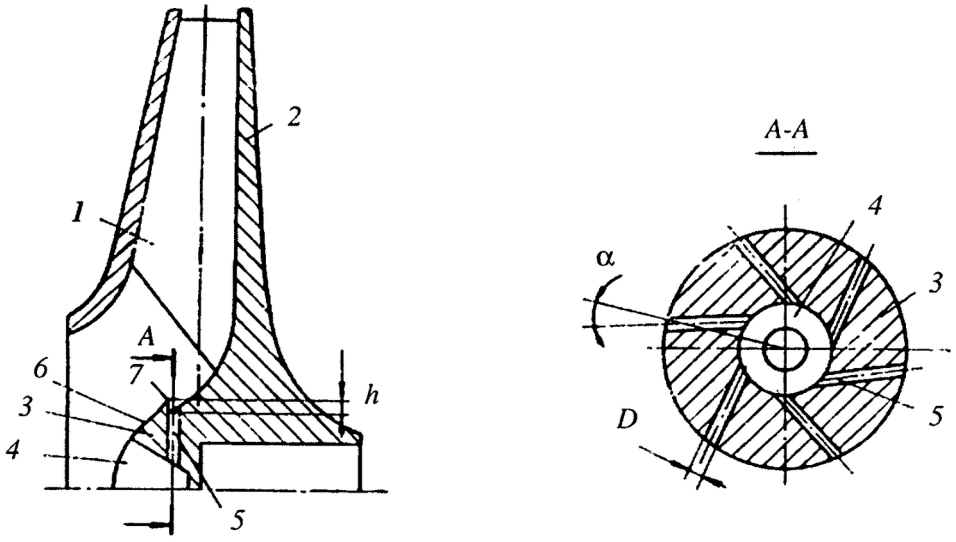


Рисунок 25 - Рабочее колесо центробежного компрессора

При эксплуатации штатного рабочего колеса на эрозионноопасных средах, в

частности на запыленном природном газе, взвешенные в рабочем теле абразивные частицы, при повороте потока на входе в рабочее колесо в силу своей инерции концентрируются на поверхности обтекателя 3. В дальнейшем абразивные частицы движутся по поверхности обтекателя и попадают на входные участки рабочих лопаток 1 в районе основного диска 2, вызывая их интенсивный локальный подрез.

При вращении колеса рабочее тело попадает в выемку 4 и вытекает через отверстие 5 под напором, величина которого пропорциональна окружной скорости выходных срезов отверстий 5. Взаимодействуя со сконцентрированным на поверхности обтекателя 3 абразивом, вытекающие из отверстия 5 струи рабочего тела рассеивает абразивные частицы по всей ширине рабочих лопаток 1 на входе в колесо, исключая образование интенсивного локального подреза по основному диску.

Имеющий место тангенциальный выход рабочего тела из отверстий 5 позволяет не только рассеивать абразивные частицы, но и закручивает последний в сторону вращения колеса. При этом происходит существенное снижение относительной скорости соударения абразивных частиц с рабочими лопатками 1. Так как величина износа пропорциональна относительной скорости соударения частицы абразива и лопатки 1 в третьей степени, то закрутка абразива в сторону вращения рабочего колеса приводит к значительному снижению интенсивности износа.

Благодаря наличию уступа 7, поток рабочего тела не попадает непосредственно на срез выходного отверстия 6, наклоненного навстречу потоку, и скоростной поток последнего не ослабляет напор струи, вытекающей из отверстий 5. Более того, за уступом 7 имеет место разрежение потока рабочего тела, обтекающего уступ 7, что способствует образованию более интенсивной струи, вытекающей из отверстия 5.

Это позволяет уменьшить интенсивность подреза входных кромок рабочих лопаток колес и увеличить ресурс работы нагнетателей в 3-4 раза.

4.4 Расчет основных параметров центробежного нагнетателя

Для центробежных нагнетателей на стадии проектирования, а также при эксплуатации, для оценки технического состояние, определяют политропический КПД, проверяют реальную степень сжатия газа и внутреннюю мощность ГПА (эквивалентно индикаторной мощности поршневых машин).

Понятие политропического КПД для характеристики работы компрессора введено вследствие того, что реальное сжатие газа не соответствует теоретическим процессам и имеет место внешнеадиабатическое сжатие, когда процесс осуществляется без отвода тепла от газа в холодильниках либо отвода тепла от корпуса нагнетателя, но при этом предусмотрено охлаждение таких узлов, как подшипники и торцовые уплотнения и вместо термина «КПД политропный» использован термин «КПД политропический», определяемый по выражению:

$$\eta_{пол} = \frac{n_m}{n_m - 1} \cdot \frac{k - 1}{k},$$

где n_m - показатель внешнеадиабатического (политропического) процесса сжатия;

k - показатель адиабаты.

Более точную оценку $\eta_{пол}$, внутренней мощности N_i, степени сжатия ε для заданных условий осуществляют посредством приведенных характеристик центробежных нагнетателей.

Приведенные характеристики показывают в условиях всасывания зависимость ε, $\eta_{пол}$, N_i от объёмной производительности компрессора. Характеристики получены по данным многолетней эксплуатации машин, но поскольку данные эти получены для конкретных условий по давлению и температуре всасывания, составу газа, а использовать их требуется для широкого диапазона значений, то они обобщены в виде приведенных характеристик, т.е. характеристики, снятые для конкретных условий, приведены к некоторым фиксированным, оптимально выбранным условиям.

Параметры приведения:

$$R_{пр} = 500 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot K};$$

$$T_{пр} = 288 ° \text{K};$$

$$z_{пр} = 0{,}91;$$

$$n_{пр} = n_{ном}.$$

где $R_{пр}$ - приведенная газовая постоянная, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot K}$;

$T_{пр}$ - приведенная температура газа при всасывании, K;

$z_{пр}$ - приведенный коэффициент сжимаемости в условиях всасывания;

$n_{пр}, n_{ном}$ - приведенное и номинальное число оборотов вала, об/мин.

Зависимости, связывающие реальные и приведенные параметры:

$$Q_{пр} = Q_в \left(\frac{n_н}{n} \right), \qquad (1)$$

$$\left(\frac{n}{n_н} \right)_{пр} = \frac{n_н}{n} \sqrt{\frac{z_{пр} \cdot R_{пр} \cdot T_{пр}}{z \cdot R \cdot T_в}}, \qquad (2)$$

$$\left(\frac{N_i}{\rho_в} \right)_{пр} = \frac{N_i}{\rho_в} \cdot \left(\frac{n_н}{n} \right)^3, \qquad (3)$$

где $Q_{пр}, Q_в$ - приведенная производительность нагнетателя и производительность в реальных условиях, м^3/мин;

$n_н$ - номинальное число оборотов вала нагнетателя, об/мин;

n - действительное число оборотов, об/мин;

N_i - внутренняя мощность нагнетателя, кВт;

$\rho_в$ - плотность газа в реальных условиях, кг/м^3;

$z_{пр}, R_{пр}, T_{пр}$ - приведенные коэффициент сжимаемости, газовая постоянная, температура при всасывании;

$z, R, T_в$ - то же, в реальных условиях.

Конечной целью расчета с применением приведенных характеристик, является проверка по полученным значениям N_i, $\eta_{пол}$, ε выбранного нагнетателя для заданных условий перекачки и оценка технического состояния нагнетателя. При этом расчетные и паспортные значения приведенных выше величин должны удовлетворять следующим неравенствам:

$$N_i \le N_н,$$

$$\eta_{пол} \approx \eta_{полн},$$

$$\varepsilon \le \varepsilon_{н}.$$

Порядок расчета

1. Исходные данные:

- производительность по всасыванию $Q_{в}$;

- действительное число оборотов n, об/мин;

- номинальное число оборотов $n_{н}$, об/мин;

- коэффициент сжимаемости при всасывании $z_{в}$;

- температура всасывания $T_{в}$;

- газовая постоянная R.

2. По зависимости (1) определяем $Q_{пр}$, при этом $Q_{пр}$ должно быть не менее, чем на 10 % больше наименьшего значения $Q_{пр}$, с которого начинаются кривые характеристик, т.к. минимальный расход должен соответствовать границе помпажа.

3. По зависимости (2) рассчитываем $\left(\frac{n}{n_{н}}\right)_{пр}$.

4. По графикам приведенных характеристик нагнетателя в зависимости от $Q_{пр}$ и $\left(\frac{n}{n_{н}}\right)_{пр}$ находим $\left(\frac{N_i}{\rho_{в}}\right)_{пр}$, $\eta_{пол}$, ε. Затем по уравнению (3) определяем внутреннюю мощность нагнетателя N_i. К полученному N_i следует добавить механическую потерю мощности $N_{мех}$. Сумма $(N_i + N_{мех})$ представляет собой мощность на муфте нагнетателя, при этом должно выполнятся неравенство:

$$(N_i + N_{мех}) \le N_{н}^{P},$$

где $N_{мех}$ для газотурбинной установки принимается равной 100 кВт.

При выполнении всех перечисленных условий можно судить о правильности выбора нагнетателя, либо по полученным величинам и их отклонениям от N_i, $\eta_{пол}$, ε, которые имели место при пуске компрессорной станции в работу, можно судить о техническом состоянии машины после определенного срока эксплуатации.

Расчет параметров.

Исходные данные:

1) объемный состав газа, %:

$$CH_4 - 96{,}9;$$

$$C_2H_6 - 1{,}22;$$

$$C_3H_8 - 1{,}88;$$

2) производительность перекачки $Q_{перекачки} = 66$ млн $м^3/сут$;

3) тип нагнетателя: Н-370-18-1;

4) производительность нагнетателя $Q_к = 33$ млн $м^3/сут$;

5) давление на входе в компрессорную станцию $P_в = 60$ $кгс/см^2$;

6) давление на выходе нагнетателя $P_н = 70$ $кгс/см^2$;

7) температура на входе в компрессорную станцию $t_в = 15$ °C (288 $°K$);

8) номинальное число оборотов ротора нагнетателя $n_н = 4800$ об/мин;

9) реальное число оборотов $n = 4500$ об/мин;

10) показатель внешнеадиабатического сжатия $k = 1{,}31$;

11) номинальная мощность $N_н = 10000$ кВт;

12) политропический КПД номинальный $\eta_н = 0{,}81$.

Расчет:

1) молекулярная масса газа:

$$Mr_{см} = \sum_{i=1}^{n} Mr_i \cdot x_i',$$

где Mr_i - молекулярная масса i-го компонента перекачиваемого газа;

x_i' - объемная доля каждого компонента смеси.

$$Mr_{см} = 0{,}969 \cdot 16 + 0{,}022 \cdot 30 + 0{,}0188 \cdot 44 = 15{,}5 + 0{,}366 + 0{,}827 = 16{,}7;$$

2) Критические приведенные параметры.

Расчет ведется по правилу аддитивности по всасыванию.

$$T_{крсм} = 181 \cdot 0{,}969 + 305{,}4 \cdot 0{,}0122 + 368{,}8 \cdot 0{,}0188 = = 175{,}4 + 3{,}72 + 6{,}93 = 186 \text{ K}.$$

$$P_{крсм} = 45{,}8 \cdot 0{,}969 + 48{,}2 \cdot 0{,}0122 + 49{,}4 \cdot 0{,}0188 = = 44{,}38 + 0{,}59 + 0{,}93 = 45{,}9 \text{ кг/см}^2.$$

$$T_{пр} = \frac{T_{раб}}{T_{кр}},\ P_{пр} = \frac{P_{раб}}{P_{кр}}.$$

$$T_{прсм} = \frac{15 + 273}{186} = 1{,}55,\ P_{прсм} = \frac{61}{45{,}9} = 1{,}33.$$

z определяем по рисунку 26, $z = 0{,}9$.

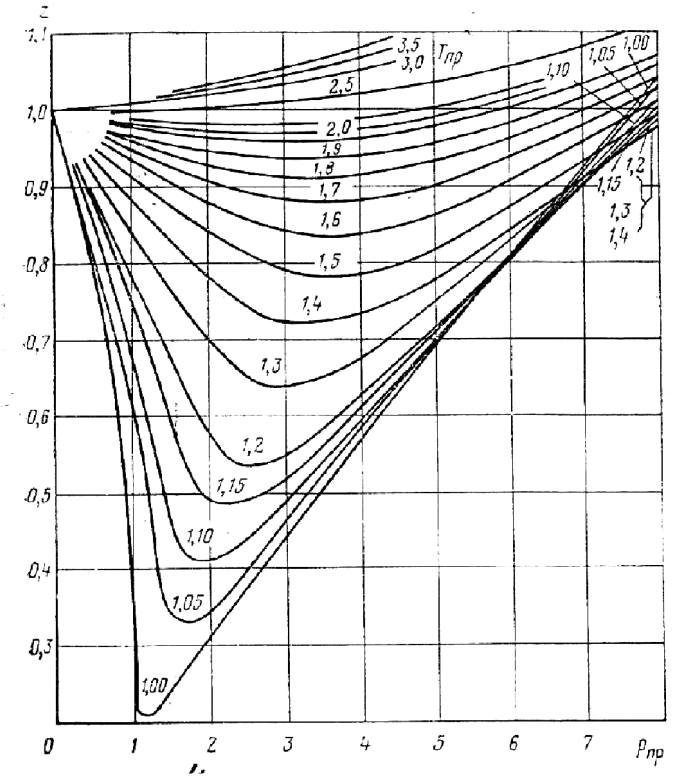


Рисунок 26 - Зависимость коэффициента сжимаемости газа от давления для приведенных условий

3) Газовая постоянная:

$$R = \frac{R'}{M r_{см}},$$

где R' - универсальная газовая постоянная $R' = 8310 \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}$;

$$R = \frac{8310}{16{,}7} = 498 \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}};$$

4) Плотность перекачиваемого газа при нормальных условиях ($0\ ^\circ C$, 760 мм рт. ст.):

$$\rho_{н.у.} = \frac{M r_{см}}{22{,}4},$$

$$\rho_{н.у.} = \frac{16{,}7}{22{,}4} = 0{,}745\ \text{кг/м}^3.$$

5) Плотность перекачиваемого газа при стандартных условиях ($20\ ^\circ C$, 760 мм рт. ст.):

$$\rho_{ст.у.} = \rho_{н.у.} \frac{273}{293},$$

$$\rho_{ст.у.} = 0{,}745 \cdot \frac{273}{293} = 0{,}695 \text{ кг/ м}^3.$$

6) Плотность перекачиваемого газа по условиям всасывания согласно уравнению Менделеева-Клапейрона:

$$P_в \gamma = zRT_в,$$

где $P_в$ - давление на всасывании, Па;

γ - удельный объем газа, м^3/кг, $\gamma_в = \frac{1}{\rho_в}$;

$T_в$ - температура перекачиваемого газа на входе в нагнетатель, K.

$$\rho_в = \frac{P_в}{zRT_в},$$

$$\rho_в = \frac{6000000}{0{,}9 \cdot 498 \cdot 288} = 46{,}5 \text{ кг/ м}^3.$$

7) Принимаем 2 работающих нагнетателя, которые соединены параллельно. Производительность одного нагнетателя:

$$Q_к = \frac{Q_{перекачки}}{n_{наг}},$$

где $Q_{перекачки}$ - производительность при перекачке, м^3/сут;

$n_{наг}$ - количество работающих нагнетателей.

$$Q_к = \frac{66 \cdot 10^6}{2} = 33 \cdot 10^6 \text{ м}^3/\text{сут}.$$

8) Объемная производительность нагнетателя при всасывании:

$$Q_в = \frac{Q_к \cdot \rho_{ст.у.}}{1440 \cdot \rho_в},$$

$$Q_в = \frac{33 \cdot 10^6 \cdot 0{,}695}{1440 \cdot 46{,}5} = 342 \text{ м}^3/\text{мин};$$

9) Характеристики нагнетателя (N_i, $\eta_{пол}$, ε) устанавливаются на основании приведенной характеристики нагнетателя Н-370-18-1, представленной на рисунке 27.

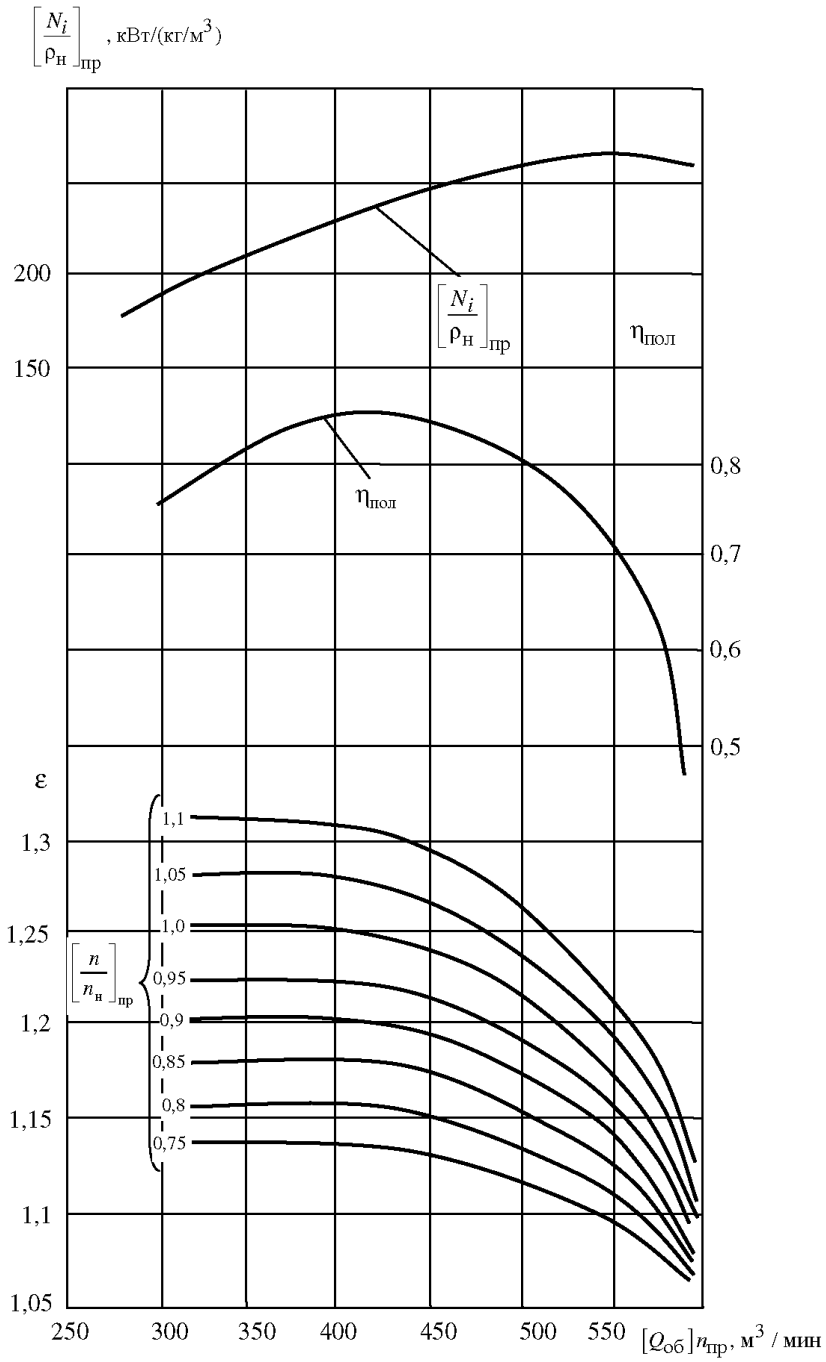


Рисунок 27 - Характеристики работы нагнетателя Н-370-18-1

Условия приведения: $z_{пр}=0{,}888$, $R_{пр}=518\frac{Дж}{кг\cdot град}$; $T_{пр}=288°К$.

Приведенная объемная производительность (зависимость 1):

$$Q_{пр}=\frac{n_н}{n}\cdot Q_в,$$

где $n_н$ - номинальное число оборотов, об/мин;

$n_н$ - фактическое число оборотов, об/мин.

$$Q_{пр}=\frac{4800}{4500}\cdot 342=365 \ \ м^3/мин.$$

Расчет приведенной частоты вращения (зависимость 2):

$$\left(\frac{n}{n_н}\right)_{пр} = \frac{n_н}{n}\sqrt{\frac{z_{пр} \cdot R_{пр} \cdot T_{пр}}{z \cdot R \cdot T_в}},$$

где $z_{пр}, R_{пр}, T_{пр}$ - параметры перекачиваемого газа, по которым составлена характеристика нагнетателя.

$$\left(\frac{n}{n_н}\right)_{пр} = \frac{4500}{4800}\sqrt{\frac{0{,}888 \cdot 518 \cdot 288}{0{,}9 \cdot 498 \cdot 288}} = 0{,}95.$$

По характеристике нагнетателя на рисунке 3 найдем степень сжатия $\varepsilon = 1{,}230$, а также относительную приведенную мощность

$$\left(\frac{N_i}{\rho_н}\right)_{пр} = 220\,\frac{\text{кВт}}{\text{кг} \cdot м^3}.$$

Расчет внутренней мощности, которую потребляет нагнетатель (зависимость 3):

$$N_i = \left(\frac{N_i}{\rho_н}\right)_{пр} \cdot \rho_в \cdot \left(\frac{n}{n_н}\right)^3 = 220 \cdot 46{,}5 \cdot 0{,}95^3 = 8770 \text{ кВт}.$$

Мощность на валу привода нагнетателя:

$$N = N_i + N_{мех},$$

где $N_{мех}$ - механические потери (для ГТУ привода $N_{мех} = 100$ кВт).

$$N = 8770 + 100 = 8870 \text{ кВт}.$$

Мы получили что

$$N \le N_н,$$

где $N_н = 10000$ кВт - номинальная мощность из паспортных данных нагнетателя.

$$8870 \le 10000 \text{ кВт}.$$

Давление на выходе из нагнетателя:

$$P_н = P_в \cdot \varepsilon,$$

$$P_н = 60 \cdot 1{,}23 = 73{,}8 \text{ кг/с м}^2.$$

Политропический КПД $\eta = 0{,}82$ (рисунок 3), близок к номинальному;

10) Расчет температуры газа на выходе из нагнетателя:

$$T_{вых} = T_в \cdot \varepsilon^{\frac{k-1}{k}},$$

где k - показатель внешнеадиабатического сжатия, $k = 1{,}31$.

$$T_{вых} = 288 \cdot 1{,}23^{\frac{1{,}31-1}{1{,}31}} = 303 \text{ К}.$$

Установленные на компрессорной станции центробежные нагнетатели типа Н-370-18-1 в количестве 2-х при параллельном соединении обеспечивают требуемую производительность перекачки при выполнении необходимых условий по расходу, ε , $\eta_{пол}$, N_i.

4.5 Расчёт режимов работы компрессорной станции

Несмотря на станции подземного хранения газа, являющиеся накопителями газа, режим работы газопровода характеризуется неравномерностью в течение года подачи газа. Газопроводы в зимнее время работают в режиме наибольшего обеспечения газового транспорта. Пополнение системы при увеличении расходов обеспечивается за счет отборов из подземных хранилищ. Загрузка газопроводов в летнее время, когда газопотребление снижается, обеспечивается за счет закачки газа в подземные хранилища.

Оборудование и обвязка компрессорных станций приспособлены к переменному режиму работы газопровода. Количество газа, перекачиваемого через КС, можно регулировать включением и отключением числа работающих газоперекачивающих агрегатов (ГПА), изменением частоты вращения силовой турбины у ГПА с газотурбинным приводом и т.п. Однако во всех случаях стремятся к тому, чтобы необходимое количество газа перекачать меньшим числом агрегатов, что приводит естественно к меньшему расходу топливного газа на нужды перекачки и, как следствие, к увеличению подачи товарного газа по газопроводу.

Регулирование пропускной способности газопровода отключением работы отдельных КС при расчетной производительности газопровода обычно не практикуется из-за перерасхода энергозатрат на компримирование газа при такой схеме работы. И только в тех случаях, когда подача газа по газопроводу заметно снижается сравнительно с плановой (летом), отдельные КС могут быть временно остановлены.

Переменный режим работы компрессорной станции приводит к снижению загрузки газоперекачивающих агрегатов и, как следствие, к перерасходу топливного газа из-за отклонения от оптимального КПД ГПА.

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.

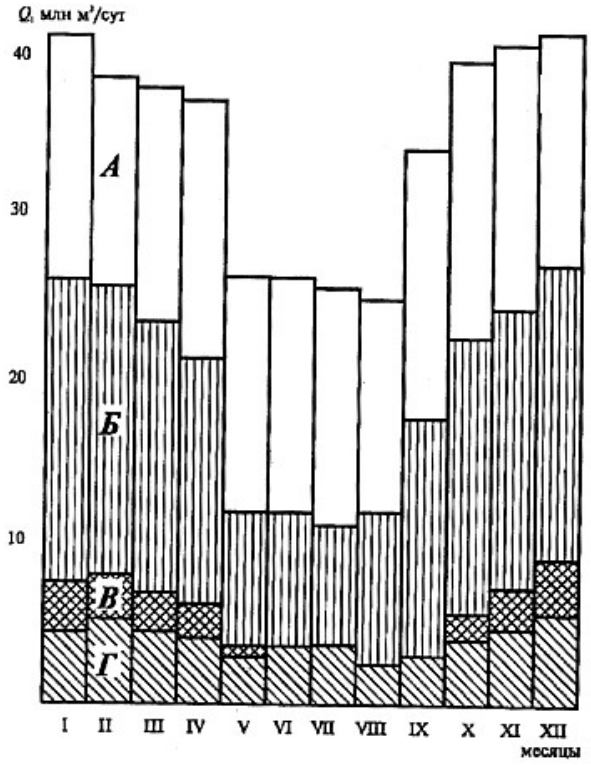


Рисунок 28 - Схема сезонного колебания расхода газа крупного промышленного центра:

А - ТЭЦ; Б - промышленность (включая котельные); В - отопление; Г - коммунально-бытовые потребители

Пропускная способность однониточного участка газопровода без учёта рельефа трассы газопровода (при 293,15 К и 0,1013 МПа)

$$q = 105.087 \cdot \left(D_{â} \cdot 10^{-3}\right)^{2.5} \cdot \sqrt{\frac{p_{í}^{2} - p_{ê}^{2}}{\Delta \lambda \cdot Z_{ñð} \cdot T_{ñð} \cdot L}}$$

где $D_в$ – внутренний диаметр трубы $D_в$=1,154 м; L – длина участка газопровода L=100 км.

Расход газа, через трубопровод длиной L км определяется по формуле 3.23.

На основании этой формулы вычислена пропускная способность газопровода на участке между двумя КС.

Рассчитаем зависимость пропускной способности газопровода от давления. Полученная зависимость показана на рисунке 29.

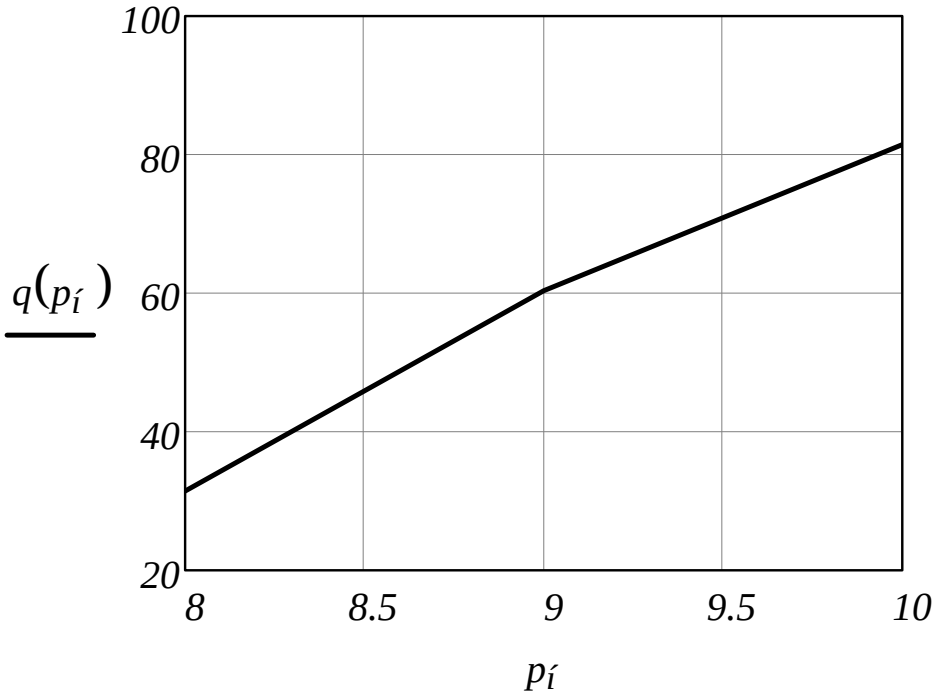


Рисунок 29 - Зависимость пропускной способности газопровода (млн.нм^3/сут) от начального давления (МПа)

Затраты мощности КС можно определить по формуле:

$$N_{\hat{e}\tilde{n}} = 1.36 \cdot 10^{-4} \frac{k \cdot Z_{\tilde{n}\eth} \cdot R \cdot T_{\tilde{n}\eth} \cdot \Delta}{(k-1)\,\eta_{\acute{i}}} \cdot q \cdot \left[\left(\frac{p_{\acute{i}}}{p_{\hat{e}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

где k - показатель адиабаты;

$\eta_н$ - адиабатический КПД нагнетателя.

Результаты расчета показаны на рисунке 30.

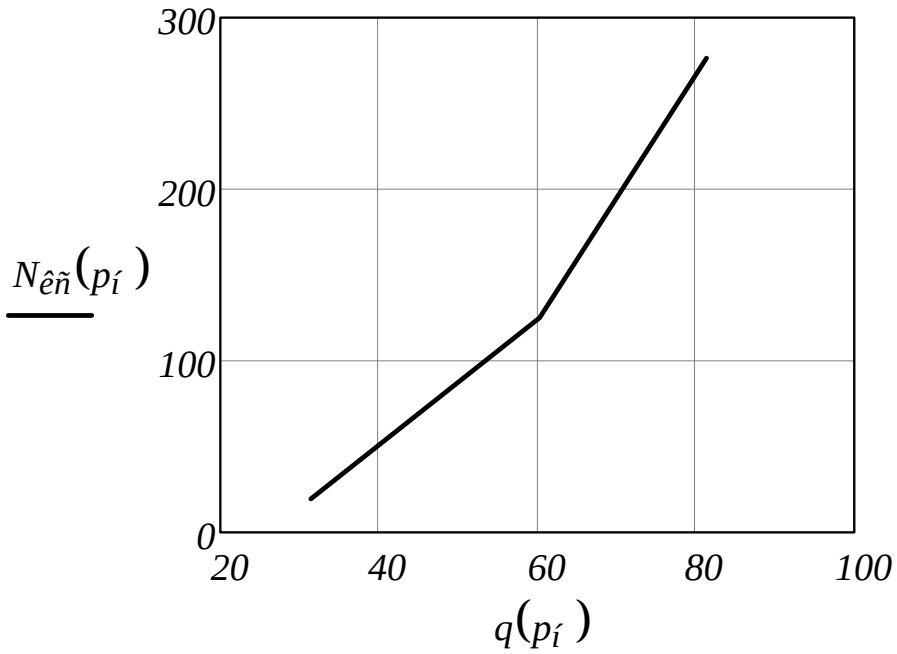


Рисунок 30 – Затраты мощности КС от производительности (млн. нм^3/сут)

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведённой работы была спроектирована газотурбинная установка мощностью 10 МВт на базе ГТК-10-4.

Были выполнены предварительный и уточненный тепловые расчеты, моделирование осевого компрессора, предварительный расчет турбины с учетом затурбинного диффузора, газодинамический расчет ступеней по среднему диаметру, эскиз проточной части ТВД-ССТ, h-s диаграмма процесса расширения рабочего тела в турбине, газодинамический расчет ступеней с учетом законов закрутки, графики изменения основных параметров ступеней по радиусу, расчет потерь энергии, КПД и мощности турбины

Разработанная ГТУ имеет следующие технические характеристики:

- эффективная мощность N_e = 10 МВт;
- расход воздуха $G_В$ = 86,1 кг/с;
- частота вращения ротора ВД $n_{ВД}$ = об/мин;
- частота вращения ротора СТ $n_{СТ}$ = 4800 об/мин;
- температура газа перед турбиной $T_Г$ = 1073 К;
- степень повышения давления $\pi_К$ = 4,4;
- эффективный КПД η_e = 0,292.

В результате выполнения выпускной квалификационной работы ее цель достигнута.

При этом решены следующие задачи:

1. Анализ существующих конструкций ГПА и центробежных нагнетателей.

2. Оценка преимуществ и недостатков центробежных нагнетателей Н-370 и НЦ-6,3.

3. Разработка конструктивных особенностей модернизированного нагнетателя.

4. Расчет основных параметров нагнетателя.

5. Расчёт режимов работы КС.