

5 Конструкторская часть. Парожидкостной турбодетандер

5.1 Особенности конструкции основных узлов турбодетандера

Принцип работы и описание парожидкостного турбодетандера представлены в разделах 1.2 и 2.4. Турбодетандер включает следующие основные узлы: корпус; сопловой аппарат; диффузор; ротор с рабочим колесом; уплотнительные и регулировочные элементы; генератор; магнитные радиальные и осевой подшипники.

Корпус турбодетандера – массивная деталь цилиндрической формы, во внутренней части которой размещается и регулируется осевой магнитный подшипник. Данная деталь собирается с другими изделиями посредством резьбового соединения. Поскольку корпус имеет сложную внутреннюю форму, работает под давлением газа и испытывает значительные температурные деформации, то к конструкции и материалу предъявляются повышенные технологические требования.

Конструкция детандера разрабатывалась таким образом, чтобы обеспечить простоту извлечения основных компонентов и возможность оперативного восстановления работоспособности установки. Для этого все основные элементы конструкции крепятся к корпусу посредством резьбовой втулки-крышки, самотвинчивание которой блокируется точечной сваркой по поверхности контакта крышки и корпуса.

Регулирование осевого зазора между тыльной стороной рабочего колеса и неподвижными элементами конструкции осуществляется за счет комплекта металлических пластин, к которым установлены особые требования, связанные с сохранением постоянного коэффициента линейного расширения в диапазоне температур (4 ... 300) K, поскольку сборка изделия будет выполняться при нормальных условиях. Кроме того, следует учитывать значительные температурные градиенты при захлаживании и отопреве.

Корпус детандера размещается в верхней части сборника жидкого гелия,

крепление осуществляется в армированные текстолитовые проставки через втулку из стали с низким коэффициентом теплопроводности посредством резьбового соединения с пояском детандера.

Сопловой аппарат – выполнен по канальной схеме, служит для преобразования потенциальной энергии сжатого газа в кинетическую.

Сопловой аппарат, как и рабочее колесо, являются местами повышенного износа, поскольку попадание в каналы аппарата или в проточную часть твердых механических частиц или кристаллов двуокиси углерода, многократно отбрасываемых при вращении, вызывают износ кромок лопаток.

При конструировании соплового аппарата были учтены следующие требования:

- толщина выходной кромки соплового аппарата должна быть минимально допустимой по соображениям прочности и технологичности, поскольку это обеспечит минимизацию потерь за счет исключения возможности завихрения.

- для обеспечения модульности конструкции сопловой аппарат исполнен с неподвижными лопатками, состоящими из двух щек, покрывной и лопаточной, в которой профиль каналов получен фрезерованием. Отсутствие зазора между щеками регулируется при помощи пакета металлических пластин.

Рабочее колесо – основной элемент турбодетандера, непосредственно влияющий на энергетическую эффективность всей машины. Проектируемый агрегат относится к классу малорасходных детандеров среднего давления, поэтому к рабочему колесу предъявляются жесткие требования по механической обработке внутренних стенок лопаток.

Для увеличения механической прочности эти рабочие колеса конструируются так, чтобы ось любого сечения лопатки плоскостью, перпендикулярной к оси вращения колеса пересекалась бы с осью вращения колеса.

Количество лопаток у подобных рабочих колес обычно невелико и равно 6...10, при толщине их равной (0,25...0,3) мм у корня лопатки. Из-за малых размеров рабочих колес, даже при сравнительно небольшом числе лопаток и

небольшой их толщине, загромождение площади выходной воронки может достигать 20 %.

Для обеспечения движения потока газа по каналам рабочего колеса с минимальными потерями, каналы рабочих колес имеют плавные обводы и постоянное приращение площади от сечения к сечению.

После окончательного изготовления рабочее колесо подвергается статической балансировке. Рабочие колеса малых диаметров подвергаются динамической балансировке совместно с ротором.

Уплотнения – механизмы, посредством которых предотвращается перетекание газа из полости высокого давления в полость низкого давления. Учитывая тот факт, что в данной конструкции применяются магнитные динамические подшипники, потребность в уплотнениях незначительна. Это объясняется тем, что к машине не подводятся масляные или газовые потоки, смешение которых с расширяющимся газом требуется предотвратить.

На валу детандера лабиринтные уплотнения расположены с целью снизить возмущения потока при его переходе из соплового аппарата в рабочее колесо и снизить их влияние на эффективность машины. Наличие утечек через уплотнения способствует дополнительному снятию теплоты, выделяемой магнитными подшипниками, и удаляются через отводящий патрубок принудительного охлаждения.

Ротор – наиболее нагруженный узел машины. Вертикальное исполнение позволило исключить влияние жесткости вала на работу агрегата, но появилась необходимость обеспечения его устойчивости.

Поскольку в проектируемой конструкции не предусмотрены керамические страховочные подшипники, то их роль выполняют фторопластовые втулки, расположенные на консольных участках ротора. На расчетной частоте вращения контакт металлических поверхностей приведет к большому нагреву и свариванию подвижных и неподвижных элементов, с последующим заклиниванием ротора. Фторопласт, в свою очередь, обладает антифрикционными свойствами, которые позволят своевременно определить наличие неполадок в работе установки

и устранить их.

Подшипники – элементы конструкции, задача которых обеспечить устойчивую работу машины на расчетной частоте вращения. В данной конструкции применяются магнитные динамические радиальные и осевой подшипники.

Транспортировка агрегата осуществляется после установки крышки с цапфой, удерживающей ротор за обтекатель в требуемом осевом и радиальном положении.

В настоящее время в отечественных установках применяются комбинированные газо-масляные подшипники. Поскольку вязкостные свойства масла могут быть обеспечены только в ограниченном температурном диапазоне, то подача масла в подшипник сопровождается подводом конвективных и радиационных теплопритоков. Кроме того, рабочее вещество – гелий, циркулирующий в цикле, должен быть подвержен адсорбционным методам очистки от масла, что требует дополнительного аппаратного оснащения криогенной установки.

Проводя анализ негативного влияния наличия в криогенном контуре масла, было принято решение рассчитать и спроектировать магнитный подвес и тормозное устройство – генератор.

5.2 Выбор конструкционных материалов

На основании требований к узлам машины следует определить конструкционные материалы, которые могут быть применены для их изготовления. Для выбора материалов и методов термической обработки использовался энциклопедический справочник [14]. Выбор магнитных сталей проводился на основе анализа, представленного в статье [15].

Обозначения элементов в марках сталей: Х – хром; Н – никель; К – кобальт; М – молибден; В – вольфрам; Т – титан; Д – медь; Г – марганец; С – кремний; Ф – ванадий; Р – бор; А – азот; Б – ниобий; Е – селен; Ц – цирконий; Ю – алюминий; Ч – наличие редкоземельных металлов.

В таблице 5.1 приведен список сталей и места их возможного применения

в установке:

Таблица 5.1 – Стали, применяемые в конструкции машины

Сталь	Магн. св-ва	Диапазон рабочих т-р, К	Область применения	Применение в конструкции
08X15H24B4TP	нет	4...1000	Несварные детали, крепежи, подвесы сосудов	Шпильки, винты, гайки, шайбы
12X18H12T	нет	4...750	Свариваемые конструкции, трубы, сосуды, теплообменные аппараты	Пластики
03X20H16AG6	нет	4...870	Сосуды, трубы, арматура, оболочки теплообменных аппаратов	Сильфон, штуцеры, усиливающие втулки
04X21H16AG8M2ФД	нет	4...870	Сварные высоконагруженные изделия, узлы машин	Корпус, диффузор, крышки осевых подшипников
03X14H10K5M2Ю2T (g+d 50%/50%)	200-220 А/см	4...870	Постоянные магниты	Втулки подшипников, подпятник
03X13H8M2Ю2T (d 100%)	230-240 А/см	4...870	Постоянные магниты	Втулки подшипников, подпятник

Таблица 5.2 – Термическая обработка сталей

Сталь	Термическая обработка
08X15H24B4TP	— горячая деформация и старение (при плюс $730 \pm 25^{\circ}\text{C}$ в течение 16 ч, охлаждение на воздухе). — аустенитизация (нагрев до плюс $1130 \pm 25^{\circ}\text{C}$, выдержка 1-2 ч, охлаждение на воздухе) и старение (при плюс $730 \pm 25^{\circ}\text{C}$ в течение 16 ч, охлаждение на воздухе). Снижение обрабатываемости резанием после старения. Термообработка после сваривания.
12X18H12T	Закалка на аустенит с температуры плюс $1050 - 1100^{\circ}\text{C}$ с охлаждением в воде. Сталь может подвергаться ремонтным нагревам.
03X20H16AG6	Закалка на аустенит с температуры плюс $1050 \pm 25^{\circ}\text{C}$ с охлаждением в воде или на воздухе с обдувом. Время выдержки при толщине до 12 мм – 30 мин, свыше 12 мм – 45 мин.

Сталь	Термическая обработка
04X21H16AG8M2ФД	Закалка с температуры плюс $1000 \pm 25^{\circ}\text{C}$ с охлаждением до плюс 520°C и выдержкой 5 ч.
03X14H10K5M2Ю2Т	Закалка с температуры плюс $1000 \pm 25^{\circ}\text{C}$ в воду.
03X13H8M2Ю2Т	

В таблице 5.1 введены следующие обозначения, поскольку требуется демонстрация природы намагниченности стали:

- g – железо с ГЦК (Гранецентрированной кубической) решеткой;
- d – железо с ОЦК (Объемно-центрированной кубической) решеткой.

Материал для регулирующих пластин должен обладать постоянным коэффициентом линейного расширения в диапазоне температур (300 ... 4) К. К таким материалам относится железоникелевый сплав 47НД. Его температурный коэффициент линейного расширений (ТКЛР) близок к ТКЛР стекла, материал магнитный, поскольку содержание феррита в структуре значительно. Применять сплав следует в отожжённом состоянии (температура отжига плюс $900 \pm 10^{\circ}\text{C}$). Сплав относится к вакуумно-плотным и сохраняет работоспособность при охлаждении до 4 К.

Для уплотнительных колец возможно применение чистого индия, сплава 47НД или чистой отожжённой меди, поскольку достижение высокой степени герметизации не требуется.

Для трубок подвода и отвода принудительного охлаждения обмоток магнитных подшипников возможно применение термически неупрочняемый сплав алюминия и магния (магналий) АМг2. Этот сплав хорошо спаивается, поэтому активно используется при изготовлении криогенных теплообменных аппаратов. Трубки, выполненные из АМг2 способны работать под избыточным давлением до 1,6 МПа.

Для всех неуказанных элементов конструкции возможно применение стали 04X21H16AG8M2ФД, изделия из которой имеют хорошие

эксплуатационные свойства в составе машинных агрегатов при криогенных температурах.

5.3 Способы регулирования холодопроизводительности

Вопрос регулирования холодопроизводительности является наиболее актуальным, поскольку тепловыделение сверхпроводящих обмоток непостоянно и изменяется в зависимости от частоты вводов тока. В настоящее время известны следующие методы регулирования:

— Изменение давления газа перед турбодетандером – дросселирование на входе. При этом способе регулирования изменение холодопроизводительности может проводиться только в сторону уменьшения от расчётной величины, главным образом за счёт уменьшения срабатываемого изоэнтропного перепада. Одновременно уменьшается расход и изоэнтропный КПД. Коэффициент использования полного изоэнтропного перепада в данном случае очень низок. Достоинством этого способа регулирования является простота конструкции турбодетандера. Недостатками являются потеря располагаемого изоэнтропного перепада из-за ухудшения изоэнтропного КПД.

— Изменение давления газа за турбодетандером. Этот способ регулирования холодопроизводительности используется редко, так как его эффективность значительно ниже способа дросселирования газа на входе в турбодетандер.

— Изменение холодопроизводительности путём изменения расхода газа, осуществляемого заменой направляющего аппарата. Так как криогенные гелиевые установки обычно комплектуются двумя турбодетандерами, в которых могут быть установлены направляющие аппараты с различной высотой сопла. Этот метод позволяет иметь всего две величины расхода газа и применяется обычно наряду с дросселированием газа на входе в детандер.

— Изменение холодопроизводительности путём отключения групп сопловых каналов направляющего аппарата. При этом изменяется количество газа, проходящего через направляющий аппарат. Количество газа, проходящего через

направляющий аппарат, зависит от степени парциальности направляющего аппарата. При этом способе регулирования возникают потери энергии, затрачиваемые на вытеснение объёма газа заключённого между лопатками рабочего колеса, находящимися против неработающих сопел. Эти потери тем больше, чем больше объём этого газа, поэтому, чем меньше степень парциальности, тем длиннее лопатки рабочего колеса. Следовательно, в реактивных турбодетандерах, имеющих длинные лопатки рабочего колеса, потери на вытеснение резко возрастают по сравнению с активными турбодетандерами, имеющими короткие лопатки. Преимущество этого способа — сравнительная простота конструкции. Недостатки — изменение холодопроизводительности только в меньшую сторону и значительное уменьшение изоэнтропного КПД для реактивных машин. Поэтому этот способ нашел широкое применение лишь в турбодетандерах активного типа.

— Изменение холодопроизводительности при помощи поворота лопаток направляющего аппарата. При этом изменяется расход газа, так как при повороте лопаток изменяется площадь проходного сечения сопел. Изменение холодопроизводительности при этом способе регулирования может происходить в обе стороны от расчётной величины, в широком диапазоне. При повороте лопаток происходит уменьшение изоэнтропного КПД из-за изменения угла установки сопла и, соответственно, относительной скорости потока газа на входе в рабочее колесо и направлением лопатки рабочего колеса. Недостатком этого способа регулирования является относительная сложность, а, следовательно, и большая стоимость изготовления направляющего аппарата. Повышенная стоимость изготовления направляющего аппарата с поворотными лопатками полностью окупается эффективностью его эксплуатации. Возможность установки соплового аппарата с поворотными соплами в данной конструкции ограничена размерами конструкции — изготовление привода и системы регулирования в ограниченном пространстве будет заведомо нетехнологично.

— Регулирование холодопроизводительности турбодетандера за счёт изменения высоты сопел направляющего аппарата. При этом способе изменение

холодопроизводительности возможно в обе стороны от расчётной величины с почти постоянным изоэнтропным КПД. Однако из-за технологических трудностей при изготовлении таких направляющих аппаратов, этот способ практического применения не нашёл.

— Регулирование холодопроизводительности методом изменения числа оборотов ротора. Этот способ может быть применён в конструкции проектируемого детандера, поскольку имеется магнитный тормоз. Изменение холодопроизводительности при этом происходит, в основном, за счёт снижения изоэнтропного КПД, так как расход газа при изменении числа оборотов изменяется незначительно. В этом режиме энергия не отводится с обмоток генератора, а наоборот подводится для создания противодействующего крутящего момента. При этом происходит диссипация энергии магнитного поля в теплоту.

Проводя анализ возможных способов регулирования, для проектируемого детандера применимо:

- Дросселирование на входе – изменение давления газа перед детандером;
- Установка сопловых аппаратов разной толщины на резервирующую машину. Метод имеет место быть в случае двух наиболее часто воссоздаваемых режимов нагружения;
- Изменение частоты вращения ротора – создание «тормозящего» момента на статоре генератора.

Поскольку работа в сателлитном режиме невозможна без подачи жидкого гелия в сборник от центрального ожижителя ОГ1000 и доля, подаваемая в сборник, воздействует на тепловой баланс системы, возможно регулирование холодопроизводительности за счет корректирования доли вводимого потока. При этом детандер может работать на номинально-расчетном режиме с полной реализацией располагаемого изоэнтропного перепада. С учетом средств автоматики в проектируемой системе используется метод дросселирования на входе.

5.4 Системы защиты машины

Для обеспечения безаварийной работы турбодетандер снабжается автоматически действующими системами для защиты от превышения числа оборотов ротора. Контроль числа оборотов ротора и его радиальное положение считывается датчиком Холла.

Превышение числа оборотов в турбодетандере с электрогенератором происходит из-за исчезновения напряжения в электросети или выхода из строя электрогенератора. В систему автоматизации установлены датчики считывающие ЭДС (Электродвижущую силу) на обмотках генератора и, в случае необходимости, контроллер должен создать противодействующий крутящий момент за счет подачи тока в обмотку генератора.

В случае возникновения биения ротора предохранительные фторопластовые втулки позволят в течение некоторого времени произвести аварийную остановку машины для диагностики и ремонта. Контроль за биением ротора и изменением угла его прецессии осуществляется посредством датчика радиального положения, который также обеспечивает обратную связь для радиальных подшипников и позволяет корректировать магнитное поле для снижения неравномерностей вращения ротора.

Для предотвращения падения ротора на осевой подшипник, на крышке каждого подшипника располагаются предохранительные фторопластовые кольца. В случае возникновения осевых пульсаций зазор между рабочим колесом и щекой будет сохраняться до момента истирания предохранительных колец.

5.5 Энергетический и конструктивный расчет турбодетандера

Тепловой и конструктивный расчеты турбодетандера проводится по методике, представленной в [18]. Исходные данные для расчета машины:

- рабочее вещество: гелий;
- давление на входе: $p_0 = 2,2$ МПа;
- давление на выходе: $p_k = 0,15$ МПа;
- температура на входе: $T_0 = 6,73$ К;
- массовый расход: $m = 0,128$ кг/с.

Степень расширения в детандере:

$$\pi_k = \frac{p_0}{p_k} = \frac{2,2}{0,15} = 14,67 \quad (119)$$

Проектируемый агрегат относится к детандерам среднего давления. Свойства гелия в необходимых точках определяются по библиотеке физических свойств REFPROP. Параметры рабочего вещества на входе:

- плотность: $\rho_0 = 148,177$ кг/м³;
- энтальпия: $h_0 = 18,495$ кДж/кг;
- энтропия: $s_0 = 0,612$ кДж/(кг · К);

Параметры точки конца изоэнтропного сжатия K_S :

- давление: $p_{K_S} = 0,13$ МПа;
- энтальпия: $h_{K_S} = 3,15$ кДж/кг;
- энтропия: $s_{K_S} = 0,612$ кДж/(кг · К);
- температура: $T_{K_S} = 4,665$ К;

Безразмерные параметры для проектирования парожидкостного детандера среднего давления:

- степень реактивности: $\rho_T = 0,525$;
- условный изоэнтропный КПД: $\eta_S = 0,6$;
- приведенный диаметр колеса: $\bar{d} = 0,48$;
- скоростной коэффициент соплового аппарата: $\varphi = 0,78$;
- скоростной коэффициент рабочего колеса: $\psi = 0,79$;
- приведенная окружная скорость рабочего колеса: $\bar{u}_1 = 0,6276$;
- втулочное отношение: $\xi_{вт} = 0,502$;

— угол лопатки на входе: $\beta_{1л} = 90^\circ$.

Полный изоэнтропный перепад в детандере:

$$\Delta_{h_s} = h_0 - h_{K_s} = 18,495 - 3,15 = 15,346 \text{ кДж/кг} \quad (120)$$

Изоэнтропный перепад в сопловом аппарате:

$$\Delta_{S_k} = \rho_T \cdot \Delta_{h_s} = 0,525 \cdot \Delta_{h_s} = 7,98 \text{ кДж/кг} \quad (121)$$

Параметры точки 1S:

— давление: $p_{1S} = 1,218 \text{ МПа}$;

— энтропия: $s_{1S} = s_{K_s} = 0,612 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$;

— температура: $T_{K_s} = 6,03 \text{ K}$;

— энтальпия:

$$h_{1S} = h_{K_s} + \Delta_{S_k} = 15,346 + 7,98 = 11,129 \text{ кДж/кг} \quad (122)$$

Потеря кинетической энергии в сопловом аппарате:

$$\begin{aligned} q_c &= (1 - \varphi^2) \cdot (h_0 - h_{1S}) = \\ &= (1 - 0,78^2) \cdot (18,495 - 11,129) = 2,885 \text{ кДж/кг} \end{aligned} \quad (123)$$

Параметры точки 1S':

— энтропия: $s'_{1S} = s_{K_s} = 0,612 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$;

— температура: $T'_{1S} = 6,378 \text{ K}$;

— давление: $p'_{1S} = 1,669 \text{ МПа}$;

Параметры точки 1:

— давление: $p_1 = 1,218 \text{ МПа}$;

— энтальпия: $h_1 = 13,271 \text{ кДж/кг}$;

— энтропия: $s_1 = 0,878 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$;

— температура: $T_1 = 6,378 \text{ K}$;

Параметры точки $2S$:

— давление: $p_{2S} = p_{KS} = 0,13 \text{ МПа}$;

— энтальпия: $h_{2S} = 4,931 \text{ кДж}/\text{кг}$;

— энтропия: $s_{2S} = s_1 = 0,878 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$;

— температура: $T_{2S} = 4,665 \text{ K}$;

Потери холода в сопловом аппарате:

$$\delta_{h_c} = h_{2S} - h_{KS} = 4,931 - 3,15 = 1,781 \text{ кДж}/\text{кг} \quad (124)$$

Изоэнтروпный перепад в рабочем колесе:

$$\Delta_{h_{S\text{кол}}} = h_1 - h_{2S} = 13,271 - 4,931 = 9,083 \text{ кДж}/\text{кг} \quad (125)$$

Параметры точки K :

— энтропия: $s_K = 1,927 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$;

— температура: $T_K = 4,665 \text{ K}$;

— давление: $p_K = p_{KS} = 0,13 \text{ МПа}$;

— энтальпия:

$$h_K = h_0 - \eta_S \cdot \Delta_{h_S} = 18,0495 - 0,6 \cdot 15,346 = 9,288 \text{ кДж}/\text{кг} \quad (126)$$

Параметры точки K'_S :

— давление: $p_{K'_S} = 1,328 \text{ МПа}$;

— энтальпия: $h_{K'_S} = h_K = 9,288 \text{ кДж}/\text{кг}$;

— энтропия: $s_{K'_S} = s_{KS} = 0,612 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$;

— температура: $T_{K'_S} = 6,12 \text{ K}$;

Коэффициент возврата кинетической энергии в сопловой аппарат:

$$\alpha_a = \frac{q_c - \delta_{h_c}}{\Delta h_s} = \frac{2,885 - 1,781}{15,346} = 0,072 \quad (127)$$

Условная изоэнтропная скорость:

$$C_s = \sqrt{2 \cdot \Delta h_s} = \sqrt{2 \cdot 15,346} = 175,19 \text{ м/с} \quad (128)$$

Действительная изоэнтропная скорость:

$$\begin{aligned} C_{1s} &= \sqrt{(1 - \rho_T + \alpha_a) \cdot 2 \cdot \Delta h_s} = \\ &= \sqrt{(1 - 0,525 + 0,072) \cdot 2 \cdot 15,346} = 130,15 \text{ м/с} \end{aligned} \quad (129)$$

Действительная скорость на выходе из соплового аппарата:

$$c_1 = \varphi \cdot C_{1s} = 0,78 \cdot 130,15 = 101,52 \text{ м/с} \quad (130)$$

Показатель адиабаты гелия: $k = 1,666$ (для идеального газа); индивидуальная газовая постоянная гелия: $R = 2,077 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$. Показатель политропы процесса расширения в сопловом аппарате:

$$n = \frac{k}{k - \varphi^2 \cdot (k - 1)} = \frac{1,666}{1,666 - 0,78 \cdot (1,666 - 1)} = 1,321 \quad (131)$$

Из соотношений давления и температуры определяются параметры с учетом трения в сопловом аппарате. Давление в сопловом аппарате:

$$p_{\text{тр}} = \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n}{n-1}} \cdot p_0 = \left(\frac{2}{1,321+1} \right)^{\frac{1,321}{1,321-1}} \cdot 2,2 = 1,192 \text{ МПа} \quad (132)$$

Температура в сопловом аппарате:

$$T_{\text{тр}} = \left(\frac{2}{n+1} \right) \cdot T_0 = \left(\frac{2}{1,321+1} \right) \cdot 6,73 = 5,798 \text{ К} \quad (133)$$

Плотность гелия с учетом трения и сжимаемости: $\rho_{\text{тр}} = 138,778 \text{ кг} \cdot \text{м}^3$;

Плотность гелия за сопловым аппаратом: $\rho_1 = 130,409 \text{ кг} \cdot \text{м}^3$;

Критическая скорость при истечении с трением:

$$\begin{aligned} c_{\text{тр}} &= \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{n-1}{n+1} \right)} = \\ &= \sqrt{\frac{2 \cdot 1,666}{1,666-1} \cdot 2,077 \cdot 6,73 \cdot \left(\frac{1,321-1}{1,321+1} \right)} = 98,402 \text{ м/с} \end{aligned} \quad (134)$$

Условие закритического режима течения:

$$c_1 = 101,52 > c_{\text{тр}} = 98,4 \quad (135)$$

Коэффициент сжимаемости гелия при параметрах T_0 и p_0 : $z_0 = 1.062$. Тогда, максимальная плотность тока:

$$\begin{aligned} \Omega &= \frac{p_0}{\sqrt{R \cdot z_0 \cdot T_0}} \cdot \sqrt{\frac{k \cdot (n-1)}{k+1} \cdot \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n+1}{n-1}}} = \\ &= \frac{2,2}{\sqrt{2,077 \cdot 1,062 \cdot 6,73}} \cdot \sqrt{\frac{1,666 \cdot (1,321-1)}{1,666+1} \cdot \left(\frac{2}{1,321+1} \right)^{\frac{1,321+1}{1,321-1}}} \end{aligned} \quad (136)$$

$$\Omega = 4723,77 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$$

Площадь горла сопла:

$$f = \frac{m}{\Omega} = \frac{0,128}{4723,77} = 27,05 \text{ мм}^2 \quad (137)$$

Для парожидкостных турбодетандеров среднего давления рекомендуется применять сопловой аппарат канального типа, так как в этом случае уменьшается влияние косового среза при закритических режимах, что способствует увеличению изоэнтропного КПД. Ввиду недостатка справочных данных по показателю адиабаты гелия при расчетных условиях была проведена оценка погрешности расчета площади горла сопла, результат которой представлен на рисунке 5.1:

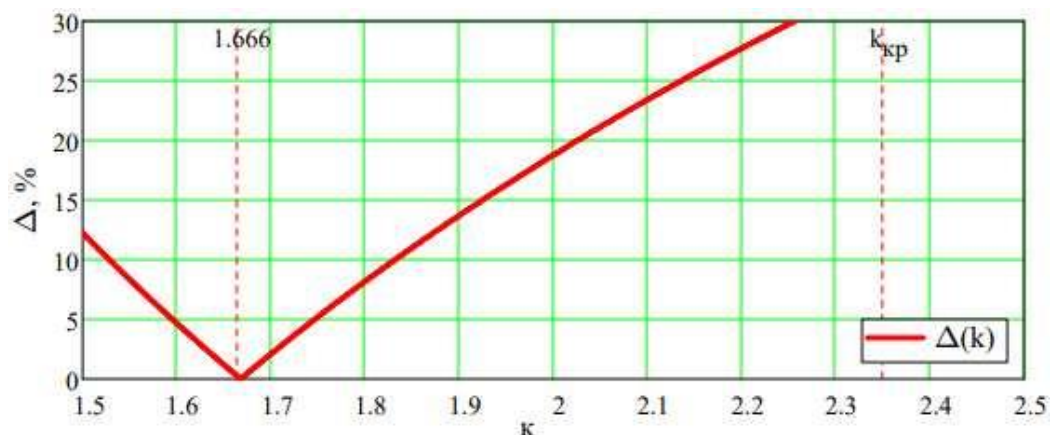


Рисунок 5.1 – Погрешность определения площади горла сопла при значениях показателя адиабаты гелия, отличных от принятых

Для канального соплового аппарата угол потока на выходе в рабочее колесо: $\alpha_1 = 8^\circ$. Угол установки сопла: $\alpha_c = 7^\circ$.

Угол отклонения потока в косом срезе:

$$\delta = \alpha_1 - \alpha_c = 8 - 7 = 1^\circ \quad (138)$$

Окружная скорость на внешнем диаметре рабочего колеса:

$$u_1 = \overline{u}_1 \cdot C_s = 0,6276 \cdot 175,19 = 109,96 \text{ м/с} \quad (139)$$

Относительная скорость на входе в колесо:

$$\begin{aligned} w_1 &= \sqrt{u_1^2 + c_1^2 - 2 \cdot u_1 \cdot c_1 \cdot \cos(\alpha_1)} = \\ &= \sqrt{109,96^2 + 101,52^2 - 2 \cdot 109,96 \cdot 101,52 \cdot \cos(8^\circ)} \\ w_1 &= 16,98 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1} \end{aligned} \quad (140)$$

Угол потока в относительном движении на входе:

$$\beta_1 = \arctan\left(\frac{\sin(\alpha_1)}{\cos(\alpha_1) - \frac{u_1}{c_1}}\right) = \arctan\left(\frac{0,139}{0,99 - \frac{109,96}{101,52}}\right) = -56,28^\circ \quad (141)$$

Угол потока в относительном движении на выходе из колеса: $\beta_2 = 35^\circ$.

Окружная скорость на внешнем диаметре рабочего колеса на выходе:

$$u_2 = \bar{d} \cdot u_1 = 0,48 \cdot 109,96 = 52,78 \text{ м/с} \quad (142)$$

Изоэнтروпная относительная скорость на выходе из колеса:

$$\begin{aligned} w_{2s} &= \sqrt{2 \cdot \Delta h_{S_{\text{кол}}} - u_1^2 + w_1^2 + u_2^2} = \\ &= \sqrt{2 \cdot 9,083 - 109,96^2 + 16,98^2 + 52,78^2} = 95,66 \text{ м/с} \end{aligned} \quad (143)$$

Действительная относительная скорость на выходе из колеса:

$$w_2 = \psi \cdot w_{2s} = 0,79 \cdot 95,66 = 75,57 \text{ м/с} \quad (144)$$

Потери холода в рабочем колесе:

$$\begin{aligned} \delta h_{\text{кол}} &= \Delta h_s \cdot \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \cdot \left(\frac{w_2}{C_s} \right)^2 = \\ &= 15,346 \cdot \left(\frac{1}{0,78^2} - 1 \right) \cdot \left(\frac{75,57}{175,19} \right)^2 = 1,838 \text{ кДж} \cdot \text{кг}^{-1} \end{aligned} \quad (145)$$

Параметры точки 2:

- давление: $p_2 = p_{K_s} = 0.15 \text{ МПа}$;
- энтропия: $s_2 = 1.387 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$;;
- температура: $T_2 = 4.665 \text{ K}$;
- плотность: $\rho_2 = 63.864 \text{ кг}/\text{м}^3$;
- энтальпия:

$$h_2 = h_{2s} + \delta h_{\text{кол}} = 4,931 + 1,838 = 6,769 \text{ кДж/кг} \quad (146)$$

Треугольники скоростей, построенные по результатам расчета представлены на рисунке 5.2:

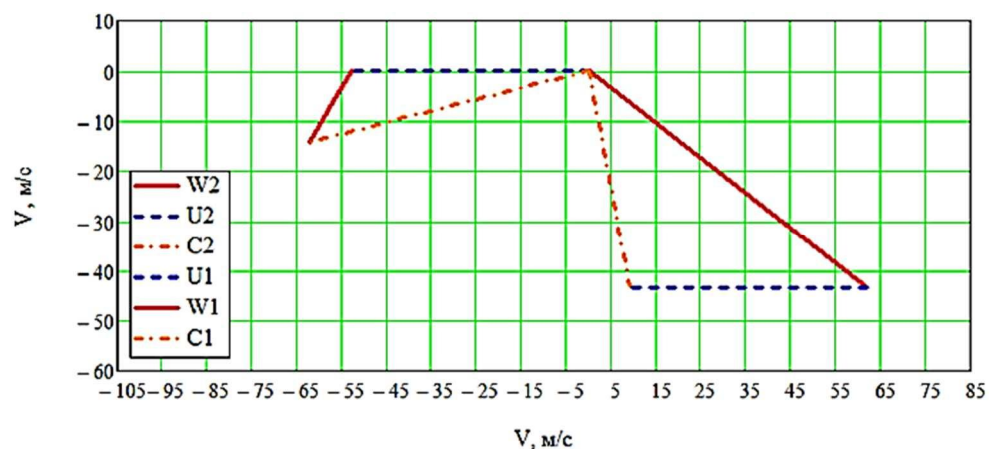


Рисунок 5.2 – Треугольники скоростей для рабочего колеса

Для парожидкостного турбодетандера среднего давления принимается коэффициент расхода: $\theta = 0,08087$. Внешний диаметр рабочего колеса:

$$d_1 = \sqrt{\frac{m}{\theta \cdot u_1 \cdot \rho_2}} = \sqrt{\frac{0,128}{0,08087 \cdot 109,96 \cdot 63,864}} = 15 \cdot 10^{-3} \text{ м} \quad (147)$$

Частота вращения ротора:

$$n = \frac{u_1}{\pi \cdot d_1} = \frac{109,96}{\pi \cdot 15 \cdot 10^{-3}} = 140000 \text{ мин}^{-1} \quad (148)$$

Диаметр выхода из рабочего колеса:

$$d_2 = d_1 \cdot \bar{d} = 15 \cdot 0,47 = 7,2 \text{ мм} \quad (149)$$

Диаметр воронки рабочего колеса:

$$d_0 = d_2 \cdot \sqrt{\frac{2}{1 + \xi_{\text{ВТ}}^2}} = 7,2 \cdot \sqrt{\frac{2}{1 + 0,502^2}} = 9,1 \text{ мм} \quad (150)$$

Диаметр втулки колеса:

$$d_{\text{ВТ}} = \xi_{\text{ВТ}} \cdot d_2 = 0,502 \cdot 7,2 = 3,61 \text{ мм} \quad (151)$$

Коэффициент стеснения: $\tau_1 = 0,95$. Ширина рабочего колеса на входе:

$$\begin{aligned} b_1 &= \frac{m}{\pi \cdot \rho_1 \cdot d_1 \cdot c_1 \cdot \tau_1 \cdot \sin(\alpha_1)} = \\ &= \frac{0,128}{\pi \cdot 130,41 \cdot 15 \cdot 10^{-3} \cdot 101,52 \cdot 0,95 \cdot \sin(8^\circ)} = 1,55 \text{ мм} \end{aligned} \quad (152)$$

В ходе расчета найдены геометрические параметры рабочего колеса и кинематические параметры рабочего вещества. Внешний диаметр колеса соответствует аналогичным гелиевым парожидкостным турбодетандерам разрабатываемым для установок КГУ (Криогенных гелиевых установок) для подобных систем криостатирования сверхпроводящих магнитов.

Для разрабатываемой конструкции требуется обеспечить небольшие значения отклонения потока в косом срезе, следовательно требуется пониженное значение угла установки сопла, которое достигается за счет применения канального соплового аппарата.

По найденным параметрам в точках процесса расширения в сопловом аппарате и рабочем колесе построена $T(S)$ диаграмма, представленная на рисунке 5.3:

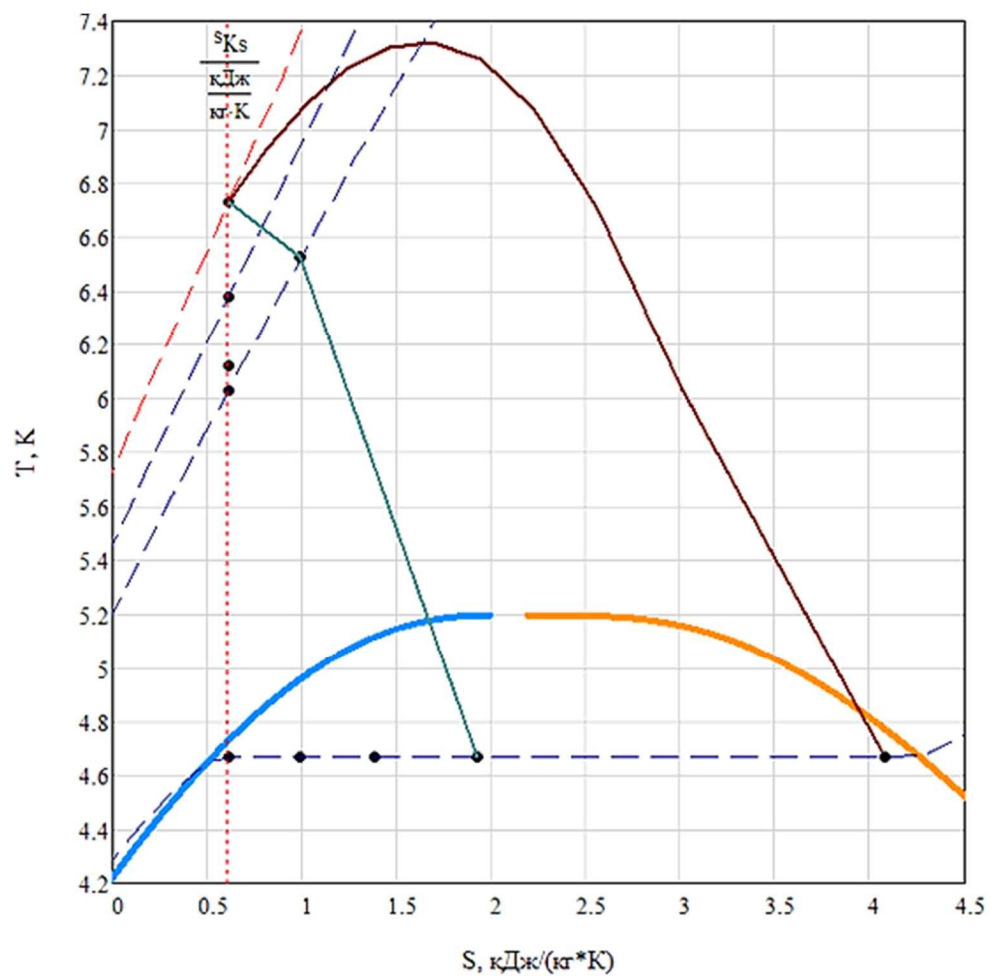


Рисунок 5.3 – Процесс расширения в сопловом аппарате и рабочем колесе турбодетандера и процесс дросселирования

5.6 Расчет канального соплового аппарата

Исходные данные для расчета канального соплового аппарата:

- ширина стенки: $b_{\Pi} = 0$;
- ширина проходного сечения аппарата: $b_1 = 1,55$ мм;
- число каналов: $z_c = 6$;
- угол установки сопла: $\alpha_c = 7^\circ$;

Эскиз канального соплового аппарата и обозначение размеров для профилирования представлены на рисунке 5.4:

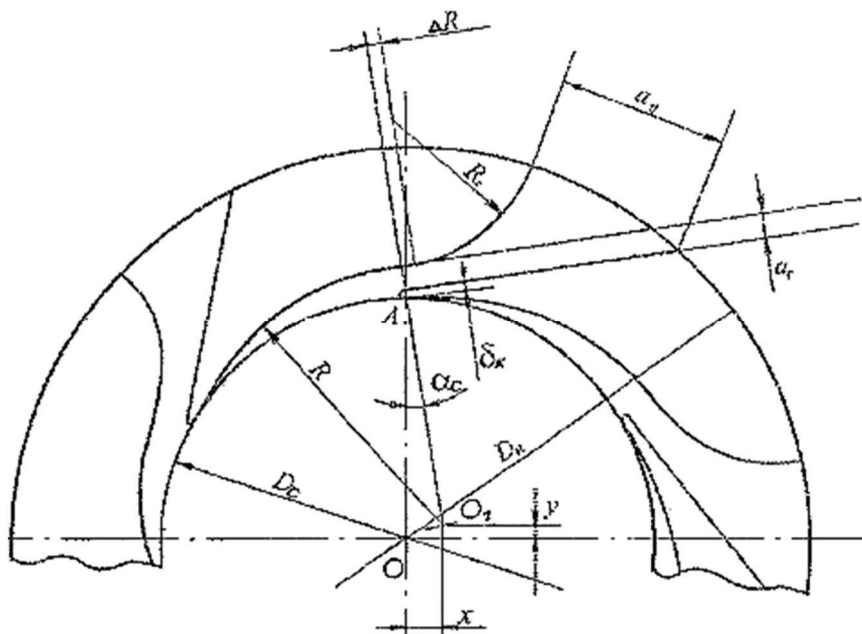


Рисунок 5.4 – Схема канального соплового аппарата

Диаметр конца безлопаточного участка:

$$d_{CA} = d_1 + 0,25 \text{ мм} = 15,25 \text{ мм} \quad (153)$$

Внешний диаметр соплового аппарата:

$$d_{CA0} = 1,525 \cdot d_{CA} = 1,525 \cdot 15,25 = 23,25 \text{ мм} \quad (154)$$

Высота горла сопла:

$$h_{CA} = \pi \cdot \left(\frac{d_{CA0}}{z_c} \right) \cdot \sin(\alpha_c) = \pi \cdot \left(\frac{23,25}{6} \right) \cdot \sin(7^\circ) = 1,5 \text{ мм} \quad (155)$$

Радиус профиля соплового аппарата:

$$R_{\text{проф}} = \frac{h_{CA}^2 + 2 \cdot \frac{d_{CA}}{2} \cdot h_{CA} \cdot \cos\left(\frac{2\pi}{z_c} + \alpha_c\right) + \left(\frac{d_{CA}}{2}\right)^2}{2 \cdot \left(h_{CA} + \frac{d_{CA}}{2} \cdot \cos\left(\frac{2\pi}{z_c} + \alpha_c\right)\right)} =$$

$$= \frac{1,5^2 + 2 \cdot \frac{15,25}{2} \cdot 1,5 \cdot \cos\left(\frac{2\pi}{6} + 7^\circ\right) + \left(\frac{15,25}{2}\right)^2}{2 \cdot \left(1,5 + \frac{15,25}{2} \cdot \cos\left(\frac{2\pi}{6} + 7^\circ\right)\right)} = 7,751 \text{ мм} \quad (156)$$

Смещения центра профиля:

$$X_{CA} = (R_{\text{проф}} - h_{CA}) \cdot \sin(\alpha_c) = (7,751 - 1,5) \cdot \sin(7^\circ) = 0,764 \text{ мм} \quad (157)$$

$$Y_{CA} = \frac{d_{CA}}{2} - (R_{\text{проф}} - h_{CA}) \cdot \cos(\alpha_c) =$$

$$= \frac{15,25}{2} - (7,751 - 1,5) \cdot \cos(7^\circ) = 1,404 \text{ мм} \quad (158)$$

Для числа каналов $z_c = 6$ отношение: $\frac{f_r}{R_k^2} = 0,081$, тогда радиус переходной кривой канал:

$$R_k = \sqrt{\frac{\frac{f_{CA}}{b_a}}{0,081}} = \sqrt{\frac{\frac{27,05}{1,2}}{0,081}} = 16,682 \text{ мм} \quad (159)$$

Толщина выходной кромки канала: $\delta_k = 0.2$ мм;

5.7 Расчет трения дисков

Исходные данные для расчета трения дисков:

— коэффициент потерь на трение дисков для полуоткрытого колеса:

$$k_{\text{тд}} = 2;$$

— коэффициент сжимаемости гелия на входе в колесо:

$$z_1 = 0.689;$$

— динамическая вязкость гелия на входе в колесо:

$$\mu_1 = 3.994 \cdot 10^{-6} \text{Па} \cdot \text{с};$$

— шероховатость гидравлически гладких поверхностей:

$$Rz = 6 \cdot 10^{-6} \text{м}.$$

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{u_1 \cdot d_1 \cdot \rho_1}{\mu_1} = \frac{109,956 \cdot 15 \cdot 10^{-3} \cdot 130,409}{3,994 \cdot 10^{-6}} = 5,39 \cdot 10^7 \quad (160)$$

Предельное значение числа Рейнольдса:

$$Re_{\text{пр}} = \frac{50 \cdot d_1}{Rz} = \frac{50 \cdot 15 \cdot 10^{-3}}{6 \cdot 10^{-6}} = 1,25 \cdot 10^5 \quad (161)$$

Режим течения – турбулентный, коэффициент сопротивления трению определяется по наименьшему из чисел Рейнольдса:

$$\begin{aligned} c_f &= 0.0089 \cdot \min(Re, Re_{\text{пр}})^{-0.2} = 0,0089 \cdot (1,25 \cdot 10^5)^{-0.2} \\ c_f &= 8,51 \cdot 10^{-4} \end{aligned} \quad (162)$$

Мощность трения дисков:

$$\begin{aligned}
N_{\text{т.д.}} &= k_{\text{тд}} \cdot c_f \cdot \rho_1 \cdot u_1^3 \cdot d_1^2 = \\
&= 2 \cdot 8,51 \cdot 10^{-4} \cdot 130,41 \cdot 109,96^3 \cdot (15 \cdot 10^{-3})^2 = 66,4 \text{ Вт}
\end{aligned} \tag{163}$$

Потеря холода на трение дисков:

$$\delta_{h.\text{т.д.}} = \frac{N_{\text{т.д.}}}{m} = \frac{66,4}{0,128} = 0,52 \text{ кДж/кг} \tag{164}$$

Коэффициент потерь на трение дисков:

$$\alpha_{\text{т.д.}} = \frac{k_{\text{тд}} \cdot c_f}{\theta} \cdot \frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{2 \cdot 8,51 \cdot 10^{-4}}{0,08087} \cdot \frac{130,41}{63,86} = 0,043 \tag{165}$$

Величина зазора между тыльной стороной рабочего колеса и неподвижной стенкой:

$$\Delta = 0,01 \cdot d_1 = 0,01 \cdot 15 = 0,15 \text{ мм} \tag{166}$$

Принимается зазор: $\Delta = 0.2$ мм. Коэффициент сжимаемости гелия на выходе из колеса: $z_2 = 0.229$. Динамическая вязкость гелия на входе в колесо: $\mu_1 = 1.892 \cdot 10^{-6}$ Па · с. Радиальный зазора между рабочим колесом и щекой:

$$\delta_2 = 0,75 \cdot \Delta = 0,75 \cdot 0,2 = 0,15 \text{ мм} \tag{167}$$

Коэффициент стеснения:

$$\tau_2 = 1 - \frac{z_2 \cdot \delta_2}{\pi \cdot d_2 \cdot \sin(\beta_2)} = 1 - \frac{0,229 \cdot 0,15}{\pi \cdot 7,2 \cdot \sin(35^\circ)} = 0,99735 \tag{168}$$

Коэффициент зазора: $\mu_{\text{зaz}} = 0.75$. Коэффициент утечек:

$$\alpha_{\text{ут}} = \frac{\mu_{\text{зaz}} \cdot \lg(d_0)}{d_0 \cdot \tau_2 \cdot (1 - \xi_{\text{BT}}^2)} = \frac{0,75 \cdot \lg(9,1)}{9,1 \cdot 0,99735 \cdot (1 - 0,502^2)} = 0,106 \quad (169)$$

5.8 Расчет лабиринтных уплотнений

Перетечки вдоль вала снижаются за счет лабиринтных уплотнений, выполненных в виде проточек на валу. Для принятых гребней:

- шаг гребней: $t = 1,65$ мм;
- высота гребней: $\delta_{\text{л}} = 1,125$ мм;
- средняя температура газа перед уплотнением: $T_{\text{л}} = 5$ К;
- параметры, характеризующие лабиринты: $\overline{p_{\text{кр}}} = 0,0487$; $B = 0,727$;
- число гребней (из конструктивных соображений): $z_{\text{л}} = 9$;

Площадь поперечного сечения щели:

$$f_{\text{л}} = t \cdot \delta_{\text{л}} = 1,65 \cdot 1,125 = 1,856 \text{ мм}^2 \quad (170)$$

Коэффициент критического давления:

$$J = \overline{p_{\text{кр}}} \cdot \sqrt{\frac{1}{B^2 \cdot (z_{\text{л}} - 1) + 1}} = 0,0487 \cdot \sqrt{\frac{1}{0,727^2 \cdot (9 - 1) + 1}} = 0,021 \quad (171)$$

Давление до уплотнения со стороны рабочего колеса: $p_{\text{л1}} = 1,218$ МПа.

Критическое давление за уплотнением:

$$p_{2\text{л}} = J \cdot p_{\text{л1}} = 0,021 \cdot 1,218 = 0,026 \text{ МПа} \quad (172)$$

Коэффициент зазора уплотнений: $\mu_{\text{зaz}} = 0,5$. Максимальный расход в критическом сечении для последнего уплотнения:

$$\begin{aligned}
m_{\text{упл}} &= \mu_{\text{заз}} \cdot f_{\text{л}} \cdot \sqrt{\frac{p_{\text{л1}}^2 + p_{\text{л2}}^2}{z_{\text{л}} \cdot R \cdot T_{\text{л}}}} = \\
&= 0,5 \cdot 1,856 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{\frac{1,218^2 + 0,026^2}{9 \cdot 2077 \cdot 5}} = 13,31 \text{ кг/ч}
\end{aligned}
\tag{173}$$

Относительная величина утечек через уплотнения:

$$\frac{m_{\text{упл}}}{m} = \frac{13,31}{460} = 2,9\%
\tag{174}$$

Гидравлический КПД турбодетандера:

$$\begin{aligned}
\eta_{\text{г}} &= 2 \cdot \overline{u_1} \cdot \varphi \cdot \sqrt{1 - \rho_{\text{т}} + \alpha_a} \cdot \cos(\alpha_1) = \\
&= 2 \cdot 0,628 \cdot 0,78 \cdot \sqrt{1 - 0,52 + 0,072} \cdot \cos(8^\circ) = 0,72
\end{aligned}
\tag{175}$$

Изоэнтروпный КПД турбодетандера:

$$\eta_s = \eta_{\text{г}} \cdot (1 - \alpha_{\text{ут}} - \alpha_{\text{т.д}}) = 0,72 \cdot (1 - 0,106 - 0,043) = 0,613
\tag{176}$$

Механический КПД, учитывающий потери в подшипниках, в данной конструкции – магнитные: $\eta_{\text{мех}} = 0,96$. Внешняя мощность:

$$N_{\text{в}} = \Delta h_s \cdot m \cdot \eta_s \cdot \eta_{\text{мех}} = 15346 \cdot 0,128 \cdot 0,613 \cdot 0,96 = 1154 \text{ Вт}
\tag{177}$$

Полезная холодопроизводительность:

$$Q_x = \Delta h_s \cdot m \cdot \eta_s = 15346 \cdot 0,128 \cdot 0,613 = 1202 \text{ Вт}
\tag{178}$$

5.9 Расчет осевого усилия со стороны рабочего колеса

Спрофилированная, с учетом рассчитанных геометрических параметров, проточная часть рабочего колеса представлена на рисунке 5.5. Эскиз для расчета осевого усилия с указанием размеров представлен на рисунке 5.6:

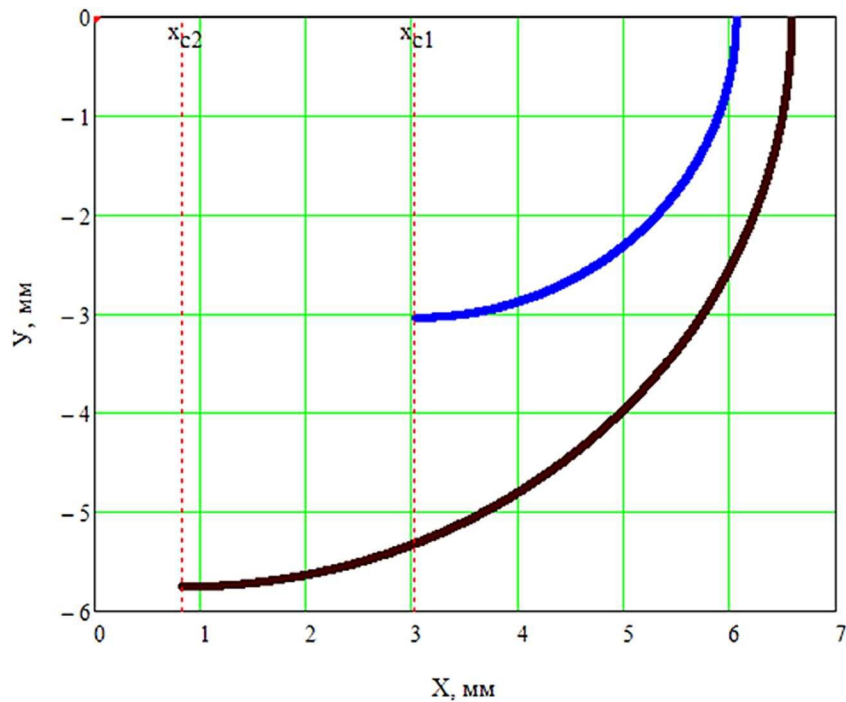


Рисунок 5.5 – Профиль проточной части рабочего колеса

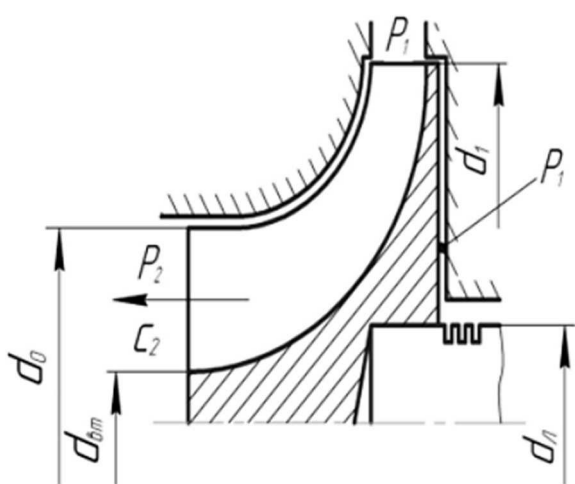


Рисунок 5.6 – Эскиз для определения осевого усилия со стороны рабочего колеса машины

Конструктивные размеры:

- внешний диаметр колеса: $d_1 = 15$ мм;
- диаметр вершин гребней: $d_{\text{л}} = 5.5$ мм;
- диаметр колеса на выходе: $d_0 = 9.1$ мм;
- диаметр втулки: $d_{\text{вт}} = 3.6$ мм;
- абсолютная скорость потока на выходе: $c_2 = 44.3$ м/с;
- окружная скорость на входе: $c_1 = 109.96$ м/с.

Осевое усилие (значение величин, представлены выше):

$$F_{\text{ос}} = \frac{\pi}{4} \cdot \left((d_1^2 - d_{\text{л}}^2) \cdot p_1 - (d_1^2 - d_0^2) \cdot \frac{p_1 + p_2}{2} - (d_0^2 - d_{\text{вт}}^2) \cdot p_2 - \right. \\ \left. - \frac{\rho_1}{8} \cdot u_1^2 \cdot (d_0^2 - d_{\text{л}}^2) \cdot \left(1 - \frac{d_0^2 + d_{\text{л}}^2}{2 \cdot d_1^2} \right) \right) = \quad (179)$$
$$F_{\text{ос}} = 102,1 \text{ Н}$$

5.10 Геометрический расчет подводящего патрубка

Для подвода гелия на расширение в детандер применяется компенсационный сильфон с регламентированным минимальным радиусом сгиба. Данное решение обосновано снижением вибраций, исходящим от вращающегося ротора. Ниже проведен расчет гидравлического радиуса применяемого патрубка.

Исходные данные для расчета патрубка:

- массовый расход гелия: $m = 0,128$ кг/ч;
- плотность газа на входе в сопловой аппарат: $\rho_0 = 148,2$ кг/м³;
- ожидаемая скорость потока: $V_{\text{тр}0} = 30$ м/с.

Гидравлическое сечение:

$$S_{\text{тр}0} = \frac{m}{\rho_0 \cdot V_{\text{тр}0}} = \frac{0,128}{148,2 \cdot 30} = 28,74 \text{ мм}^2 \quad (180)$$

Гидравлический диаметр:

$$D_{\text{тр}0} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{\text{тр}0}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 28,74}{\pi}} = 6,05 \text{ мм}^2 \quad (181)$$

Принимаем гидравлический диаметр: $D_{\text{тр}} = 6 \text{ мм}$. Пересчитанное гидравлическое сечение:

$$S_{\text{тр}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{тр}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 6^2}{4} = 28,27 \text{ мм}^2 \quad (182)$$

Скорость потока на входе в сопловой аппарат:

$$V_{\text{тр}} = \frac{m}{\rho_0 \cdot S_{\text{тр}}} = \frac{0,128}{148,2 \cdot 28,27 \cdot 10^{-6}} = 30,5 \text{ м/с} \quad (183)$$

Нормальный расход гелия через турбодетандер: $v_0 = 68,3 \text{ нм}^3/\text{ч}$.

5.11 Расчет осевого магнитного подшипника

Наибольшие нагрузки испытывает магнитный подшипник, который компенсирует осевое усилие, возникающее со стороны рабочего колеса. По данным, полученным в разделе 5.9, осевое усилие составляет: $F_{\text{OC}} = 102,1 \text{ Н}$.

Суммарная масса ротора, рабочего колеса, магнитных и фторопластовых втулок составляет $m_{\Sigma} = 21,6 \text{ гр}$, поэтому в расчетах как уравнивающая сила не учитывается. С учетом коэффициента запаса $k = 1,15$, расчетное осевое усилие:

$$F_{\text{магн.OC}} = k \cdot F_{\text{OC}} = 1,15 \cdot 102,1 = 117,4 \text{ Н} \quad (184)$$

Диаметр установки осевого подшипника: $D_{\text{OC}} = 10 \text{ мм}$. Зазор: $\delta = 0,2 \text{ мм}$.

Максимальное значение магнитной индукции в принятой стали: $B_{max} = 1,2$ Тл. Магнитная постоянная: $\mu_0 = 1,25 \cdot 10^{-6}$ Гн/м. Дальнейший расчет сводится к определению конструктивных размеров, которые указаны на эскизе осевого магнитного подшипника на рисунке 5.7. Расчет проводится по методике изложенной в [16, стр. 46-51].

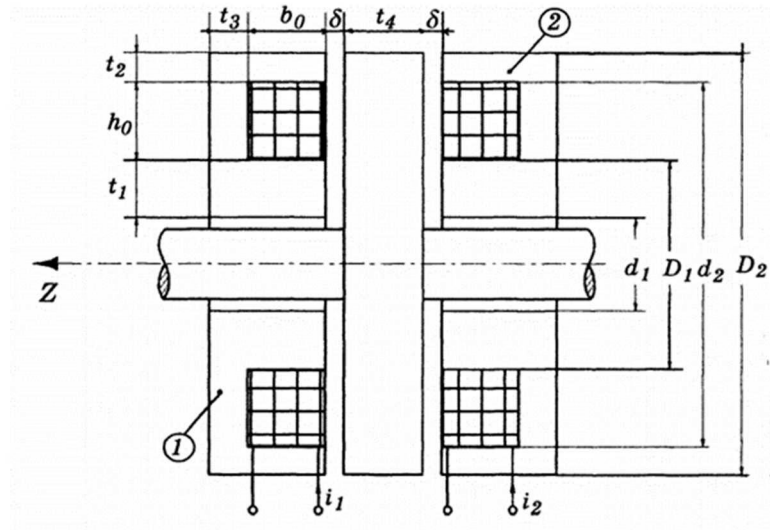


Рисунок 5.7 – Эскиз для определения конструктивных размеров магнитного осевого подшипника

Для расчета применяются следующие величины:

- коэффициент заполнения площади паза медью: $k_{Cu} = 0,8$;
- максимальная плотность тока: $j_{max} = 5000$ А/см²;
- максимальный ток в проводнике: $i_{max} = 1$ А;

Определение конструктивных параметров (в соответствии с рисунком 5.7):

$$r_1 = \frac{D_{OC}}{2} + \delta = \frac{10}{2} + 0,2 = 5,2 \text{ мм} \quad (185)$$

$$r_2 = \sqrt{\frac{\mu_0 \cdot F_{\text{магн.ОС}}}{\pi \cdot B_{max}^2}} + r_1^2 = \sqrt{\frac{1,25 \cdot 10^{-6} \cdot 117,4}{\pi \cdot 1,2^2}} + 5,2^2 = 7,7 \text{ мм} \quad (186)$$

Глубина паза под обмотку квадратного сечения:

$$t_c = \sqrt{\frac{2 \cdot \delta \cdot B_{max}}{\mu_0 \cdot k_{Cu} \cdot j_{max}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,2 \cdot 10^{-3} \cdot 1,2}{1,25 \cdot 10^{-6} \cdot 0,8 \cdot 5 \cdot 10^7}} = 3,1 \text{ мм} \quad (187)$$

$$r_3 = r_2 + t_c = 7,7 + 3,1 = 10,8 \text{ мм} \quad (188)$$

$$r_4 = \sqrt{r_2^2 - r_1^2 + r_3^2} = \sqrt{7,7^2 - 5,2^2 + 10,8^2} = 12,2 \text{ мм} \quad (189)$$

$$t_b = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2 \cdot r_2} = \frac{7,7^2 - 5,2^2}{2 \cdot 7,7} = 2,1 \text{ мм} \quad (190)$$

Площадь, занимаемая обмоткой в пазе:

$$S = \pi \cdot (r_4^2 - r_3^2) = \pi \cdot (12,2^2 - 10,8^2) = 99,8 \text{ мм}^2 \quad (191)$$

Площадь сечения проводника:

$$a_0 = \frac{i_{max}}{j_{max}} = \frac{1}{5000} = 2 \cdot 10^{-4} \text{ см}^2 = 0,02 \text{ мм}^2 \quad (192)$$

Диаметр проводника:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot a_0}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,02}{\pi}} = 0,16 \text{ мм} \quad (193)$$

Соответствующая проволока: 0,16 МТ ТУ16-705.492-2005. Удельное сопротивление проволоки: $\rho_{Cu} = 0,01724 \text{ Ом} \cdot \text{мм}^2/\text{м}$.

Число витков в обмотке:

$$n_{\text{обм}} = \frac{k_{\text{Cu}} \cdot S}{a_0} = \frac{0,8 \cdot 99,8}{0,02} = 3993,1 \sim 3994 \text{ витка} \quad (194)$$

Средняя длина витка:

$$\begin{aligned} l_{\text{витк.ср}} &= \pi \cdot (D_{\text{OC}} + 2 \cdot \delta + 2 \cdot (r_2 - r_1) + t_c) = \\ &= \pi \cdot (10 + 2 \cdot 0,2 + 2 \cdot (7,7 - 5,2) + 3,1) = 57,9 \text{ мм} \end{aligned} \quad (195)$$

Сопротивление обмотки:

$$R_{\text{обм}} = \frac{\rho_{\text{Cu}} \cdot l_{\text{витк.ср}} \cdot n_{\text{обм}}}{a_0} = \frac{0,01724 \cdot 57,9 \cdot 10^{-3} \cdot 3994}{0,02 \cdot 10^{-6}} = 199,4 \text{ Ом} \quad (196)$$

Мощность тепловых потерь (при $i = 0,5 \cdot i_{\text{max}}$):

$$N_{Q_{\text{пот}}} = \frac{R_{\text{обм}} \cdot i_{\text{max}}^2}{4} = \frac{199,4 \cdot 1^2}{4} = 49,85 \text{ Вт} \quad (197)$$

5.12 Расчет радиальных магнитных подшипников

Поскольку в процессе работы ротор вращается с большой частотой, то возникают механизмы схожие с процессами, проходящими в гироскопе с одной точкой опоры. При этом возникает гироскопический момент, препятствующий биению в радиальном направлении. С другой стороны, возникают малые углы прецессии и нутация, но максимальную нагрузку радиальные подшипники будут испытывать в момент пуска машины.

Для радиальных подшипников будет проведен поверочный расчет для параметров магнитной системы, удовлетворяющей конструктивным соображениям, а затем определено минимальное время выхода машины на номинальный режим.

Для радиальных подшипников принимается следующая конфигурация:

- число полюсов: $p = 8$;
- магнитная постоянная: $\mu_0 = 1,25 \cdot 10^{-6}$ Гн/м;
- ширина полюса: $t = 3,75$ мм;
- диаметр цапфы: $d = 9$ мм;
- диаметр вала: $d_v = 6,2$ мм;
- коэффициент числа полюсов: $a = 0,924$;
- длина пакета: $l = 9,25$ мм;
- максимальное значение индукции магнитного поля: $B = 0,5$ Тл;
- максимальный ток в проводнике: $i_{max} = 2,8$ А;
- наружный диаметр статора: $D = 14$ мм.

Схема для расчета подшипника приведена на рисунке 5.8:

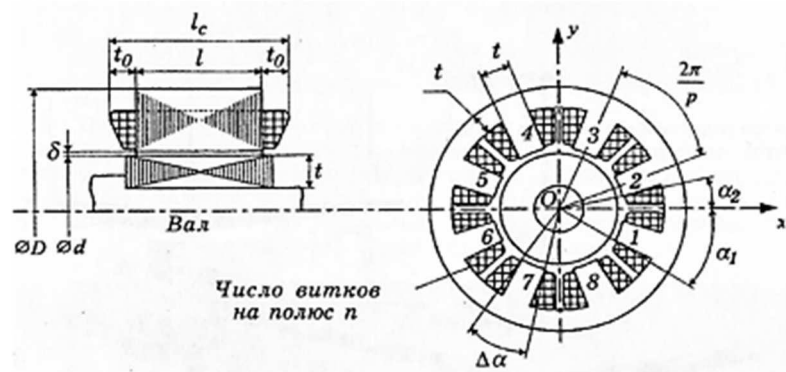


Рисунок 5.8 – Эскиз для определения конструктивных размеров магнитных радиальных подшипников

Расчетное тяговое усилие одного подвеса:

$$F = \frac{p \cdot a \cdot l \cdot t \cdot B}{8 \cdot \mu_0} = \frac{8 \cdot 0,924 \cdot 9,25 \cdot 10^{-3} \cdot 3,75 \cdot 10^{-3} \cdot 0,5}{8 \cdot 1,25 \cdot 10^{-6}} = 6,4 \text{ Н} \quad (198)$$

Площадь пакета обмоток:

$$S = \left(\frac{D}{2} - \frac{d}{2} - t \right) \cdot \left(\frac{\pi \cdot t}{8} \right) = \left(\frac{14}{2} - \frac{9}{2} - 3,75 \right) \cdot \left(\frac{\pi \cdot 3,75}{8} \right) = 0,27 \text{ мм}^2 \quad (199)$$

Воздушный зазор (наименьший допустимый): $\delta = 0,05$ мм. Коэффициент заполнения обмотки проводником: $k_{Cu} = 0,9$. Плотность тока в обмотке:

$$j_{max} = \frac{2 \cdot B \cdot \delta}{\mu_0 \cdot k_{Cu} \cdot S} = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 0,05 \cdot 10^{-3}}{1,25 \cdot 10^{-6} \cdot 0,9 \cdot 0,27 \cdot 10^{-6}} = 16483,2 \text{ А/см}^2 \quad (200)$$

Площадь сечения проводника:

$$a_0 = \frac{i_{max}}{j_{max}} = \frac{2,8}{16483,2 \cdot 10^{-2}} = 0,017 \text{ мм}^2 \quad (201)$$

Диаметр проводника:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot a_0}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,017 \cdot 10^{-6}}{\pi}} = 0,15 \text{ мм} \quad (202)$$

Для намотки обмоток принимается проволока: МТ 0,15 мм ГОСТ 2112-62.
Мощность тепловых потерь:

$$N_{Q_{пот}} = 30 \cdot \sqrt{m_{\Sigma}} = 30 \cdot \sqrt{21,6 \cdot 10^{-3}} = 4,7 \text{ Вт} \quad (203)$$

Момент инерции ротора (приближенно):

$$J_{рот} = \frac{1}{2} \cdot m_{\Sigma} \cdot r^2 = \frac{1}{2} \cdot 21,6 \cdot 10^{-3} \cdot 4,5^2 = 0,219 \text{ кг} \cdot \text{мм}^2 \quad (204)$$

Момент, компенсируемый подшипником:

$$M_u = F \cdot r = 6,4 \cdot 4,5 = 28,8 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (205)$$

Максимально допустимое угловое ускорение ротора:

$$\varepsilon_{max} = \frac{M_u}{J_{рот}} = \frac{28,8 \cdot 10^{-3}}{0,219 \cdot 10^{-6}} = 131506,8 \text{ рад} \cdot \text{с}^{-2} = 20930,6 \text{ с}^{-2} \quad (206)$$

Минимально допустимое время разгона до номинальной частоты вращения (равноускорено):

$$t_{min} = \frac{n_{ном}}{\varepsilon_{max}} = \frac{140000}{20930,6} = 6,7 \text{ с} \quad (207)$$

5.13 Расчет соплового аппарата и диффузора на прочность

При проектировании детандера был выявлен наиболее нагруженный участок конструкции – сопловой аппарат и диффузор. Поскольку в кольцевом зазоре между корпусом и диффузором рабочее вещество имеет давление $p_2 = 2,2 \text{ МПа}$, а во внутреннем канале диффузора давление $p_1 = 0,15 \text{ МПа}$, то возникают концентрации напряжений за счет фасонной формы входной части соплового аппарата.

Первостепенно была разработана конструкция соплового аппарата с ребрами жесткости, представленная на рисунке 5.9:

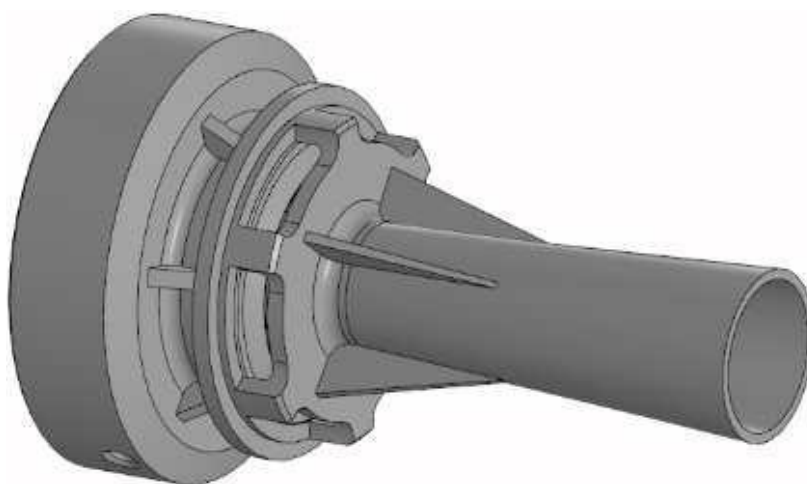


Рисунок 5.9 – Конструкция соплового аппарата и диффузора с ребрами жесткости

Поскольку наличие ребер жесткости приводит к значительному увеличению трудоемкости изготовления данного узла и требует повышенных требований к выполнению сварных соединений, было принято решение провести прочностной расчет для обоснования применения упрочняющих элементов.

Для проверки условия прочности в программном комплексе SolidWorks была проведена симуляция нагруженного состояния. Сетка для конечно-разностного разностного расчета диффузора и соплового аппарата представлена на рисунке 5.10:

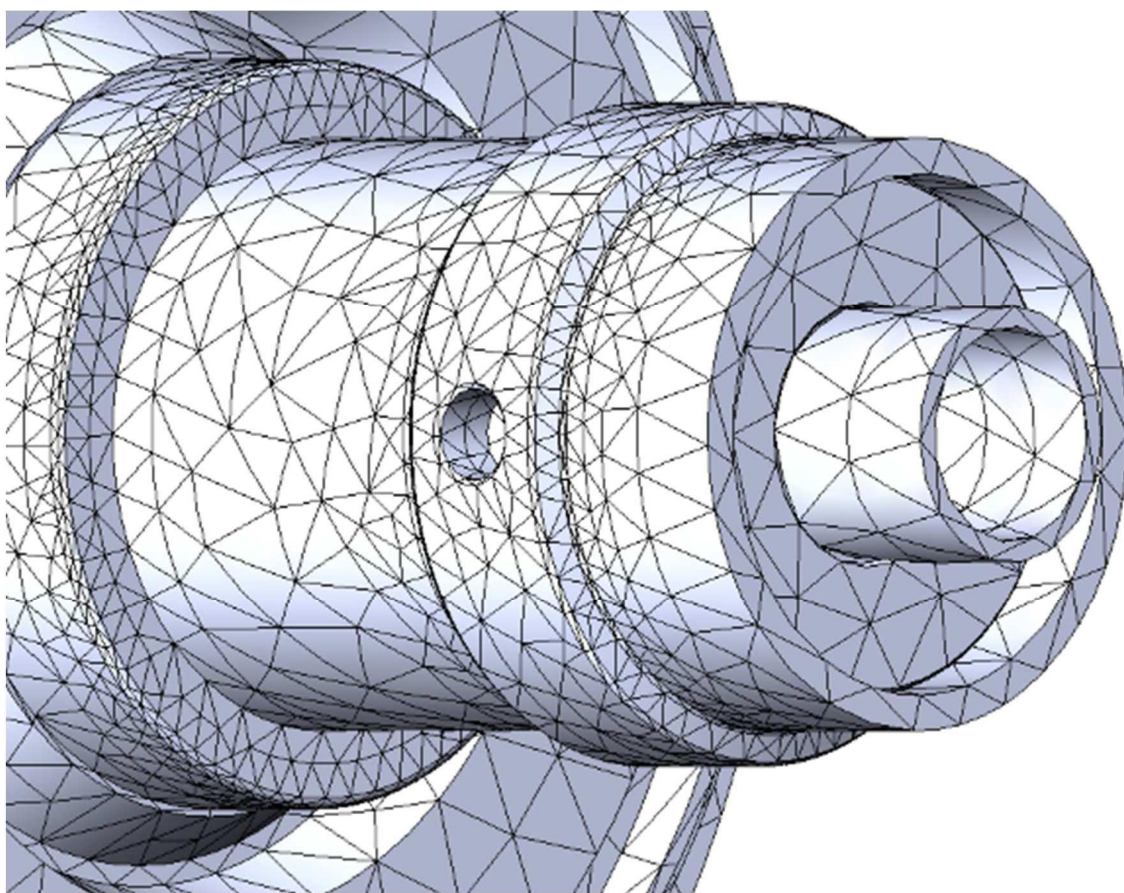


Рисунок 5.10 – Сетка на основе кривизны для расчета узла

Схема закрепления реализовывалась следующим образом: корпус машины жестко закреплен как показано на рисунке 5.11. На внутренние поверхности проточной полости приложена нагрузка в виде действующего со стороны рабочего вещества давления. Результаты расчета – эпюры напряжения и деформации представлены на рисунках 5.12, 5.13 и 5.14, 5.15 соответственно.

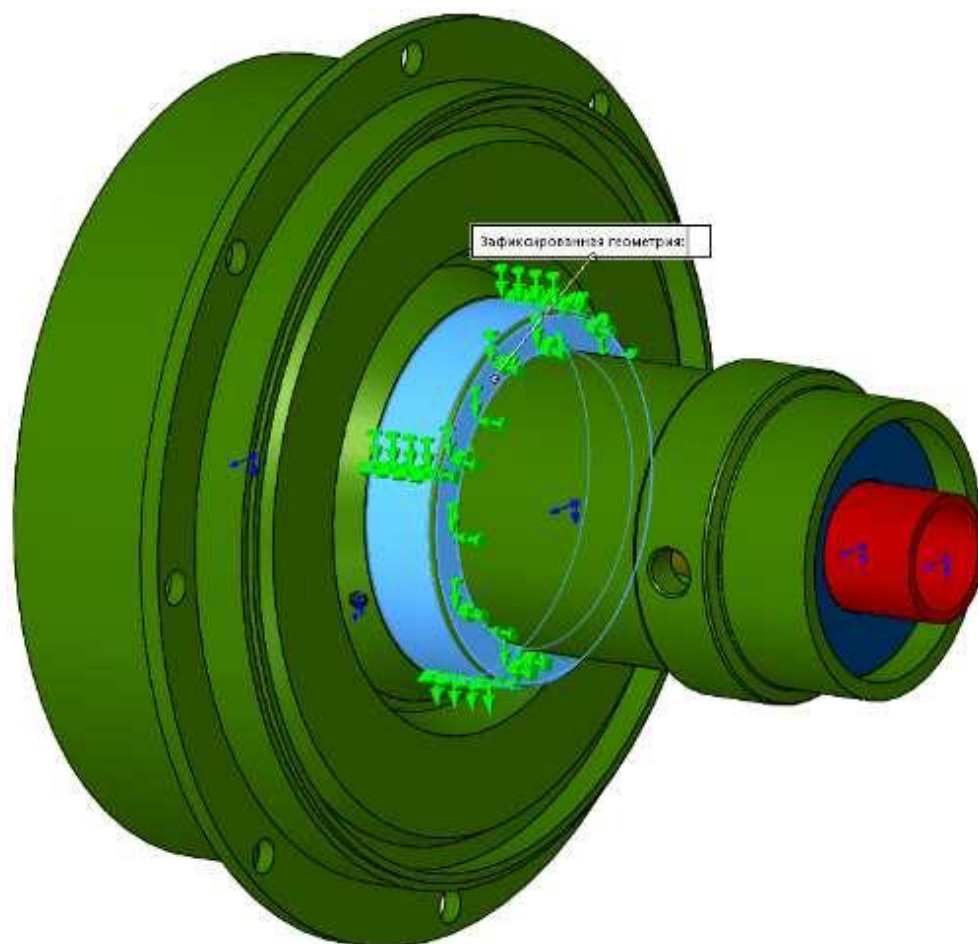


Рисунок 5.11 – Схема закрепления корпуса машины

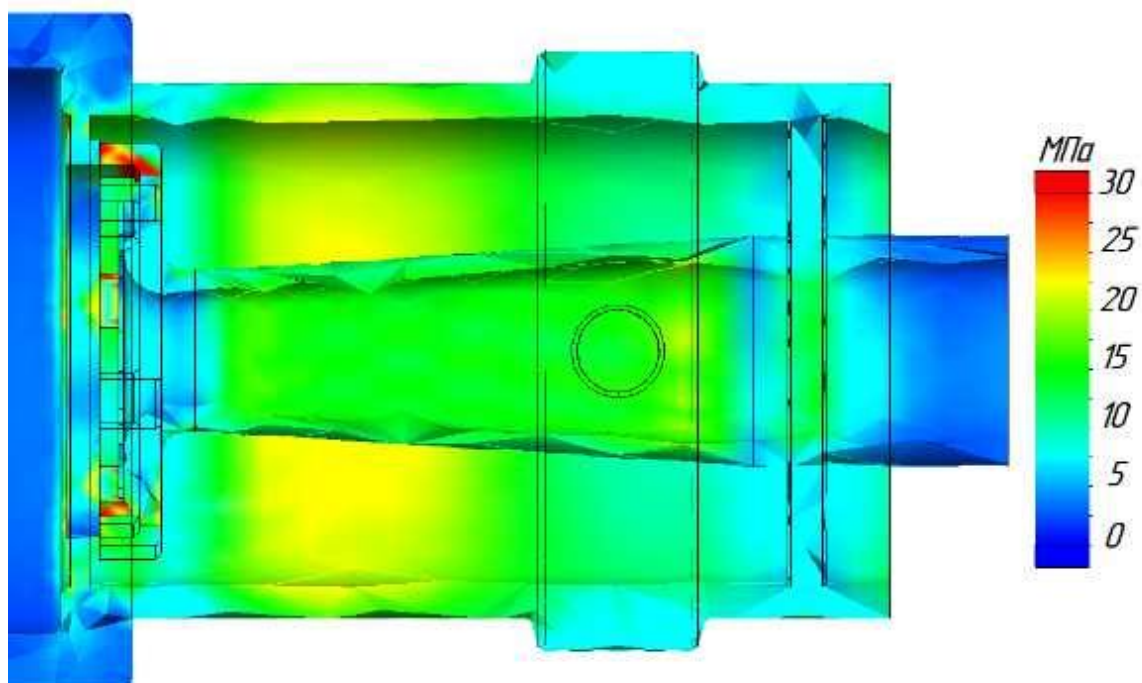


Рисунок 5.12 – Эпюра напряжений в разрезе

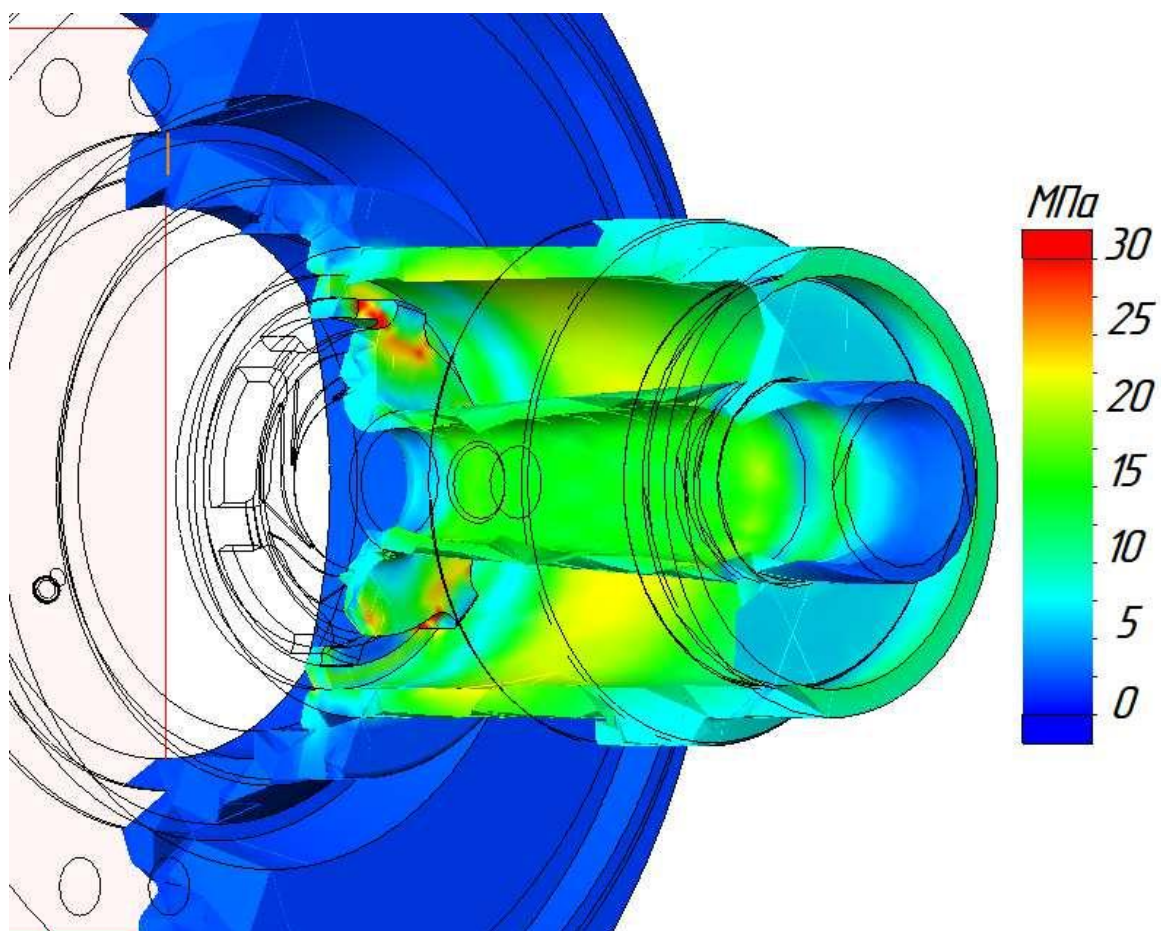


Рисунок 5.13 – Эпюра напряжений в изометрии

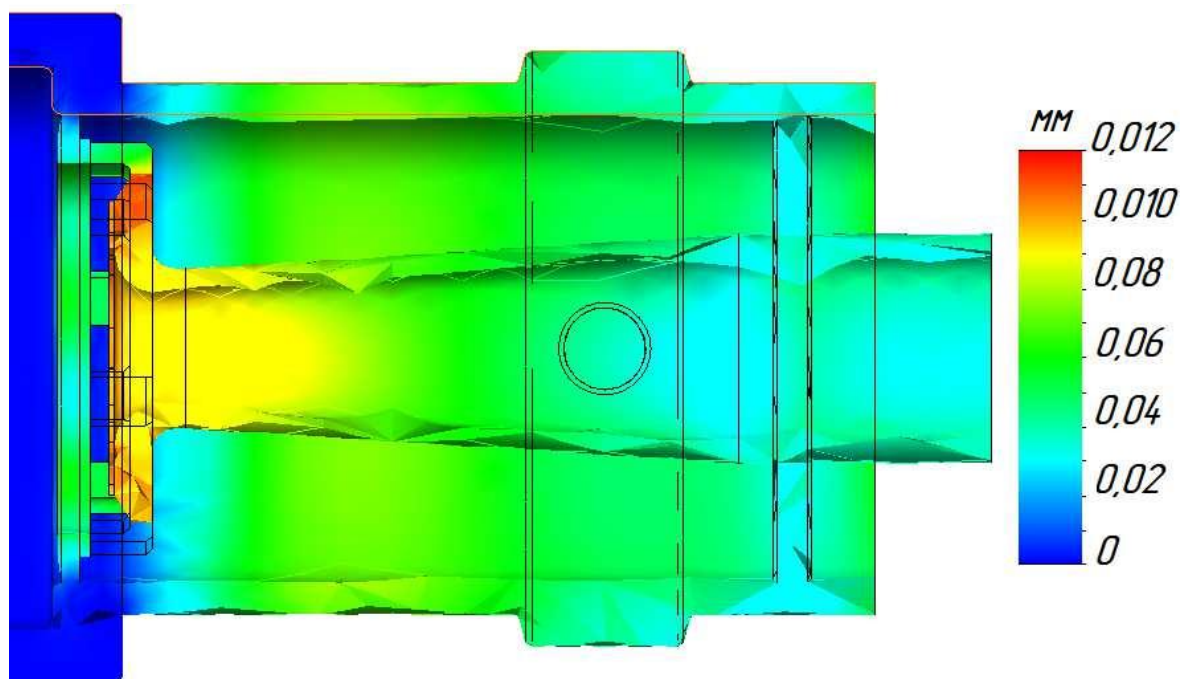


Рисунок 5.14 – Эпюра перемещений в разрезе

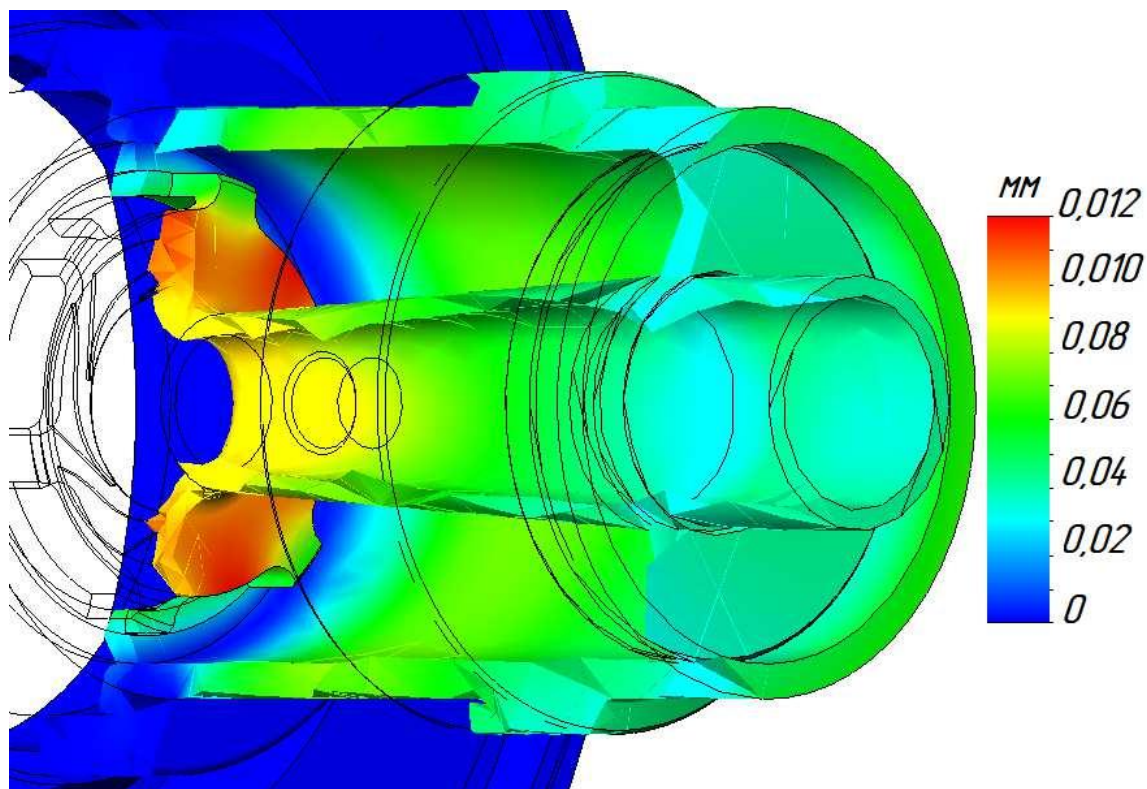


Рисунок 5.15 – Эпюры перемещений в изометрии

Максимальное действующее напряжение – $p_{max} = 82,4$ МПа. Для наглядного представления на эпюрах максимум шкалы напряжений занижен. Для применяемой стали соплового аппарата и диффузора 03Х20Н16АГ6 предел прочности разрыва при температуре $T = 4$ К: $\sigma_b = 1500$ МПа; предел текучести – $\sigma_T = 790$ МПа. Поскольку $p_{max} = 82,4$ МПа $\leq \sigma_T$, то запас по прочности обеспечен более, чем в 9,5 раз и дополнительное упрочнение ребрами жесткости не требуется.

5.14 Выводы

В данной конструкторской части ВКР был проведен тепловой, геометрический и кинематический расчет парожидкостного турбодетандера и получены следующие результаты:

- изоэнтропный КПД спроектированного детандера: $\eta_s = 61,3$ %;
- частота вращения ротора: $n = 140000$ мин⁻¹;

— минимальное время разгона до номинальной частоты вращения ротора с постоянным угловым ускорением: $t_{min} = 6,7$ с;

— общая тепловая нагрузка от осевого и радиальных подшипников: $N_{ТВ} = 59,25$ Вт;

В ходе проектирования были определены размеры соплового аппарата, проточной части рабочего колеса, подводящего патрубка и геометрические параметры магнитного подвеса, по которым была построена конструкция. При разработке конструкции были приняты во внимание технические решения, реализованные в аналогичных машинах, представленных в атласе конструкций турбодетандеров [17].

Для отдельных узлов машины в рамках технологической части была проведена отработка на технологичность, в ходе которой были разработаны различные варианты и из них выбран и реализован в текущей конструкции наиболее рациональный и прогрессивный.

Для наиболее нагруженного участка конструкции – соплового аппарата и диффузора были проведены симуляции нагружения твердотельной модели, и конечно-разностным методом обоснован отказ от использования дополнительных упрочняющих элементов.