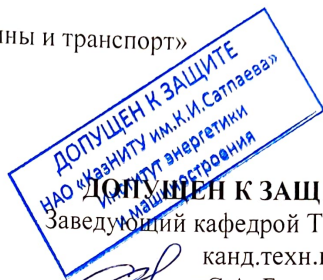



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ
КАЗАХСТАН

Казахский национальный исследовательский технический университет
имени К.И.Сатпаева

Институт Энергетики и машиностроения

Кафедра «Технологические машины и транспорт»




канд. техн. наук,
С.А. Бортебаев
«__» _____ 2023г.

Дипломный проект

на тему: «Проектирование центробежного насоса для внутрипромыслового сбора и транспортировки нефти производительностью 500 м³ /час.»

6B07107 – «Эксплуатационно-сервисная инженерия»

Выполнил:

Мальцев Р.С.

Рецензент

Канд. техн. наук, доцент

(ученая степень, звание)

Мусабеков Р.А.

подпись

ФИО

Научный руководитель

Канд. техн. наук, профессор

(ученая степень, звание)

Мырзахметов Б.А.

подпись

ФИО

Алматы 2023

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ
КАЗАХСТАН

Казахский национальный исследовательский технический университет
имени К.И.Сатпаева

Институт Энергетики и машиностроения

Кафедра «Технологические машины и транспорт»

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой ТМиТ

 канд.техн.наук,
С.А. Бортебаев

« » 2022г.

ЗАДАНИЕ

на выполнение дипломного проекта

Обучающемуся: Мальцев Роман Сергеевич

Тема: «Проектирование центробежного насоса для внутрипромыслового сбора и транспортировки нефти производительностью 500 м³/час»

Утверждена приказом ректора Университета №404-н/в от 23 ноября 2022 года

Срок сдачи законченной работы "10" мая 2023 года.

Исходные данные к дипломному проекту Проектирование центробежного насоса для внутрипромыслового сбора и транспортировки нефти производительностью 500 м³/час

Краткое содержание дипломного проекта

а) *Техническая часть*

б) *Расчетная часть*

в) *Вопросы охраны труда и техники безопасности.*

г) *Экономическая часть – расчет экономической эффективности проектируемого агрегата.*

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей)

1. Центробежный нефтяной насос. Чертеж общего вида.
2. Сборочные чертежи основных узлов (вал-рабочее колесо).
3. Патентный лист (в случае проекта модернизации)
4. Детализовка основных деталей насоса (рабочего колеса).

представлены 11 слайдов презентации работы. Рекомендуемая основная литература:

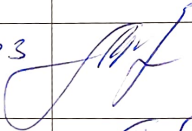
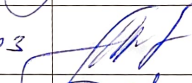
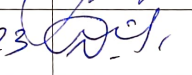
из 15 наименований

ГРАФИК
подготовки дипломного проекта


Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки предоставления научному руководителю	Примечание
1. Аналитическая часть и выбор прототипа	12.02.2023г.	
2. Расчетно-проектировочная часть	15.03.2023г.	
3. Спец. часть-предложения по модернизации	30.03.2023г.	
4. Графическая часть	15.04.2023г.	

Подписи

Консультантов и нормоконтролера на законченный дипломный проект с указанием относящихся к ним разделов проекта

Наименование разделов	Консультанты И.О.Ф. (уч. степень, звание)	Дата подписания	Подпись
Охрана труда	канд. техн. наук, профессор. Мырзахметов Б.А.	31.03.23	
Экономическая часть	канд. техн. наук, профессор. Мырзахметов Б.А.	31.03.23	
Нормоконтролер	старший преподаватель Сарыбаев Е.Е.	31.05.23	

Научный руководитель  / Мырзахметов Б.А./

Задание принял к исполнению обучающийся  / Мальцев Р.С./

Дата « 11 » 11 - 2022 г.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	9
1 Особенности эксплуатации насосного оборудования в системах внутрипромыслового сбора и транспорта нефти	10
1.1 Анализ конструкций центробежных насосов, применяемых в системах сбора и транспортировки	11
1.2 Особенности конструкции и принцип действия центробежных насосов	11
1.3 Требования, предъявляемые к насосам в системе внутрипромыслового сбора и транспорта нефти	16
1.4 Выбор прототипа для проектирования насоса	16
2 Расчетно-проектировочная часть	17
2.1 Расчёт основных конструктивных элементов насоса. Расчет рабочего колеса	17
2.2 Определение КПД насоса и построение рабочей характеристики	24
2.3 Пересчет характеристик насоса на вязкую жидкость	27
2.4 Расчет на прочность вала насоса	31
3 Специальная часть	38
3.1 Анализ патентной и научно-технической информации и выработка предложений по совершенствованию конструкции насоса	38
4 Экономическая часть	41
5 Охрана труда и техника безопасности	43
5.1 Техника безопасности при эксплуатации насосов, применяемых при перекачке горючих жидкостей	43
5.2 Пожарная безопасность при эксплуатации и обслуживании насосов	44
Заключение	46
Список использованной литературы	47
Приложение	48

ВВЕДЕНИЕ

Данный дипломный проект посвящен проектированию центробежного насоса для внутрипромыслового сбора и транспортировки нефти с высокой производительностью и напором, соответствующим требованиям современной нефтегазовой промышленности.

Нефтедобывающая отрасль является одной из важнейших отраслей промышленности, в которой эффективность и безопасность процесса добычи нефти напрямую зависят от правильно подобранного оборудования. Центробежные насосы широко используются в нефтедобыче для сбора, транспортировки и перекачки жидких и газовых продуктов.

Центробежные нефтяные насосы секционного типа составляют самостоятельный класс насосов. Конструкции насосов этого типа должны отвечать следующим основным требованиям, вытекающих из специфичности условий их работы:

- повышенная механическая прочность, обуславливаемая высокой рабочей температурой (до 400 °С) и высокими давлениями на входе в насос (до 2,5МПа);
- высокая герметичность всех уплотняемых соединений и, в особенности, торцовых или сальниковых уплотнений вала;
- взрыво и пожаробезопасность;
- коррозионностойкость и износостойкость деталей проточной части при перекачке неочищенной нефти с механическими примесями;
- высокие антикавитационные качества;
- возможность эксплуатации как в помещениях, так и под навесами при температуре окружающей среды -40 °С до +40 °С;
- продолжительность безотказной работы должна составлять не менее 5000 –8000 часов при непрерывной эксплуатации;
- простота конструкции, удобств и простота монтажа и демонтажа насоса и отдельных его узлов (в частности уплотнений вала и подшипников) на месте эксплуатации без демонтажа электродвигателя и корпуса насоса с присоединенным к нему приемным и напорным трубопроводами.

Целью настоящего дипломного проекта является разработка конструкции центробежного насоса для использования в системе внутрипромыслового сбора с заданными параметрами и поиск возможных путей по повышению их ресурса работы в промысловых условиях. В рамках проекта будет проведено проектирование и расчетное определение основных параметров насоса, произведен расчет и выбор оптимальных конструктивных решений.

1 Особенности эксплуатации насосного оборудования в системах внутрипромыслового сбора и транспорта нефти

Отличительной особенностью эксплуатации насосов, применяемых на промыслах является то, что продукцией скважин являются не чистые продукты, а их эмульсия, в которой присутствуют пластовая вода, попутный газ и различные твердые примеси: песок, цемент, горные породы, окалина.

Поэтому на разных участках в системе сбора и транспорта нефти меняются характеристики нефти и условия эксплуатации насосов.

Перед направлением в нефтепровод в целях экономии средств и повышения эффективности производства сырье подвергают специализированной подготовке, для того чтобы обессолить, обезводить, провести дегазацию и отфильтровать твердые частицы [1,2,3,5,7].

Поэтому к конструкциям применяемых насосов предъявляются повышенные требования к надежности и износостойкости их основных рабочих элементов.

Системы, целью создания которых является сбор и подготовка нефти и газа, представляют собой сложный комплекс нефтепромышленного оборудования: трубопроводов, технического оснащения для управления, измерительных установок, сепараторов и резервуаров [1].

Сбор и подготовка газа и нефти может осуществляться с помощью следующих видов систем:

а) Самотечная двухтрубная система, осуществляющая сбор нефти и газа. Хотя самотечное движение эмульсии уменьшает затраты на электроэнергию и перемещение, она имеет такой недостаток, как запарафинивание трубопровода из-за низкой скорости нефти. А так как нефти Казахстана в основном высокопарафинистые, то такая система неприемлема;

б) Высоконапорная однострунная система сбора. Возможна для осуществления только в пластах с высоким показателем давления и осуществляется за счет энергии пласта (высоких устьевых давлений). Сбор и подготовка газа на месторождении с применением такой не требует применения насосного оборудования. В связи с тем, что значительная часть месторождений находятся на завершающей стадии разработки, то такие системы в РК не практически применяются;

в) Напорная система сбора. Отличается однострунным транспортом сырья на пункты подготовки (ППН). Использование такой системы сбора и подготовки требует применения насосов с высокими эксплуатационно-техническими показателями.

Практически во всех системах сбора и транспортировки нефти нашли широкое применение насосы типа ЦНС, которые на практике подтвердили свою высокую энергоэффективность, неприхотливость в обслуживании и надежность. Однако, на отдельных месторождениях, где производится добыча нефти повышенной вязкости, применяются и насосы объемного типа действия, которые могут обеспечить повышенные давления.

1.1 Анализ конструкций центробежных насосов, применяемых в системах сбора и транспортировки

Опыт эксплуатации насосов различного типа на месторождениях Казахстана и России в системах внутрипромыслового сбора показал несомненное преимущество консольных и секционных насосов типа НК и ЦНС, которые обеспечивали практически все технологические процессы на месторождениях с высоким ресурсом и эффективностью, неприхотливостью в обслуживании и ремонте в полевых условиях.

Несмотря на эти достоинства, в настоящее время производителями продолжаются научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы по совершенствованию их конструкций [2,3,4].

1.2 Особенности конструкции и принцип действия центробежных насосов

Все нефтяные насосы консольного и секционного типов стандартизованы и имеют следующие конструктивные особенности: практически полная гидравлическая уравновешенность ротора в радиальном направлении за счет применения многоканальных отводов, обеспечивающих осредненное осесимметричное течение; осевые нагрузки на ротор уменьшены до значений; обеспечивающих расчетный срок службы подшипников не менее 15000- 18000 часов; объемные потери сведены к минимуму за счет применения щелевых уплотнений с плавающими кольцами, обеспечивающими минимальные величины зазоров.

Роторы насосов – жесткие, на шарикоподшипниках с осевой фиксацией в одной опоре; благодаря чему создаются предпосылки для надежной и долговечной работы торцевых уплотнений; смазка шарикоподшипников жидкостная, с автономной системой циркуляции масла и автоматическим поддержанием его уровня с помощью масленки постоянного уровня.

Во всех соединениях применены спирально навитые прокладки, при которых не нарушается герметичность соединений даже в условиях резких колебаний температуры и давления и сохраняется заводская точность сборки насоса независимо от числа его разборок в условиях его эксплуатации. Основной вариант уплотнения, который конструктивно решен, как блочное изделие, устанавливаемое на насос или демонтируемое с него полностью в собранном виде.

В необходимых случаях перед уплотнениями предусмотрены разгрузочные устройства для исключения возможности расцентровки агрегата, что обеспечиваются расположением опорных лап корпуса в горизонтальной осевой плоскости и применением направляющих ребер в нижней части корпуса; насос и электродвигатель установлены на общей фундаментальной плите, а валы их соединены зубчатой муфтой с приставкой, которая обеспечивает возможность

замены торцевого уплотнения и шарикоподшипников без демонтажа электродвигателя и корпуса насоса с присоединенными к нему трубопроводами. Насосы могут эксплуатироваться не только при номинальной расчетной частоте вращения 2950 мин^{-1} , но также и при 1500 , 1800 и 3600 мин^{-1} с соответствующими изменениями их характеристик.

Все центробежные насосы относятся к динамическому типу действия и содержат следующие основные элементы (см. рис.1.1 и 1.2):

- Привод насоса, в качестве которой обычно используют электродвигатели асинхронного типа действия.
- Вал насоса, по которой передается вращение от электродвигателя рабочему колесу.
- Рабочее колесо, на внешней цилиндрической поверхности которого расположены лопатки и являющиеся наиболее ответственным узлом, обеспечивающим эксплуатационно-технические и экономические показатели насоса в целом.
- Подшипниковые узлы, обеспечивающие вращение вала с зафиксированным на нем рабочим колесом с минимальными потерями мощности на трение.
- Уплотнительные элементы, защищающие узлы внутренней конструкции гидромашины от контакта с перекачиваемой жидкой средой.
- Корпус насоса, выполненный в форме улитки и оснащенный двумя патрубками – всасывающим и напорным.

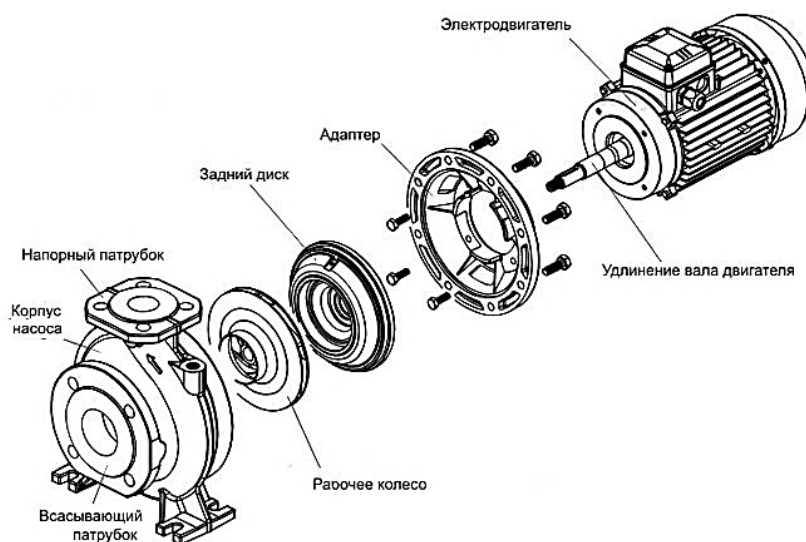


Рисунок 1.1 - Основные части центробежного насоса

Конструктивная схема центробежного насоса, кроме вышперечисленных деталей, может включать в себя запорную арматуру, обратный клапан, ППК, манометры и вакууметры и др.

Центробежный насос представляет собой простую гидравлическую машину, предназначенную для преобразования механической энергии

двигателя, приводящего его в действие, в механическую энергию перекачиваемой жидкости. Она предназначена для подъема и транспортирования по трубопроводу жидкости от одного места к другому.

Основными параметрами насоса являются: подача, напор, высота всасывания, потребляемая мощность, коэффициент полезного действия.

В нефтегазодобывающей промышленности для перекачки нефти используются преимущественно насосы следующих типов:

- НК или НГК – консольного с подшипниковым кронштейном (рис. 1.2а и 1.2б);

- С – секционного типа (рис.1.3).

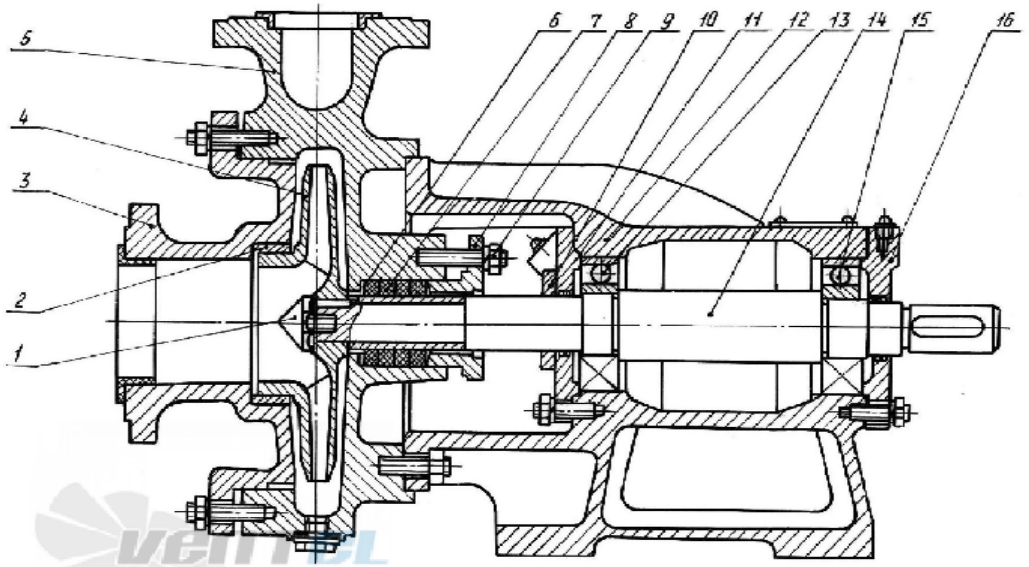
Конструкция корпуса центробежного насоса определяется тремя основными факторами: температурой, давлением и характером перекачиваемой жидкости.

Основными параметрами насосами являются – подача ($m^3/ч$) и напор (м.в.ст.). Для секционных насосов напор зависит от количества ступеней в ней. Поэтому их конструкции предусматривают возможность установки дополнительных ступеней при необходимости. Это их преимущество создало условия для широкого их распространения на практике.

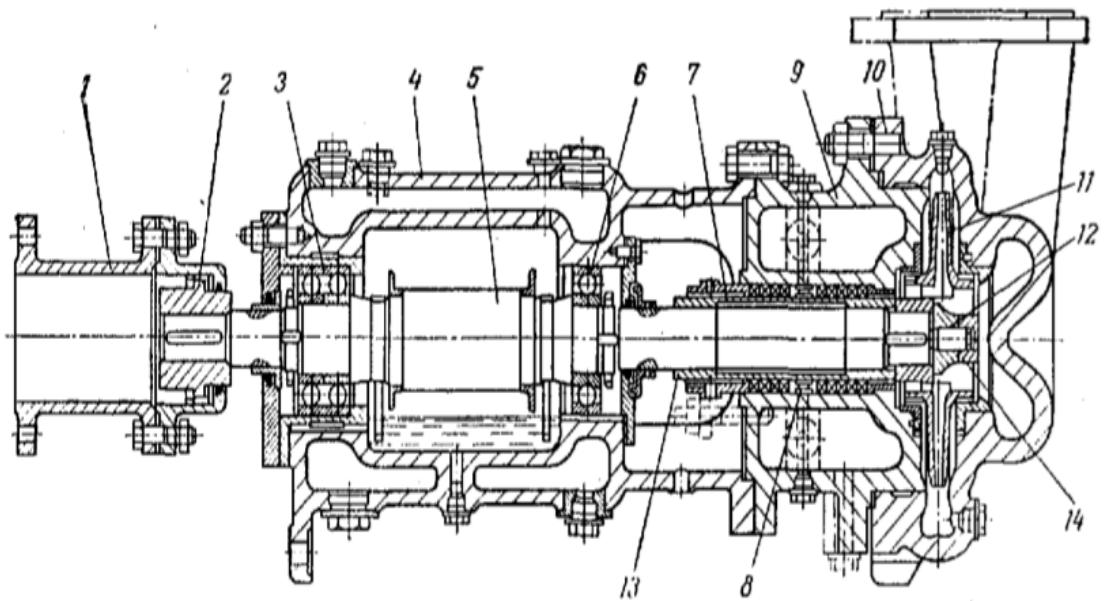
В таблице 1.1 приведены марки серийных насосов, применяемых в настоящее время на промыслах [4].

Таблица 1.1 – Характеристика серийных насосов, применяемых для перекачки продукции на нефтяных промыслах

Шифр насоса	Q, $m^3/ч$	H, м	Шифр насоса	Q, $m^3/ч$	H, м
НК 65/35-40	35-65	40	НТС 65/35-500	35-65	500
НМ 65/35-40	35-65	40	НПС 65/35-500	35-65	500
НК 200/120-40	120-200	40	НК 200/125-120	125-200	120
НМ 200/120-40	120-200	40	НМ 200/125-120	125-200	120
НТ 200/120-370	120-200	370	НТ 560/335-300	335-560	300
НП 200/120-370	120-200	370	НП 560/335-300	335-560	300



а)



б)

1 – полумуфта; 2 – радиально-опорный подшипник; 3 – кольцо; 4 – корпус подшипников; 5 – вал насоса; 6 – радиальный подшипник; 7 – нажимная втулка сальника; 8 – сальниковая набивка; 9 – сальник; 10 – грундбукса сальника; 11 – уплотнительное кольцо; 12 – рабочее колесо; 13 – уплотнительное кольцо рабочего колеса; 14 – ступица; 15 – крышка; 16 – гайка.

Рисунок 1.2 – Насосы консольного типа: а) типа НК; б) типа НКГ.

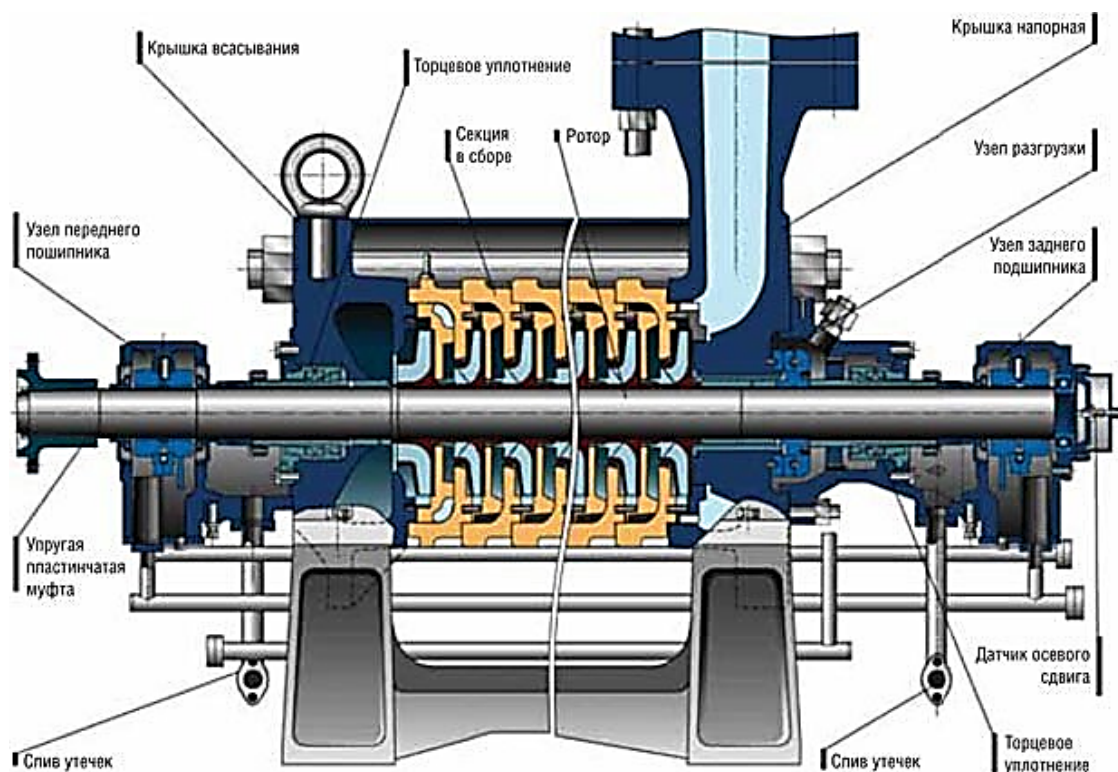
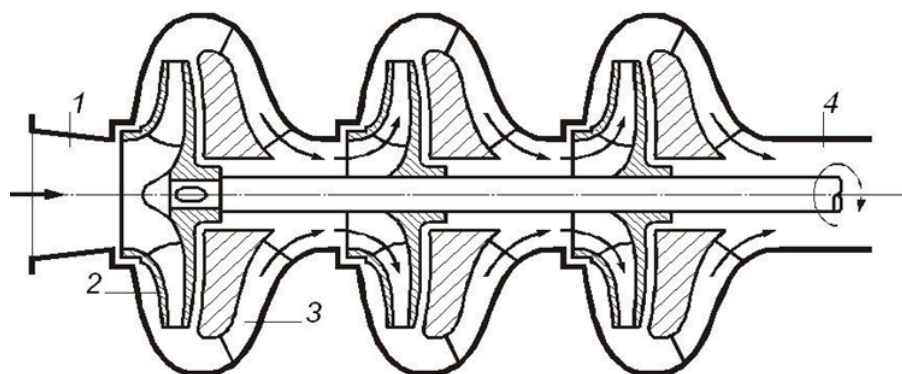


Рисунок 1.3 – Насос секционного типа

Преимуществами секционных насосов является возможность за счет увеличения количества ступеней (последовательно соединенных рабочих колес) создавать необходимый напор при неизменной подаче (см. Рисунок 1.4).

Конструкции консольных и секционных насосов отличаются большим разнообразием и здесь приведены лишь в сжатом виде.



1-Входной патрубком; 2-рабочее колесо; 3-направляющий аппарат; 4-выходной патрубком

Рисунок 1.4 – Схема движения жидкости в секционном насосе

1.3 Требования, предъявляемые к насосам в системе внутрипромыслового сбора и транспорта нефти

Исходя из анализа типов и конструкций насосов, применяемых в системе внутрипромыслового сбора и транспорта нефти на промыслах и опыта их эксплуатации, можно выработать основные требования к ним:

- высокая надежность и долговечность;
- экономичными в эксплуатации;
- удобство монтажа и демонтажа;
- минимальное количество деталей и полная их взаимозаменяемость;
- минимальные вес и габариты
- широкий диапазон регулирования характеристик вследствие возможного изменения технологического режима, а также необходимости переброски оборудования;
- возможность самовсасывания или работы с меньшей величиной подпора.

1.4 Выбор прототипа для проектирования насоса

Применение секционных насосов предполагает наличие в структуре нефтедобывающей компании хорошо налаженной системы ремонта с испытательными стендами для балансировки роторов, отладки и регулировки насосов, наличия широкой номенклатуры запасных частей к ним и квалифицированного персонала.

В связи с этим, на промыслах Казахстана нашли широкое применение более простые конструктивно насосы, не требующие высокой квалификации обслуживающего персонала, с возможностью их эксплуатации в полевых пыльных условиях, возможностью ремонта силами эксплуатационных бригад.

На основе анализа и технического требования, предъявляемых к насосам, а также опыта эксплуатации систем сбора нефти на промыслах Казахстана, для проектирования центробежного насоса принимаем конструкцию консольного типа.

Насосы центробежные консольного типа являются самыми простыми, надежными и удобными в эксплуатации. Не требует больших расходов на обслуживание и ремонт, являются взрывобезопасными.

Так как основными конструктивными параметрами насосов являются подача (задан) и напор, то принимаем напор насоса равным 120м, который обеспечит весь диапазон напоров в технологической схеме системы сбора и транспорта нефти на промыслах.

2 Расчетно-проектировочная часть

2.1 Расчёт основных конструктивных элементов насоса. Расчет рабочего колеса

Так как рабочее колесо насоса является главным элементом его конструкции, определяющий его технико-экономические показатели, определим его основные конструктивные размеры и гидравлическую характеристику.

Исходные данные для проектирования:

Подача $Q = 500 \text{ м}^3/\text{час} = 0,1389 \text{ м}^3/\text{сек} = 138,9 \text{ л/сек}$

Напор $H = 120 \text{ м}$; $n = 2950 \text{ айн/мин}$

Коэффициент быстроходности насоса:

$$n_s = 3,65 \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} = 3,65 \cdot 2950 \frac{\sqrt{0,1389}}{120^{3/4}} = 110,68 ; \quad (1)$$

$$n_s = 110 .$$

В некоторых случаях, ее можно определить и по диаграмме (Рисунок 2.1).

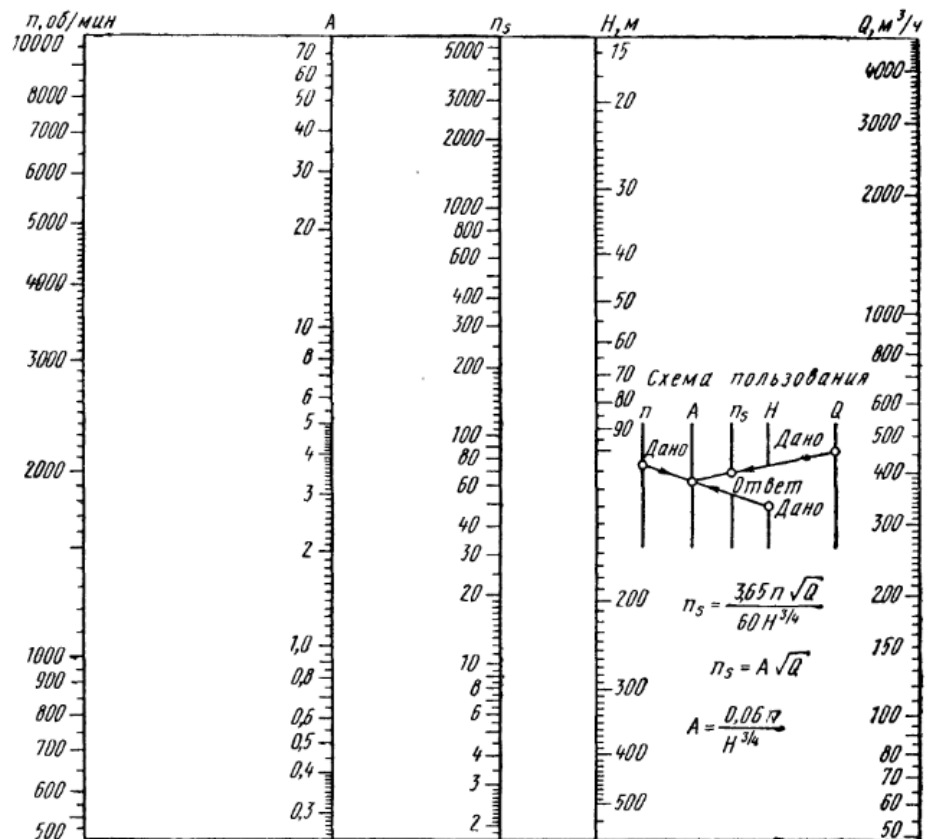


Рисунок 2.1 – Номограмма для определения n_s

Для определения размеров рабочего колеса найдем соотношение

$$\frac{\sqrt{H}}{n} = \frac{\sqrt{120}}{2950} = \frac{1}{269}. \quad (2)$$

Величину K_{D_2} найдем из диаграммы на рисунке 2.2. Для $n_s = 110$ $K_{D_2} = 88$.

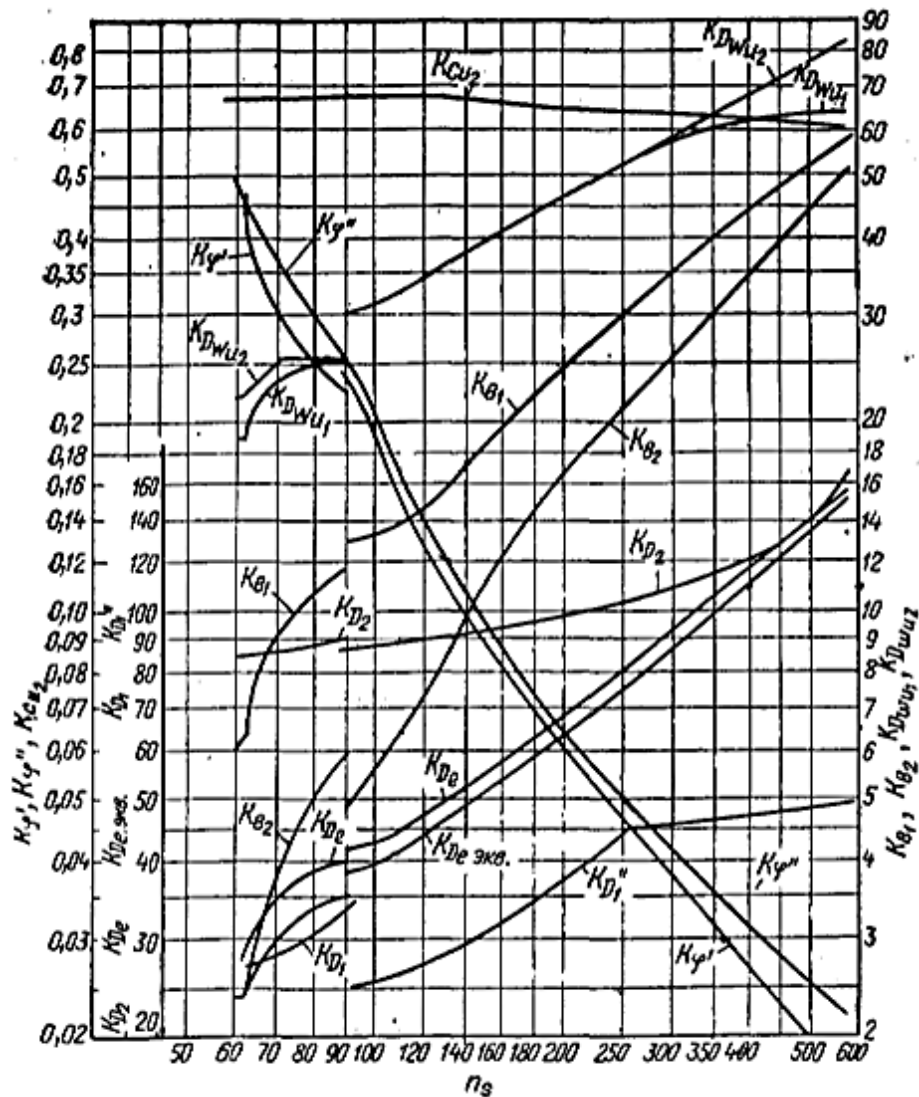


Рисунок 2.2 – Диаграмма зависимости коэффициентов от быстроходности

Наружный диаметр рабочего колеса:

$$D_2 = K_{D_2} \frac{\sqrt{H}}{n} = 88 \frac{1}{269} = 0,327 \text{ м}. \quad (3)$$

Окружная скорость рабочего колеса:

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,327 \cdot 2950}{60} = 50,4 \text{ м/сек.} \quad (4)$$

Эквивалентный диаметр всасывающего отверстия:

$$D_{\text{экв}} = K_{\text{Дееэк}} \frac{\sqrt{H}}{n}, \quad (5)$$

При $K_{\text{Дееэк}} = 42$: $D_{\text{экв}} = 42 \frac{1}{269} = 0,156 \text{ м.}$

При $K_{\text{Дееэк}} = 45$:

$$D_e = K_{\text{De}} \frac{\sqrt{H}}{n} = 45 \frac{1}{269} = 0,167 \text{ м.} \quad (6)$$

Диаметр втулки рабочего колеса:

$$D_{\text{вт}} = \sqrt{D_e^2 - D_{\text{экв}}^2} = \sqrt{0,167^2 - 0,156^2} = 0,06 \text{ м.} \quad (7)$$

Скорость потока на входе в колесо равно:

$$c_e = \frac{4Q'}{\pi D_{\text{ээк}}^2}, \quad (8)$$

$$\eta_{\text{об}} = \frac{1}{1 + 6 \cdot 10^{-3} (110)^{-2/3}} = 0,99. \quad (9)$$

Это формула А.А.Ломакина, позволяющая определять зависимость $\eta_{\text{об}}$ от n_s .

Принимаем объемный КПД насоса $\eta_0 = 0,99$ и определим подачу насоса:

$$Q' = \frac{138,9}{0,99} = 140,3 \text{ л/сек,} \quad (10)$$

$$c_e = \frac{4 \cdot 0,1403}{3,14 \cdot 0,156^2} = 7,35 \text{ м/сек.}$$

Диаметр внутренней входной кромки колеса:

$$D_1'' = K_{D1}'' \frac{\sqrt{H}}{n}; \quad (11)$$

Если примем $K_{D1}'' = 27$ (рисунок 1.5), найдем:

$$D_1'' = 27 \frac{1}{269} = 0,1004.$$

Принимаем $D_1'' = 100$ мм.

Диаметр наружной входной кромки принимаем:

$$D_1' = D_e = 115 \text{ мм} \quad (12)$$

Средний диаметр входа в рабочее колесо:

$$D_1 = \sqrt{\frac{D_1'^2 + D_1''^2}{2}} = \sqrt{\frac{115^2 + 100^2}{2}} = 137 \text{ мм}. \quad (13)$$

С учетом этого среднего диаметра скорости найдем окружную скорость:

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,137 \cdot 2950}{60} = 21,2 \text{ м/сек}. \quad (14)$$

Принимаем $L = \frac{D_e}{2} = \frac{115}{2} = 57,5$ мм. Округлим до $L = 84$ мм.

(15)

При $K_{b1} = 14$ (см. Рисунок 1.5) ширина входной кромки:

$$b_1 = K_{b1} \frac{\sqrt{H}}{n} = 14 \frac{1}{269} = 0,052 \text{ м}. \quad (16)$$

При коэффициенте сужения входного канала $\frac{t_1 - \sigma_1}{t_1} = 0,88$, меридиональная

скорость потока c_{r1} :

$$c_{r1} = \frac{Q'}{\pi D_1 \frac{t_1 - \sigma_1}{t_1} b_1} = \frac{0,1403}{3,14 \cdot 0,88 \cdot 0,137 \cdot 0,052} = 7,1 \text{ м/сек}. \quad (17)$$

Принимая $K_{Dwu1} = 32,5$, найдем эквивалентный диаметр:

$$D_{wul} = K_{Dwul} \frac{\sqrt{H}}{n} = 32,5 \frac{1}{269} = 0,1208. \quad (18)$$

Количество лопаток колеса насоса z зависит от его быстроходности и могут приняты по таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Зависимость числа лопаток от коэффициента быстроходности

n_s	50-60	60-180	180-350	350-580
z	9 или 5- 6 короткие 5 6 - длинные	8	6	5

При $n_s = 110$ число лопаток принимаем $z=8$.

При $z=8$ площадь сечения по радиальной плоскости:

$$zA_{wul} = \frac{\pi(D_{wul})^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,1208^2}{4} = 0,0115 \text{ м}^2, \quad (19)$$

$$A_{wul} = 0,0014 \text{ м}^2.$$

Проекция окружной скорости на входе к относительной:

$$w_{u1} = \frac{Q'}{Awul} = \frac{0,1403}{0,0115} = 12,2 \text{ м/сек}. \quad (20)$$

Проекция абсолютной скорости на входе к окружной:

$$c_{u1} = u_1 - w_{u1} = 21,2 - 12,2 = 9 \text{ м/сек}. \quad (21)$$

Относительная скорость на входе:

$$w_1 = \sqrt{w_{u1}^2 + c_{r1}^2} = \sqrt{12,2^2 + 7,1^2} = 14,1 \text{ м/сек}. \quad (22)$$

Абсолютная скорость потока на входе в колесо:

$$c_1 = \sqrt{c_{u1}^2 + c_{r1}^2} = \sqrt{9^2 + 7,1^2} = 11,5 \text{ м/сек}. \quad (23)$$

Средний угол входа потока в рабочее колесо:

$$\beta_1' = \operatorname{arctg} \frac{c_{r1}}{w_{u1}} = \operatorname{arctg} \frac{7,6}{12,2} = 31,92^\circ \approx 32^\circ. \quad (24)$$

При $z=8$ толщина лопаток:

$$\sigma_1 = \frac{\pi D_1}{2} (1 - 0,88); \quad (25)$$

$$\sigma_1 = \frac{3,14 \cdot 0,137}{8} (1 - 0,88) = 6,5 \text{ мм.}$$

При $K_{b2} = 6,5$ ширина лопаток на выходе:

$$b_2 = K_{b2} \frac{\sqrt{H}}{n} = 6,5 \frac{1}{269} = 0,0242. \quad (26)$$

Принимаем $b_2 = 24 \text{ мм.}$

При коэффициенте расширения выходного сечения колеса $\frac{t_2 - \sigma_2}{t_2} = 0,92$ (0,92-0,88) меридиональная скорость потока c_{r2} :

$$c_{r2} = \frac{Q'}{\pi D_2 \left(\frac{t_2 - \sigma_2}{t_2} \right) b_2} = \frac{0,1403}{3,14 \cdot 0,327 \cdot 0,92 \cdot 0,0242} = 6,1 \text{ м/сек.} \quad (27)$$

При $K_{Dwu2} = 32,5$ (рисунок 1.5), эквивалентный диаметр D_{wu2} :

$$D_{wu2} = K_{Dwu2} \frac{\sqrt{H}}{n} = 32,5 \frac{1}{269} = 0,1208 \text{ м,} \quad (28)$$

$$zA_{wu1} = \frac{\pi (D_{wu1})^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,1208^2}{4} = 0,0115 \text{ м}^2, \quad (29)$$

$$A_{wu1} = 0,0014 \text{ м}^2.$$

Проекция окружной скорости на выходе к относительной:

$$w_{u2} = \frac{Q'}{zA_{wu2}} = \frac{0,1403}{0,0115} = 12,2 \text{ м/сек.} \quad (30)$$

Проекция абсолютной скорости на входе к окружной:

$$c_{u2} = u_2 - w_{u2} = 50,4 - 12,2 = 38,2. \quad (31)$$

Относительная скорость потока на выходе из колеса:

$$w_2 = \sqrt{w_{u2}^2 + c_{r2}^2} = \sqrt{12,2^2 + 6,1^2} = 13,6 \text{ м/сек.} \quad (32)$$

Абсолютная скорость потока на выходе колеса:

$$c_2 = \sqrt{c_{u2}^2 + c_{r2}^2} = \sqrt{38,2^2 + 6,1^2} = 38,6 \text{ м/сек.} \quad (33)$$

Принимаем $K_{cu2} = 0,67$ деп (рисунок 1.5), при окончательном числе лопаток -8, тангенциальная составляющая скорости на выходе:

$$c_{u3} = K_{cu2} \cdot c_{u2} = 0,67 \cdot 38,2 = 25,6 \text{ м/сек.} \quad (34)$$

Гидравлический КПД:

$$\eta_r = \frac{gH}{u_2 c_{u3}} = \frac{9,81 \cdot 120}{50,4 \cdot 25,6} = 0,91. \quad (35)$$

Абсолютная скорость потока:

$$c_3 = \sqrt{c_{u3}^2 + c_{r2}^2} = \sqrt{25,6^2 + 6,1^2} = 26,3 \text{ м/сек.} \quad (36)$$

Относительные скорости потока окончательно:

$$w_3 = \sqrt{w_{u3}^2 + c_{r2}^2} = \sqrt{24,8^2 + 6,1^2} = 25,5 \text{ м/сек,} \quad (37)$$

$$w_{u3} = u_2 - c_{u3} = 50,4 - 25,6 = 24,8. \quad (38)$$

Толщина лопаток:

$$\sigma_2 = \frac{\pi D_2}{2} (1 - 0,92), \quad (39)$$

$$\sigma_2 = \frac{3,14 \cdot 0,327}{8} 0,88 = 10,2 \text{ мм} . \text{ Принимаем } \sigma_2 = 11 \text{ мм.}$$

При бесконечном числе лопаток угол выхода потока:

$$\beta_2 = \operatorname{arctg} \frac{c_{r2}}{w_{u2}} = \operatorname{arctg} \frac{6,1}{12,2} = 26^\circ 50'. \quad (40)$$

Учитывая принятое количество лопаток:

$$\beta_2' = \operatorname{arctg} \frac{c_{r2}}{w_{u3}} = \operatorname{arctg} \frac{6,1}{24,8} = 13^\circ 50'. \quad (41)$$

При $K_{\varphi'} = 0,15$ и $K_{\varphi''} = 0,17$ необходимые углы (в соответствии с рисунком 1.5):

$$\varphi = K_{\varphi'} K_{b2} K_{D2} \quad (42)$$

$$\varphi'' = 0,17 \cdot 6,5 \cdot 88 = 97,2^\circ$$

$$\varphi' = 0,15 \cdot 6,5 \cdot 88 = 85,8^\circ$$

2.2 Определение КПД насоса и построение рабочей характеристики

Для определения КПД насоса необходимо определить баланс потерь мощности.

Для этого необходимо определить и учесть:

- 1) полезную гидравлическую мощность;
- 2) потери мощности на гидравлические потери;
- 3) потери мощности на трение диска;
- 4) потери мощности на утечки;
- 5) потери мощности на механические;

Определим потери мощности на утечки.

Величина утечек в рабочем колесе:

$$Q_y = C_y A \sqrt{2gH_3}. \quad (43)$$

Здесь Q_y - утечки, $m^3/сек$;

A - площадь сечения зазора, m^2 , $A = \pi D_{cp} s$;

H_3 - перепад давления на зазоре, m ;

C_y - коэффициент утечек;

D_{cp} - средний диаметр зазора, m ;

s - ширина зазора, m .

Принимаем $D_{cp} = D_e + 0,010 = 0,167 + 0,010 = 0,177 \text{ м}$.

Принимаем зазор между уплотнительным кольцом и втулкой рабочего колеса $s=0,00030$ м.

Тогда площадь зазора :

$$A = \pi D_{cp} s = 3,14 \cdot 0,177 \cdot 0,00030 = 0,000166734 \text{ м}^2 \quad (44)$$

Выберем лабиринтное уплотнение, для которого коэффициент утечек $C_y = 0,4$, а напор жидкости перед зазором $H_3 = 0,7 \cdot H = 0,7 \cdot 120 = 84$ м.

Величина утечек с одной стороны рабочего колеса:

$$N_y = \frac{2 \cdot 0,002706 \cdot 84 \cdot 1000}{75} = 6,06 \text{ а.м.} \quad (45)$$

Определим потери мощности на трение диска:

$$N_{д.т} = \frac{Mn\gamma}{716200}, \quad (46)$$

$$M = KD_2^3 \frac{\gamma}{g} \frac{u_2^2}{2} \frac{1}{Re^{1/5}}, \quad (47)$$

здесь M - момент, кГ·м;

γ - 1м^3 вес жидкости, кГ;

g - ускорение свободного падения, м/сек²;

D_2 - наружный диаметр диска, м;

u_2 - окружная скорость рабочего колеса, м/сек;

K – коэффициент, учитывающий трение обеих сторон диска;

R – число Рейнольдса, равен $\frac{u_2 D_2}{\nu}$ $R = \frac{5040 \cdot 32,4}{0,01} = 16329600$.

Тогда $R^{1/5} = 28$.

Для турбулентного режима принимаем $K=0,021$.

Подставим значения M и $N_{д.т}$ в формулы и получим:

$$M = 0,021 \cdot 0,324^3 \frac{1000}{9,81} \frac{50,4^2}{2} \frac{1}{28} = 3,3 \text{ кГм}$$

$$N_{д.т} = \frac{3,3 \cdot 2950 \cdot 1000}{716200} = 13,59 \text{ л.с.} = 10 \text{ кВт.}$$

Гидравлическая мощность насоса:

$$N_{\Gamma} = \frac{QH}{75} = \frac{138,9 \cdot 120}{75} = 222,2 \text{ л.с.} = 16,32 \text{ кВт.} \quad (48)$$

Принимаем механический КПД $\eta_m = 0,97$, а гидравлический КПД был определен ранее $\eta_{\Gamma} = 0,91$.

Для определения механических потерь необходимо принять общий КПД насоса. Принимаем $\eta = 0,80$.

Тогда:

$$N = \frac{QH}{75\eta} = \frac{138,9 \cdot 120}{75 \cdot 0,8} = 277,8 \quad (49)$$

Тогда:

$$N_m = N - \eta_m N = 277,8 - 0,97 \cdot 277,8 = 8,33 \text{ л.с.} = 6,1 \text{ кВт.} \quad (50)$$

Гидравлические потери мощности:

$$N_{\Gamma,л} = \frac{N_{\Gamma}}{\eta_{\Gamma}} - N_{\Gamma} = \frac{222,2}{0,91} - 222,2 = 21,978 \text{ л.с.} = 16,1 \text{ кВт.} \quad (51)$$

Тогда КПД насоса:

$$\eta = \frac{N_{\Gamma}}{N_{\Gamma} + N_y + N_{д.т} + N_m + N_{\Gamma,л}} = \frac{222,2}{222,2 + 8,33 + 21,98 + 13,59 + 6,06} = 0,816 \quad (52)$$

Принимаем $\eta = 82\%$.

Построим характеристику насоса для проектируемого рабочего колеса. На основании рекомендаций [4,8,12] при $n_s = 110$ для $Q-H$, $Q-N$ и $Q-\eta$ выберем характер привывх. При 100% принимаем $Q=139 \text{ л/сек}$, $H=120 \text{ м}$, $N=277,8 \text{ л.с.} = 204,26 \text{ кВт}$ и $\eta = 82\%$.

Результаты расчета сведем в таблицу 2.2

Таблица 2.2 – Пересчет характеристики насоса при $n=2950 \text{ мин}^{-1}$

Q,% Q _{норм}	0	25	50	75	100	120
Q, л/сек.....	0	34,73	69,45	104,18	138,9	166,68
H, % H _{норм}	116	114	112	108	100	86
H, м.....	139,2	136,8	134,4	129,6	120	103,2

N, % $N_{норм}$	43	60	75,2	88	100	108
N, а.к.....	119,45	166,68	208,9	244,46	277,8	300
η , % $\eta_{норм}$	0	47,5	75,0	92	100	95
η , %.....	0	38,95	61,5	75,44	82	77,9

По результатам расчета построим характеристику насоса (см. рисунок 2.3)

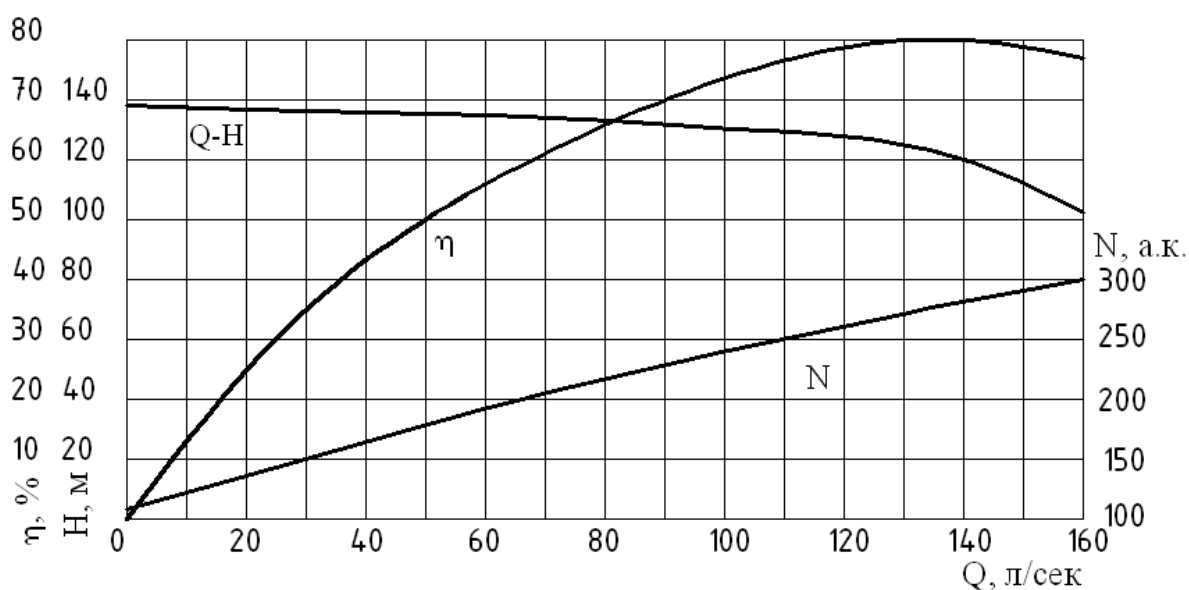


Рисунок 2.3 – Характеристика проектируемого насоса

2.3 Пересчет характеристик насоса на вязкую жидкость

При перекачивании нефтепродуктов и других жидкостей с большей вязкостью, чем у воды, характеристики центробежных насосов изменяются в зависимости от вязкости перекачиваемой жидкости.

Из-за увеличения сопротивления трения в проточных каналах насоса снижается КПД и дальность хода насоса, а мощность увеличивается, т. к. увеличивается трение дискового трения и трение поверхностей уплотнительных колец рабочего колеса. Объемные потери уменьшаются с увеличением вязкости. Потери от резкого увеличения могут быть несколько уменьшены в результате увеличения вязкости перекачиваемой жидкости.

Для определения абсолютных значений энергий в насосе необходимо опираться на экспериментальные данные и подбирать значение коэффициентов для каждого отдельного случая.

Но в настоящее время практических данных по исследованию течений недостаточно. По этой причине при анализе работы центробежных насосов

используются поправочные коэффициенты к характеристикам насосов, т.е. не выявляются абсолютные значения внутренних гидравлических затрат.

Результаты исследований производительности центробежных насосов в воде и вязких жидкостях представлены в виде кривых, построенных в зависимости от числа Рейнольдса. Удельный коэффициент скорости составляет около $n_s = 50-130$.

Безразмерное число Рейнольдса определяется следующим уравнением:

$$Re = \frac{Dc}{\nu}.$$

Здесь D - длина, $см$; ν - кинематическая вязкость, $см^2/сек$; c - скорость, $см/сек$.

Поскольку c пропорционально отношению скоростей, число Рейнольдса можно выразить через КПД и эквивалентный диаметр рабочего колеса насоса

$$Re = \frac{Q_{норм}}{D_{экв} \cdot \nu} \cdot 10^3 = \frac{139,9}{17 \cdot 2} = 4,48 \cdot 10^3 \quad (53)$$

Эквивалентный диаметр можно определить по следующему уравнению

$$D_{экв} = \sqrt{4D_2 b_2 K} = \sqrt{4 \cdot 32,7 \cdot 2,42 \cdot 0,92} = 17 \quad (54)$$

здесь D_2 – наружный диаметр колеса, $см$;

b_2 – ширина лопатки на наружном диаметре колеса, $см$;

K – коэффициент сужения лопаток.

Подбираем необходимые коэффициенты из рисунка 2.5 [2] по полученному числу Рейнольдса:

$$K_\eta = 0,4 \quad \eta_{т.с} = 0,4 \cdot \eta = 0,4 \cdot 82 = 32,8\% \quad (55)$$

$$K_Q = 0,73 \quad Q_{т.с} = 0,73 \cdot Q = 0,73 \cdot 139 = 101 \text{ л/сек} \quad (56)$$

$$K_H = 0,83 \quad H_{т.с} = 0,83 \cdot H = 0,83 \cdot 120 = 99,6 \text{ м} \quad (57)$$

$$N_{т.с} = \frac{QH}{75\eta} = \frac{101 \cdot 99,6}{75 \cdot 32,8} = 306,6 \quad (58)$$

Построим характеристику насоса в пересчете на вязкую жидкость. При 100% принимаем $Q=101$ л/с, $H=99,6$ м, $N=306,6$ л.с.

Результаты расчет сведем в таблицу 2.3.

Таблица 2.3 – Результаты перерасчета характеристики насоса на вязкую жидкость при $n=2950 \text{ мин}^{-1}$

Q, % $Q_{\text{норм}}$	0	25	50	75	100	120
Q, л/сек.....	0	25,3	50,5	75,8	101	121,2
H, % $H_{\text{норм}}$	116	114	112	108	100	86
H, м.....	115,5	113,5	111,6	107,6	99,6	85,656
N, % $N_{\text{норм}}$	43	60	75,2	88	100	108
N, а.к.....	131,8	183,9	230,5	269,8	306,6	331,1
η , % $\eta_{\text{норм}}$	0	47,5	75,0	92	100	95
η , %.....	0	15,6	24,6	30,2	32,8	31,2

Построим график характеристики насоса (рисунок 2.4).

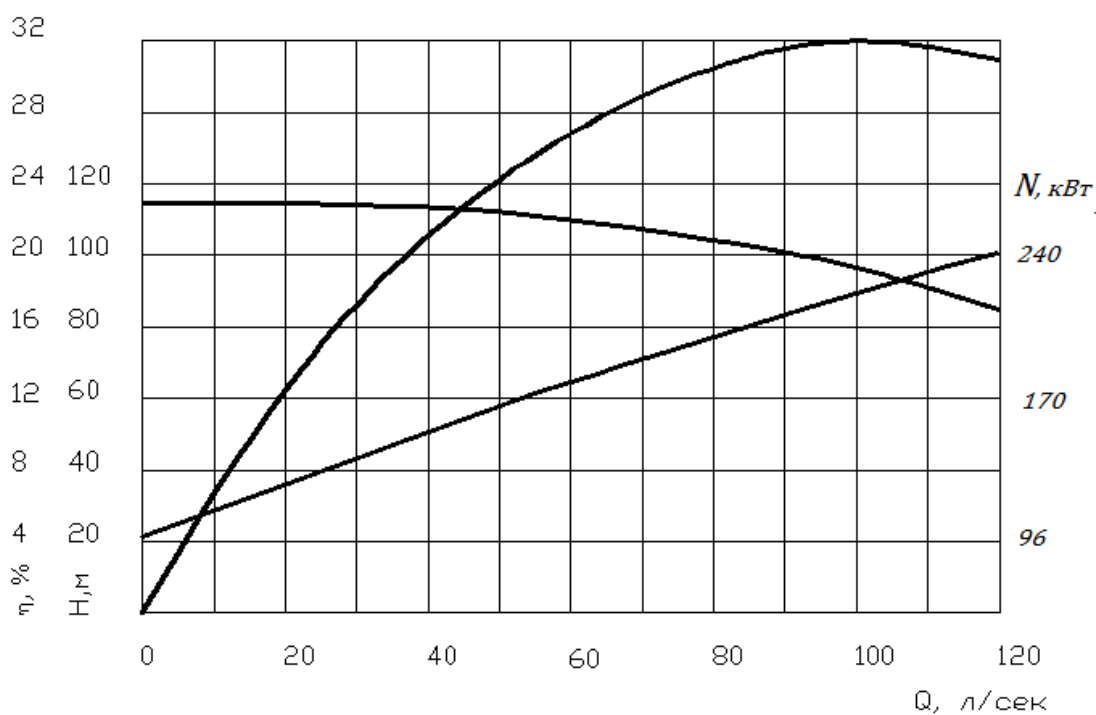
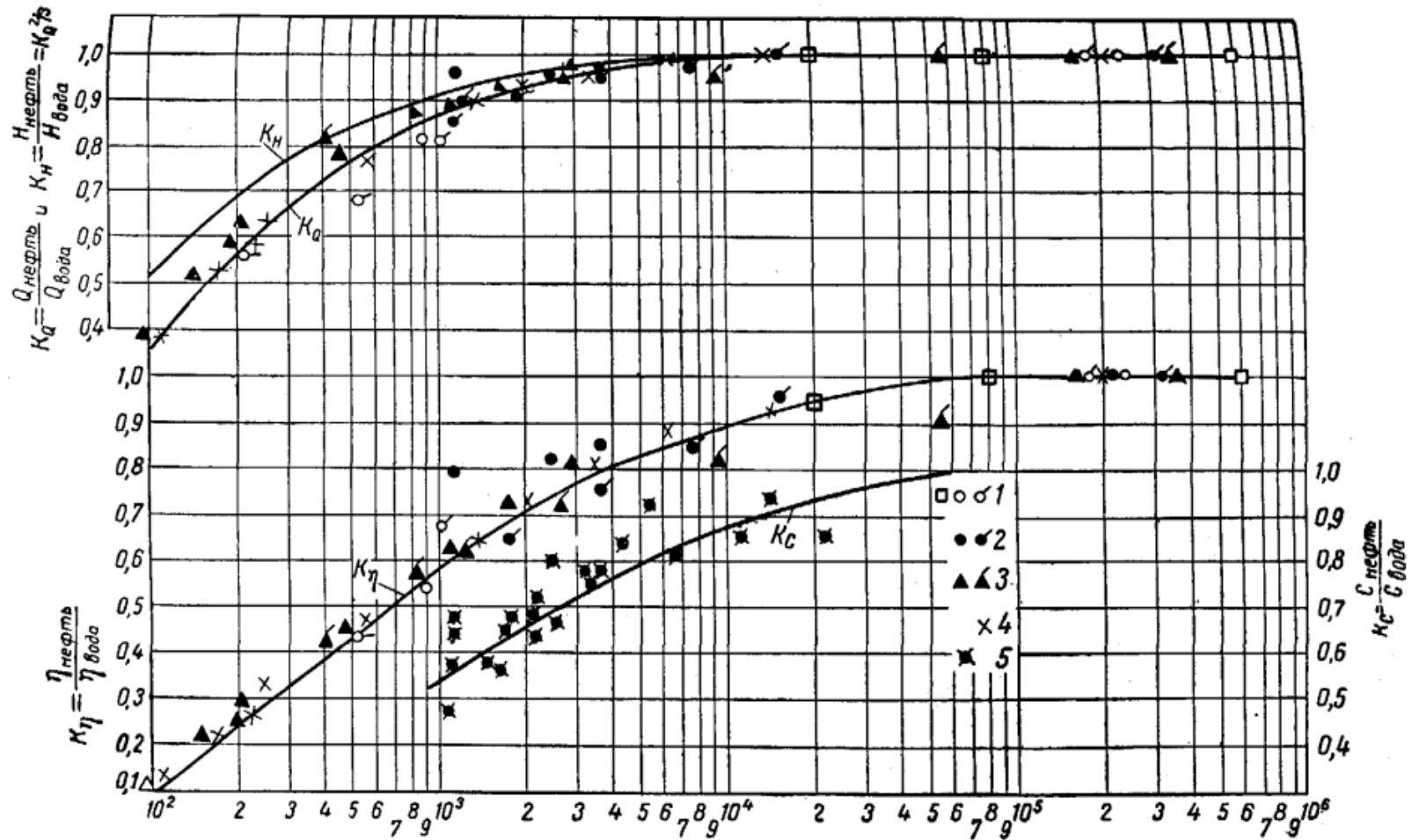


Рисунок 2.4 – Характеристика проектируемого насоса при работе на вязкой нефти



1 - Айзенштейн, $n_s = 51, 60$ и 70 ; 2 - Суханов, $n_s = 82$ и 130 ; 3 - Иппен, $n_s = 90$ и 115 ; 4 - Степанов, $n_s = 82$; 5 - Айзенштейн - $n_s = 60$ и 100 .

Рисунок 2.5 – Коэффициенты перерасчета характеристики насоса с воды на вязкую жидкость

2.4 Расчет на прочность вала насоса

При расчете на прочность вала центробежного насоса следует учитывать несколько нагрузок, действующих на вал: крутящий момент, передаваемый от двигателя к насосу; изгибающий момент от статической нагрузки и центробежной силы на валу; растягивающая нагрузка от осевой силы и нагрузка от поперечной силы.

Наиболее важными из них являются крутящий момент и центробежный изгибающий момент, но если скорость вращения вала близка или равна критической скорости, главную роль играет центробежный крутящий момент.

Статические нагрузки на вал относятся к статическим нагрузкам, нагрузки от перерезывающей силы груза составляют 3-5 % от изгибающих нагрузок. Поэтому в некоторых случаях ими можно пренебречь.

2.4.1 Определение поперечной силы и изгибающего момента. Для определения максимального изгибающего момента от статических нагрузок от веса всех частей вала и ротора строится диаграмма изгибающих моментов, а также определяется участок с максимальным изгибающим моментом.

Построим график нагрузок

$q=1,815 \text{ Н/см}$ – распределенная нагрузка от веса самого,

$P_1= 88,3 \text{ Н}$ – вес полумуфты между насосом и приводом,

$P_2= 45 \text{ Н}$ – вес рабочего колеса,

$L=81,5 \text{ см}$ – общая длина вала,

$a=20,5 \text{ см}$, $b=24,4 \text{ см}$, $c=36,6 \text{ см}$.

Определим реакции на опорах вала в точках А и В. В точке В сумма моментов должна быть равна нулю:

$$M_B = P_1(a+b) - R_A \cdot b + P_2 \cdot c + q \frac{L^2}{2} = 0.$$

Откуда

$$R_A = \left[P_1 \cdot (a+b) + P_2 \cdot c + q \frac{L^2}{2} \right] \frac{1}{b} = \left[88,3 \cdot (20,5 + 24,4) + 45 \cdot 36,6 + 1,815 \frac{81,5^2}{2} \right] \frac{1}{24,4} = 477 \text{ Н.}$$

Реакцию в точке В на ось х определим из положения, что проекции реакций всех сил равны нулю:

$$R_B = P_1 - qL + P_2 = 88,3 - 477 + 1,815 \cdot 81,5 + 45 = -195,8 \text{ Н} .$$

Обратите внимание, что при расчете силы среза с левой стороны силы, направленные вверх, положительны.

В сечении (а):

$$G_1 = -P_1 - q \cdot x = -88,3 - 1,815 \cdot x_1;$$

$$\text{если } x_1 = 0; G_1 = -88,3 \text{ Н};$$

$$\text{если } x_1 = a; G_1 = -88,3 - 1,815 \cdot 20,5 = -125,5 \text{ Н}.$$

В сечении (b):

$$G_2 = -P_1 - q(a + x_2) + R_A = -88,3 - 1,815 \cdot (a + x_2) + 477;$$

$$\text{если } x_2 = 0; G_2 = -125,5 + 477 = 351,5 \text{ Н}$$

$$\text{если } x_2 = b; G_2 = -88,3 - 1,815 \cdot (a + 24,4) + 477 = 307,2 \text{ Н}.$$

Рассмотрим правую сторону вала. Силы, направленные вниз, положительны.

В сечении (с):

$$G_3 = P_2 + q \cdot x_3 = 45 + 1,815 \cdot x_3;$$

$$\text{если } x_3 = 0; G_3 = 45 \text{ Н};$$

$$\text{если } x_3 = c; G_3 = 45 + 1,815 \cdot 36,6 = 111,429 \text{ Н}.$$

В сечении (b):

$$G_2 = P_2 + q \cdot c + x_2 - R_B$$

$$\text{если } x_2 = 0; G_2 = 45 + 1,815 \cdot 36,6 + 195,8 = 307,2 \text{ Н}.$$

Построим эпюры сил среза (см. приложение).

Определим крутящий момент

В сечении (а):

$$M_a = -P_1 x_1 - q \frac{x_1^2}{2};$$

$$\text{если } x_1 = 0; M_a = 0;$$

$$\text{если } x_1 = a; M_a = -88,3 \cdot 20,5 - 1,815 \frac{20,5^2}{2} = -2191,5 \text{ Нсм}.$$

В сечении (b):

$$M_b = -P_1(a + x_2) + R_A \cdot x_2 - q \frac{(a + x_2)^2}{2};$$

$$\text{если } x_2 = 0; M_b = M_a$$

$$\text{если } x_2 = b;$$

$$M_b = -88,3(20,5 + 24,4) + 477 \cdot 24,4 - 1,815 \frac{(20,5 + 24,4)^2}{2} = 5844,6 \text{ Нсм.}$$

Для определения моментов в сечении (c) рассмотрим правую сторону балки.

В сечении (c):

$$M_c = -P_2 \cdot x_3 - q \frac{x_3^2}{2};$$

$$\text{если } x_3 = 0; M_c = 0;$$

$$\text{если } x_3 = c; M_c = -45 \cdot 36,6 - 1,815 \frac{36,6^2}{2} = -2862,7 \text{ Нсм.}$$

Для построения эпюры найдем точки экстремумов.

В сечении (a):

$$M_a = -P_1 x_1 - q \frac{x_1^2}{2};$$

$$\frac{dM_a}{dx} = -P_1 - qx_1 = 0;$$

$$x_1 = -\frac{P_1}{q} = -\frac{88,3}{1,815} = -48,6 \text{ см.}$$

Экстремум находится вне границ области вала. Найдем значение M_a , когда $\frac{a}{2} = 10,25 \text{ см.}$

$$M_a = -88,3 \cdot 10,25 - 1,815 \frac{10,25^2}{2} = 809,7 \text{ Нсм.}$$

В сечении (b) :

$$M_b = -P_1(a + x_2) + R_A \cdot x_2 - q \frac{(a + x_2)^2}{2};$$

$$\frac{dM_b}{dx} = -P_1 + R_A - q(a + x_2) = 0;$$

$$x_2 = \frac{R_A - P_1 - qa}{q} = \frac{477 - 88,3 - 1,815 \cdot 20,5}{1,815} = 193,7 \text{ см.}$$

$$M_b = -88,3_1(20,5 + 12,2) + 477 \cdot 12,2 - 1,815 \frac{(20,5 + 12,2)^2}{2} = 1961,6 \text{ Нсм}$$

В сечении (с):

$$M_c = -P_2 \cdot x_3 - q \frac{x_3^2}{2}; \quad \frac{dM_c}{dx} = -P_2 - qx_3 = 0;$$

$$x_3 = -\frac{P_2}{q} = \frac{45}{1,815} = -24,8 \text{ см.}$$

Найденные значения сведем в таблицу 2.4.

Таблица 2.4 – Моменты в сечениях

Сечение	$x_1=0$	$\frac{a}{2}$	R_A	$\frac{b}{2}$	R_B	P_2	$x_3=0$
$M_{изг}, \text{ Н}\cdot\text{м}$	0	8,09	21,91	19,61	58,49	28,63	0

В результате расчета установлено, что максимальный момент в точке В = 58,49 Н·м и расчет на прочность вала должен проводиться именно по этому значению.

2.4.2 Определение осевых нагрузок на вал. Осевые нагрузки на насос вызываются перепадами T_1 на диске рабочего колеса и давлением на втулку колеса T_2 . Действует осевая сила T_3 , вызванная обтеканием колеса жидкостью и изменением осевого направления потока на радиальное.

Суммарная осевая сила, действующая внутри насоса

Осевые нагрузки на насос представляют собой каскады на диске рабочего колеса.

$$T_p = T_1 \pm T_2 - T_3 \quad (59)$$

Силы T_1, T_2, T_3 :

$$T_1 = \pi H_p \rho \cdot g(\tau_1^2 - \tau_{эм}^2); \quad (60)$$

$$T_2 = \pi H_p \rho \cdot g(\tau_{em}^2 - \tau_s^2); \quad (61)$$

$$T_3 = -\rho Q c_e \quad (62)$$

Здесь ρ – плотность жидкости; H_p - напор; τ_1 - входной радиус рабочего колеса; τ_{em} - диаметр втулки рабочего колеса; τ_s - радиус вала; Q - подача; c_e - скорость входа жидкости в колесо.

Поскольку сила T_2 уравнивается давлением на ступицу диска, рассчитывается общая осевая сила (с учетом силы T_3).

$$T_p = T_1 + T_3 \quad (63)$$

$$T_1 = 3,14 \cdot 120 \cdot 1000 \cdot 9,81(0,0835^2 - 0,03^2) = 22445,3 H,$$

$$T_3 = -1000 \cdot 0,1389 \cdot 7,35 = 1020,9 H,$$

$$T_p = 22445,3 + 1020,9 = 23466,2 H.$$

2.4.3 Расчет критической частоты вращения вала и максимального радиуса изгиба. Критическая частота вращения вала определяется по следующей формуле:

$$n_{кр} = 300 \sqrt{\frac{1}{f}}, \quad (67)$$

здесь f - максимальный радиус изгиба вала, см.

Стрелка изгиба определяется следующим образом:

$$f_{max} = \frac{5}{384} \frac{\sum W_i \cdot L^3}{EJ}, \quad (68)$$

здесь $\sum W = W_a + W_k$;

Вес вала $W_a = 0,815 \cdot 81,5 = 4,514$ кгс.

Вес рабочего колеса $W_k = 4,5$ кгс.

$$\sum W = 9,014 \text{ кгс.}$$

Модуль упругости материала вала $E = 2,1 \cdot 10^6$ кгс/см².

Осевой момент инерции:

$$J = \frac{\pi d_{cp}^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 6,2^4}{64} = 72,4 \text{ см}^4 \quad (69)$$

Отсюда $f_{\max} = \frac{5}{384} \frac{9,014 \cdot 81,5^3}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 72,4} = 0,418 \cdot 10^{-2} \text{ см} = 0,00418 \text{ мм}.$

$$n_{кр} = 300 \sqrt{\frac{1}{0,00418}} = 4640 \text{ мин}^{-1}; \quad n_{раб} = 2950 \text{ мин}^{-1} = 0,635 \cdot n_{кр}.$$

То есть рабочая частота вала ниже первой критической частоты. А раз так, то центробежную силу можно не учитывать.

2.4.4 Выбор опорных подшипников вала насоса. В качестве опоры принимаем кронштейн подшипниковый установленными двумя радиально-упорными шарикоподшипниками под № 66414 ГОСТ 831-75, динамическая грузоподъемность $C=119000 \text{ Н}$, внутренний диаметр $d=70 \text{ мм}$, нагруженный диаметр $D=0,18 \text{ м}$, ширина $B=42 \text{ мм}$. Так как шарикоподшипники устанавливаем одноименными торцами друг к другу, осевая сила воспринимается одним подшипником. Поэтому условная нагрузка на подшипник определяется по формуле:

$$Q = y \cdot A \cdot K_{\delta} \cdot K_T,$$

где $y = 0,66$ – коэффициент осевой нагрузки;
 $A = 10900 \text{ Н}$ – осевая нагрузка;
 $K_{\delta} = 1,1$ – коэффициент безопасности;
 $K_T = 1,05$ – температурный коэффициент подшипника.

Подставляя значения величин, получим:

$$Q = y \cdot A \cdot K_{\delta} \cdot K_T = 0,66 \cdot 10900 \cdot 1,1 \cdot 1,05 = 7620 \text{ Н}.$$

Долговечность в миллионах оборотов определяется по формуле:

$$L = \left(\frac{C}{Q} \right)^3, \text{ млн. об.},$$

где $C = 119000 \text{ Н}$ – динамическая грузоподъемность;
 $Q = 7620 \text{ Н}$ – условная нагрузка.

Подставляя значения величин, получим:

$$L = \left(\frac{C}{Q}\right)^3 = \left(\frac{1190}{7620}\right)^3 = (15,6)^3 = 3796 \text{ млн. об.}$$

Долговечность в часах определяется по формуле:

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n}, \text{ час,}$$

где $n = 2950 \text{ мин}^{-1}$ – число оборотов вала.

Подставляя значения величин, получим долговечность в часах:

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot 2950} = \frac{10^6 \cdot 3796}{60 \cdot 2950} = 21450 \text{ час.}$$

Выводы по разделу. На основании результатов расчета рабочего колеса проектируемого насоса определены основные его конструктивные размеры, определены гидравлические характеристики и построена характеристика насоса на воде и нефти.

Результаты расчета подтвердили приемлемое совершенство конструкции рабочего колеса и возможность его применения в конструкции насоса для применения в системе внутрипромыслового сбора и транспорта нефти на промыслах с подачей до $500 \text{ м}^3/\text{ч}$ и напором до 120м.

Отдельные задачи динамического и прочного расчетов некоторых деталей насоса не ставились. Однако, эти расчеты были учтены при проектировании конструкции насоса и рабочего колеса.

3 Специальная часть

3.1 Анализ патентной и научно-технической информации и выработка предложений по совершенствованию конструкции насоса

Во всех центробежных насосах, работающих в системах промышленного сбора, лимитирующими надежностью узлами являются подшипники, уплотнения валов, щелевые уплотнения рабочих колес и узел разгрузки ротора насоса [12, 13].

Совершенствование данных узлов позволяет расширить диапазон надежной работы насосных агрегатов с высоким КПД.

Улучшение конструктивных элементов возможно осуществлять по следующим направлениям:

- совершенствование непосредственно конструкции,
- применение новых материалов,
- учет влияния свойств перекачиваемой среды на конструкцию и характеристики центробежных насосов.

С целью поиска путей по дальнейшему совершенствованию конструкции насосов консольного типа проведен анализ патентной и научно-технической литературы в результате которых установлено, что наиболее слабым узлом, определяющим ресурс и долговечность работы насосов подобного типа является подшипниковый узел и узлы уплотнения.

Был проведен патентный поиск, в результате которых были рассмотрены более 20 патентов по совершенствованию конструкции консольных насосов. Было рассмотрено и проанализировано следующие предложения в них:

1) Патент № 117530 РФ, которая с целью предотвращения вытекания консистентной смазки подшипники качения снабжены защитными элементами, предотвращающими, при этом рабочее колесо зафиксировано на валу при помощи стопорного винта со стопорной шайбой, а крышки подшипников выполнены с жировыми канавками (Рисунок 3.1).

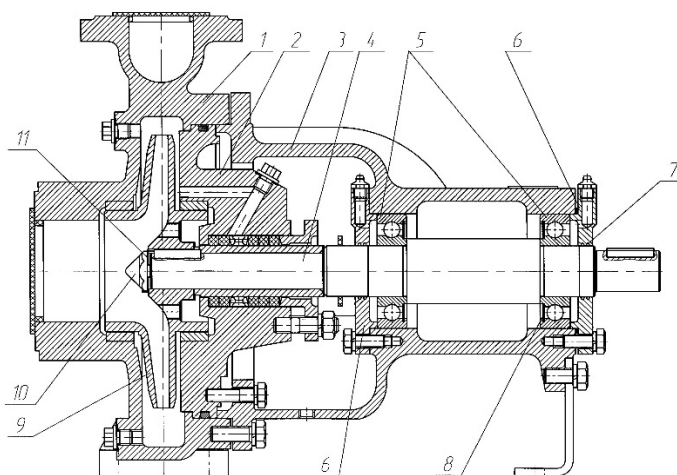


Рисунок 3.1

2) Патент RU2008110157/22U, отличающийся от традиционных конструкций тем, что второй радиальный подшипник расположен в кольцевом выступе центрального отверстия крышки, выполненного удлиненным вдоль продольной оси, а упорный подшипник скольжения установлен в упорной части корпуса вблизи второго радиального подшипника (Рисунок 3.2).

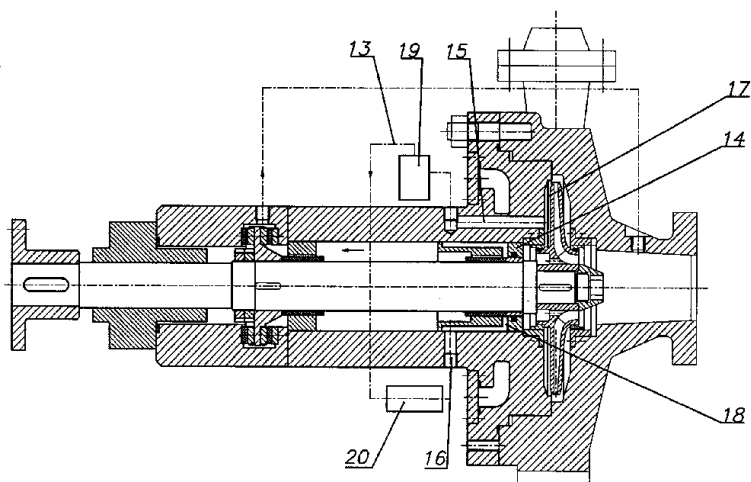
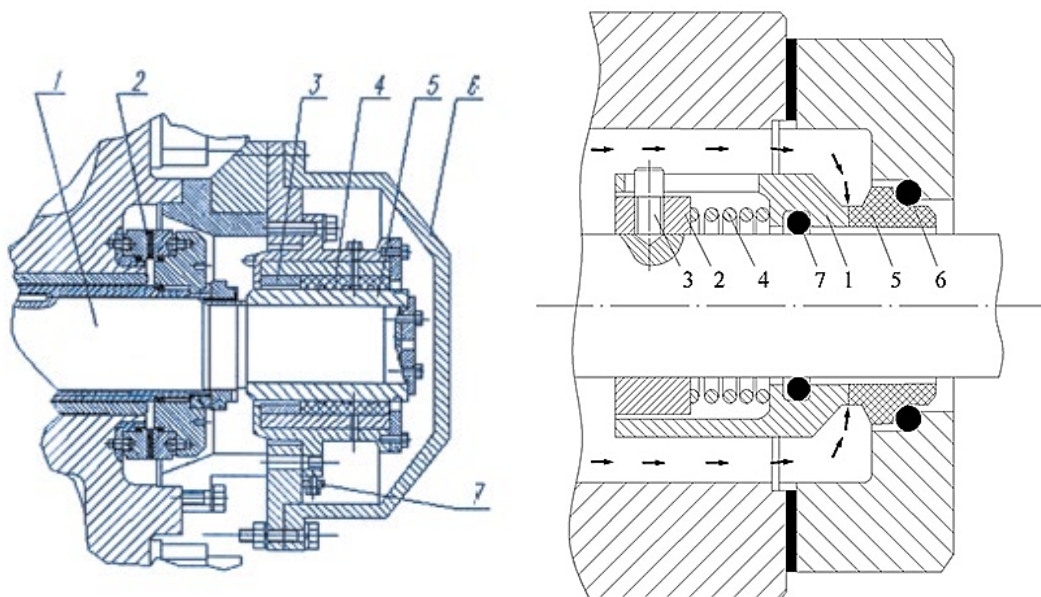


Рисунок 3.2

Однако, наиболее интересным предложением является модернизация подшипникового узла насоса, предложенная в [4] (см. рисунок 3.3).



1 – вал; 2 – узел гидравлической разгрузки ротора; 3 – кожух; 4 – подшипник; 5 – рубашка вала.

Рисунок 3.3 – Узел встроенного подшипника конструкции ГУП «ИПТЭР»:

Особенностью конструкции является наличие канавок, обеспечивающих как охлаждение, так и отвод механических примесей. Для отвода механических примесей также применяются гидроциклонные устройства.

Давно существующая задача – создать подшипник с расчетным модулем упругости и высокими триботехническими свойствами для насосов, применяемых на объектах топливно-энергетического комплекса может быть решена путем применения вместо фторопласта углепластика ФУТ-СТЭТ или другого подобного ему материала, например оксафена или поликерамопласта. Такой подшипник способен гасить вибрацию ротора и обеспечивать высокую надежность насоса.

Предполагается, что применение встроенного подшипника позволит полностью устранить утечки, снизить затраты на смазку маслом баббитового подшипника, загазованность помещения, а также уменьшить вибрацию и шум за счет демпфирующего материала.

Для предотвращения утечек в насосе через вал предлагается вместо сальникового узла использовать торцевые уплотнения керамическим кольцом.

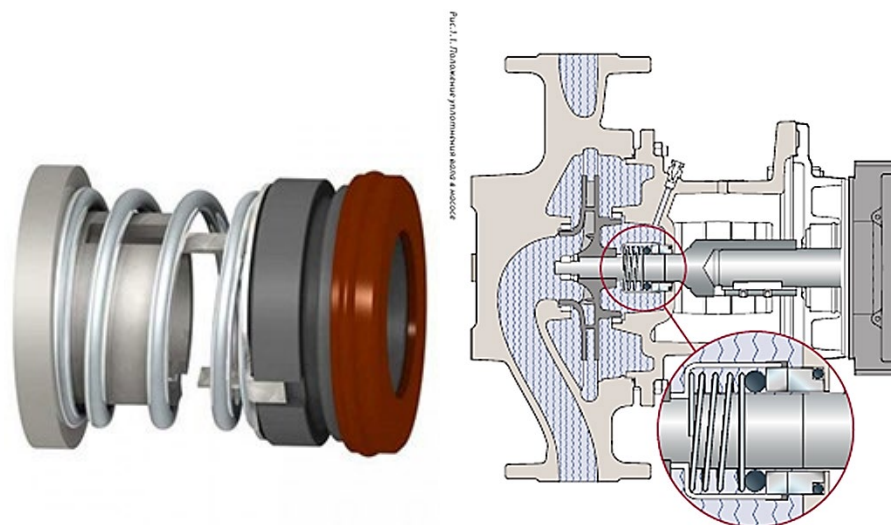


Рисунок 3.4 – Торцевое уплотнение консольного насоса

Таким образом, для дальнейшего совершенствования конструкций центробежных насосов подобного типа может быть предложено широкое применение торцевых уплотнений с гидравлической разгрузкой от осевых нагрузок и встроенный в подшипниковый узел подшипник с уплотнением по конструкции ГУП «ИПТЭР», испытанный на практике.

4 Экономическая часть

Модернизация оборудования и машины выгодны потребителю, если затраты на их модернизацию и использование ниже затрат на новое приобретенное оборудование.

Решение о модернизации машин и оборудования принимается исходя из годового экономического эффекта.

Капитальные вложения на приобретение и внедрение новой техники выделяются из государственного бюджета, а также из средств министерств, объединений и предприятий, которые через определенное время должны окупиться.

Установлен срок погашения капитальных затрат на новое оборудование

$$T_H = \frac{1}{E_H} = \frac{1}{0,5} = 2 \text{ года}, \quad (70)$$

где E_H - предельный коэффициент эффективности капитальных вложений.

Годовой экономический эффект (в тенге) определяется путем сравнения затрат на основное и новое оборудование как в сфере производства, так и в сфере использования.

В данном дипломном проекте мы будем рассматривать затраты в производственной сфере, так как предприятия используют готовое оборудование, которое они получают от заводов-изготовителей.

Годовой экономический эффект (в тенге) определяется путем сравнения затрат на модернизацию и стоимости нового оборудования.

Здесь и далее для данного аналога мы будем обозначать его как I, а для агрегата в проекте - II.

$$Z_{AM} = 0,01 \cdot C \cdot H_K \quad (71)$$

Здесь C - цена оборудования.

$$C_1 = 5010000 \text{ тенге},$$

$$C_2 = 4410000 \text{ тенге}.$$

H_K - норма амортизационных отчислений на капитальный ремонт, %, $H_K = 15\%$.

$$Z_{AM1} = 0,01 \cdot C \cdot H_K = 0,01 \cdot 5010000 \cdot 15 = 751500 \text{ тенге},$$

$$Z_{AM2} = 0,01 \cdot C \cdot H_K = 0,01 \cdot 4410000 \cdot 15 = 661500 \text{ тенге}.$$

Расход на электроэнергию.

Повышение КПД насоса на 2% дает экономию по производительности. При стоимости затрат на перекачку 1000м³/сутки 24 тенге это в год составит примерно 0,6млн. тенге на один насос.

Расходы на модернизацию согласно нормативным требованиям, не должны превышать 0,5 от стоимости нового насоса. При стоимости нового насоса ориентировочно 650 тыс. тг. это составит 325 тыс. тг.

Таким образом, модернизация насоса позволит сэкономить:

$$(751500 - 661500) + 600 + 325000 = 1 \text{ млн. } 015 \text{ тыс. тг/год на один насос.}$$

5 Охрана труда и техника безопасности

5.1 Техника безопасности при эксплуатации насосов, применяемых при перекачке горючих жидкостей

Горючие и легковоспламеняющиеся жидкости в силу повышенной опасности возгорания и способности к легкому созданию взрывоопасных смесей с воздухом требуют для транспортировки по трубопроводам и закачки в емкости особого насосного оборудования. Так же эти насосы должны иметь специальное оборудование для управления ими.

Так насос или группа насосов должны быть оборудованы дистанционным управлением. Т. е. должна быть предусмотрена возможность как включения, так и отключения таких насосов на расстоянии (управление должно проводиться с места, защищенного от взрыва и огня в случае возникновения аварийной ситуации).

В обязательном порядке такие насосы оснащаются автоматическими системами блокировки, предотвращающими включение системы перекачки жидкости в случае отсутствия рабочей жидкости внутри системы. Кроме того, такие насосы также должны быть оснащены системами предупредительной сигнализации, предупреждающей о выходе насосов на режимы работы, опасные для безопасной эксплуатации.

Для перекачивания легковоспламеняющихся жидкостей рекомендуется применение центробежных бессальниковых насосов с двойной торцевой системой уплотнения. И только в случаях, рекомендованных проектировщиками, с одинарной торцевой системой. А вот в случае необходимости перекачки сжиженных углеводородных газов применяют центробежные герметичные насосы (бессальниковые).

Для тех насосов, которые предназначены для подачи к торцевым уплотнениям масла, проектируется применение специального блокировочного устройства, включающего в аварийных ситуациях резервный насос. Таким образом даже при возникновении аварийных ситуаций подача масла к торцевым уплотнениям системы не будет прерываться.

Для центробежных насосов при использовании их для нагнетания горючих и легковоспламеняющихся жидкостей обязательно оснащение их обратным клапаном.

Корпусы таких насосов должны заземляться вне зависимости от заземления корпусов вращающихся данных насосы электрических двигателей.

Все насосы до момента принятия системы в эксплуатацию должны быть оснащены соответствующими дренажными устройствами. Дренируемый продукт по закрытому трубопроводу направляется в систему утилизации такого продукта закрытого типа.

В случае необходимости освобождения насосов от перекачиваемых продуктов должно быть конструктивно обеспечено сбрасывание данных продуктов. Жидкие продукты по трубопроводам должны быть отведены в

специально предназначенные для этого емкости, а пары или газообразные продукты утилизируются на свече или в факеле.

Эксплуатация центробежных химических насосов при перекачке легковоспламеняющихся и горючих жидкостей требует особой внимательности и соблюдения техники безопасности:

1) Перед началом работы с насосом необходимо убедиться в том, что он соответствует всем требованиям и нормам безопасности, а также произвести его визуальный осмотр на наличие повреждений, трещин и других дефектов.

2) Перед запуском насоса следует произвести проверку работоспособности и правильности установки всех элементов системы.

3) При перекачке легковоспламеняющихся и горючих жидкостей насос должен быть оснащен специальными противоиспарительными устройствами и системами автоматического пожаротушения.

4) Необходимо соблюдать все требования по электробезопасности и грозоотводной защите при эксплуатации насоса.

5) При работе с насосом необходимо использовать специальную защитную одежду, обувь и средства индивидуальной защиты (рукавицы, маски и т.д.).

6) Не допускайте нахождения посторонних лиц в зоне работы насоса.

7) В случае возникновения любых нестандартных ситуаций (повышение температуры, утечка жидкости, отказ в работе и т.д.) необходимо немедленно остановить работу насоса и принять меры по устранению причины возникшей проблемы.

8) При обслуживании и ремонте насоса следует соблюдать все требования безопасности и производить работы только специалистами, обладающими соответствующими знаниями и опытом.

9) Не допускайте хранение легковоспламеняющихся и горючих жидкостей вблизи насоса.

10) Соблюдайте все требования по утилизации и переработке отходов, связанных с эксплуатацией насоса.

5.2 Пожарная безопасность при эксплуатации и обслуживании насосов

Основные и наиболее частые причины промышленных пожаров и взрывов: нарушения нормального функционирования технологического режима, неисправности электрооборудования и электрических сетей, самовозгорания, разряды молнии, нарушения правил газового и электрического приготовления пищи.

В начале смены оператор или водитель должен проверить огнетушители и соблюдать правила пожарной безопасности в процессе работы.

Горючие и смазочные материалы должны храниться в специальном отсеке, вдали от источников огня, а при хранении их количество не должно превышать установленной нормы. Протирочный материал укладывается в специальные металлические ящики, которые опорожняются в конце смены.

Сварочные и другие работы должны производиться только с разрешения главного инженера и работников пожарной безопасности производства. При обнаружении утечек газа необходимо немедленно прекратить работы, связанные с пожаром.

Каждый цех должен иметь все необходимое противопожарное оборудование. Пожаровзрывобезопасные цеха оборудуются специальным отделением для подачи инертного газа или пара.

Курить в мастерских разрешается только в специально оборудованных местах.

Машинист должен знать, как тушить пожары и возгорания в цехе, как пользоваться огнетушителями и противопожарным оборудованием. В случае возникновения пожара в цехе необходимо немедленно сообщить пожарной команде завода и администрации цеха.

Обслуживающий персонал смены должен немедленно приступить к тушению пожара. Начальник смены руководит всеми работами до прибытия пожарной команды. Если очаг возгорания не устранен или не локализован, а также существует вероятность распространения огня, производство должно быть остановлено.

С точки зрения пожарной безопасности наиболее опасные производственные помещения оборудуются автоматическими системами пожаротушения, автоматически запускающими огнеподавляющие материалы.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В соответствии с заданием на проектирование в дипломном проекте разработан и спроектирован центробежный насос для применения в внутрипромысловый сети сбора нефти и транспортирования до пунктов ППН и резервуарного парка товарной нефти.

В качестве прототипа был выбран насос консольного типа как наиболее компактный, обладающий простотой конструкции; простотой соединения с электродвигателем и другими силовыми установками; простотой пуска и регулирования; плавностью работы; высокой надежностью, долговечностью в работе и возможность применения для перекачки любых жидкостей.

Основной упор при проектировании насоса делался на расчете и проектировании рабочего колеса, как основной детали, определяющей практически все его технико-экономические показатели. В результате определены его основные размеры и проведен поверочный расчет на прочность в комплекте с валом.

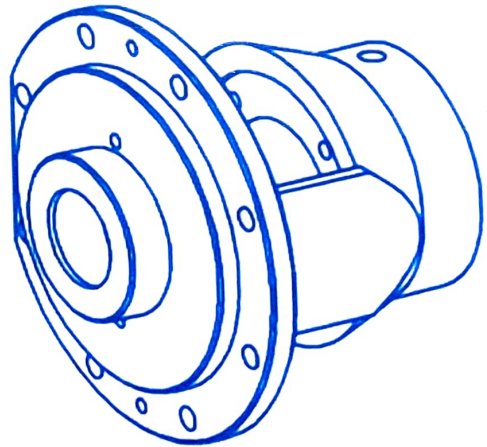
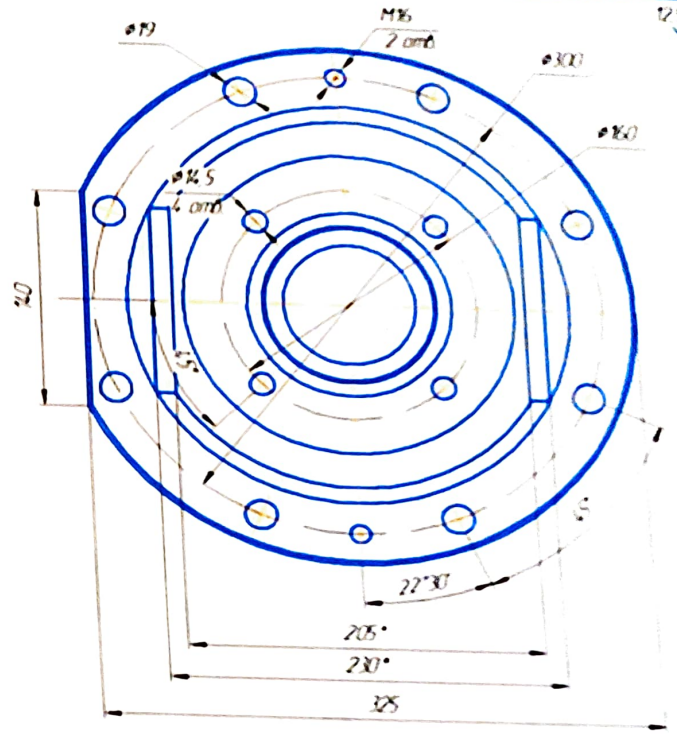
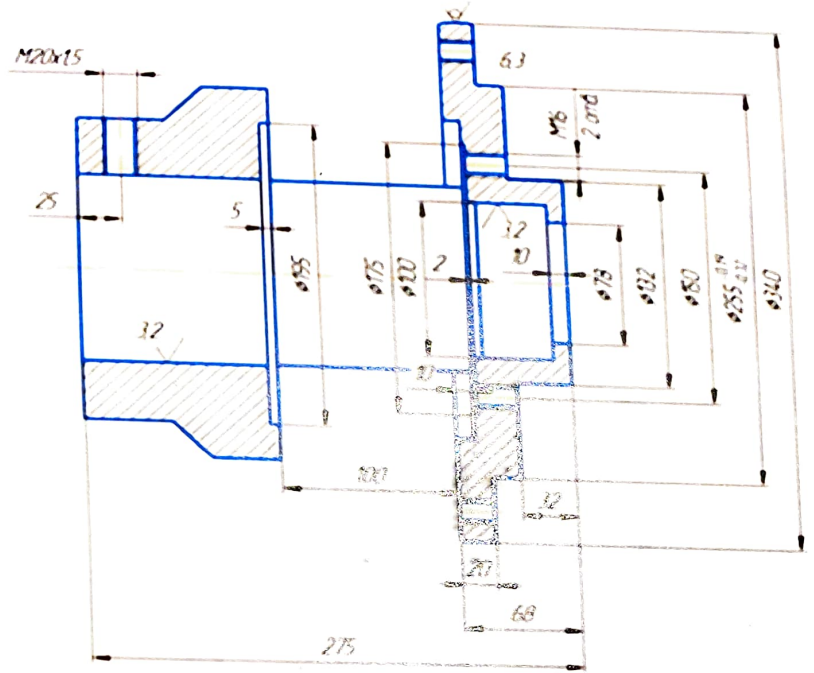
В результате патентного поиска были определены основные направления по совершенствованию его конструкции, а именно, модернизация подшипникового узла с устройством гидравлической разгрузки и замены сальниковых уплотнений на торцевые.

Экономический эффект от применения спроектированного или модернизации существующего насоса может составить более 1 млн. тг в год на один насос.

Таким образом, конструкция спроектированного центробежного насоса консольного типа является технически и экономически обоснованным и может быть найдено применение в нефтепромысловых условиях.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

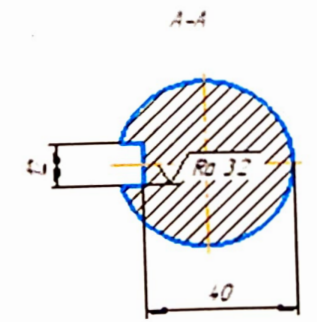
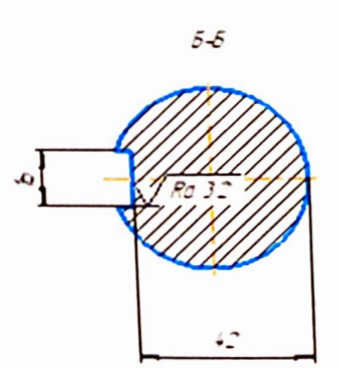
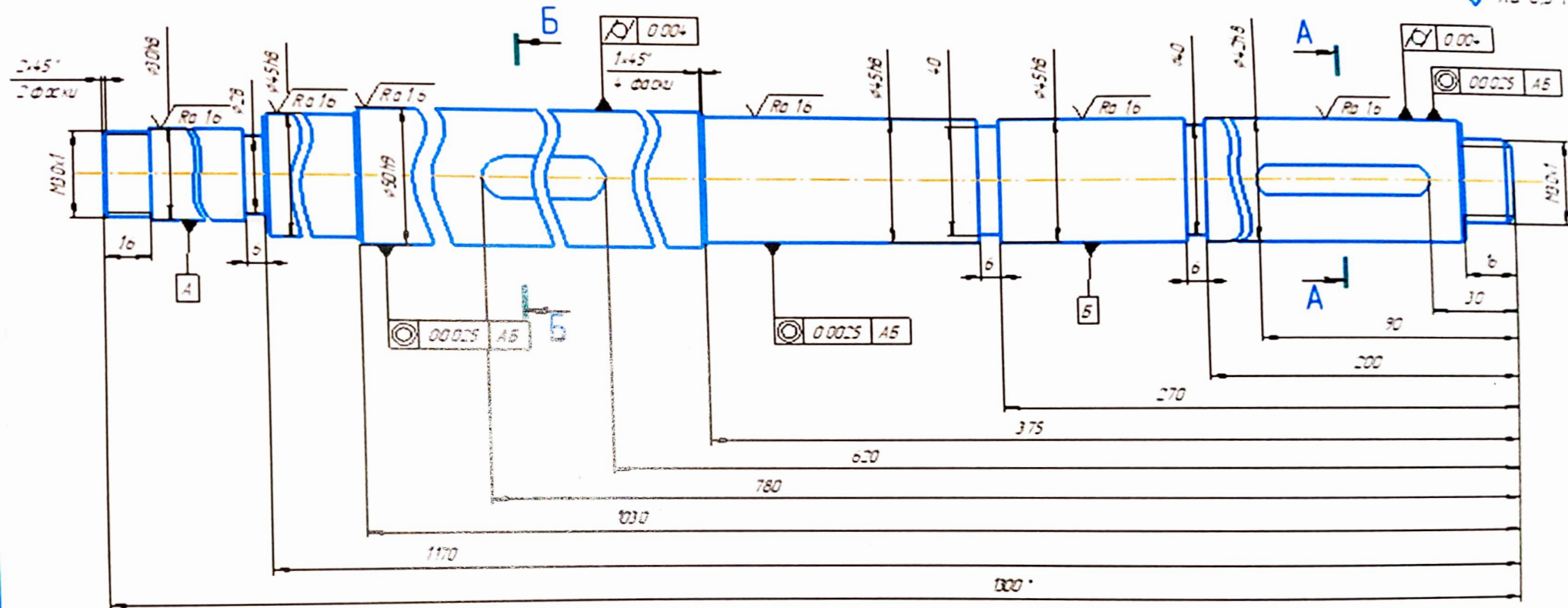
- 1 Мавлютзянов З.А., Коростолев С.А. Внутрипромысловый сбор и подготовка нефти на промыслах. – М. Недра, 2021. – С.8-22.
- 2 Байбиков А.С., Караханьян В.К. Гидродинамика вспомогательных трактов лопастных машин. — М.: Машиностроение, 1982. — 112 с.
- 3 Айзенштейн М.Д. Центробежные насосы для нефтяной промышленности. -М., Гостоптехиздат, 1957.
- 4 Карасев, Б. В. Насосы и насосные станции : учеб. для вузов / Б. В. Карасев. – Минск : Высш. шк., 1990. – 326 с.
- 5 Бейзельмен Р. Л. и др. Подшипники качения. – Справочник. – М: Машиностроение, 1987.
- 6 Ильский А. Л. и др. Буровые машины, механизмы и сооружения. – М: Недра, 1967.
- 7 Детали машин. Расчет и конструирование. – Справочник, 3Т –М: Машиностроение, 2005г.
- 8 Единая система конструкторской документации. Основные положения. – М: Издательство стандартов, 1988.
- 9 Единая система конструкторской документации. Общие правила выполнения чертежей. – М: Издательство стандартов, 1991.
- 10 Справочное руководство по черчению/ В. Н. Богданов, И. Ф. Малезик, А. П. Верхола и др. М: Машиностроение 1989.
- 11 Мырзахметов Б.А. Методические указания к дипломному проектированию для студентов, обучающихся по специальности «Технологические машины и оборудование». – Алматы: КазНИТУ им. Сатпаева, 2018г.
- 12 Шрайбер Г.К. и др. Конструкционные материалы в нефтяной, нефтехимической и газовой промышленности. Справочное руководство. –М: Машиностроение, 1969.
- 13 Пищенко В.Е., Бренц А.Д. и др. Организация и планирования и управление предприятиями нефтяной и газовой промышленности. М: Недра, 1976.
- 14 Кушелов В. П. Основы техники безопасности на нефтеперерабатывающих заводах. М: Химия, 1978.
- 15 Куцын П.В., Мишанин Б.С., Овсяников Ю.Н. Охрана труда на буровых и нефтеперерабатывающих предприятиях –М: Недра, 1978.



- 1 Радиусы отклонений размеров $H7/h6$, $H7/k6/2$
- 2 Диаметры отверстий по диаметру $H7/h6$
- 3 Размеры для справок

		ЭСИ 10.089.00			
Исполн.	Провер.	Инж.	Кронштейн передний	Масштаб	1:1
Материал	Алюминий	Материал	Насос НКС00-120	Масштаб	1:1
Масштаб	1:1	Масштаб		Масштаб	
Масштаб		Масштаб		Масштаб	

√ Ra 6.3 (√)

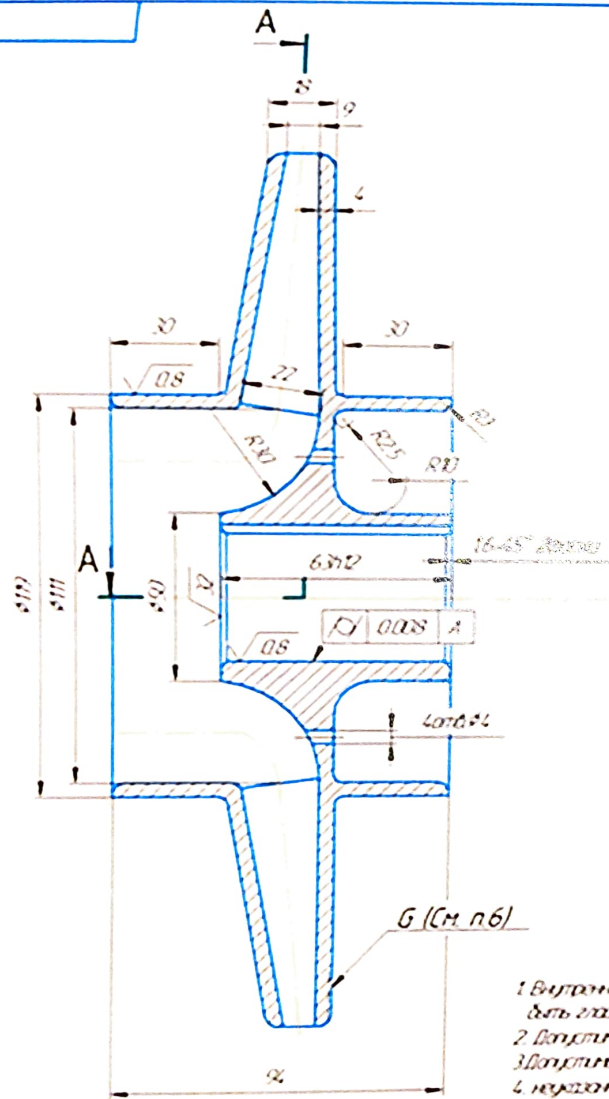


- 1 * Размер для справок
- 2 180 200H5
- 3 Детали клонки науглерод R-03 мм
- 4 остальные размеры по НТЗ в % ±0.1/0.2

№ п/п	№ документа	Исполнитель	Проверенный	Дата	Лист
1	180 200H5				1
2					
3					
4					
5					
6					
7					
8					
9					
10					

Ban

Стандарт 45 ГОСТ 1050-80



G (Ст. п. 6)

1. Внутренние поверхности стенок колеса и лопаток должны быть гладкими для швабл и дроба
 2. Допустимое отклонение радиусов проточной части ± 0.15
 3. Допустимое отклонение наружного контура колеса -0.15
 4. Неразность радиальных отклонений радиусов по $\pm 11 \mu/2$
 5. Допустимое отклонение радиальных зазоров между лопатками ± 0.15
 6. Колесо должно работать безударно на $\Phi 258$
- Место снятия мерки указано стрелкой G

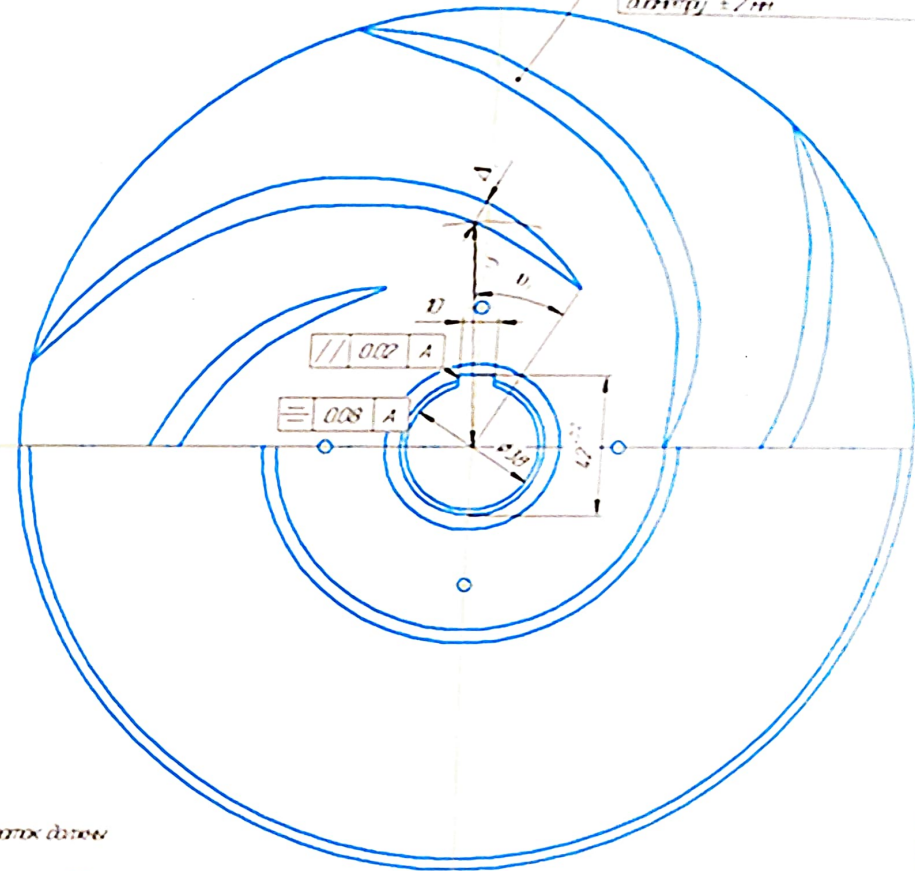
Корректировка средних значений полей лопаток

радиус, г. мм	55	62	70	77	84	92	99	106	114	121	129
среднее значение Δ , мм	1.0	5.0	6.5	7.3	7.8	8.0	7.8	7.2	6.3	4.7	0.0
максимальное значение Δ , мм	0.0	10.0	12.7	14.3	15.4	15.5	14.9	13.8	12.3	10.5	7.7

A-A

√ 401/1

6. лопатки и рёбра лопатки
отклонение радиальных размеров
допуск $\pm 2 \mu$



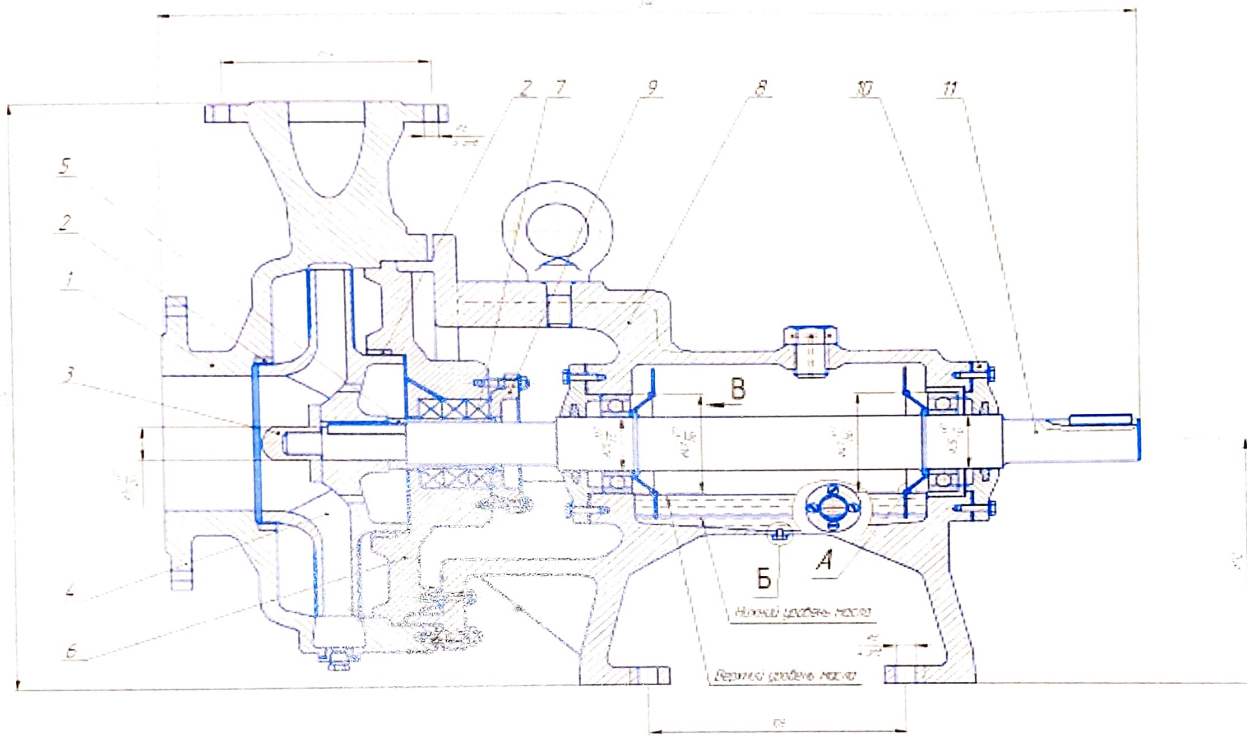
№	Изм.	М.П.	Дата	Исполн.	Провер.	Согласован.
1						
2						
3						
4						
5						
6						

Рабочее колесо

СЧ-20

6

Качество

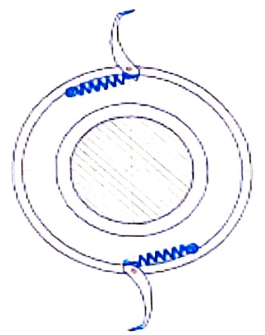


№	Наименование	кол.	Примеч.
1	Корпус насоса	1	
2	Уплотнительная камера	2	
3	Гайка	1	
4	Рабочее колесо	1	
5	Защитная втулка	1	
6	Крышка корпуса	1	
7	Сальниковая набивка	1	
8	Корпус-картер	1	
9	Грунд-букса	1	
10	Крышка подшипника	1	
11	Вал	1	

Технические требования

- 1 Необрабатываемые поверхности литых деталей красить масляной краской, красной эмалью.
- 2 Наружные поверхности корпуса красить белой эмалью ПЭ-15 ГОСТ 6469-76.
- 3 Сальники вала и крышек подшипников перед установкой пропитать дизельной эмалью ПЭ-15 ПУ 38 1011308-90.
- 4 На подшипники изготовителя насоса вальце насосом ИС-204 ПУ 38 101238-74 и крышки подшипника насосов ДУ4 ПМ4-370 и ДУ4 ПМ4-8.
- 5 Натяжка и анкерка машины должны выполняться в соответствии с указаниями картонных чертежей, а также соответствующими спецификациями.
- 6 Перед сборкой в эксплуатацию проверить отклонку без нагрузки в течение 3 часов.

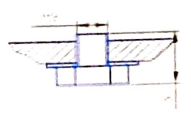
Вид В

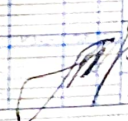


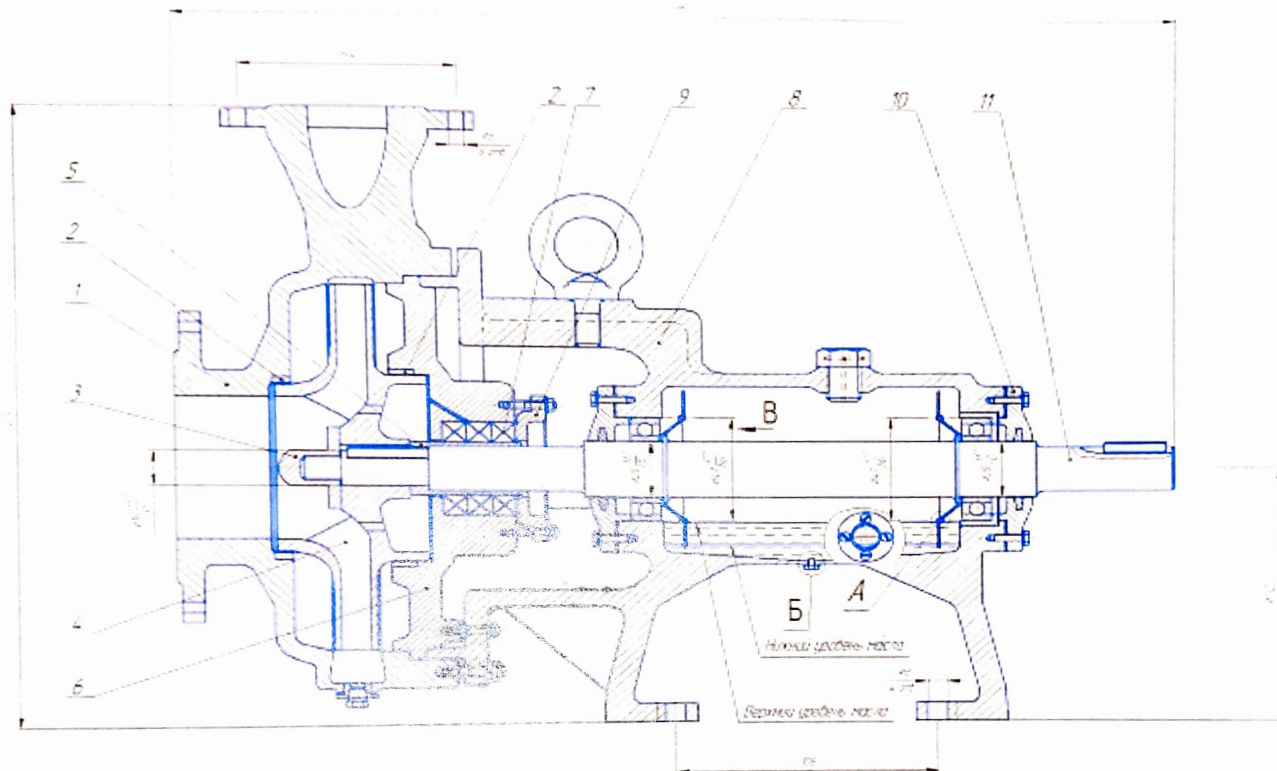
А (1:1)



Б (1:1)




 Проверено: _____
 Дата: _____

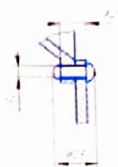


№	Наименование	М	Количество
1	Корпус насоса		1
2	Эксплуатационное кольцо	2	2
3	Гайка		1
4	Роторное колесо		1
5	Защитная фланец		1
6	Крышка корпуса		1
7	Сальниковая набивка		1
8	Корпус-картер		1
9	Грунд-фланец		1
10	Крышка подшипника		1
11	Болт		1

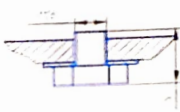
Технические требования

1. Необходимые материалы: сталь для корпуса насоса, латунь для деталей.
2. Изготовить корпус насоса по чертежам.
3. Сальниковую набивку и крышку подшипника установить правильно.
4. На сборку использовать насосную смазку ИС-204, ГОСТ 10238-74.
5. Проверить и регулировать зазоры между деталями в соответствии с указаниями чертежа.
6. Проверить работу насоса в режиме без нагрузки и проверить его работу.

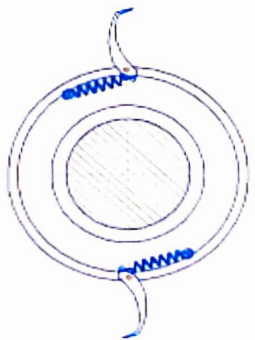
A (5:1)



B (5:1)

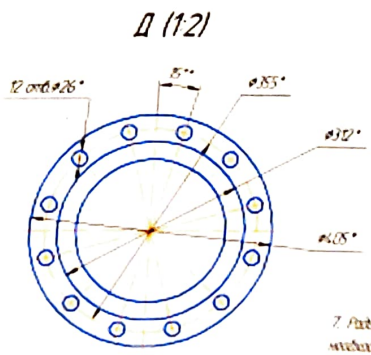
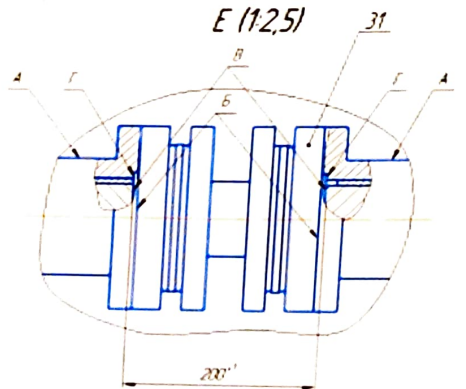
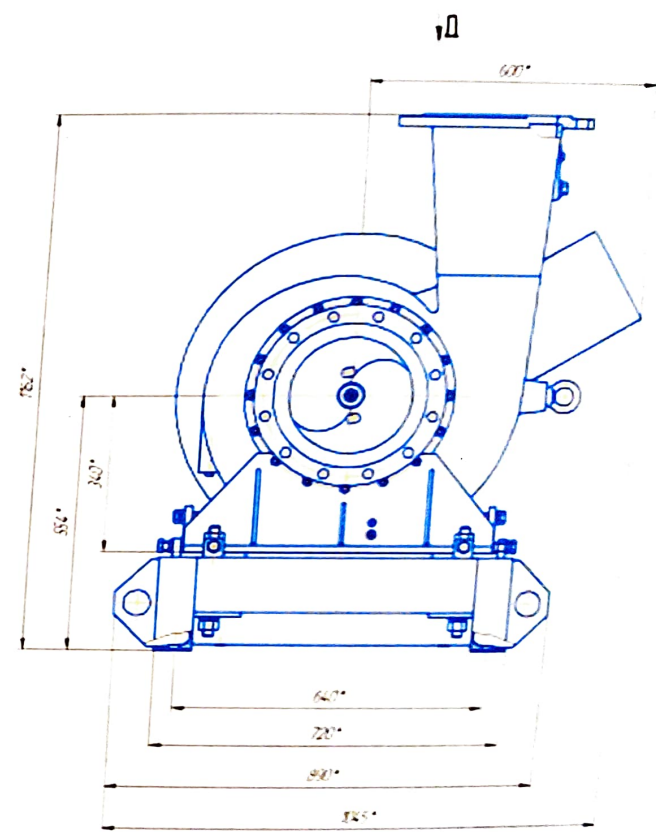
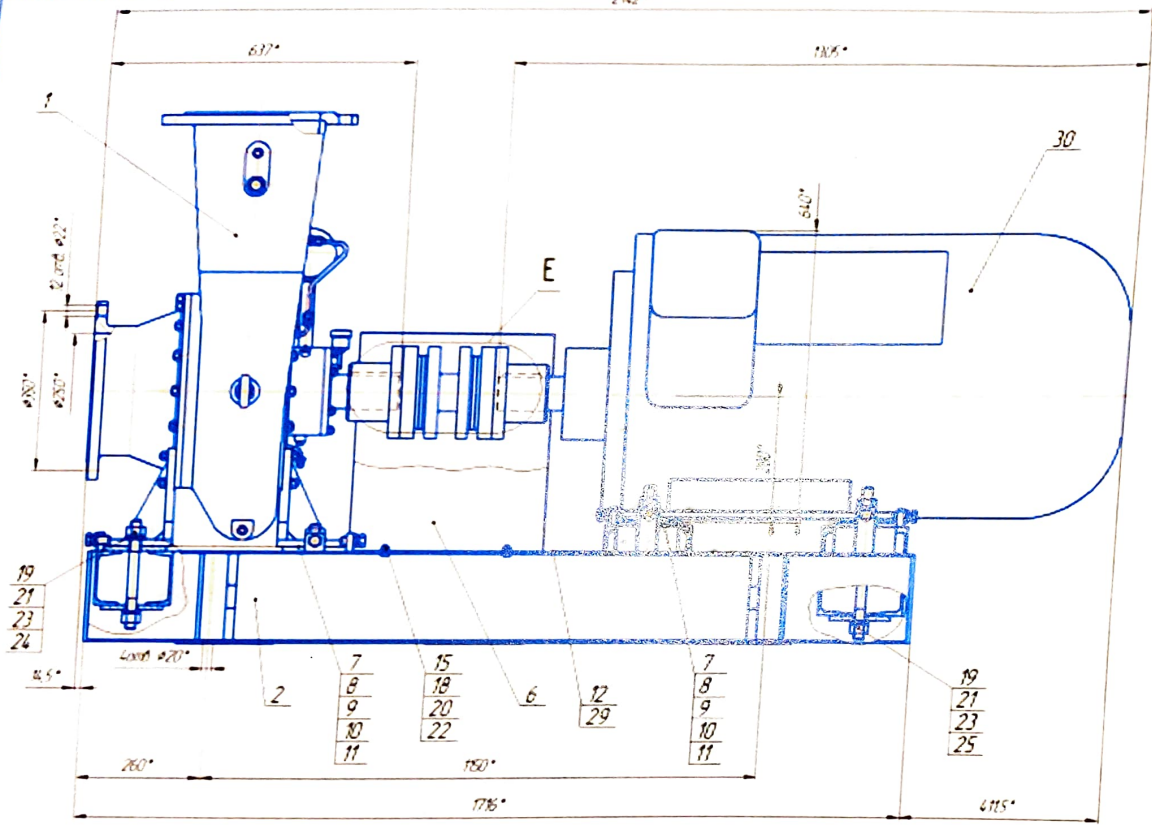


Вид В



Исполнитель	Проверенный	Дата
<i>[Signature]</i>	<i>[Signature]</i>	

93.00.00.034.H5



1. Проверка для заказа
 2. Размеры указаны для 12 ступеней по наружному диаметру
 3. Высота деталей соответствуют диаметру по наружному диаметру А, Б, В
 4. На рисунке для привода указаны для изготовления в сборе детали для привода
 5. Диаметр отверстия равен диаметру отверстия в корпусе
 6. Диаметр отверстия равен диаметру отверстия в корпусе
 7. Проверка и привода детали являются взаимными диаметры для 7, 8, 9, 10, 11
 8. Проверка и размеры для 12 ступеней указаны для 59.00.00.002

7. Проверка и привода детали являются взаимными диаметры для 7, 8, 9, 10, 11
 8. Проверка и размеры для 12 ступеней указаны для 59.00.00.002

93.00.00.036			
Корпусный			
№30009500-100			
№	Исполнение	№	Дата
Рис. А. А. А. А.			

Протокол

о проверке на наличие неавторизованных заимствований (плагиата)

Автор: Мальцев Р.

Соавтор (если имеется):

Тип работы: Дипломная работа

Название работы: Проектирование центробежного насоса для внутрипромыслового сбора и транспортировки нефти производительностью 500 м³/час

Научный руководитель: Бейбит Мырзахметов

Коэффициент Подобия 1: 22.5

Коэффициент Подобия 2: 18

Микропробелы: 4

Знаки из других алфавитов: 3

Интервалы: 0

Белые Знаки: 7

После проверки Отчета Подобия было сделано следующее заключение:

Заимствования, выявленные в работе, является законным и не является плагиатом. Уровень подобия не превышает допустимого предела. Таким образом работа независима и принимается.

Заимствование не является плагиатом, но превышено пороговое значение уровня подобия. Таким образом работа возвращается на доработку.

Выявлены заимствования и плагиат или преднамеренные текстовые искажения (манипуляции), как предполагаемые попытки укрытия плагиата, которые делают работу противоречащей требованиям приложения 5 приказа 595 МОН РК, закону об авторских и смежных правах РК, а также кодексу этики и процедурам. Таким образом работа не принимается.

Обоснование: *Выявленные заимствования являются общепринятыми в насосной литературе, несколько не удачно использованы в работе и может быть достигнуто к заявке. Назв. н.ч. МР-15*

Дата

02.06.2023

проверяющий эксперт

02.06.23