

КАЗАХСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени К.И. САТПАЕВА

СЭТБАЕВ
УНИВЕРСИТЕТИ

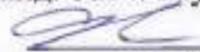


ГОРНО-МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

КАФЕДРА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И
ОБОРУДОВАНИЕ



«Допущена к защите»
Заведующий кафедрой ТМиО
канд. техн. наук, ассоц. проф.

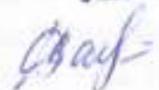
 К.К. Елемесов
«15» 25 2019 г.

ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ

На тему: «Модернизация первой ступени центробежного насоса с
подачей $180 \text{ м}^3/\text{с}$ и напором $H=1900\text{м}$ »

5B072400 – «Технологические машины и оборудование»

Выполнил выпускник  Сатпай А.М

Научный руководитель  лектор: Даурова Р.В

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный исследовательский технический университет
имени К.И. Сатпаева

Горно-металлургический институт им. О.А Байконурова

Кафедра Технологические машины и оборудование

5B072400 – Технологические машины и оборудование



ЗАДАНИЕ

на выполнение дипломной работы

Обучающемуся: Сатпай Алуа Мерекекызы

Тема дипломной работы: «Модернизация первой ступени центробежного насоса с подачей $180 \text{ м}^3/\text{с}$ и напором $H=1900\text{м}$ »

Утверждена приказом по университету № ___ от ___ 2018 г.

Срок сдачи законченной работы «10» мая 2019 г.

Исходные данные к дипломной работе:

Центробежный насос секционный с подачей $180 \text{ м}^3/\text{с}$ и напором $H=1900\text{м}$.

Перечень подлежащих разработке в дипломной работе вопросов или краткое содержание дипломной работы:

а) в технической части рассмотреть различные конструкции центробежных насосов, провести описание конструкции ЦНС 180-1900;

б) в специальном разделе дать предложение по совершенствованию конструкции проектируемого насоса, привести его чертежи;

в) в расчетном разделе:

- расчеты основных параметров и размеров;
- расчетное обоснование действующих нагрузок;
- расчет изменения потребляемой насосом мощности;
- расчет подачи шнека и корпуса шнека;
- расчет скорости течения потока в трубе (ЭВМ).

Перечень графического материала: Агрегат электронасосный центробежный ЦНС 180-1900, Насос ЦНС 180-1900, подшипник стороны всасывания, колесо первой ступени, детализовка (1 лист формата А1)

АННОТАЦИЯ

В данном дипломном проекте рассматривается насос центробежный ЦНС 180-1900 рассчитанный для закачивания жидкой среды в продуктивные пласты для увеличения нефтеотдачи пласта. С целью продления межремонтного этапа, в дипломном проекте предложено улучшение первой ступени насоса ЦНС 180-1900, что состоит в смене первого рабочего колеса на шнек. Установка шнека даст возможность уменьшить кавитацию в насосе, это позволит сократить износ рабочих органов насоса ЦНС 180-1900, что может привести к неисправности и выходу из строя насоса на ремонт.

АҢДАТПА

Бұл дипломдық жобада қабаттың мұнай беруін арттыру үшін өнімді кабаттарға сұйық ортаны айдауға арналған центрден тепкіш ЦНС 180-1900 сорғы қарастырылады. Бұл дипломдық жобада ЦНС 180-1900 сорғысының бірінші сатысын жетілдіру ұсынылды, ол бірінші жұмыс дөңгелегін шнекке ауыстыру болып табылады. Шнекті орнату насостағы кавитацияны төмендетуге мүмкіндік береді, бұл ЦНС 180-1900 сорғысының жұмыс органдарының тозуын азайтуға мүмкіндік береді, кері жағдайда бұл сорғының сынуына және істен шығуына әкелуі мүмкін.

ANNOTATION

In this diploma project is considered centrifugal pump CNS 180-1900 designed to download the liquid medium in the reservoir to increase oil recovery. In order to extend the overhaul period, the diploma project proposed improvement of the first stage of the pump CNS 180-1900, which is to replace the first impeller with a screw. Installation of the screw will reduce cavitation in the pump, this will reduce the wear of the working parts of the pump CNS 180-1900, which can lead to damage and failure of the pump for repair.

СОДЕРЖАНИЕ

	Введение	
1	Техническая часть	5
1.1	Назначение насоса ЦНС 180-1900	5
1.2	Обзор отечественных конструкций	6
1.3	Анализ зарубежных конструкций	7
2	Специальная часть	10
2.1	Технические предложения по предотвращению или ослаблению кавитации	10
2.2	Усовершенствованная первая ступень насоса ЦНС 180-1900	12
2.3	Устройство и принцип действия насоса ЦНС 180-1900 с усовершенствованной первой ступенью	12
2.4	Привод	14
2.5	Маслосистема	14
3	Расчетная часть	15
3.1	Расчет изменения потребляемой насосом мощности	15
3.2	Расчет вала	16
3.3	Расчет подачи шнека	19
3.4	Расчет корпуса шнека	20
4	Экономическая часть	23
4.1	Расчетная часть	23
5	Безопасность и экологичность проекта	27
5.1	Общие требования безопасности обслуживания насосных установок	27
5.2	Мероприятия по промышленной санитарии	27
5.3	Экологичность проекта	28
	Заключение	
	Список использованной литературы	

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время обширно внедрено использование нефтяных месторождений с использованием технологий воздействия на нефтяные пласты с целью повышения добычи нефти, в частности заводнения нефтяных пластов, для чего используются в основном центробежные многоступенчатые секционные насосы ЦНС (ГОСТ 10407—70).

Насосы в нефтяных промыслах как правило размещаются в насосных станциях (первого и второго водоподъема, кустовых и нефтяных), передающих собою закрытое капитальное помещение, в котором размещаются насосы и приводящие двигатели, оборудование управления и контроля насосных аппаратов, электрическая высоковольтная и низковольтная аппаратура, а также бытовые помещения.

В наше время в нефтяных промыслах обширное распространение приобрели блочные насосные станции, конструкции которых производятся и комплектуются абсолютно всем важным оснащением на заводе. Учитываются подобные размеры блоков, которые дают возможность перевозить их по железным дорогам. В монтаже блочного оборудования тратят в 8 — 10 раз меньше времени, нежели на сооружение капитального помещения.

В нынешнее время, когда растут затраты на использование, добычу и поддержание скважин нефтяных месторождений в работоспособном состоянии, весьма важно возникает вопрос использования и развития нефтепромыслового оборудования, отвечающего данным условиям. По этой причине этой миссии подчинены все без исключения виды работы научно-исследовательских институтов, конструкторских бюро и абсолютно всех предприятий, в той либо другой мере связанных с нефтегазопромысловым делом.

Эффективность эксплуатации бурового и нефтепромыслового оборудования обуславливается совершенством способов технологического сервиса и ремонтных работ.

Важной проблемой сервиса является установление надлежащей между субъективным процессом эксплуатации изделия и объективным процессом изменения его технического состояния.

Решение указанной проблемы добивается за счет обширного применения средств контроля и диагностики.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В наше время, когда стремительно растут затраты на эксплуатацию, добычу и поддержание скважин нефтяных месторождений в работоспособном состоянии, весьма важно возникает вопрос использования и формирования нефтепромыслового оснащения, отвечающего значительным условиям. По этой причине этой миссии подчинены все без исключения разновидности работы учено-исследовательских институтов, конструкторских контор и абсолютно всех компаний, в той либо другой мере связанных с нефтегазопромысловым делом. Производительность эксплуатации бурового и нефтепромыслового оборудования обуславливается совершенством способов технологического сервиса и ремонтных работ.

Важной проблемой сервиса считается установление надлежащей между субъективным процессом эксплуатации изделия и объективным процессом переменной его технологического состояния. Разрешение показанной проблемы добивается за счет обширного применения средств контролирования и диагностики.

Целью данного дипломного проекта являлась повышение надежности центробежного насоса ЦНС 180-1900, путем замены первого рабочего колеса на шнек. Нами был проведен ряд исследований зарубежных и отечественных конструкций, где были описаны ключевые проблемы и предложены варианты борьбы с кавитацией.

Следующим этапом мы провели технико-экономический анализ эффективности разработки данного дипломного проекта. По результатам которого, можно сделать вывод о реально обоснованной эффективности усовершенствования замены первого рабочего колеса.

К заключению произведены расчеты основных элементов, а также оценка безопасности и жизнедеятельности проекта.

Осуществив задачу данной модернизации, мы повысили общий к.п.д насоса, снизили кавитацию жидкости и увеличили межремонтный период.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя.- В 3-х т.- Т.- 5-е изд. перераб и доп. - М.: Машиностроение, 1980. - 728 с.
- 2 Баграмов Р.А. Буровые машины и комплексы: Учебник дл вузов.- М.:Недра, 1988.-501с.
- 3 Бренс А.Д., Брюгеман А.Ф., Злотникова Л.Г. Планирование на нефтяную и газовую промышленность.-М.: «Недра», 1989. – 333 с.
- 4 Бухаленко Е.И. Нефтепромысловое оборудование: Справочник–2-е изд., перераб. и доп. – М.: «Недра», 1990. – 559 с.
- 5 Вредные вещества в промышленности: Справочник. Под общейред. Н.В. Лазарева: Т. 1, 2, 3. – Л.: «Химия», 1976, 1977. – 590, 623, 607 с.
- 6 Долин П.А. Справочник по технике безопасности. – М.:«Энергоатомиздат», 1985. – 824 с.
- 7 Ишемгужин Е.И. Теоретические основы надежности буровых и нефтепромысловых машин – Уфа:-Изд. Уфимск. нефт. ин-та,1981.-84с.
- 8 Молчанов Г.В., Молчанов А.Г. Машины и оборудование для добычи нефти и газа. – М.: «Недра», 1984. – 464с.
- 9 Насосы для добычи нефти: Справочник рабочего. Беззубов А.В., Щекалин Ю.В. – М.: Недра, 1986.-224с.
- 10 Правила безопасности в нефтяной и газовой промышленности. М.:1985 –96с.
- 11 Расчет и конструирование нефтепромыслового оборудования. Учебное пособие для вузов. Чичеров Л.Г., Молчанов Г.В., Рабинович А.М. и др.–М.: Недра, 1987.-422с.
- 12 Ремонт центробежных и поршневых насосов нефтеперерабатывающих и нефтехимических предприятий: Справочное изд. Краснов В.И., Жильцов А.М., Набержнев В.В.- М.: Химия, 1996.-320с.

1 Техническая часть

1.1 Назначение насоса ЦНС 180-1900

Центробежный насос ЦНС 180-1900 предназначен для закачивания в пласт воды с температурой до 40°С обладающий водородным показателем рН–7-8.5, плотностью 1000-1200 кг/м³, массовой долей механических примесей не более 0.1 %, размерами частиц не более 0.1 мм, микро твёрдостью не более 1.47 ГПа, а также для перекачивания химически активных сред.

Таблица 1 – Технические характеристики насоса ЦНС 180-1900

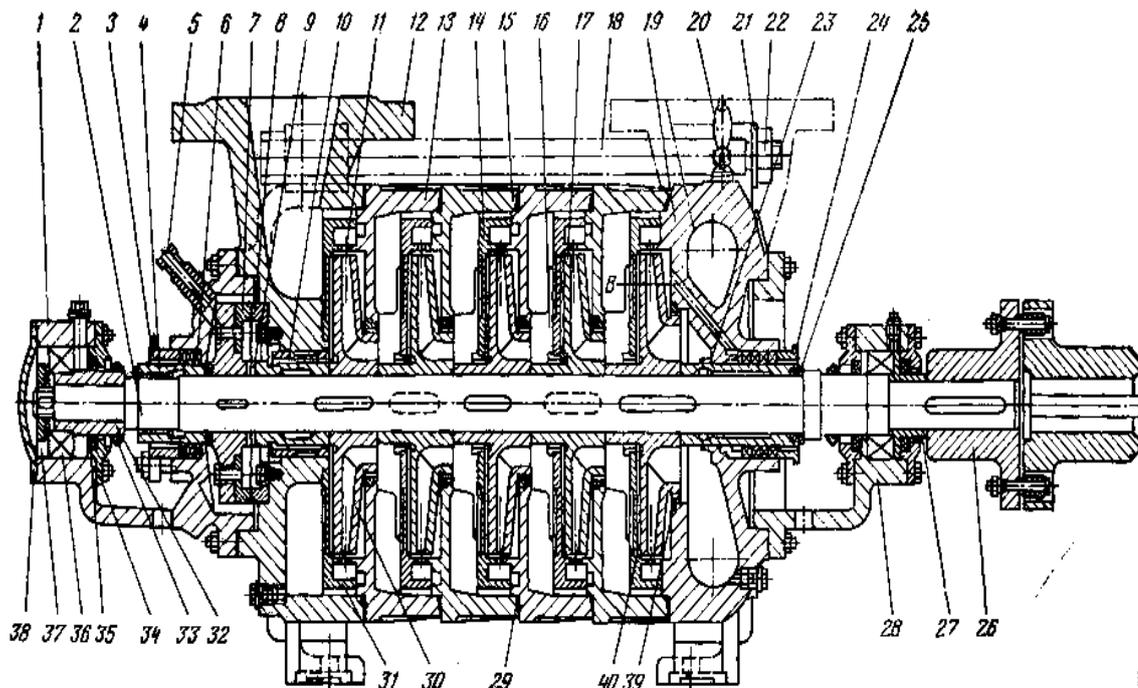
Наименование показателя	Значение
Подача, м ³ /ч	180
Напор, м	1900
Допускаемый кавитационный запас, м (неболее)	7.0
Допускаемое давление на входе, МПа	0.6 - 3.1
К.П.Д., %	73
Частота вращения (синхронная), мин ⁻¹	3000
Потребляемая мощность на номинальном режиме, кВт	1280
Насос:	
Число секций	15
Диаметр рабочих колес, мм	308
Габариты:	
Длина, мм	3022
Ширина, мм	1430
Высота, мм	1505
Масса, кг	4860

Шифр насоса ЦНС означает: буквы: Ц – центробежный, Н – насос, С – секционный; первые три цифры после букв – подачу в м³/ч, последние – напор в м.

Электродвигатель в устройстве центробежного насоса играет роль приводного элемента. Та часть внутренней конструкции центробежного насоса, где располагается его приводной электродвигатель, тщательно герметизируется, что необходимо для защиты силового агрегата от контакта с перекачиваемой жидкой средой. Вал насоса передает вращение от электродвигателя рабочему колесу. Конструкция центробежного насоса обязательно включает в себя рабочее колесо, на внешней цилиндрической поверхности которого расположены лопасти, перемещающие перекачиваемую жидкую среду по внутренней камере устройства.

Подшипниковые узлы обеспечивают легкое вращение вала с зафиксированным на нем рабочим колесом. Уплотнительные элементы защищают узлы внутренней конструкции гидромашины от контакта с перекачиваемой жидкой средой.

Корпус насоса, как правило, выполнен в форме улитки и оснащен двумя патрубками – всасывающим и напорным.



1 – задний кронштейн; 3 – втулка; 4 – гайка ротора; 6 – сальниковые уплотнения; 7 – разгрузочный диск; 8 – кольцо; 9 – регулировочные кольца; 10 – разгрузочная втулка; 11 – дистанционная втулка; 12 – крышка нагнетания; 13, 31 – корпус направляющих аппаратов; 14 – направляющие аппараты; 15, 16 – уплотнительное кольцо; 18 – стяжные болты; 19 – входная крышка; 21, 22 – шайбы стяжных болтов; 23 – втулка гидрозатвора; 24 – защитная втулка вала; 25 – кольцо; 26 – упругая муфта; 28 – передний кронштейн; 29 – уплотняющий резиновый шнур; 32 – подшипник; 33 – отбойные кольца; 34, 38 – торцевые крышки; 35 – резиновые манжеты; 37 – гайка; 39 – уплотнительное кольцо; 17, 30, 40 – рабочие колеса.

Рисунок 1 – Общий вид насоса ЦНС

Конструктивно центробежные секционные насосы ЦНС (рисунок 1) состоят из корпуса и ротора. В комплект поставки насосов ЦНС входят насос, электродвигатель, соединительная муфта, фундаментальная плита.

1.2 Обзор отечественных конструкций

Наиболее популярны центробежные насосы ввиду несложности конструкции и удобства эксплуатации. Основными элементами центробежного насоса представляют собой рабочее колесо с изогнутыми лопатками, посаженное на валу, и неподвижный корпус спиральной формы, тепло изолирующее колесо от внешней среды. Корпус насоса имеет патрубки для присоединения его к всасывающему и нагнетательному трубопроводу. Между всасывающим патрубком корпуса и колесом во избежание циркулирования жидкости изнутри насоса устраивается лабиринтное сжатие[1].

Центробежный насос по сравнению с поршневым никак не способен быть запущенным в работу без участия предварительной заливки, таким образом образующаяся при вращении рабочего колеса центробежная сила, из-за незначительной густоты воздуха (согласно сопоставлению с густотой жидкости) недостаточна для формирования необходимого разрежения. По этой причине перед запуском всасывающий трубопровод и корпус насоса обязаны быть заранее

облиты жидкостью. Приемный клапан работает с такой целью, для того чтобы эта жидкость никак не отходила в резервуар, а приемная сетка защищает насос от засорения[1].

При вращении рабочего колеса в жидкости, залитая в насос перед его запуском, распространяется лопатками, под воздействием центробежной мощи перемещается с середины колеса к периферии по лопаткам и сервируется посредством перемещения спиральной камеры в нагнетательную трубу. По этой причине на входе в колесо в этом участке, где всасывающая труба прилегает к корпусу, формируется разрежение, под воздействием которого влага с водоема вбирается в насос. Подобным способом, вводится постоянное перемещение жидкости с водоема через всасывающую трубу, насос, задвижку, обратный клапан в нагнетательную трубу. В насосе специально устанавливают вакуумметр и манометр[1].

1.3 Анализ зарубежных конструкций

Зарубежные фирмы производят насосы по конструкции аналогичные насосу типа НК различных исполнений и назначений. Среди фирм известных в нашей стране, т.е. поставляющих выпускаемое оборудование – фирма “HARRISBURG” (Германия)[2].

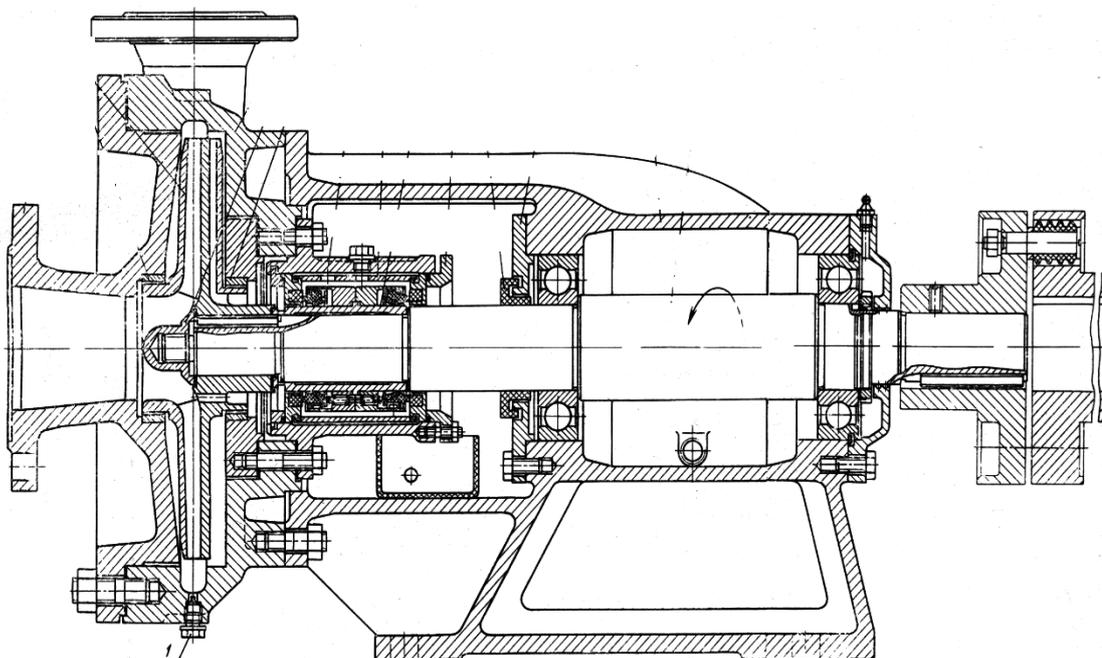


Рисунок 2 – Разрез одноступенчатого насоса

Насосы 118. Сконструированные для подачи жидкости низкой вязкости насосы Харрисберг 118 изготавливают из чугуна и алюминиевого сплава. Они бывают трех размеров (1×1,5”; 1,5×2”; 2×3”) и полностью взаимозаменяемы с изделиями других основных изготовителей.

Насосы 178. Насосы Харрисберг 178 являются наиболее подходящими для средних условий нефтяного промысла. Эти насосы имеют двухэлементный корпус со съемной торцевой пластиной, что значительно снижает стоимость ремонта в местах повышенного износа[3].

Насосы 250XL. Насос 250XL является эталоном для применения в тяжелых, абразивных условиях, и представляет собой уникальную конструкцию концевых гидравлических деталей, обеспечивающую заменяемость изнашивающихся поверхностей в ответственных и дорогостоящих элементах. Сменные поверхности изготовлены по стандартам STD (220/260 по Бринеллю) или XL (450/600 по Бринеллю). Они взаимозаменяемы с аналогичными элементами насосов других основных производителей. Эта особенность позволяет значительно сократить объем ремонтных работ и расходы на обслуживание центробежного насоса. Крыльчатка насоса связана с запатентованным устройством обратного вращения, предотвращающим повреждение насоса при случайном реверсе.

Второй фирмой поставляющей насосное оборудование в течение ряда лет является фирма “HMD” аналог отечественных насосов типа НК.

Насосы модели GT. Перекачивающие насосы HMD модели GT общего назначения обеспечивают подачу 25 м³/ч и напор до 41 м (работают при частоте тока 50 Гц). Они выпускаются в паре с одним подшипником из карбида кремния. Эти насосы идеально подходят для нефтехимической и всех обрабатывающих отраслей промышленности. Их высокие эксплуатационные качества доказаны опытом эксплуатации во всех районах мира более чем 30000 установок. Преимущества: экономичны, эффективны и надежны; имеют прочную конструкцию; подшипники изготовлены из карбида кремния; гидравлическая часть насоса выполнена нержавеющей стали; по специальному заказу насосы могут оснащаться системой контроля состояния[3].

Насосы модели GS. Согласно международным стандартам, компания создала компактный, долгосрочный насос модели GS универсального назначения, который является новым решением, находящимся на уровне мирового класса. Эти насосы выпускаются спаренной конструкции или в виде отдельной установки. Они могут приводиться в действие от различных двигателей: турбин; гидравлического, пневматического двигателя или стандартного одно- или трехфазно электродвигателя. Поэтому насос модели GS может отвечать любым требованиям заказчика из различных отраслей промышленности, благодаря использованию передовой технологии приводом через магнитную муфту. При оснащении установки первой в мире электронной системой контроля состояния насоса - Insight™ - компания может предложить комплексную систему, отвечающую требованиям современных отраслей нефтехимии и нефтепереработки[3].

Насосы модели HP. Насосы модели HP с синхронными или асинхронными магнитными приводами могут работать при температурах до 450 °С.. В них нет механических уплотнений, они просты в ремонте, безопасны; в насосах с синхронным приводом могут устанавливаться системы Insight™, которые облегчают управление их работой. Насосы HMD HP выпускаются спаренной конструкции или в виде отдельных установок для самых разнообразных режимов

работы. В стандартном исполнении насосы этой модели изготавливаются из углеродистой или нержавеющей стали 316, но по заказу могут изготавливаться и из других материалов. Преимущества: предназначены для работы под давлением в системе до 450 бар; могут применяться на морских промыслах; пригодны для работы при температуре 450 °С; используется испытанная конструкция насоса Seal/Less с приводом через магнитную муфту[4].

Насосы модели ALTX. Насосы модели ALTX облицованы фторопластом. Они развивают подачу 62 м³/ч и напор до 36 м (при частоте тока 50 Гц), и могут работать при температуре до 90°С.. Детали насосов, контактирующие с жидкостью, изготовлены из PVDF и ETFE. Подшипники - из политетрафторэтилена, вал и упорные шайбы из керамического материала. Поэтому можно сказать, что эти насосы идеально приспособлены для перекачки коррозионных и дорогостоящих жидкостей, в частности органических химических веществ, неорганических кислот, щелочей и солей. Преимущества: очень высокая коррозионная стойкость: при желании оснащаются датчиками регистрации мощности двигателя; имеют долговечные детали; прочная конструкция[4].

Насосы модели CS. Насосы HMD Seal/Less этой модели приводятся в действие через асинхронную муфту уникальной конструкции, благодаря чему они могут работать при температурах 205 – 450 °С без охлаждения[4].

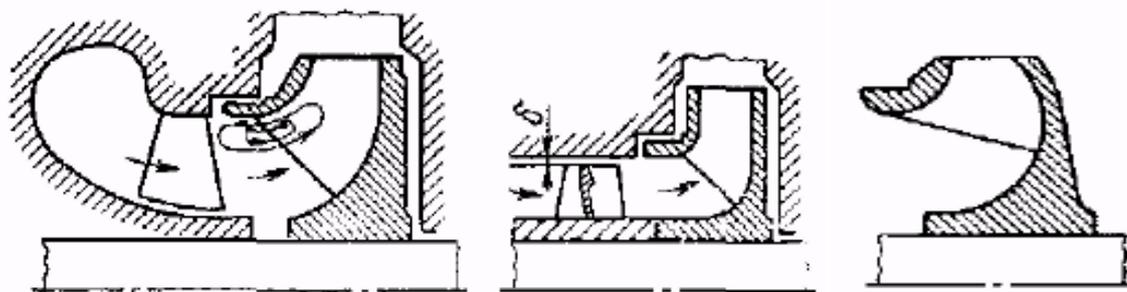
2 Специальная часть

2.1 Технические предложения по предотвращению или ослаблению кавитации

Кавитационные свойства насосов находятся в зависимости от его характеристик.

Увеличение количества лопастей рабочего колеса насоса с высоким n_s либо снижение его в насосах с невысоким: n_s приводит к уменьшению кавитационного запаса на входе.

Увеличение диаметра D_0 приводит к уменьшению скорости U_0 , а уменьшение β_1 — к снижению W_1 , что уменьшает Δh_1 . С точки зрения улучшения кавитационных качеств оптимальное значение $\beta_1 = 18-20^\circ$. Для уменьшения Δh_1 , необходимо обеспечить равномерное распределение скоростей на входе в рабочее колесо.



а) установка неподвижных лопаток; б) монтаж первой ступени; в) «бочкообразная» форма меридианной проекции.

Рисунок 3 - Конструктивные пути повышения кавитационных качеств центробежных насосов

Входные компоненты лопастей рабочего колеса возможно спроектировать таким образом, что они смогут формировать второстепенные токи на входе, подкручивающие главным течением напрямую перед входом на лопасть. Предварительное закручивание потока за результат внутренней энергии понижает Δh_1 . Для предотвращения закрутки всего потока, что связано с большой затратой энергии, устанавливают неподвижные лопатки (рисунок 3, а). Применение такой конструкции позволяет получить колеса с $C_{кр} = 1200-1500$. Закрутка потока внешними силами (направляющим аппаратом) приводит к увеличению Δh_1 [5].

Результативным событием по увеличению антикавитационных свойств насоса считается монтаж перед рабочим колесом первой ступени предвключенного осевого колеса (рисунок 3, б). Предвключенное колесо формирует вспомогательный подпор на входе в центробежное колесо, обеспечивая при этом бескавитационную его службу. Сам прибор функционирует в обстоятельствах сформированной кавитации либо суперкавитации, что, несмотря на использование специальных материалов, приводит к кавитационному разламыванию его. С целью снижения кавитационных разрушений используют мероприятия, снижающие гидродинамические свойства пред включённых приборов. Эффективным событием считается повышение радиального зазора б

между лопастями и втулкой либо осуществление клиновидного уступа на тыльной сторонке лопасти. Использование предвключенных колес дает возможность привести показатель C вплоть до значений $C_{кр} = 2500-3000$ и ранее [6].

При применении «бочкообразной» формы меридианной проекции, с отношением площади живого сечения при входе на лопасть к площади входной воронки $F_1/F_0 = 2-2,5$ снижается Δh_1 за счет уменьшения нагрузки на входные элементы лопасти (рисунок 3, в). Входная кромка заостряется, что приводит к срыву потока с поверхности лопасти и нарушению картины потенциального потока. При этом не возникает характерного минимума эпюры давления при обтекании лопасти. Значение коэффициента $C_{кр}$ для таких колес доходит до 2200. Однако форма меридианной проекции не способствует достижению высокого к.п.д. рабочего колеса, а заострение кромки отрицательно сказывается на долговечности колеса [6].

Пути уменьшения влияния кавитации можно достигнуть следующим образом:

1) в многоступенчатых насосах выполнением колеса первой ступени более высокой удельной быстроходности, чем колеса последующих ступеней;

2) уменьшением числа оборотов;

3) уменьшением производительности колеса с применением колеса первой ступени двустороннего всасывания;

4) смещением рабочей точки колеса первой ступени влево от точки максимального коэффициента полезного действия, так как $C_{кр}$ увеличивается при уменьшении производительности колеса;

5) уменьшением потерь во всасывающем трубопроводе до минимума;

6) уменьшением высоты всасывания или увеличением подпора;

7) приданием заостренной формы входным концам лопатки с небольшим радиусом закругления и с плавным переходом от тонкой к утолщенной части лопатки.

Повышение энергетических и антикавитационных качеств насоса

Целью заявляемого технического решения является создание простого малорасходного шнекоцентробежного насоса.

Шнекоцентробежный насос состоит из центробежных рабочих колес, шнекового преднасоса, спрямляющих аппаратов, корпуса и ротора, установленного на подшипниках. Новым в шнекоцентробежном насосе является то, что рабочие колеса являются дисками с каналами, выполненными с обеих сторон дисков под углом $0 - 45^\circ$ к радиусу колеса и равномерно распределенными по окружности: вблизи втулки в них предусмотрены сквозные отверстия, а спрямляющие аппараты представляют собой неподвижно установленные в корпусе насоса диски с организованными в плоскости вращения с обеих сторон под углом $0 - 30^\circ$ к радиусу каналами.

В данном дипломном проекте в качестве модернизации предлагается заменить первое рабочее колесо на шнек, т.к. выгодно отличается простотой применения и простотой конструкции. Модернизация подобного рода позволит снизить кавитацию в центробежном насосе, что позволит увеличить коэффициент

полезного действия насоса, а также отпадает необходимость установки дополнительных подпиточных насосов для увеличения подачи в основной насос, что ведет к существенным затратам

2.2 Усовершенствованная первая ступень насоса ЦНС 180-1900

Улучшение насоса состоит в замене первого рабочего колеса на шнек, установка шнека взамен рабочего колеса первой ступени (рисунок 4) считается результативным событием по увеличению антикавитационных свойств насоса.

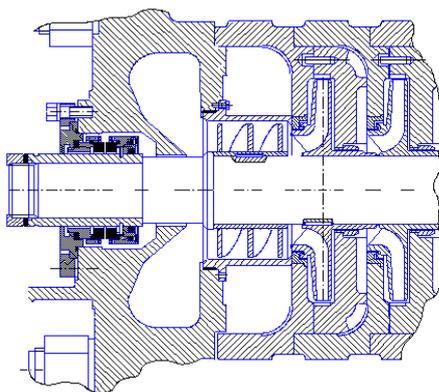


Рисунок 4 – Модернизированная часть насоса

Шнек формирует вспомогательный подпор на входе в центробежное колесо, снабжая бескавитационную его службу. Непосредственно шнек функционирует в обстоятельствах сформированной кавитации и суперкавитации, что, невзирая на использование специальных материалов, приводит к его кавитационному разламыванию. С целью снижения кавитационных разрушений используют гидродинамические свойства предвключенных приборов. Использование предвключенных колес дает возможность привести показатель $S_{кр}$ вплоть до значимости $S_{кр} = 2500-3000$ и выше.

2.3 Устройство и принцип действия насоса ЦНС 180-1900 с усовершенствованной первой ступенью

Принцип действия насоса ЦНС 180-1900 с улучшенной первой ступенью никак не различается от базового насоса ЦНС 1800-1900.

Принцип действия заключается в преобразовании получаемой от привода динамической энергии в потенциальную энергию давления, кинетическую энергию потока перекачиваемой жидкости за счет взаимодействия с жидкостью рабочих колес ротора и направляющих агрегатов статора насоса.

Конструкция насоса типа ЦНС 180 изобретена с учетом создания на одной корпусной базе (корпусные детали рабочие колеса и др.) насосов с напорами 1900, 1422 и 1056 метров посредством изменения количества ступеней.

Насос вида ЦНС 180 - центробежный, горизонтальный, секционный, однокорпусной с односторонним расположением колес, с гидравлической пятой, подшипниками скольжения и концевыми уплотнениями комбинированного вида -

щелевое уплотнение и уплотнение с мягкой сальниковой набивкой либо торцовое уплотнение. Корпус насоса складывается с комплекта секций, крышек входной и напорной, концевых уплотнений.

Базовыми элементами насоса считаются крышки входная и напорная с лапами, размещенными в плоскости, параллельной горизонтальной оси насоса. Входной патрубок – горизонтальный. Напорный патрубок - ориентирован в вертикальном положении наверх.

Герметичность стыков секций гарантируется металлическим контактом уплотняющих поясков секций. В качестве дополнительного уплотнения в данных стыках поставлены резиновые уплотнительные кольца. Секции центрируются в заточках и стягиваются с крышками входной и напорной шпильками. В секциях согласно напряженной посадке посажены направляющие устройства).

Ротор насоса складывается из рабочих колес, шнека, насаженных на вал по скользящей посадке, диска разгрузочного, предохранительных втулок и иных элементов, сосредоточиваемых в валу.

Для предотвращения перетока воды по валу существует уплотненный металлический контакт в стыках рабочих колес. Уплотнения рабочих колес – щелевого вида.

Опорами ротора предназначаются подшипники скольжения с принудительной смазкой.

Вкладыши – металлические, залитые баббитом, имеют цилиндрическую посадку в корпусе подшипника.

Для избежания обводнения масла учтены водомаслоотражатели на валу и уплотнительные кольца в корпусах подшипников. Корпус подшипника содержит отверстия с целью подвода масла в подшипник и установки датчика температуры, снизу отверстия для слива масла. Для эргономичного выставления ротора в корпусе насоса, во фланцах корпусов концевых уплотнения учтены 3 регулировочных винта. Уже после центровки ротора корпус подшипников штифтуется. В промежуток выбега ротора в подшипниках учтено смазочное кольцо. На заднем подшипнике смонтирован визуальный указатель осевого сдвига ротора.

Переднее и заднее уплотнения предполагают собою щелевые уплотнения и уплотнения с мягкой сальниковой набивкой марки АГ-12х12, ГОСТ 5151-77. Щелевое сжатие специализировано с целью разгрузки сальника с отводом воды в безнапорную емкость. В качестве концевых уплотнений ротора насоса использованы самоустанавливающиеся сальниковые уплотнения. Их отличительная черта заключается в том, то что комплект набивки определен в гильзе и обжат с двух краев кольцами. Совместно с кольцами и гильзой комплект набивки при её обжатии экспонируется соосно валу, нежели предотвращает изнашивание уплотнителя.

При сборке самоустанавливающегося сальникового уплотнения необходимо концентрировать внимание на следующее:

1) наружное кольцо, что прижимается поршнем к набивке, обязано гарантированно входить в расточку гильзы во избежание касания его о втулку вала и задира;

2) следует предоставлять гарантированное расположение резинового

уплотнительного кольца в канавке внешнего кольца;

3) подпирающие гайки при производстве затягиваются от руки, а уже после пробного запуска оборудования, при потребности ведется вспомогательная их подтяжка с целью снижения утечек посредством уплотнения и нагрева участка.

Демонтаж сальниковых уплотнений практически реализовывать гидрвыпрессовкой, для чего при снятых буксах выполняется быстрый пуск-остановка оборудования, отработавшая набивка извлекается из гильзы, на замену ставятся новые опрессованные кольца, уже после чего полный пакет с гильзой и кольцами подается в камеру. Сальниковое уплотнение уже после приработки насоса может заменено торцовым уплотнением.

2.4 Привод

Приводом агрегатов электронасосных типа ЦНС 180 служат синхронные электродвигатели серии СТД с разомкнутым либо замкнутым циклом вентиляции, а также двигатель серии 4АРМ либо АЗМ.

Двигатели мощностью 1000 кВт изготавливаются на подшипниках скольжения с кольцевой смазкой, моторы огромной силы – в стояковых подшипниках с понудительной смазкой.

Направление вращения - справедливое, в случае если посмотреть с края электродвигателя, отмечено стрелкой в крышке всасывания насоса.

2.5 Маслосистема

Маслосистема складывается из агрегатов и арматуры, специализированных с целью подачи масла, требуемого для смазки и остужения подшипников насоса и электродвигателя.

Для смазки подшипников аппарата рекомендовано использовать масло турбинное "ТП 22" ГОСТ 9972-74, "Т 22", "Т 30" ГОСТ 32-74 либо их заменители, масло индустриальное И20А, И25А, И30А, И40А, И50А ГОСТ 20799-75. Объем маслосистемы принудительной смазки является 200л. Смазка монтажных муфт под наливом. Для смазки используется ЛИТОЛ 24 ГОСТ 21150-75.

Работа маслосистемы заблокирована с концепцией пуска электродвигателя, пуск двигателя вероятен только лишь при достижении давления масла в завершении направления не меньше 0,1 МПа, то что гарантируется автоматикой.

Для регулировки давления, в маслосистеме на напорном трубопроводе учтен вентиль с целью регулировки давления в магистрали, соединяющий напорную линию с маслобаком.

Система смазки и охлаждения узлов насосного агрегата предназначена для подачи турбинного масла для смазки и охлаждения подшипников насоса, электродвигателя, а также зубчатой муфты. Маслосистема включает пусковой и рабочий шестеренные насосы, бак, маслоохладитель, фильтр и арматуру. Масло охлаждается водой, подаваемой в змеевиковый маслоохладитель. Водой также охлаждаются сальники концевых уплотнений насоса.

3 Расчетная часть

3.1 Расчет изменения потребляемой насосом мощности

Потери гидравлической мощности в базовых уплотнениях горловин рабочих колес:

$$\Delta N_{\Gamma} = \Delta Q \times \Delta p. \quad (3.1)$$

Потери гидравлической мощности в щелевом уплотнении первого рабочего колеса:

$$\Delta N_{\Gamma 1} = 0,00458 \times 1,3 \times 10^6 = 5954 \text{ Вт},$$

Потери гидравлической мощности в лабиринтных уплотнениях последующих колес:

$$\Delta N_{\Gamma 2} = 0,00134 \times 1,3 \times 10^6 = 1742 \text{ Вт}.$$

Потери механической мощности после модернизации:

$$\Delta N_{\text{м}} = F_{\text{тр}} V, \quad (3.2)$$

где $F_{\text{тр}}$ – сила трения в уплотнении, Н;
 V – окружная скорость вращения рабочего колеса, м/с.

$$F_{\text{тр}} = k F_{\text{ц}}, \quad (3.3)$$

где k – коэффициент трения фторопласта по стали;
 $F_{\text{ц}}$ – центробежная сила, Н.

$$F_{\text{ц}} = m V^2 / R, \quad (3.4)$$

где m – масса уплотнительного кольца, кг;
 R – радиус трения.

Объединив формулы (3.1), (3.2) и (3.3), получим:

$$\Delta N_{\text{м}} = k m V^3 / R, \quad (3.5)$$

$$\Delta N_{\text{м}} = 0,06 \times 0,1 \times 21,63^3 / 0,098 = 516,3135 \text{ Вт}.$$

Общий выигрыш по мощности:

$$\Delta N_{\text{общ}} = \Sigma \Delta N_{\Gamma} - \Sigma \Delta N_{\text{м}}, \quad (3.6)$$

где $\Sigma \Delta N_{\Gamma}$ – сумма потерь гидравлической мощности, Вт;
 $\Sigma \Delta N_{\text{м}}$ – сумма потерь механической мощности, Вт.

$$\Sigma \Delta N_{\Gamma} = \Delta N_{\Gamma 1} + 10 \Delta N_{\Gamma 2}, \quad (3.7)$$

$$\Sigma \Delta N_{M} = 11 \times 516,3135 = 5679,4485 \text{ Вт.}$$

Подставив формулы (3.5) и (3.7) в формулу (3.6), получим:

$$\Delta N_{\text{общ}} = \Delta N_{\Gamma 1} + 10 \Delta N_{\Gamma 2} - 11 \Delta N_{M}, \quad (3.8)$$

$$\Delta N_{\text{общ}} = \Delta N_{\Gamma 1} + 10 \Delta N_{\Gamma 2} - 11 \Delta N_{M} = 5954 + 10 \times 1742 - 11 \times 516,3135 = 17694,5515 \text{ Вт.}$$

3.2 Расчет вала

Определяем кручение:

$$\tau_k = T/W, \quad (3.9)$$

где T – крутящий момент в поперечном сечении вала, Н×м;
 W – момент сопротивления сечения вала, м³.

$$T = N_d / 2\pi n, \quad (3.10)$$

где N_d – мощность двигателя, Вт.

$$T = 1250000 / 2 \times 3,14 \times 3000 = 69,35 \text{ Н.}$$

$$W = \pi d^3 / 16, \quad (3.11)$$

$$W = 3,14 \times 0,095^3 / 16 = 12,88 \times 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Подставив результат из формул (3.10) и (3.11) в (3.9), получим:

$$\tau_k = 69,35 / 12,88 \times 10^{-6} = 5,15 \text{ МПа.}$$

Начертим схему нагружения вала (рисунок 7).

Определим действующие на вал силы.

Окружная сила определяется по формуле:

$$F_t = 2 \times 9,55 \times P / dn, \quad (3.12)$$

$$F_t = 2 \times 9,55 \times 275 / 0,09 \times 3000 = 19,595 \text{ Н.}$$

Осевая сила равна:

$$F_a = F_t \times \text{tg} \beta, \quad (3.13)$$

$$F_a = 19,595 \times 0,31 = 6,07 \text{ Н.}$$

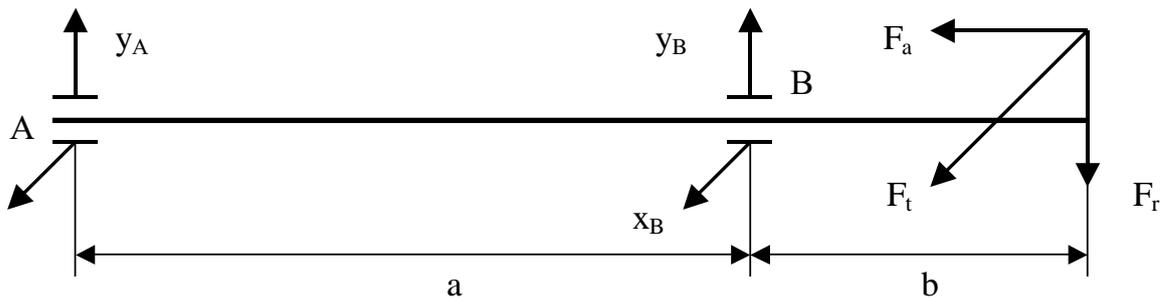


Рисунок 5 - Схема нагружения вала

Радиальная сила:

$$F_r = F_t \times \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta, \quad (3.14)$$

$$F_r = 19,595 \times 0,58 / 0,96 = 11,84 \text{ Н.}$$

Определяем реакции опор.

Опорные реакции в плоскости yOz :

$$\Sigma M_A = F_a \times 0,5d - F_r \times (a + b) + y_B \times a = 0 \quad (3.15)$$

Следовательно:

$$y_B = [-F_a \times 0,5d + F_r \times (a + b)] / a, \quad (3.16)$$

$$y_B = [-6,07 \times 0,5 \times 0,09 + 11,84 \times (2,27 + 0,27)] / 2,27 = 13,13 \text{ Н.}$$

$$\Sigma M_B = F_a \times 0,5d - F_r \times b + y_A \times a = 0. \quad (3.17)$$

Отсюда:

$$y_A = [-F_a \times 0,5d + F_r \times b] / a, \quad (3.18)$$

$$y_A = [-6,07 \times 0,5 \times 0,09 + 11,84 \times 0,27] / 2,27 = 1,29 \text{ Н.}$$

Опорные реакции в плоскости xOz :

$$\Sigma M_A = -F_t \times (a + b) - x_B \times a = 0. \quad (3.19)$$

Выразив, получим:

$$x_B = -F_t \times (a + b) / a, \quad (3.20)$$

$$x_B = -19,595 \times (2,27 + 0,27) / 2,27 = -21,93 \text{ Н.}$$

$$\Sigma M_B = -F_t \times b + x_A \times a = 0. \quad (3.21)$$

Следовательно:

$$x_A = F_t \times b / a, \quad (3.22)$$

$$x_A = 19,595 \times 0,27 / 2,27 = 2,33 \text{ Н.}$$

Определим изгибающие и крутящий моменты.

Изгибающие моменты в плоскости yOz :

$$M_1 = y_A \times a, \quad (3.23)$$

$$M_1 = 1,29 \times 2,27 = 2,9283 \text{ Н}\times\text{м.}$$

$$M_2 = y_A \times (a + b) + y_B \times b, \quad (3.24)$$

$$M_2 = 1,29 \times (2,27 + 0,27) + 13,13 \times 0,27 = 6,83 \text{ Н}\times\text{м.}$$

Изгибающие моменты в плоскости xOz :

$$M_x = -X_A \times a, \quad (3.25)$$

$$M_x = -2,33 \times 2,27 = -5,29 \text{ Н}\times\text{м.}$$

Определяем суммарный изгибающий момент:

$$M_{\text{и}} = (M_2^2 + M_x^2)^{1/2}, \quad (3.26)$$

$$M_{\text{и}} = (6,83^2 + (-5,29)^2)^{1/2} = 8,64 \text{ Н}\times\text{м.}$$

Момент, передаваемый валом, равен:

$$T = 9,5P/n, \quad (3.27)$$

где $[n]$ – коэффициент запаса прочности;

K_{σ} – эффективный коэффициент концентрации напряжений;

$k_{ру}$ – коэффициент режима нагрузки при расчете на изгиб.

$$[\sigma_{-1}]_{\text{н}} = (258/3 \times 2,5) \times 1 = 34,4 \text{ МПа.}$$

Определяем диаметр вала в опасном сечении, используя гипотезу наибольших касательных напряжений.

$$\sigma_{\text{э}} = (M_{\text{и}}^2 + T^2)^{1/2} / W_x = 32 \times (M_{\text{и}}^2 + T^2)^{1/2} / \pi d^3 \leq [\sigma_{-1}]_{\text{н}} \quad (3.28)$$

Отсюда:

$$d \geq \{32 \times (M_{\text{н}}^2 + T^2)^{1/2} / \pi [\sigma_{-1}]_{\text{н}}\}^{1/3}, \quad (3.29)$$

$$d \geq \{32 \times (8,64^2 + 66,35^2)^{1/2} / 3,14 \times 34,4 \times 10^6\}^{1/3} = 0,08 \text{ м.}$$

Так как действительный размер вала превышает это значение, можно считать, что прочность его обеспечена.

3.3 Расчет подачи шнека

Подачу шнека определим по формуле:

$$Q = \alpha \times \rho \times V_1 \times n, \quad (3.30)$$

где Q - подача шнека, м³/час;
 α - коэффициент заполнения шнека;
 ρ - плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³;
 V_1 - объем жидкости находящейся в шнеке, м³;
 $n = 3000$ об/мин - частота вращения вала насоса.

Т.к. перекачиваемая жидкость вода, то в расчетах примем $\alpha = 0.9$

$$V_1 = V_2 - V_3 - V_4, \quad (3.31)$$

где V_2 - объем цилиндра, в который заключен шнек, м³;
 V_3 - объем вала на котором находится шнек, м³;
 V_4 - объем лопастей шнека, м³.

$$V_2 = \pi \times r_1^2 \times L_{\text{в}}, \quad (3.32)$$

где $r_1 = 93$ мм-радиус вала;
 $L_{\text{в}} = 88$ мм – длина участка вала на котором находится шнек.

$$V_2 = 3,14 \times 0,093^2 \times 0,088 = 0,0024 \text{ м}^3.$$

$$V_3 = \pi \times r_2^2 \times L_{\text{в}}, \quad (3.33)$$

где $r_2 = 54$ мм-радиус вала.

$$V_3 = 3,14 \times 0,054^2 \times 0,088 = 0,00081 \text{ м}^3.$$

$$V_4 = 2 \times b \times \pi \times (r_1^2 - r_2^2), \quad (3.34)$$

Где $b = 0,0006$ мм - ширина лопасти шнека.

$$V_4 = 2 \times 0,0006 \times 3,14 \times (0,0093^2 - 0,0054^2) = 0,00022 \text{ м}^3.$$

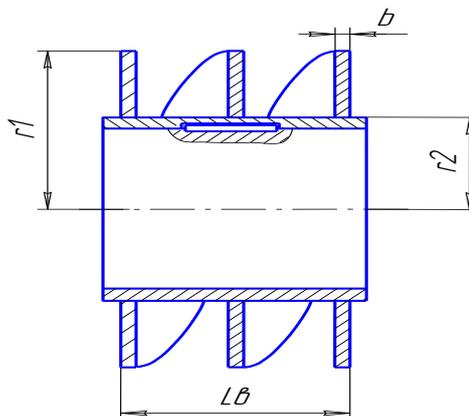


Рисунок 6 – Шнек

Таким образом объем жидкости находящейся в шнеке будет равен:

$$V_1 = 0,0024 - 0,00081 - 0,00022 = 0,00137 \text{ м}^3.$$

Следовательно расход шнека будет равен:

$$Q = 0,9 \times 1 \times 0,00137 \times 3000 = 3,7 \text{ м}^3 / \text{мин} = 221 \text{ м}^3 / \text{час}.$$

Подача насоса $Q_n = 191 \text{ м}^3 / \text{час}$.

Таким образом исходя из выше проведенного расчета можно сделать вывод, что предлагаемый шнек с такими конструктивными параметрами можно использовать для работы в насосе ЦНС 180-1900.

3.4 Расчет корпуса шнека

На корпус шнека действует давление перекачиваемой жидкости и осевая сила сжатия корпуса стяжными шпильками.

Исходные данные:

Длина корпуса шнека $l = 0,126$ м;

Наружный диаметр $D_n = 0,22$ м;

Внутренний диаметр $D_g = 0,204$ м;

Давление в корпусе $P = 7$ МПа;

Толщина ступени $S = 0,008$ м;

Средний радиус $r = \frac{D_n + D_g}{4} = 0,106$ м.

В расчетах необходим параметр β [10]:

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{3(1-\mu^2)}{r^2 S^2}}, \quad (3.35)$$

где $\mu = 0,3$ - коэффициент Пуассона.

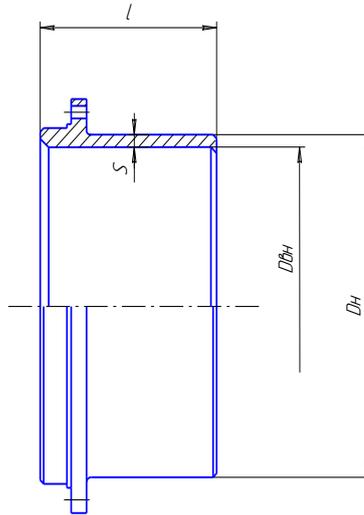


Рисунок 7 - Корпус шнека

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{3(1-0,3^2)}{0,106^2 \times 0,008^2}} = 44.$$

Находим интенсивность изгибающего момента:

$$M_r = \frac{P}{2\beta^2} \cdot \frac{\sin^2 \beta l \cdot ch^2 \beta l + \cos^2 \beta l \cdot sh^2 \beta l}{\cos^2 \beta l + ch^2 \beta l}, \quad (3.36)$$

$$M_z = \frac{7 \cdot 10^6}{2 \cdot 44^2} \cdot \frac{\sin^2 44 \cdot 0,126 \cdot ch^2 44 \cdot 0,126 + \cos^2 44 \cdot 0,126 \cdot sh^2 44 \cdot 0,126}{\cos^2 44 \cdot 0,126 + ch^2 44 \cdot 0,126} = 1306 H \cdot m.$$

Интенсивность срезающей силы в радиальном направлении:

$$Q_r = \frac{P}{\beta} \cdot \frac{\sin^2 \beta l \cdot \cos \beta l + sh \beta l ch \beta l}{\cos^2 \beta l + ch^2 \beta l}, \quad (3.37)$$

$$Q_z = \frac{7 \cdot 10^6}{44} \cdot \frac{\sin^2 44 \cdot 0,126 \cdot \cos 44 \cdot 0,126 + sh 44 \cdot 0,126 \cdot ch 44 \cdot 0,126}{\cos^2 44 \cdot 0,126 + ch^2 44 \cdot 0,126} = 139081 H.$$

Максимальное напряжение в радиальном направлении:

$$\sigma_{r \max} = \frac{6M_r}{S^2} + \frac{Q_r}{S}, \quad (3.38)$$

$$\sigma_{r \max} = \frac{6 \cdot 1306}{0,008^2} + \frac{139081,3}{0,008} = 139 \text{ МПа}.$$

Запас прочности принимаем равным:

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{r\max}} = 1,8 \div 3, \quad (3.39)$$

где $\sigma_T = 295$ МПа для стали 20.

$$n = \frac{295}{139} = 2,12 .$$

Полученное значение n лежит в допустимых пределах, расчет выполнен верно.

4 Экономическая часть

В сравнении с базовым насосом ЦНС 180-1900 после применении модернизации, т.е. замены рабочего колеса первой ступени на шнек, у нас в дальнейшем увеличится межремонтный период между капитальным и текущим ремонтами в 1 год.

4.1 Расчетная часть

Для того, чтобы определить эффективность предложенного мероприятия следует рассчитать прирост потока денежной наличности, который показывает разницу между полученной экономии и всех затрат связанных с проектом.

Прирост потока денежной наличности рассчитывается по формуле:

$$\Delta ПДН = Э - \Delta И - K - \Delta Н, \quad (4.1)$$

где $\Delta ПДН$ - прирост потока денежной наличности, тыс. тенге. [3];
 \mathcal{E} – прирост экономии, тыс. тенге;
 $\Delta И$ – прирост текущих затрат, тыс. тенге;
 K – капитальные затраты, связанные с проведением мероприятия, тыс. тенге.;
 $\Delta Н$ – прирост величины налоговых выплат, тыс. тенге;

$$K = C_{ш} \cdot K_{п.ш} + ЗП_{слес} \cdot K_{н} \cdot K_{пр} \cdot T, \quad (4.2)$$

где $C_{ш}$ – стоимость шнека, тыс. тенге;
 $K_{п.ш}$ – количество приобретенных шнеков, шт;
 $ЗП_{слес.}$ – заработная плата слесаря- ремонтника, тыс. тенге/мес.;
 $K_{н}$ – количество насосов на промысле, шт;
 $K_{пр}$ – количество промыслов, шт;
 T – время необходимое для проведения мероприятия, час.

Определим заработную плату слесаря- ремонтника за 1 час работы:

$$ЗП_{слес} = \frac{ТС}{t \cdot 8}, \quad (4.3)$$

где $ТС$ – тарифная ставка слесаря-ремонтника, тыс. тенге;
 t – число рабочих дней в месяце;
 $ТС = 64500$ тыс. тенге;
 $t = 23$.

$$ЗП_{слес} = \frac{64500}{23 \cdot 8} = 0,0350 \text{ тыс. тенге.}$$

$$C_{ш} = 70 \text{ тыс. тенге.}$$

$$K_{п.ш} = 1 \cdot 7 \cdot 14 = 98 \text{ шт.}$$

$$K = 70 \cdot 98 + 0,030 \cdot 7 \cdot 14 \cdot 1 = 8.130,2 \text{ тыс. тенге.}$$

Прирост экономии \mathcal{E} вызван уменьшением затрат на ремонт, приобретение новых деталей (долговечность увеличилась на 15%), уменьшения количества ремонтных операций, что определяет стоимость одного часа работы. Таким образом:

$$\mathcal{E} = \Delta C_p + 0,15 \cdot C_{р.к.} + 0,15 \cdot C_{р.п.}, \quad (4.4)$$

где ΔC_p - разница в затратах на ремонт связанная с заменой рабочего колеса первой ступени, тыс.тенге;

$C_{р.к}$ - стоимость рабочего колеса первой ступени, тыс. тенге;

$C_{р.к} = 44$ тыс. тенге;

$C_{р.п}$ - стоимость работ на проведение ремонтных операций;

$C_{р.п} = 182,5$ тыс. тенге

$$\Delta C_p = K_{долг} \cdot C_{раб.к} - C_{ш} + K_{разн} \cdot C_{работ}, \quad (4.5)$$

где $K_{долг}$ - коэффициент превышения по долговечности, $K_{долг} = 2 - 8$ для рабочего колеса первой ступени по сравнению со шнеком, примем $K_{долг} = 4$;

$C_{раб.к}$ - стоимость ремонтного комплекта для рабочего колеса, тыс.тг.;

$C_{ш}$ - стоимость ремонтного комплекта для шнека, тыс. тенге;

$K_{разн}$ - коэффициент, учитывающий количество работ на проведение текущего обслуживания, $K_{разн} = 3$;

$C_{работ}$ - стоимость работ на текущее обслуживание;

$C_{работ} = 128.7$ тыс.тенге.

$$\Delta C_p = 4 \cdot 44 - 14 + 3 \cdot 127,7 = 580,5 \text{ тыс.тенге.}$$

Таким образом, прирост экономии:

$$\mathcal{E} = 580,5 + 0,15 \cdot 8,8 + 0,15 \cdot 30,94 = 615 \text{ тыс.тенге.}$$

Необходимо отметить, что был посчитан прирост экономии лишь для одного насоса. Учитывая, что фонд составляют 98 единиц, получим:

$$\mathcal{E} = 615 \cdot 98 = 60270 \text{ тыс. тенге.}$$

Приростом текущих затрат $\Delta И$ (например, специальное обучение персонала не требуется – достаточно инструктажа) пренебрежем.

Рассчитаем прирост величины налоговых выплат ΔH :

$$\Delta H = \Delta H_{\text{им}} + \Delta H_{\text{пр}} , \quad (4.6)$$

где $\Delta H_{\text{им}}$ – прирост налога на имущество, тыс. тенге;
 $\Delta H_{\text{пр}}$ – прирост налога на прибыль, тыс. тенге;

$$\Delta H_{\text{им}} = C_{\text{ост}} \cdot \frac{N_{\text{им}}}{100} , \quad (4.7)$$

Где $C_{\text{ост}}$ – остаточная стоимость имущества, тыс. тенге;
 $N_{\text{им}}$ – ставка налога на имущество, %;
 $N_{\text{им}} = 2,2\%$.

$$\Delta H_{\text{им}} = 600 \cdot \frac{2,2}{100} = 70 \text{ тыс. тенге} ,$$

$$\Delta H_{\text{пр}} = \Delta \Pi_{\text{р}} \cdot \frac{N_{\text{пр}}}{100} \quad (4.8)$$

где $\Delta \Pi_{\text{р}}$ – прирост прибыли, облагаемой налогом, тыс. тенге;
 $N_{\text{пр}}$ – налог на прибыль, % .

$$\Delta H_{\text{пр}} = 60270 \cdot \frac{24}{100} = 14500 \text{ тыс. тенге}$$

Тогда, $\Delta H = 12 + 14500 = 14512$ тыс. тенге

Прирост потока денежной наличности:

$$\Delta \text{ПДН} = 60270 - 14512 = 45758 \text{ тыс. тенге}$$

Накопленный поток денежной наличности НПДН :

$$\Delta \text{НПДН}_t = \sum_{k=1}^t \Delta \text{ПДН}_k \quad (4.9)$$

где k – количество лет использования до t -го года включительно;
 $\Delta \text{ПДН}_k$ – прирост потока денежной наличности в k -ом году;
 t – расчетный период использования оборудования.

Поскольку результаты и затраты осуществляются в различные периоды времени, то применяется процедура дисконтирования потоков с целью приведения их по фактору времени.

Прирост дисконтированного потока денежной наличности $\Delta \text{ДПДН}$ определяется:

$$\Delta \text{ДПДН}_t = \Delta \text{ПДН}_t \cdot \alpha_t \quad (4.10)$$

где α_t – коэффициент дисконтирования для t -го года

Прирост чистой текущей стоимости $\Delta ЧТС$:

$$\Delta ЧТС_t = \sum_{k=1}^t \Delta НПДН_k \quad (4.11)$$

Определим срок окупаемости $T_{ок}$ расчетным путем:

$$T_{ок} = T_o - \frac{НПДН_0}{НПДН_1 - НПДН_0} \quad (4.12)$$

где T_o – количество полных лет, в течение которых наблюдается отрицательный $НПДН$;

$НПДН_0$ – последнее отрицательное значение накопленного потока, тыс.тенге;

$НПДН_1$ – первое положительное значение потока, тыс. тенге.

$$T_{ок} = 0 - \frac{-8130,2}{6384,8 - (-8130,2)} = 0,18 \text{ лет}$$

5 Безопасность и экологичность проекта

5.1 Общие требования безопасности обслуживания насосных установок

Основными видами опасности при эксплуатации являются [15]:

- 1) высокая пожаро - и взрывоопасность перекачиваемой среды;
- 2) высокое напряжение электросети;
- 3) высокая частота вращения валов насосных агрегатов;
- 4) высокий уровень шума.

Источники опасности:

- 1) насос, перекачивающий жидкость под высоким давлением;
- 2) электродвигатель и средства автоматики, подключенные к высокому напряжению;
- 3) соединительная муфта.

К самостоятельному техническому обслуживанию допускаются лица, имеющие удостоверение на право обслуживания насосных установок.

Персонал, допущенный к обслуживанию насосной установки должен тщательно изучить:

- 1) инструкцию по технике безопасности, действующую на предприятии, эксплуатирующем установку;
- 2) правила устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением;
- 3) инструкции по эксплуатации электродвигателей, системы автоматизации, приборов и других комплектующих изделий, поставляемых совместно с установкой;
- 4) руководство по эксплуатации компрессорной установки;
- 5) схему и места установки контрольно-измерительных приборов;
- 6) систему трубопроводов;
- 7) мероприятия по предупреждению аварий и меры по устранению возможных неполадок.

5.2 Мероприятия по промышленной санитарии

На основании анализа опасностей и вредностей разработаны мероприятия по промышленной санитарии:

- 1) при ремонте ЦНС 180-1900 рабочий обязан находиться в специальной одежде и пользоваться защитными рукавицами;
- 2) в зимнее время при монтаже, демонтаже, ремонте и эксплуатации рабочим выделять теплую одежду;
- 3) для защиты рук в зимнее время при ремонте оборудования на скважине выделять специальные вязаные перчатки;
- 4) распорядком дня предусмотреть два перерыва длительностью 10 минут;
- 5) должна функционировать комната приема пищи;
- 6) стирку производить ежемесячно, централизованно в химчистке;

7) ежегодно приобретать СИЗ и средства промсанитарии (мыло, медицинские аптечки, защитная паста, салфетки, термоперчатки, дезинфекционные средства);

8) на КНС должны функционировать три душевые кабины;

9) дополнительно к общему освещению ряд рабочих мест требующих напряжения зрения необходимо оборудовать местным освещением. Норма освещенности составляет 200-300 лк;

10) для удаления вредных выделений образующихся в процессе ремонтных работ необходимо предусмотреть вытяжную вентиляцию согласно СН и П 2.04.05.91 «Отопление, вентиляция, кондиционирование»;

11) в случае травмирования рабочего, на КНС должны иметься аптечки первой медицинской помощи.

5.3 Экологичность проекта

В данном дипломном проекте предложено усовершенствование первой ступени насоса ЦНС 180-1900, что предполагает увеличение межремонтного периода установки, а, следовательно, уменьшение отходов и выбросов после ремонта в окружающую среду. Т.к. насос ЦНС 180-1900 используют для закачки воды в пласт, то вредное воздействие его на окружающую среду проявляется при текущих и капитальных ремонтах, во время разборки, мойки, устранении неисправностей насоса.