



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

ЦЕНТР ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ  
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые  
процессы»

**УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ К КУРСОВМУ ПРОЕКТУ (РАБОТЕ)**

**ПО ДИСЦИПЛИНЕ**

## **«ИННОВАЦИОННЫЕ МЕТОДЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЛОПАСТНЫХ ГИДРОМАШИН»**

Авторы:

А.А. Тумаков, М.С. Полешкин, М.С. Килина

Ростов-на-Дону, 2013



## Аннотация

Учебное пособие рекомендовано студентам 4 курса обучающихся по направлениям 220600 и 222000 «Инноватика» при выполнении курсового проекта (работы) по дисциплине «Инновационные методы проектирования лопастных гидромашин».

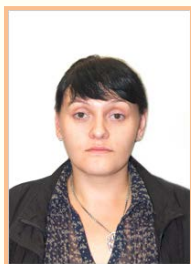
## Авторы:



ст. преп. Полешкин М.С.



к.т.н., доцент Тумаков А.А.



асс. Килина М.С.



## Содержание

<b>ВВЕДЕНИЕ.....</b>	<b>5</b>
<b>1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСАХ .....</b>	<b>6</b>
1.1. Устройство и принцип действия.....	6
центробежных насосов .....	6
1.2. Классификация насосов .....	10
1.3. Основы теоретического анализа .....	15
конструкции насосов .....	15
<b>2. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКТИВНОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ИСПОЛНЕНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ ТИПА К, КМ, Д, В И ЦНС .....</b>	<b>19</b>
2.1. Описание типов центробежных насосов .....	19
2.2. Особенности технологического исполнения.....	28
элементов конструкции центробежных насосов.....	29
<b>3. ИННОВАЦИОННЫЕ МЕТОДЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЛОПАСТНЫХ ГИДРОМАШИН .....</b>	<b>46</b>
3.1. Современные комплексы САПР .....	46
3.2. Проектировочные расчеты лопастных.....	49
гидромашин.....	49
3.3. Применение пакетов CAD для твердотельного моделирования лопастных гидромашин. ....	51
3.4. Программные пакеты САПР для исследования рабочих процессов .....	54
3.5. Перспективные направления создания САПР гидромашин .....	56
<b>4. СИСТЕМЫ БАЗ ДАННЫХ ДЛЯ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЛОПАСТНЫХ ГИДРОМАШИН .....</b>	<b>58</b>
4.1 Система расчета и конфигурирования Willo-Select ....	58
4.2 Система расчета и конфигурирования Grundfos .....	66
<b>5. ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ (РАБОТУ) .....</b>	<b>76</b>
5.1. Требования к оформлению технического задания ...	76
5.2. Содержание пояснительной записки .....	77



5.3. Требования к графической части_курсового проекта (работы).....	77
<b>6. РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЦН.....</b>	<b>78</b>
6.1. Структура САПР центробежного насоса .....	78
6.2. Расчет основных параметров центробежного насоса в системе PCT MathCad .....	86
6.3. Расчет системы уравнивания осевой силы ..... разгрузочным диском (гидропяттой) .....	105
6.4. Проектирование центробежного насоса в ..... системе КОМПАС 3D .....	110
<b>7. РАСЧЕТ БЕТОННОГО ОСНОВАНИЯ НА.....</b>	<b>116</b>
<b>8. СОЗДАНИЕ ТРЕХМЕРНОЙ МОДЕЛИ РК ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА В СИСТЕМЕ UNIGRAPHICS NX6 .....</b>	<b>118</b>
8.1 Разработка эскиза лопастного колеса .....	118
8.2 Моделирование элементов рабочего колеса .....	127
8.3 Разработка чертежей по построенной 3-d модели .. рабочего колеса .....	136
<b>9. ВАРИАНТЫ ЗАДАНИЙ И СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ .....</b>	<b>139</b>
<b>для ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА.....</b>	<b>139</b>
<b>Литература .....</b>	<b>143</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ А. РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОЕКТНОГО РЕШЕНИЯ В СИСТЕМЕ WILLO-SELECT .....</b>	<b>145</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ Б. РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОЕКТНОГО РЕШЕНИЯ В СИСТЕМЕ GRUNDFOS WINCAPS .....</b>	<b>147</b>



## ВВЕДЕНИЕ

Данное учебное пособие распространяется на курсовой проект (работу), выполняемый студентами направления 220600 как вид учебной работы по дисциплине «Лопастные гидромашин и гидродинамические передачи» (ЛГМП), и устанавливает единые требования к содержанию, оформлению, выполнению расчетов и процессу проектирования. Работа по расчету и проектированию осуществляется в полном соответствии с основной образовательной программой подготовки бакалавров и магистров по направлению 220600 «Инноватика», разработанной на основе Государственного образовательного стандарта (ГОС).

Курсовой проект (работа) по дисциплине «Инновационные методы проектирования лопастных гидромашин» выполняется студентами на 4-м курсе в 7-м семестре – дневной очной формы (срок обучения 4 года).

Целью курсового проектирования является закрепление теоретического материала по курсу, получение основных навыков расчета и проектирования основных элементов центробежного насоса с помощью средств САПР, а также практических навыков работы в программных пакетах CAD, CAM и CAE для инженерных и исследовательских задач, связанных с выполнением задания.

Каждый студент, выполняя курсовой проект (работу), для усвоения методики расчета центробежного насоса проводит расчет в программе Mathcad v.15 одного или нескольких шагов приближений, а затем по выбранным в предварительном расчете исходным данным производит конструкторское проектирование центробежного насоса в программе Компас 3-d v.13 и UNIGRAPHICS NX6.

Выполнение рабочих чертежей насосного агрегата с сопроводительной документацией производится в программе Компас 3-d v.13, а построение трехмерной модели рабочего колеса в программе UNIGRAPHICS NX6. Это позволяет студентам овладеть навыками и умениям одновременной работы в нескольких современных пакетах САПР по технологиям 2-d и 3-d проектирования.

Общий вид центробежного насоса студент принимает готовым, используя каталоги, справочники, электронные базы данных [1-5] и ориентируясь на существующий выбранный прототип насоса.



## 1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСАХ

### 1.1. Устройство и принцип действия центробежных насосов

Центробежные насосы являются наиболее распространенными среди лопастных динамических насосов. При относительной простоте устройства рабочих органов и элементов конструкции движение жидкости в них отличается чрезвычайной сложностью. В динамических насосах превращение энергии происходит за счет действия на жидкость сил инерции, вязкостного трения, Кориолиса и вихревого обмена, в результате чего увеличивается момент количества движения жидкости от входа к выходу рабочего колеса.

Насос, соединенный с приводным двигателем, средства для контроля работы насоса и его регулирования (микропроцессорная техника и компьютерные технологии) в совокупности представляют насосный агрегат.

Несмотря на большое разнообразие конструкций, насосы динамические состоят из ряда аналогичных элементов (ступеней), которые можно рассматривать в качестве элементарных насосов [3].

Центробежный насос (рис.1.1) (или ступень многоступенчатого насоса) включает:

- подвод 1, предназначенный для подачи жидкости от входного патрубка к рабочему колесу первой ступени (или к последующей ступени) насоса, обеспечивающий требуемое распределение скоростей на входе в рабочее колесо;

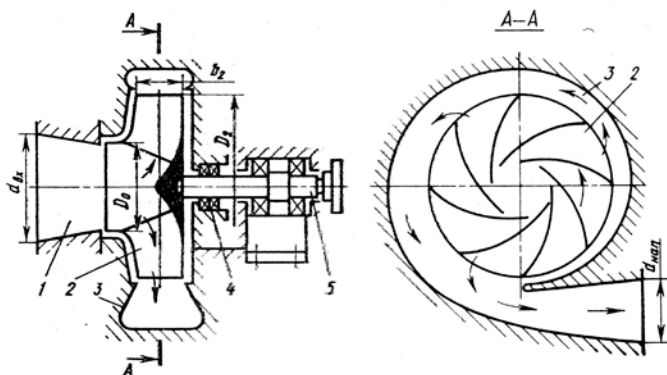


Рис.1.1. Принципиальная схема центробежного насоса: 1 – подвод; 2 – рабочее колесо; 3 – отвод; 4 – уплотнение; 5 – ротор насоса



- рабочее колесо 2, в котором происходит преобразование механической энергии привода в гидравлическую энергию перекачиваемой жидкости;
- отвод 3, который служит для сбора жидкости за рабочим колесом, гашения момента скорости и преобразования кинетической энергии жидкости в энергию давления, подвода жидкости к напорному патрубку или к следующей ступени насоса.

Щелевые уплотнения между неподвижными и вращающимися деталями насоса предназначены для уменьшения протечек (объемных потерь). Для предотвращения внешних утечек в насосе применяют концевое уплотнение разных типов (торцовые, бесконтактные) [4] (см. поз.4 на рис.1.1). Ротор насоса 5 вращается в подшипниках.

Конструктивная классификация центробежных насосов приведена в п.1.2.

Подводы центробежных насосов (рис.1.2) выполняют в виде конфузорного патрубка (рис.1.2,а), изогнутого колена (рис.1.2,б), кольцевой камеры (рис.1.2,в) и полуспиральной камеры (рис.1.2,г), для осевых насосов – в виде прямоосного патрубка и изогнутого колена.

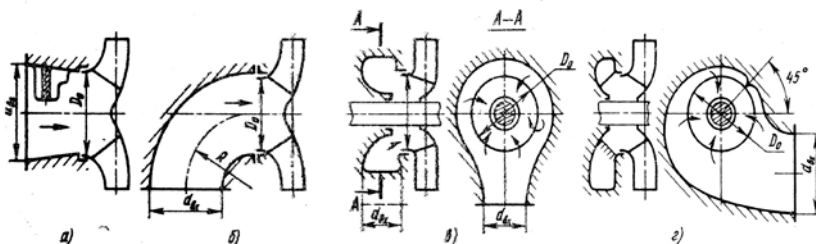


Рис.1.2. Схемы подводов центробежных насосов: а – конфузорный патрубок; б – изогнутое колено; в – кольцевая камера; г – полуспиральный подвод

В динамических насосах используются рабочие колеса нескольких типов (рис.1.3). Рабочее колесо закрытого типа (см. рис.1.3,а) состоит из коренного 3 и покрывного 1 дисков с расположенными между ними лопастями 2. Рабочее колесо полуоткрытого типа (рис.1.3,б) не имеет покрывного диска, а лопасти выполнены заодно с основным диском. Рабочее колесо открытого типа (рис.1.3,в) не имеет дисков, а лопасти крепятся к втулке аналогично рабочему колесу осевого насоса. Рабочее колесо вихревого насоса (рис.1.3,г) представляет собой втулку с радиаль-



## Инновационные методы проектирования лопастных гидромашин

ными лопастями (типа «звездочка»). Рабочее колесо вихревого насоса закрытого типа имеет ряд коротких лопаток по периферии диска.

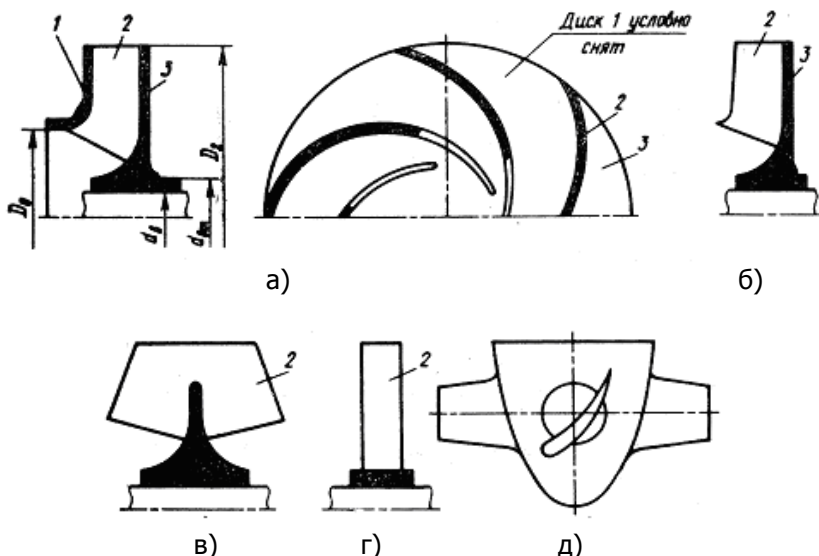


Рис.1.3. Схемы рабочих колес динамических насосов: а – закрытого типа;

б – полуоткрытого типа; в – открытого типа; г – вихревого типа; д – осевого типа

Отводы выполняют: для центробежных насосов спиральными (рис.1.4,а) или кольцевыми (рис.1.4,б), в виде направляющих аппаратов (рис.1.4,в), составными (рис. 1.4,г), состоящими из комбинации направляющего аппарата со спиральным или кольцевым отводом. Для осевых насосов отводами служат выправляющие аппараты, выполненные в виде ряда неподвижных профильных лопаток, равномерно расположенных по окружности.

Для приведения насоса в рабочее состояние его рабочая камера и всасывающий патрубок должны быть заполнены жидкостью. Пуск центробежного насоса следует производить при закрытой задвижке нагнетания, а осевого и вихревого – соответственно с открытой.

Принцип действия центробежных насосов заключается в возникновении центробежной силы при движении частичек жидкости по окружности. Под действием этой силы, а также в результате механического воздействия лопастей рабочего колеса на





жидкость она устремляется на периферию, создавая там избыточное давление, а на ее месте возникает вакуум, в результате действия которого происходит всасывание жидкости. Аналогично осуществляется рабочий процесс и в других типах лопастных насосов.

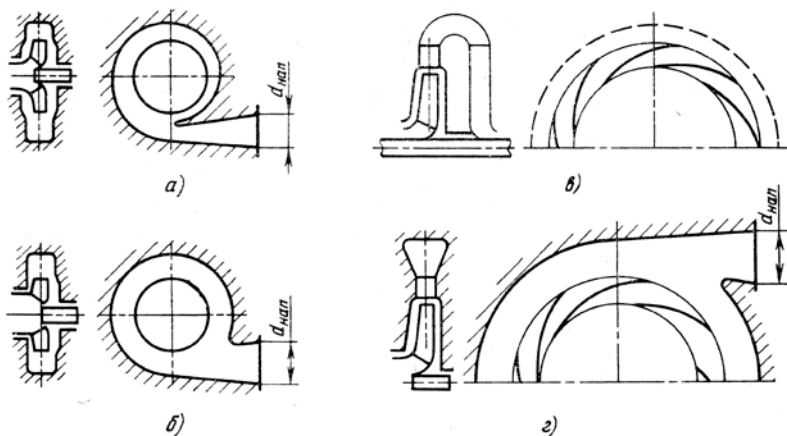


Рис.1.4. Схемы отводов центробежных насосов: а - спиральный; б - кольцевой;  
в - направляющий аппарат; г - составной отвод

Жидкость через подвод поступает на вращающиеся лопасти рабочего колеса. В результате взаимодействия потока с решеткой лопастей происходит возрастание момента скорости за рабочим колесом, следовательно, и увеличение удельной энергии. В диффузорных каналах отвода происходит преобразование части кинетической энергии в энергию давления.

При работе насоса из-за несимметрии эпюры давлений по обе наружные стороны рабочего колеса действует осевое усилие, направленное в сторону всасывания. При чрезмерном износе уплотнений величина осевой силы может резко возрасти. В высоконапорных многоступенчатых насосах величина осевой силы достигает нескольких десятков тонн.

В насосах применяются различные способы уравнивания осевой силы:

- в **одноступенчатых насосах** - применение рабочих колес с двусторонним входом, применение симметричных уплотнений по обе стороны рабочего колеса, установка радиальных торцовых лопастей на внешней стороне ведущего диска;



- в **многоступенчатых насосах** с односторонним расположением рабочих колес осевое усилие уравнивается с помощью разгрузочного барабана или гидравлической пяты. Если разгрузочный барабан полностью уравнивает осевое усилие на одном расчетном режиме, то гидравлическая пята является саморегулирующим разгрузочным устройством, работающим автоматически на всех режимах. Уравнивание осевой силы в многоступенчатых насосах также достигается попарным расположением рабочих колес в разные стороны (симметричное расположение рабочих колес).

Следует иметь в виду, что любой способ уравнивания осевого усилия связан со снижением КПД насоса.

При работе насосов со спиральным отводом на нерасчетных режимах (за пределами рабочей части характеристики) возникают дополнительные радиальные силы, действующие на ротор и ухудшающие динамические характеристики насоса.

В насосах с кольцевым отводом максимальное значение радиальной силы имеет место на оптимальном режиме.

При использовании направляющих аппаратов двух- и трехзаходных спиральных отводов, составных отводов радиальные усилия на всех режимах уравниваются.

Радиальные усилия могут возникнуть в щелевых уплотнениях при значительном их износе или при наличии эксцентриситета в щели.

## 1.2. Классификация насосов

Классификация лопастных насосов осуществляется по отдельным характерным признакам: конструкция, сфера использования, свойства перекачиваемой жидкости.

**Классификация по назначению** имеет наибольшее значение для эксплуатационного персонала, важна и для конструктора, который должен учитывать особенности работы насоса в определенных условиях:

- насосы общего назначения - предназначены для перекачивания холодной, чистой, неагрессивной воды или сходных с ней по физико-химическим свойствам жидкостей. Насосы применяются в различных отраслях народного хозяйства;
- насосы для транспортирования взвесей - предназначены для перекачивания нейтральных или малоагрессивных жидкостей с твердыми частицами. Они применяются в горнодобывающей промышленности, строительстве, коммунальном хозяйстве и



др. К этой группе относятся грунтовые, шлаковые, фекальные, массные и другие насосы;

- энергетические насосы - предназначены для работы в схемах тепловых и атомных электростанций. К ним относятся питательные, конденсатные, сетевые и специальные насосы;

- химические насосы - предназначены для перекачивания чистых незагрязненных агрессивных жидкостей в химической промышленности;

- насосы для нефтяной и нефтехимической промышленности - предназначены для сырой нефти и продуктов ее переработки в широком диапазоне температур. Это насосы для магистральных нефтепродуктов, законтурного заводнения нефтяных пластов, бензина, сжиженных газов и др.

**По принципу действия** динамические насосы делятся на две группы:

- лопастные (центробежные и осевые), в которых передача энергии жидкости осуществляется в результате взаимодействия решетки рабочего колеса с потоком;

- вихревые (открытого и закрытого типа, свободновихревые), в которых передача энергии основному потоку осуществляется за счет вихревого обмена с вторичным потоком, создаваемым рабочим колесом.

**По роду перекачиваемой жидкости** подразделяются на насосы для перекачивания:

- чистых и слегка загрязненных нейтральных жидкостей;
- загрязненных жидкостей и взвесей;
- легкозагазованных жидкостей;
- газожидкостных смесей;
- агрессивных жидкостей;
- жидких металлов.

Выбор материалов, конструкция и принцип работы насосов зависят от физических и химических свойств перекачиваемых жидкостей.

Классификация динамических насосов по конструктивным признакам представлена в табл.1.1.



Таблица 1.1

Классификация динамических насосов

Тип насоса	Конструктивный признак	Применяемость насосов		
		центро-бежных	осевых	вихревых
1	2	3	4	5
Горизонтальный насос	Ось вращения ротора расположена горизонтально	(+)	+	(+)
Вертикальный насос	Ось вращения расположена вертикально	+	(+)	+
Насос с наклонно расположенной осью	—	—	+	—
Консольный насос	Рабочие органы расположены на консольной части вала	+	(+)	(+)
Моноблочный насос	Рабочие органы расположены на валу двигателя	+	—	+
Насос с выносными опорами	Опоры ротора изолированы от перекачиваемой жидкости	(+)	+	(+)
Насос с внутренними опорами	Опоры ротора соприкасаются с перекачиваемой жидкостью		+	—
Насос с боковым входом	Жидкость к насосу подводится перпендикулярно к оси вращения рабочих органов	(+)	(+)	(+)
Насос с осевым входом	Жидкость к насосу подводится в направлении оси рабочих органов	+	+	—



Насос двустороннего входа	Жидкость подводится к рабочим органам с двух противоположных сторон	+	—	+
Одноступенчатый насос	Насос с одним комплектом рабочих органов	+		(+)
Двухступенчатый насос	Насос с двумя последовательно расположенными комплектами рабочих органов	+		
Многоступенчатый насос	Насос с тремя и более комплектами последовательно расположенных рабочих органов	(+)		
Однопоточный насос	Насос с подачей жидкости через один подвод	(+)	(+)	(+)
Двухпоточный насос	Подача жидкости происходит через два подвода	+		
Насос с торцовым разъемом (секционный насос)	Корпус насоса состоит из деталей с разъемами в плоскостях, перпендикулярных оси вращения ротора	(+)		(+)
Насос с осевым разъемом	Корпус насоса имеет разъем в плоскости оси вращения ротора	(+)		
Двухкорпусный насос	Насос с дополнительным внешним корпусом для обеспечения герметичности	+		
Насос с защитным корпусом	Насос имеет внутренний съемный корпус, стойкий к воздействию перекачиваемой жидкости	+		
Погружной насос	Насос располагается под уровнем жидкости в резервуаре	+		



Инновационные методы проектирования лопастных гидромашин

Насос с трансмиссионным валом	Насос (обычно погружной) и двигатель соединены промежуточным валом	+		
Насос с предвключенным колесом	Предвключенное колесо служит для улучшения всасывающей способности насоса	+		
Герметичный насос	Полностью исключен контакт перекачиваемой жидкости с окружающей средой	+		
Обогреваемый (охлаждаемый) насос	Проточная часть обогревается (охлаждается) от постороннего источника	+		
Стационарный насос	Насос, работающий на фундаменте	(+)	(+)	(+)
Насос со спиральным отводом	Внутренняя поверхность отвода очерчена по спирали Архимеда			
		(+)	—	—
		+	—	—
Насос с кольцевым отводом	Внутренняя поверхность отвода удалена от рабочего колеса на одинаковое расстояние	+		
Насос с направляющим аппаратом	Насос имеет встроенный радиальный или полуосевой лопаточный отвод	(+)	(+)	
Насос с составным отводом	Насос оборудован направляющим аппаратом со спиральным или кольцевым отводом	+		
Насос с неподвижными лопастями рабочих колес	В насосе отсутствует устройство поворота лопасти рабочего колеса	+		



Насос с поворотными лопастями рабочих колес	Насос имеет устройство поворота лопастей рабочего колеса	—	(+)	
Регулируемый насос	В составе насоса имеется устройство для изменения режима работы	+		

Примечание: приняты обозначения: (+) - наиболее часто применяются; + - иногда применяются; — - не применяются.

### 1.3. Основы теоретического анализа конструкции насосов

Насосы являются машинами, которые подчиняются законам гидродинамического подобия по закону Рейнольдса. Так как преобладающее большинство насосов работает в квадратичной зоне режимов, условия гидродинамического подобия выполняются при соблюдении геометрического подобия.

Вследствие этого насосы обычно выпускаются в виде ряда с подобными геометрическими размерами. Параметры подобных насосов можно подсчитать по уравнениям подобия:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \lambda^3 \tau; \quad \frac{H_1}{H_2} = \lambda^2 \tau; \quad \frac{N_1}{N_2} = \lambda^5 \tau^3 \frac{\rho_1}{\rho_2}; \quad \eta_1 \approx \eta_2, \quad (1.1)$$

где  $\lambda = \frac{D_{21}}{D_{22}} = \frac{b_{21}}{b_{22}}$  - отношение соответствующих размеров про-

точной полости;  $\tau = \frac{n_1}{n_2}$  - отношение частот вращения;

$Q, H, N, \eta$  - соответственно подача, напор, мощность и КПД насоса.

Уравнения подобия справедливы при  $\lambda \leq 2$  и  $\tau \leq 2$ .

В насосостроении в качестве критерия подобия широко используется коэффициент быстроходности  $n_s$ , определяемый выражением

$$n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \quad (1.2)$$

где  $n$  - частота вращения (об/мин);  $Q$  - подача (м<sup>3</sup>/с);  $H$  - напор (м).



Классификация насосов по коэффициенту быстроходности приведена на рис.1.5, [6, 7].

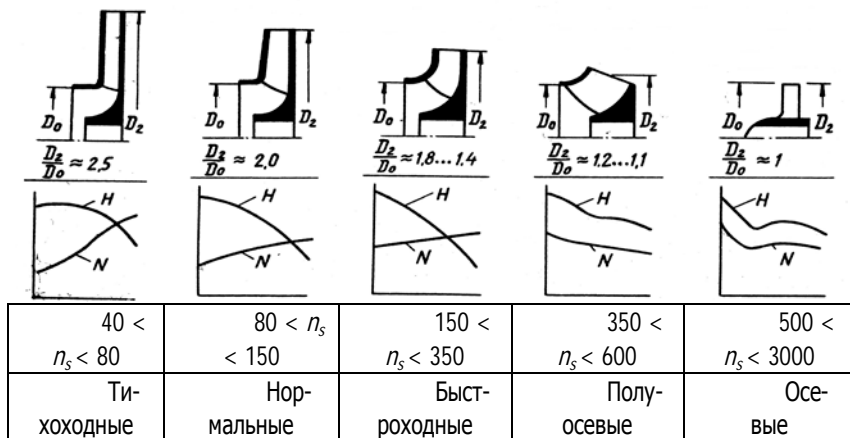


Рис.1.5. Классификация лопастных насосов по коэффициенту быстроходности

Коэффициент  $n_s$  определяет форму проточной части насоса, форму характеристики, соотношение геометрических размеров, кинематические соотношения потока в насосе. С помощью  $n_s$  можно приблизительно определить полный КПД насоса и его составляющие:

$$\frac{1}{\eta_{об}} = 1 + 0,68 \cdot n_s^{-2/3}; \quad (1.3)$$

$$\frac{1}{\eta_{пол}} = 1 + \frac{820}{n_s^2}. \quad (1.4)$$

Приближенно гидравлический КПД определяется по формуле А.А. Ломакина:

$$\eta_c = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1np} - 0,172)^2}, \quad (1.5)$$

где  $D_{1np} = \sqrt{D_0^2 - d_{эм}^2}$  - приведенный диаметр входа в рабочем колесе, мм;  $D_0$  - диаметр входа в рабочем колесе, мм;  $d_{эм}$  - диаметр втулки рабочего колеса, мм.





Полный КПД насоса равен произведению гидравлического, объемного и механического КПД.

Всасывающую способность насоса можно оценить кавитационным коэффициентом быстроходности (коэффициент С.С. Руднева)

$$C = 5,62 \frac{n\sqrt{Q}}{\Delta h_o^{3/4}}, \quad (1.6)$$

где  $\Delta h_o$  - максимальное динамическое понижение давления.

В обычных насосах коэффициент  $C = 800-900$  (средние кавитационные качества).

Для повышения всасывающей способности насоса применяют предвключенные устройства в виде осевого колеса или шнека. По значению допускаемого критического коэффициента быстроходности можно определить величину допускаемой вакуумметрической высоты всасывания

$$H_o^{\text{дон}} = \frac{P_o P_n}{\rho g} = \frac{5,62 n \sqrt{Q}}{C_{\text{дон}}}. \quad (1.7)$$

План скоростей для произвольной точки рабочего колеса показан на рис.1.6. Абсолютная скорость жидкости  $v$  в какой-либо точке РК определяется как геометрическая сумма относительной  $W$  и переносной  $u$  скоростей.

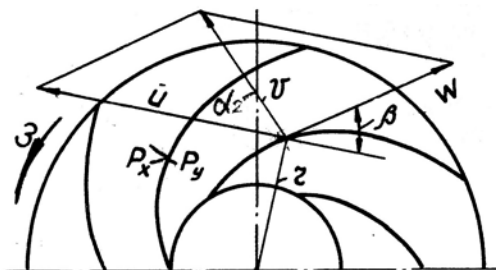


Рис.1.6. План скоростей для произвольной точки рабочего колеса

Теоретический напор, развиваемый насосом, может быть определен из уравнения

$$H = \frac{\omega}{g} (v_{u2} R_2 - v_{u1} R_1), \quad (1.8)$$

где  $\omega$  - угловая скорость вращения рабочего колеса;  $v_{u1,2}$  -



окружные составляющие абсолютных скоростей рабочей жидкости на входе и на выходе из рабочего колеса соответственно;  $R_{1,2}$  – радиусы входа и выхода жидкости из рабочего колеса соответственно.

Считая, что закручивания потока на входе в рабочие колеса не происходит (осевой вход  $v_{ul} = 0$ ), получим:

$$H = \frac{\omega}{g} v_{u2}; \quad R_2 = \frac{u_2 \omega}{g} v_{u2}, \quad (1.9)$$

где  $u_2 = \omega \cdot R_2$ .

$$v_{u2} = u_2 - v_{r2} \operatorname{ctg} \beta_2, \quad (1.10)$$

где  $v_{r2}$  – меридианная составляющая абсолютной скорости жидкости на выходе из рабочего колеса;  $\beta_2$  – угол установки лопасти между относительной скоростью касательной к лопатке и отрицательным направлением переносной скорости  $u_2$  на выходе из рабочего колеса.

При расчете меридиальных составляющих скоростей необходимо учитывать стеснение потока лопастями за счет их толщины.

Коэффициент стеснения соответственно для входа и выхода определяется по выражению

$$K_1 = \frac{1}{1 - \frac{Z_k \delta_1}{2\pi R_1 \sin \beta_1}}, \quad K_2 = \frac{1}{1 - \frac{Z_k \delta_2}{2\pi R_2 \sin \beta_1}}, \quad (1.11)$$

где  $Z_k$  – число лопастей;  $\delta$  – толщина лопасти.

Вопросам теории и расчета центробежных сил посвящены работы [8, 9].

Расход жидкости через рабочее колесо можно определить из уравнения неразрывности

$$Q = v_{r2} \cdot S_2, \quad (1.12)$$

где  $Q$  – расход на выходе из рабочего колеса;  $S_2$  – площадь живого сечения потока на выходе из рабочего колеса,  $\text{м}^2$ .



## 2. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКТИВНОГО И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ИСПОЛНЕНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ ТИПА К, КМ, Д, В И ЦНС

### 2.1. Описание типов центробежных насосов

Насосы общего назначения работают в системах водоснабжения перекачивают нейтральные чистые холодные жидкости.

Дополнительные сведения и характеристики насосов приведены в каталогах [1, 3, 4].

**Насос центробежный типа К** (рис.2.1) предназначен для перекачивания чистых и слегка загрязненных нейтральных жидкостей. Это горизонтальные, одноступенчатые, консольные насосы с рабочим колесом одностороннего входа.

Корпус 2 с осевым входным и радиальным напорным патрубками – чугуновый. Совместно с корпусом отлиты опорные лапы. Во входном патрубке может быть установлена втулка с разделительным ребром для предотвращения закрутки потока на входе в насос. С торца корпус закрыт крышкой 3, в которой расположено сальниковое уплотнение. К корпусу шпильками крепится съемный опорный кронштейн 6. Для повышения жесткости конструкции в кронштейне предусмотрена стойка 9. В зависимости от частоты вращения ротора может применяться как жидкая, так и консистентная смазка через штуцер 7. В местах выхода вала из кронштейна установлены маслосбрасывающие кольца 8. Рабочее колесо 1 установлено на консольном участке вала 4 и зафиксировано гайкой-обтекателем 10.

Для разгрузки осевых усилий применены симметричные уплотнения по обе стороны рабочего колеса. В корпусе насоса для выпуска воздуха и слива воды предусмотрены отверстия, закрытые пробками. Соединение насоса с электродвигателем осуществляется упругой муфтой с проставкой. Насос и электродвигатель устанавливаются на общей фундаментной плите.

Рис.2.1.1. Насос центробежный типа К: 1 – рабочее колесо; 2 – корпус насоса со спиральным отводом; 3 – крышка с сальниковым уплотнением; 4 – вал; 5 – шарикоподшипник; 6 – кронштейн опорный съемный; 7 – штуцер; 8 – маслосбрасывающие кольца; 9 – лапа; 10 – гайка-обтекатель; 11 – сальниковое уплотнение



Данная модификация с опорным кронштейном получила распространение во многих отраслях народного хозяйства. Насосы типа К применяются в системах питьевого и хозяйственного водоснабжения, мелиоративных установках и др.

Условное обозначение насоса **К65-50-160/2** означает: К – консольный; 65 – диаметр входного патрубка, 50 – диаметр выходного патрубка; 160 – наружный диаметр рабочего колеса, мм; 2 – индекс модернизации.

Конструктивное исполнение центробежного насоса определяется производителями.

**Насос центробежный консольно-моноблочный типа КМ** (рис.2.2) имеет такое же назначение и области применения, как насос типа К.

Насос центробежный, горизонтальный, одноступенчатый, консольный. Базовой деталью насоса является специальный электродвигатель 8, имеющий опорную стойку и удлиненный конец вала. К опорной стойке шпильками крепится корпус 2 насоса со спиральным отводом. С корпусом отлит напорный патрубок, направленный тангенциально вертикально вверх. При необходимости напорный патрубок и корпус могут быть развернуты на 90°. Крышка входная 1 с осевым входным патрубком закрывает корпус с торца.

В крышке запрессовано уплотняющее кольцо 3 для рабочего колеса (РК). Рабочее колесо 4 установлено на вал 6 на шпонке и зафиксировано специальной гайкой 10. Концевое уплотнение 5 – сальниковое, простейшего типа. Опорами ротора служат подшипники 7 электродвигателя 8. Смазка подшипников – консистентная.

Основные параметры насосов типа КМ и материалы основных деталей, такие же как, как и насосов типа К.

Габаритные и присоединительные размеры берутся из каталогов [1, 3].

Условное обозначение насоса **КМ 20/30** означает: КМ – консольный моноблочный; 20 – подача, м<sup>3</sup>/ч; 30 – напор, м.

Рис.2.2. Насос центробежный консольно-моноблочный типа КМ: 1 – крышка входящая с осевым патрубком; 2 – корпус насоса со спиральным отводом; 3 – уплотняющее кольцо РК; 4 – рабочее колесо; 5 – уплотнение сальное; 6 – вал; 7 – элек-



**Насос центробежный типа Д** (рис.2.3) предназначен для перекачивания чистых и слегка загрязненных нейтральных жидкостей. Насос горизонтальный, одноступенчатый, спирального типа с рабочим колесом двустороннего входа. Некоторые типы насоса выпускаются с двумя рабочими концами вала для обеспечения возможности использования в условиях эксплуатации разного направления вращения двигателей.

Корпус 3 насоса с горизонтальным разъемом в плоскости, проходящей через ось ротора, состоит из двух частей — нижней части и крышки, которые соединены между собой шпильками. По плоскости разъема предусмотрена паронитовая прокладка. В корпусе отлиты каналы полуспирального подвода и спирального отвода. Входной и напорный патрубки отлиты совместно с нижней частью корпуса и направлены горизонтально в противоположные стороны, что позволяет производить осмотр внутренних полостей насоса без отсоединения трубопроводов. В корпусе выполнены отверстия для выпуска воздуха, слива воды из насоса, отбора воды для гидрозатвора сальника. К корытообразным кронштейнам корпуса шпильками подсоединяются разъемные корпуса 1 подшипников. Ротор 4 насоса представляет собой самостоятельную сборочную единицу и состоит из вала, рабочего колеса, комплекта защитных втулок и полумуфты. Рабочее колесо двустороннего входа устанавливается на вал на шпонке по подвижной посадке. Концевые уплотнения 2 насоса сальникового типа с подводом запирающей жидкости от напорной полости по специальным трубкам с запорными кранами. Опорами ротора служат радиальные подшипники качения с жидкой или консистентной смазкой. В корпусах подшипников предусмотрены камеры водяного охлаждения. Благодаря симметрии рабочего колеса осевое усилие практически уравновешено; остаточное усилие воспринимается подшипником, обоймы которого зафиксированы в осевом направлении.

Насос с электродвигателем соединяется упругопальцевой или другой муфтой. В зависимости от размера насос может поставаться с электродвигателем на общей или раздельной фундаментных рамах.

Насосы типа Д применяются в системах водоснабжения, мелиорации, в качестве циркуляционных и др.

Условное обозначение насоса **Д200-90** означает: Д – насос двустороннего входа; 200 – подача, м<sup>3</sup>/ч; 90 – напор, м.

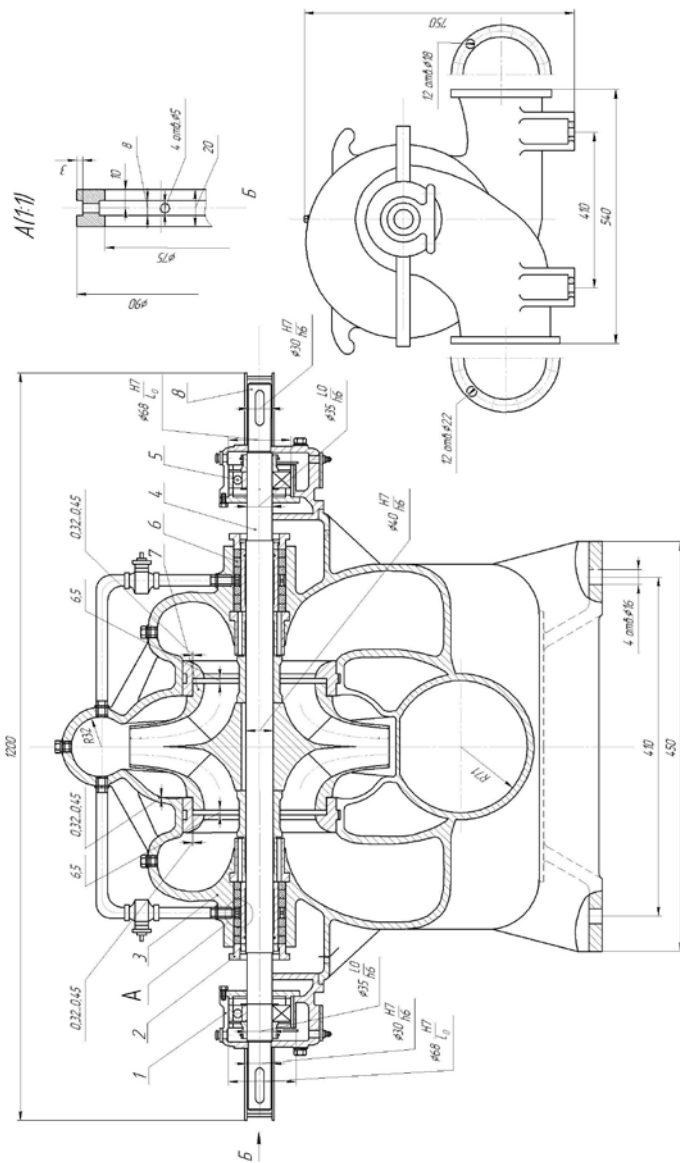


Рис.2.3. Насос центробежный двустороннего типа Д: 1 – корпус подшипника; 2 – концевые уплотнения сальникового типа; 3 – корпус насоса с разъемом в горизонтальной плоскости; 4 – ротор насоса в сборе; 5 – шарикоподшипник; 6 – сальниковое уплотнение; 7 – колесо рабочее; 8 – вал





**Насос центробежный типа В** (рис.2.4) предназначен для перекачивания чистой холодной нейтральной воды. Насос одноступенчатый, вертикальный, консольный.

Корпус насоса 6 со спиральным отводом лапами опирается на закладные элементы фундамента. Напорный патрубок насоса направлен горизонтально. К нижней части корпуса насоса крепится проставка 3, в верхней части которой имеется люк для осмотра внутренних поверхностей и рабочего колеса насоса. В месте сопряжения проставки 3 с опорным кольцом 2 предусмотрено сальниковое уплотнение. К опорному кольцу 2 подсоединяется облицованное колено 1 подвода. В верхней части корпус закрыт крышкой 11, которая служит опорной частью для узлов и деталей насоса. В крышке выполнено четыре люка для замера зазоров в верхнем щелевом уплотнении 7 рабочего колеса. На крышке установлен подшипник скольжения 8 с резиновым вкладышем, который одновременно служит и концевым уплотнением вала. Протекающая через подшипник (уплотнение) жидкость собирается на крышке насоса и стекает по трубопроводу. На крышке также располагается корпус 10 радиального подшипника скольжения с самоустанавливающимися сегментами, залитыми баббитом. В масляную ванну корпуса подшипника вмонтирован теплообменник, к которому подводится охлаждающая вода. К фланцу 9 призон-болтами крепится рабочее колесо 5, переднее уплотнение 4 рабочего колеса щелевого типа со сменным уплотняющим кольцом. Осевое усилие уравнивается с помощью разгрузочных отверстий в ведущем диске рабочего колеса. Остаточное осевое усилие и усилие от массы ротора воспринимаются упорным подшипником электродвигателя. Валы насоса и электродвигателя соединяются жесткой муфтой. Для обслуживания на корпусе насоса предусмотрен специальный помост. Детали проточной части насоса изготавливают из углеродистой стали.

Насосы типа В применяют в оросительных и мелиоративных системах, установках хозяйственного и технического водоснабжения.

Условное обозначение насоса **В 1200-6,3/63** означает: В – вертикальный; 1200 – диаметр напорного патрубка, мм; 6,3 – подача, м<sup>3</sup>/с; 63 – напор, м.

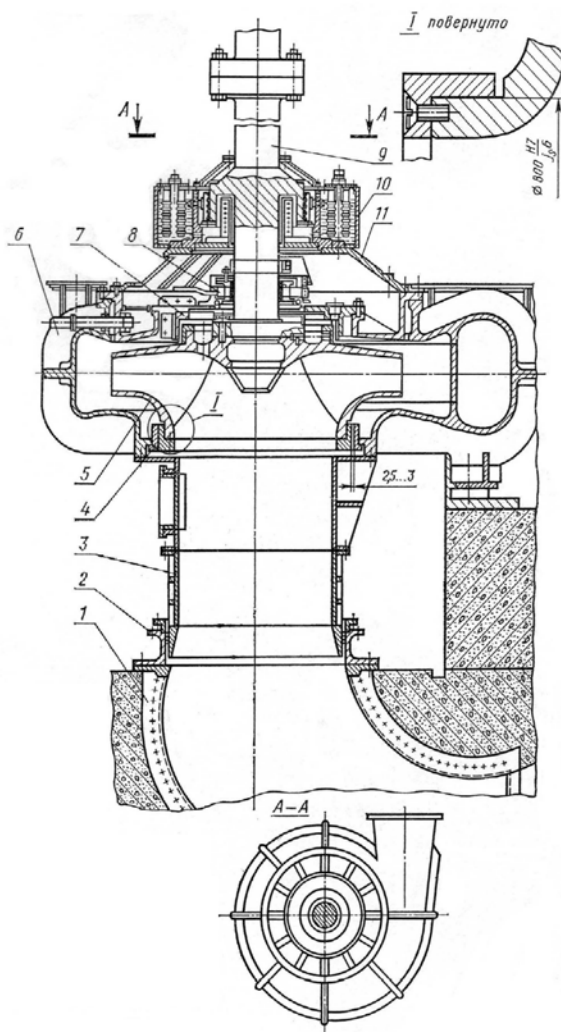


Рис.2.4. Насос центробежный типа В: 1 – колено подвода; 2 – опорное кольцо; 3 – проставка; 4 – переднее уплотнение рабочего колеса щелевого типа; 5 – рабочее колесо; 6 – корпус насоса; 7 – верхнее щелевое уплотнение рабочего колеса; 8 – подшипник скольжения; 9 – фланец; 10 – корпус радиального подшипника; 11 – крышка



**Насос секционный многоступенчатый типа ЦНС** (рис.2.5) предназначен для перекачивания чистых и слегка загрязненных нейтральных жидкостей и представляет собой обычную конструкцию с односторонним расположением рабочих колес. Крышки входная 7 и нагнетания 4, комплект секций 5 соединяются между собой стяжными шпильками 8, образуя корпус насоса. Направляющие аппараты могут быть отлиты совместно с секциями или представлять собой отдельную деталь, устанавливаемую в секцию по неподвижной посадке. Стыки корпуса уплотняются резиновыми уплотнительными кольцами. Совместно с крышками отлиты патрубки и опорные лапы. Входной патрубок направлен горизонтально, напорный — вертикально вверх. Рабочие колеса 6 установлены на вал по подвижной посадке. Осевое усилие ротора воспринимается гидравлической пятой 3. Вода разгрузки отводится в кольцевую камеру первой ступени. Концевые уплотнения 2 ротора сальникового типа. Для исключения подсасывания воздуха в камеру между сальником со стороны всасывания и дроссельной втулкой подводится запирающая вода. Опорами ротора служат самоустанавливающиеся шарикоподшипники, установленные в кронштейнах 1, которые шпильками крепятся к крышкам корпуса. Смазка подшипников консистентная. Корпуса подшипников уплотняются резиновыми манжетами. Перед подшипниками на валу установлены водосбрасывающие кольца.

С электродвигателем насосы соединяются упругопальцевой муфтой. Для перекачивания агрессивных жидкостей насосы могут поставляться в коррозионно-стойком исполнении. Габаритные и присоединительные размеры насосов приведены в каталогах.

Насосы типа ЦНС преимущественно распространены в системах водоснабжения, шахтном водоотливе и др.

Насосы типа ЦНСГ предназначены для перекачивания воды с температурой до 393 К (120 °С) и используются в качестве питательных на тепловых станциях. В отличие от насосов типа ЦНС в них предусмотрено охлаждение уплотнений сальникового типа.

Условное обозначение насоса **ЦНС 30-110** означает: ЦНС – центробежный секционный насос; 30 – подача, м<sup>3</sup>/ч; 110 – напор, м.

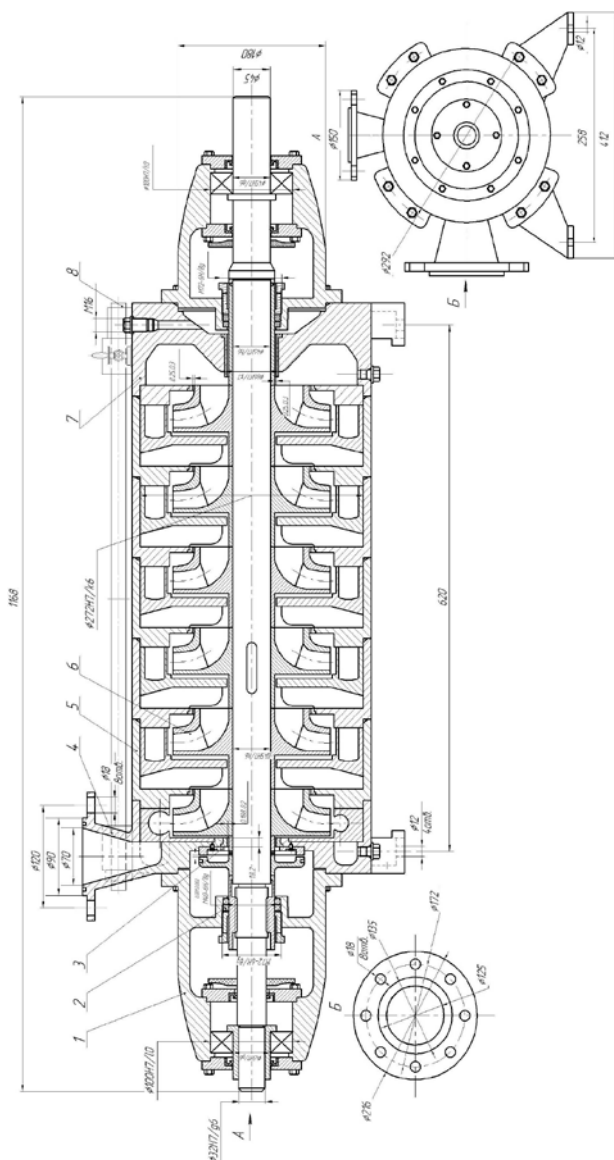


Рис.2.5. Насос секционный многоступенчатый типа ЦНС: 1 – кронштейн; 2 – концевые уплотнения ротора сальникового типа; 3 – гидравлическая пята; 4 – крышка нагнетания; 5 – комплект секций; 6 – рабочие колеса; 7 – крышка всасывания; 8 – шпилька стяжная



## 2.2. Особенности технологического исполнения элементов конструкции центробежных насосов

Как уже отмечено ранее, основными элементами центробежного насоса являются: рабочее колесо, вал с деталями для крепления колёс и защиты от истирания сальниками, подшипники, соединительная муфта, корпус, направляющие аппараты, сальники, всасывающий и напорный патрубки, стяжные и крепёжные болты.

Рассмотрим эти элементы с точки зрения технологического процесса их изготовления и сборки.

**Рабочее колесо.** Рабочее колесо представляет собой отливку не ниже II класса точности, которую условно можно разделить на коренной диск с втулкой (рис.2.6, поз.1) для посадки на вал, покрывной диск с проточками под двухщелевое уплотнение (рис.2.6, поз.2), и лопасти, расположенные между дисками. Для фиксации колеса на валу во втулке выполнен шпоночный паз.

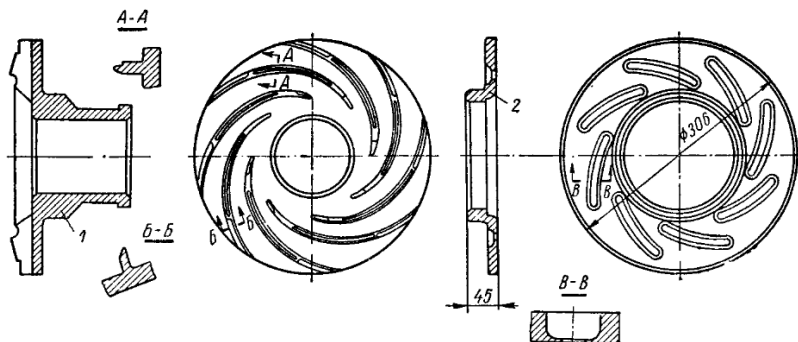


Рис.2.6. Заготовки ведущего и ведомого дисков

Для исключения перетоков по валу шпоночный паз выполнен не на всю длину ступицы. Торцы ступицы должны быть строго перпендикулярны к оси расточки ступицы. Уплотняющие пояски переднего и межступенчатого уплотнения должны быть концентричны расточке ступицы. В большинстве насосов рабочее колесо устанавливается на вал по подвижной посадке.

Рабочие колёса изготавливают из различных сортов чугуна, углеродистых и легированных сталей, сплавов цветных металлов и керамических материалов. Применение того или иного материала определяется условиями работы, размерами и частотой вращения, а также родом перекачиваемой жидкости.

Колёса малых насосов (рис.2.7, а) для чистой воды и неагрессивных жидкостей низкой температуры отливаются из серого конструкционного чугуна СЧ15-32. Центробежные насосы для пита-



ния котлов высокого давления имеют значительные размеры и высокую частоту вращения. Они подают воду высокой температуры. Поэтому рабочие колеса этих насосов изготавливают из легированных хромом и никелем сталей 1X13, 2X13. Однако вследствие низких литейных качеств этих сталей получение сложных тонкостенных отливок требует высокой культуры литья. Колеса из нержавеющей стали (рис.2.7,б) могут изготавливаться и сварными (из механически обработанных поковок), но следует учитывать плохие антифрикционные свойства материала исправляемые в ряде случаев термообработкой (НВ 320-350).

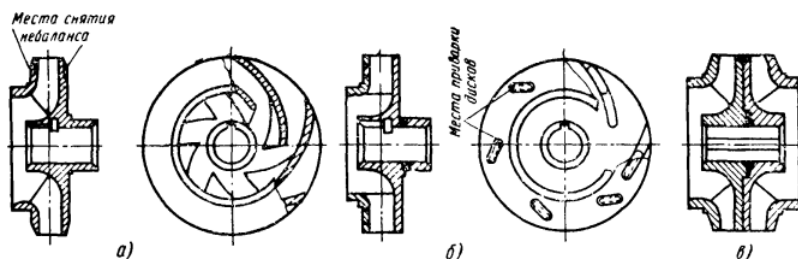


Рис.2.7. Рабочие колеса центробежных насосов

Колеса насосов для перемещения грунтошлакосмесей изготавливают отливкой из белого чугуна. Насосы для химической промышленности имеют колеса, изготовленные из специальных сплавов, керамики или пластмасс.

Колеса больших размеров имеют ступицу значительной длины: это затрудняет точную посадку их на вал. Для облегчения посадки ступицу растачивают внутри на два диаметра: посадочный и облегчающий посадку.

Рабочие колеса двустороннего входа в принципе представляют собой попарно соединенные рабочие колеса одностороннего входа с одинаковой формой проточной части (рис.2.7,в). Они могут быть цельными (литыми) либо состоящими из двух половин (сварно-литыми).

Рабочие колеса многоступенчатых насосов изготавливают с удлиненной ступицей, что дает возможность избежать применения дистанционных втулок в конструкции ротора. Ступицу можно отливать вместе с рабочим колесом либо приваривать к колесу. Для уменьшения перетоков перекачиваемой жидкости по валу шпоночный паз в ступице рабочего колеса выполняют не на всю длину.

Для уменьшения потерь на дисковое трение наружные поверхности дисков рабочего колеса должны быть тщательно обработаны. Торцы ступицы также тщательно обрабатывают для



обеспечения надежного уплотнения стыка. Уплотнительные поверхности рабочего колеса подвергают поверхностной закалке.

Рабочие колеса балансируют статически на роликах или призмах либо в динамическом режиме на балансировочных станках. Дисбаланс устраняется снятием металла с наружных поверхностей дисков по периферии рабочего колеса (см. рис.2.7,а). В зависимости от свойств перекачиваемой жидкости и окружной скорости вращения материалами для рабочих колес могут служить углеродистые или хромистые стали, титановые сплавы, полиамидные материалы и др. При выборе материала необходимо учитывать его жидкостекучесть.

**Вал.** Вал насоса является весьма ответственной деталью: при высокой частоте вращения он подвергается действию больших поперечных сил. При расчете вала на прочность и жесткость учитываются следующие внешние нагрузки: передаваемый от двигателя крутящий момент, собственный вес вала и посаженных на него деталей, поперечные силы, обусловливаемые несимметричными подводом и отводом жидкости и неточностью балансировки колес.

В качестве заготовки валов используют холодно- и горячекатаный прокат, поковки. В том и другом случаях выполняется механическая обработка. Материалом для валов служат углеродистая конструкционная и специальная легированная стали.

Наиболее распространенные материалы валов: для насосов общего назначения – сталь марок 40, 45, 40Х; для горячих насосов – легированные стали, коэффициент линейного расширения которых примерно равен коэффициенту линейного расширения других деталей ротора; для химических насосов, где рабочей средой является корродирующая жидкость, – хромистые стали типа 3Х13.

Вал с посаженными на него деталями носит название ротора насоса. Роторы центробежных насосов балансируют, причем у мелких насосов производится статическая, а у крупных статическая и динамическая балансировки.

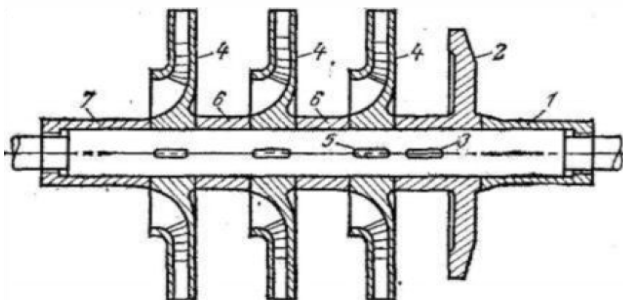


Рис.2.8. Продольный разрез ротора трехступенчатого насоса

На рис.2.8 показан продольный разрез ротора трехступенча-



того насоса с уравниванием осевой силы при помощи разгрузочного диска (гидравлической пяты). Посадка деталей на вал производится здесь следующим образом. На резьбу правого конца вала ставится цилиндрическая втулка 1, предохраняющая вал от истирания сальниковой набивкой. В левый конец втулки 1 упирается торцовая поверхность разгрузочного диска 2, стопорящегося от поворачивания на валу закладной шпонкой 3. Непосредственно в левый конец ступицы этого диска упирается торец ступицы третьего рабочего колеса 4. Последнее крепится на валу при помощи закладной шпонки 5, рассчитанной на передачу колесу с вала мощности, равной сумме внутренней мощности колеса и мощности дискового трения.

Рабочие колеса отделяются одно от другого при помощи дистанционных втулок 6. К ступице первого рабочего колеса примыкает левая предохранительная втулка 7, плотно затягивающая на валу при помощи втулки с резьбой 1 все посаженные на него детали. Собранный таким образом, ротор при сильной затяжке втулок образует как бы одно целое.

Обработка торцовых поверхностей всех сажаемых на вал деталей должна быть особо точной. В противном случае при затяжке втулок 1 и 7 неизбежно возникает изгиб вала, вызывающий биение ротора и вибрацию насоса при эксплуатации.

**Подшипники.** Для восприятия радиальных и осевых нагрузок, действующих на ротор, применяются подшипники качения или скольжения. Выбор того или иного типа подшипника обусловлен рядом факторов, из которых важнейшими являются: окружная скорость шейки вала, нагрузка и требуемый ресурс непрерывной работы насоса. Система смазки и сорт смазочного масла обуславливаются типом подшипника.

Подшипники центробежных насосов выполняются различной конструкции.

Крупные ответственные и быстроходные насосы, как правило, снабжаются подшипниками скольжения, чаще всего с баббитовой заливкой. В ряде случаев в насосах, работающих на холодной воде, применяются резиновые, текстолитовые или лигнофолевые подшипники скольжения.

В последние годы находят применение подшипники скольжения, смазка которых осуществляется перекачиваемой жидкостью, в том числе и водой. Однако обеспечение надежной работы таких подшипников требует специальной отработки их конструкции с учетом особенностей конкретных условий работы.

Насосы малой мощности, как правило, снабжаются шариковыми подшипниками и подпятниками нормальных образцов. Смазка





их обычно консистентная или масляная (в ванне корпуса подшипника). Более крупные центробежные насосы конструируются с применением роликовых подшипников с цилиндрическими и коническими роликами.

Насосы, снабженные устройством для уравнивания осевой силы в виде разгрузочного диска, в упорных подшипниках не нуждаются. В насосах с вертикальным расположением вала и разгрузочным диском необходимо применение отжимного устройства, исключающего возможность металлического контакта между разгрузочным диском и шайбой в момент запуска.

В насосах, в которых осевое давление уравнивается по принципу симметрии, необходимо устанавливать упорный подшипник. Он должен воспринимать усилия (действующие в обоих направлениях), вызванные возможным аварийным износом уплотнений.

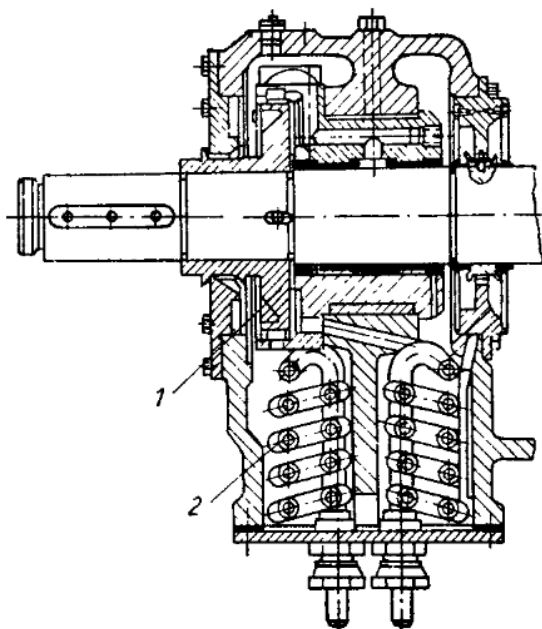


Рис.2.9. Подшипник питательного насоса с автономной системой смазки:  
1 – маслоподающее кольцо; 2 – змеевик маслоохладителя

Крупные насосы большой подачи выполняются с подшипниками скользящего трения. В одних случаях применяется смазка с по-



## Инновационные методы проектирования лопастных гидромашин

мощью колец, висящих свободно на валу и поднимающих масло на вал из ванны в корпусе подшипника: в других случаях масло подается в подшипники при помощи насоса (рис.2.9).

**Муфты.** Для соединения валов насосов и приводных двигателей наиболее удобно применение эластичных муфт [10] различных конструкций (рис.2.10), предупреждающих передачу биений и вибраций с вала насоса на вал двигателя и обратно.

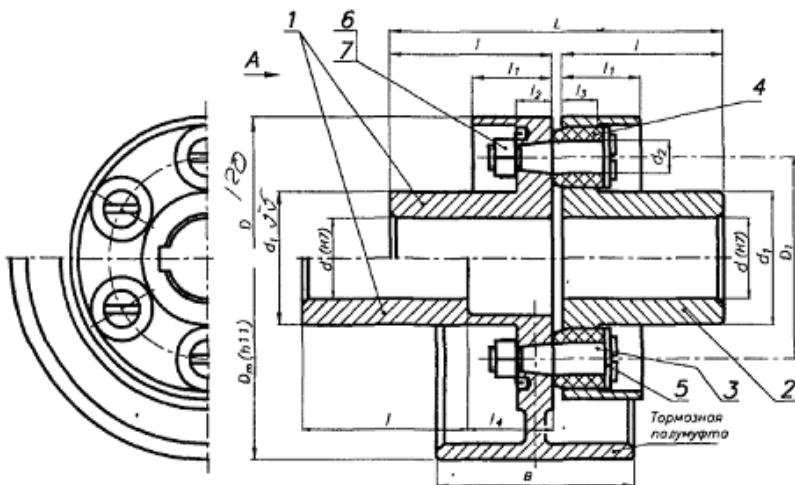


Рис.2.10. Эластичная муфта (втулочно-пальцевая):  
1,2 – полумуфты; 3- палец; 4 – втулка упругая; 5 – шайба для пальцев;  
6 – шайба стопорная с носком; 7 – гайка

Эластичные муфты устанавливаются на валы насоса и двигателя с наибольшей точностью, без перетяжек и перекосов. Это требуется потому, что по наружным обработанным поверхностям муфты при монтаже производится выверка совпадения геометрических осей валов.

**Уплотнения.** В местах выхода вала из корпуса устанавливают концевые уплотнения, назначение которых определяется условиями работы насоса.

При наличии избыточного давления или вакуума во внутренних полостях насоса в местах прохода вала через стенки корпуса применяются особые уплотнительные устройства, иногда называемые сальниками, или уплотнениями контактного трения. При отсутствии или неисправности сальников происходит выброс перемещаемой насосом жидкости наружу на напорной стороне или подсасывание наружного воздуха внутрь насоса на стороне ее всасывания.

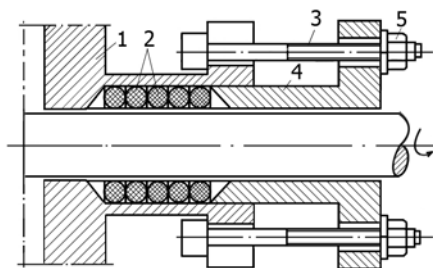


Рис.2.11. Конструкция сальника с мягкой набивкой

Простейшая конструкция сальника с мягкой набивкой дана на рис.2.11. Имеющаяся в металле корпуса 1 цилиндрическая выточка заполняется кольцами шнура 2 из мягкого промасленного материала (хлопчатника, пеньки, асбеста). Втулка 4 сальника плотно загоняется в выточку навинчиванием гаек 5 и выдавливает мягкую набивку в стороны, уплотняя вал. Вследствие трения вала о набивку при работе насоса выделяется некоторое количество теплоты. Для отвода ее необходимо, чтобы сальник пропускал небольшое количество жидкости, удаляемой в канализацию.

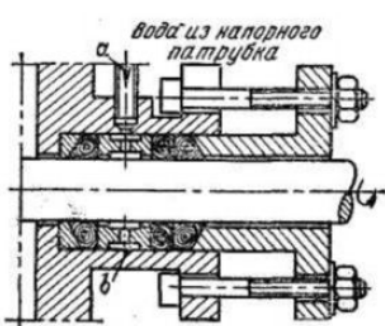


Рис.2.12. Сальник с мягкой набивкой и водяным уплотнением

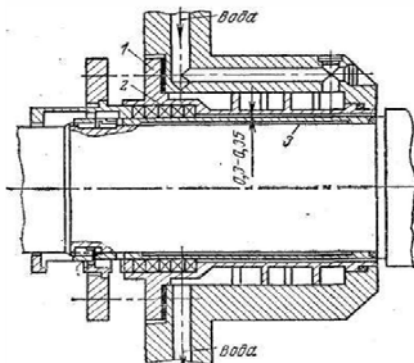


Рис.2.13. Сальниковое уплотнение вала насоса для горячей воды

Со стороны всасывания часто применяют сальники с водяным уплотнением (рис.2.12). В насосах, подающих горячую воду, применяют уплотнения с интенсивным водяным охлаждением. На рис.2.13 показана конструкция такого уплотнения, применяемого в питательных насосах. В крышке насоса устанавливается тонкостенная ребристая втулка 1, уплотняемая кольцом из термостойкого пластика. Уплотняющая набивка 2 закладывается в кольцевую полость, образованную втулкой 1 и защитной втулкой 3 и зажимается стаканом.



Вода проходит к набивке по кольцевой щели с радиальным размером 0,3 мм, где интенсивно охлаждается, соприкасаясь с холодной поверхностью втулки 1. Таким образом, втулка и вал предохранены от перегрева.

**Торцовые уплотнения** в настоящий момент нашли широкое применение в современном насосостроении. На рис.2.14 показаны основные типы этих уплотнений. На рис.2.14,а показана схема уплотнения из резиновых колец для давления до 10 МПа. В этом уплотнении пара трения состоит из неподвижного резинового кольца 1 и фасонного металлического кольца 2. Поддержание необходимого натяга уплотнения достигается пружиной 3 и отчасти внутренним эластичным кольцом 4.

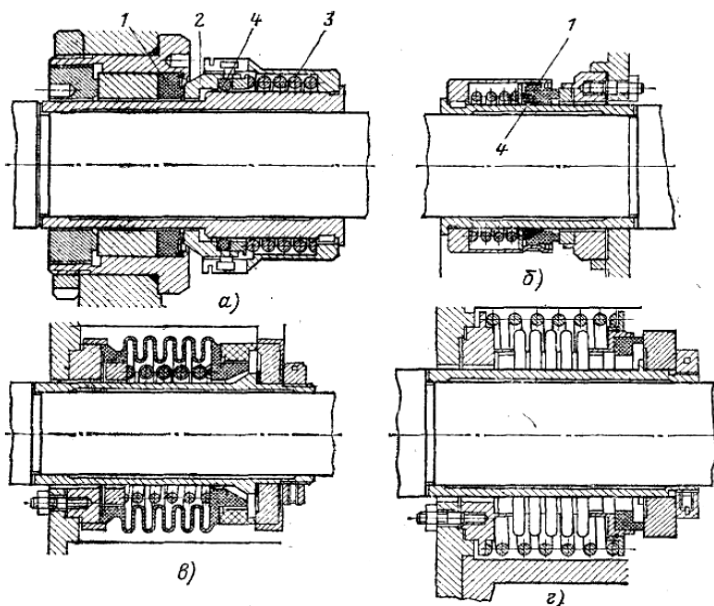


Рис.2.14. Типы торцовых уплотнений

На рис.2.14,б показано аналогичное уплотнение с той лишь разницей, что фторопластовое кольцо 1 пары трения и внутреннее резиновое кольцо 4 выполнены коническими. Уплотнения этого типа рассчитаны на давление до 0,5 МПа для воды и агрессивных жидкостей.

Уплотнение с неподвижным фторопластовым или пропиленовым сильфоном (рис.2.14,в) применяется для кислот и щелочей при давлениях до 0,3 МПа. Натяг уплотнения создается здесь одновременным действием сильфона и вспомогательной пружины.

Уплотнение с металлическим сильфоном для давления до



1 МПа показано на рис.2.14,г.

Торцовые уплотнения обладают многими положительными свойствами. Они работают практически с нулевой утечкой: будучи правильно подобранными и смонтированными, они не требуют обслуживания, отличаются большой износостойкостью, малочувствительны к перекосу и биению вала.

Потеря мощности на трение в торцовых уплотнениях составляет не более 50% потерь от мощности в обычных сальниках.

**Уплотнения рабочих колес.** Обычно каждая ступень насоса имеет два уплотнения: уплотнение рабочего колеса и межступенчатое. В корпусных деталях насоса устанавливают неподвижные уплотнительные кольца.

Между уплотнительными поясками рабочих колес и кольцами образуется цилиндрическая кольцевая щель, в которой понижается давление протекающей жидкости. Уплотнительные кольца запрессовывают или крепят винтами к корпусным деталям. Во избежание изгиба фланца уплотняющего кольца по его внешнему диаметру рекомендуется выполнять упорный бурт шириной 2-4 мм.

Уплотнительные кольца при установке без крепления имеют небольшой буртик. Кольцо устанавливают в корпусе по неподвижной посадке и фиксируют винтами от проворачивания. Аналогичным образом устанавливают кольца межступенчатых уплотнений.

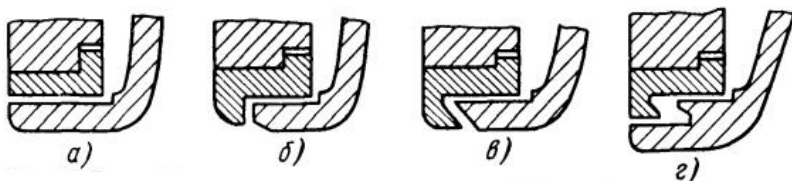


Рис.2.15. Виды уплотнений рабочих колес

Наиболее простым является однощелевое уплотнение (рис.2.15,а). В насосах высокого давления для уменьшения объемных потерь применяют уплотнения более сложных конструкций.

Однощелевое уплотнение с козырьком (рис.2.15,б) повышает коэффициент сопротивления щели и обеспечивает меньшее возмущение основного потока на входе в рабочее колесо. Более благоприятные условия для основного потока обеспечивает уплотнение с наклонным козырьком (рис.2.15,в).

Двухщелевое уплотнение с внезапным расширением щели (рис.2.15, г) примерно на 20—30% снижает протечки по сравнению с однощелевым уплотнением.

Для чугунных и стальных рабочих колес уплотнительные кольца можно изготавливать из чугуна СЧ 18-36. Для рабочих колес из стали 2Х13 уплотнительные кольца часто изготавливают из термообработанной стали 3Х13. Разность твердостей сопрягаемых деталей



должна быть около НВ 50.

Уплотнительные кольца из стали 1X18H9T имеют хорошую эрозийную стойкость, но плохо сопротивляются задиранью. Бронзовые кольца, наоборот, при хорошей сопротивляемости задиранью имеют малую долговечность работы из-за эрозийного размыва. Хорошо сопротивляется задиранью сталь Х17Н2 при достаточно высокой долговечности.

**Корпус насоса.** Корпус насоса выполняется в виде трех основных конструктивных форм:

- секционный;
- с горизонтальным разъемом;
- двухкорпусной.

**Секционный корпус** (рис.2.16) представляет собой набор секций 2, имеющих разъемы в плоскостях, перпендикулярных оси насоса, крышек входной 1 и выходной 3, соединенных между собой стяжными шпильками 4. Преобладающее распространение такие корпуса получили в многоступенчатых насосах. Каждую секцию можно рассматривать как отдельный насос, работающий при разном давлении жидкости.

Входная и выходная крышки являются базовыми деталями насоса. В крышках выполнены соответственно входной и выходной патрубки. Совместно с крышками отлиты опорные лапы, которыми насос фиксируется на фундаментной плите, и корытообразные кронштейны для подшипников. К крышкам на шпильках подсоединяются корпуса концевых уплотнений. В выходной крышке часто располагается разгрузочное устройство.

Каждая секция представляет собой цилиндрическую, литую из чугуна или стали толстостенную оболочку, включающую разделительную диафрагму, а также прямой и обратный направляющие аппараты.

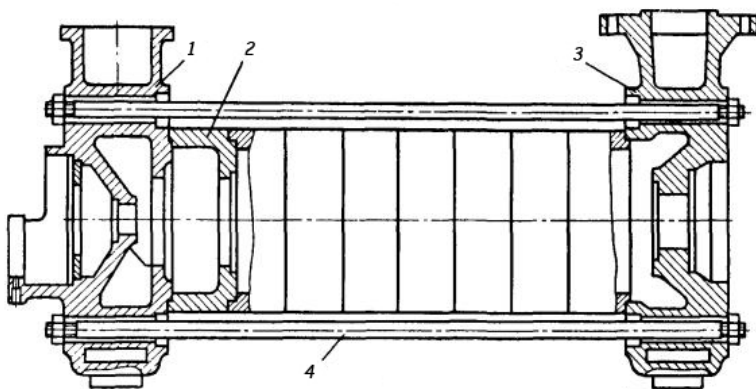


Рис.2.16. Конструкция корпуса секционного насоса



Секции между собой и с крышками центрируются на цилиндрических заточках. Стыки могут уплотняться либо за счет металлического контакта уплотняющих поясков, либо при помощи уплотнительных колец. Для повышения надежности уплотнительных стыков предусматривают комбинированное уплотнение (металлический контакт плюс резиновое кольцо).

Конструкция стыка секций должна предупреждать возможность раскрытия его при действии внутреннего давления. Для уменьшения расцентровки секций при сборке и разборке насоса их соединяют обычно по напряженной посадке. С этой же целью назначают также жесткие допуски на концентричность посадочных заточек. При уплотнении стыков секций за счет металлического контакта уплотняющие пояски должны быть обработаны строго перпендикулярно к оси насоса и должны иметь высокую чистоту поверхности 0,63-0,32.

Необходимое уплотняющее усилие создается стяжными шпильками. В горячеводных насосах стяжные шпильки должны также воспринимать усилия от температурных деформаций корпуса.

Изготавливают их обычно из проката стали 40 или 45. Сильно нагруженные шпильки можно изготавливать из стали 40Х или других легированных сталей 30ХМА. Коэффициент линейного расширения материала шпильки должен быть примерно равен коэффициенту линейного расширения материала корпуса.

Крышки насоса изготавливают либо литыми, либо сварно-литыми. Материал крышек выбирают в зависимости от давления. Для давлений до 10 МПа ( $100 \text{ кгс/см}^2$ ) крышки надо отливать из серого чугуна, для более высоких давлений – из углеродистой или малолегированной стали. В местах уплотнений с секциями на крышках можно предусматривать наплавку нержавеющей стали электродами для предупреждения коррозионного повреждения с течением времени или эрозионного размывания при возникновении неплотности в стыке.

Секции изготавливают литыми или коваными. Материал секций – чугун или углеродистая сталь. В особо ответственных насосах секции изготавливают из поковок нержавеющей стали. Известны насосы, секции которых выполнены из пластмасс. По технологическим соображениям, все секции выполняют с одинаковой толщиной стенок.

Иногда для высоконапорных насосов применяют бандажирование секций. Собственно секцию изготавливают из высококачественного материала с относительно небольшой толщиной стенки. Поверх секции насаживают бандаж из углеродистой стали.

Для облегчения сборки и разборки насоса и снижения опасности повреждения вала на каждой секции рекомендуется выполнять





опорные лапы. Внутри секции по напряженной или плотной посадке устанавливают направляющие аппараты, которые фиксируют от проворачивания штифтами или винтами.

Всасывающий и напорный патрубки составляют обычно одно целое с нижней половиной корпуса насоса или его секциями и имеют конус (с углом до  $12^\circ$ ).

Большим достоинством секционной конструкции корпуса является возможность создания многосекционных конструкций насоса повышенного давления. При этом изменяются только размеры вала, стяжных болтов и плиты.

Недостатками секционной конструкции корпуса являются сложность монтажа и малая доступность рабочих колес для осмотра. Для осмотра и ремонта колес секционного насоса необходимо удалить стяжные шпильки и последовательно снимать все секции при одновременной разборке ротора.

**Корпус с горизонтальным разъемом** (рис.2.17) состоит из двух цельнолитых половин из чугуна или стали, из которых нижняя несет всасывающий и напорный патрубки. Последнее, впрочем, не обязательно, хотя и создает большое удобство при разборке и ремонте насоса.

Половины корпуса у многоступенчатых насосов несут в себе диафрагмы и лопасти прямых и обратных направляющих аппаратов и уплотнительных колец.

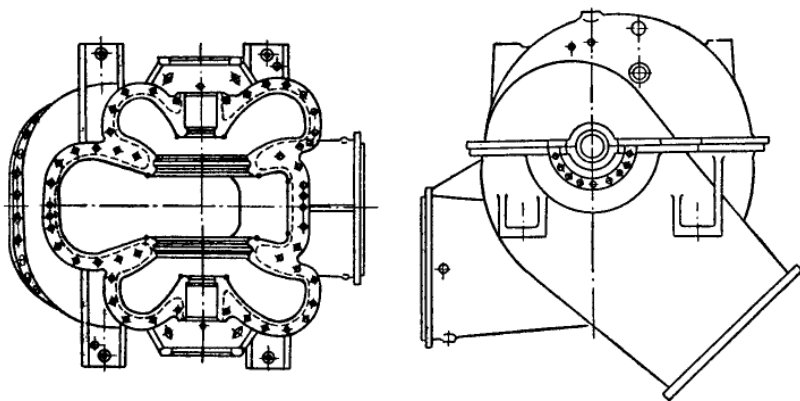


Рис.2.17. Корпус насоса с разъемом в горизонтальной плоскости

Иногда встречаются многоступенчатые насосы с корпусом, состоящим из двух половин, с безлопастными направляющими аппаратами. В таких случаях цельнолитые половины корпусов выполняются со спиральными направляющими каналами. Обе половины корпуса имеют фланцы. Примыкающие одна к другой плоскости фланцев простроганы и хорошо прошлифованы. Крепежные болты стя-





гивают фланцы с помещенной между ними тонкой прокладкой или мастикой. Большое удобство такой конструкции корпуса состоит в том, что, сняв верхнюю часть корпуса (крышку), не нарушая соединения насоса с трубопроводами, можно осмотреть все рабочие колеса ротора и изъять последний из корпуса для ремонта.

В насосах со спиральным отводом потока от колеса каналы проточной части часто выполняются непосредственно в отливке корпуса. Это позволяет придать им форму, наиболее благоприятную в гидродинамическом отношении. Одновременно максимально упрощается механическая обработка корпуса. Однако требования к точности размеров отливки и к качеству (шероховатости) поверхности каналов проточной части должны быть высоки.

Кроме рассмотренных двух основных корпусов, в энергетике, нефтеперерабатывающей и химической отраслях промышленности применяют **двухкорпусные насосы**.

Такие насосы представляют собой секционную конструкцию или конструкцию с разъемом в меридиональной плоскости, заключенную в толстостенную, кованную из стали оболочку.

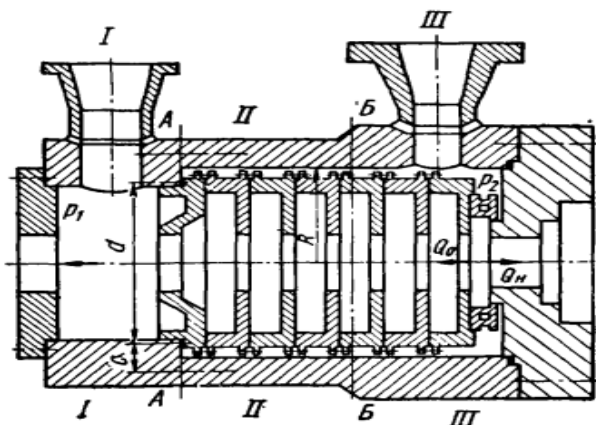


Рис.2.18. Конструкция двухкорпусного насоса

В насосах с двойным корпусом (рис.2.18) внутренняя плотность обеспечивается гидравлическим давлением нагнетания, развиваемого насосом, которое сжимает плоскости стыков внутреннего корпуса (независимо от типа конструкции). Благодаря этому крепёж внутреннего корпуса выполняет только сборочные функции. Плотность наружного стыка между внешним корпусом и напорной крышкой обеспечивается созданием удельного давления на уплотняемой поверхности, превышающего в 2,5-3 раза наибольшее рабочее давление, развиваемое насосом.



Применение таких конструкций обусловлено особыми требованиями в отношении надежности и безопасности эксплуатации.

**Направляющие аппараты.** Направляющий аппарат служит в качестве отвода в насосах секционного типа. Он представляет собой единую деталь, в которой выполнены спиральные каналы, диффузоры, переводные и обратные подводные каналы (элемент подвода).

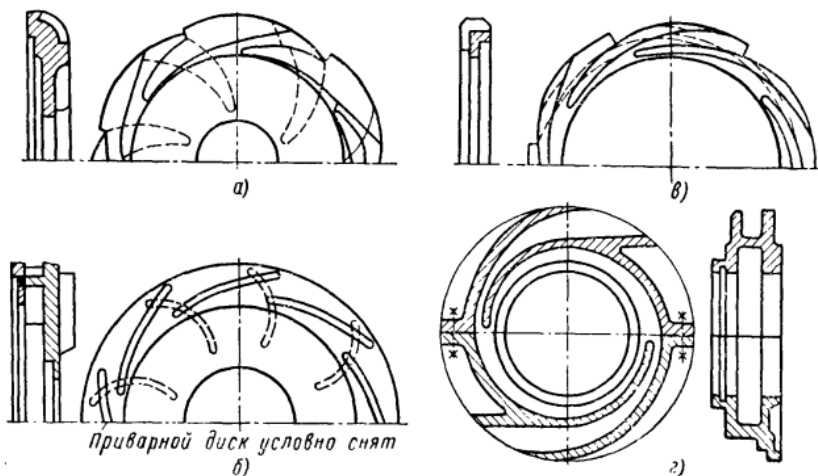


Рис.2.19. Виды направляющих аппаратов

Наиболее распространены направляющие аппараты четырех основных типов. К первому типу относятся направляющие аппараты, у которых диффузорные отводящие каналы соединены переводными каналами с обратными подводными каналами (рис.2.19,а).

Направляющий аппарат второго типа представляет собой деталь, в которой обратные подводные каналы разъединены с каналами отвода безлопаточным кольцевым пространством (рис.2.19,б).

К третьему типу относятся направляющие аппараты, представляющие собой деталь, в которой выполнены только каналы диффузорных отводов. Обратные подводные каналы расположены в другой сопрягаемой детали (рис.2.19,в).

В некоторых конструкциях, чаще всего при неразборном роторе, приходится применять разъемные направляющие аппараты (рис.2.19,г). Обе половинки при сборке соединяют шпильками или болтами.

В высоконапорных насосах низкой быстроходности потери в отводах достигают 30% от общих потерь в ступени. Для снижения их необходимо обеспечить высокую чистоту поверхности и точность геометрических размеров диффузорных каналов.



Материал направляющих аппаратов выбирают из соображений прочности, литейных качеств, коррозионной и эрозийной стойкости. Для холодной, нейтральной воды при средних скоростях потока применяют чугунное или стальное литье, для горячей воды или при высоких скоростях потока отвод отливают из нержавеющей стали 2Х13. Для некоторых насосов направляющие аппараты прессуются из пластмасс.

В некоторых конструкциях поток переходит из ступени или одной группы ступеней в другую не по каналам в корпусе насоса, а по специальным переводным трубам, располагаемым вне корпуса насоса.

**Гидравлическая пята.** Гидропята (рис.2.20) наиболее часто применяется для уравнивания осевого усилия в системе многоступенчатых насосов.

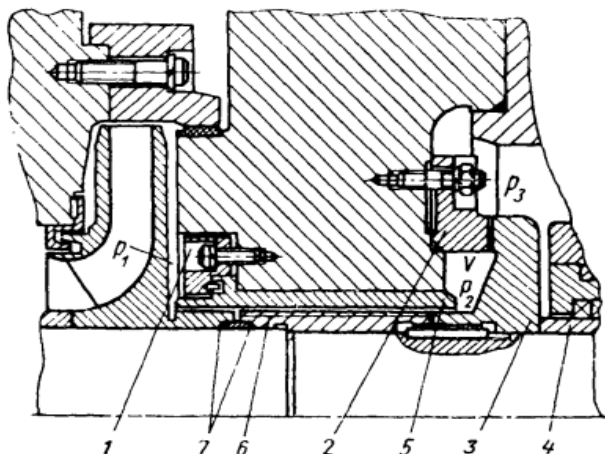


Рис. 2.20. Гидравлическая пята

Между вращающимися разгрузочным диском 3 и неподвижной подушкой пяты 2 при работе насоса образуется торцовый зазор, в котором происходит дросселирование жидкости. Часть полного напора срабатывает в кольцевой цилиндрической щели, которая образуется между двумя втулками гидропята: неподвижной 5 и вращающейся 6. Разгрузочный диск и вращающаяся втулка фиксируются на валу общей шпонкой. Круглой гайкой через втулку сальника 4 диск и вращающаяся втулка прижимаются к уступу вала. Между торцами ступицы рабочего колеса последней ступени и вращающейся втулки предусмотрен зазор для компенсации температурных расширений деталей ротора. Для предотвращения протекания жидкости по валу имеется двустороннее уплотнение резиновыми кольцами 7.



Неподвижная втулка по цилиндрической расточке устанавливается в выходной крышке и фиксируется накидным фланцем 1. Переток жидкости по посадочной поверхности предупреждается резиновым уплотнительным кольцом. Подушка пяты 2 центрируется на крышке и фиксируется шпильками.

Во избежание перекоса подушка опирается на крышку двумя кольцевыми буртиками, выполненными по внешнему и внутреннему диаметрам.

Детали узлов гидравлической разгрузки изготавливают из высококачественных материалов, обладающих высокой эрозийной стойкостью. Хорошо зарекомендовали себя хромистые термообработанные стали: разгрузочный диск из стали 2Х13, подушка пяты – из стали 3Х13. Твердость этих деталей должна быть не менее чем НВ 50.

Гидравлическая пята является автоматическим уравновешивающим устройством, которое одновременно выполняет роль уплотнения.

**Фундаментные плиты.** Фундаментные плиты предназначены для установки и крепления к ним насоса и двигателя, а в некоторых случаях – только для крепления насоса. Плита представляет собой отливку коробчатой формы (рис.2.21) из серого чугуна. Нижняя часть плиты заливается бетоном на месте монтажа насосного агрегата. На верхней стенке плиты выполнены площадки с резьбовыми отверстиями для крепления оборудования. В стенке выполнены овальные отверстия для заливки бетона. По краям плиты выполнена канавка для сбора утечек из насоса. В плите имеется четыре прилива с отверстиями под фундаментные болты.

При мелкосерийном производстве фундаментные плиты могут быть сварными из гнутых профилей. Применение фундаментных плит создает большие удобства при монтаже и выверке насосов и двигателей. Однако в крупных насосах общие фундаментные плиты под насос и двигатель иногда не ставят.

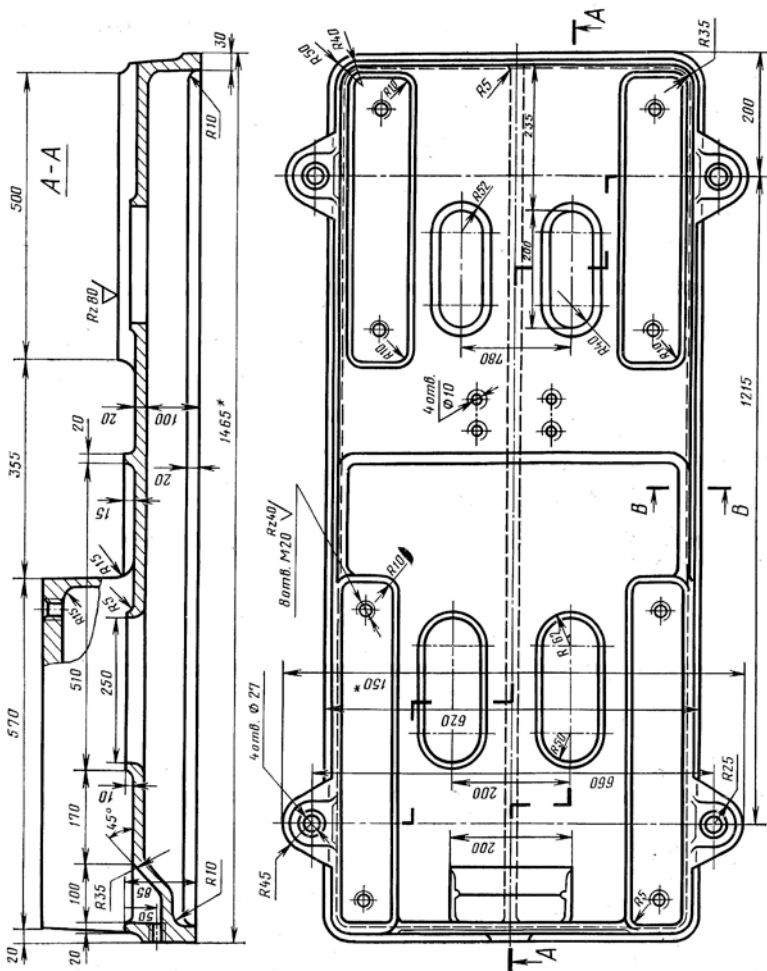


Рис. 2.21. Плита насосного агрегата



### 3. ИННОВАЦИОННЫЕ МЕТОДЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЛОПАСТНЫХ ГИДРОМАШИН

С восьмидесятых годов прошлого века на высокотехнологичных предприятиях, выпускающих сложную наукоемкую продукцию (в том числе гидромашин), интенсивно внедряется информационная поддержка изделий на всех этапах жизненного цикла: CALS – Continuous Acquisition and Life-cycle Support. Жизненный цикл изделия – перечень этапов, через которые проходит изделие за весь период своего существования. Термин CALS предполагает организацию единого информационного пространства, объединяющего автоматизированные системы. В интегрированной информационной среде, в которой осуществляется безбумажное информационное взаимодействие между всеми участниками жизненного цикла изделия, действуют стандартные правила хранения, обновления, поиска и передачи информации.

#### 3.1 Современные комплексы САПР

Одним из наиболее важных является этап проектирования, осуществляемого различными средствами САПР. Принято выделять системы функционального проектирования – CAE (Computer Aided Engineering), конструкторского – CAD (Computer Aided Design) и технологического – CAM (Computer Aided Manufacturing).

С помощью интегрированной совокупности инновационных средств CAE/CAD/CAM создаются машины и аппараты, соответствующие современному уровню, при этом решается ряд взаимосвязанных задач:

- расчет системы гидропривода машины и определение параметров нового аппарата;
- расчет размеров деталей нового аппарата;
- анализ динамических характеристик аппарата, проверка его работы в гидроприводе машины и в случае необходимости корректировка размеров деталей;
- разработка конструкторской документации;
- разработка технологического процесса (ТП) изготовления деталей аппарата и программ для станков с ЧПУ.

С целью перенесения экспериментальных исследований на имитационное моделирование виртуальных аналогов созданы и развиваются мощные информационные комплексы для проектирования изделий машиностроительной гидравлики, включающие: расчетный модуль, проектный модуль, модуль подготовки производства.



В состав комплекса входят такие инновационные программные продукты как:

- Средства разработки 3D моделей Inventor 5.3 rus, Mechanical Desktop 6, CADMech Desktop, Unigraphics, SolidWorks 2013;
- Средства разработки 2D чертежей AutoCAD 2002 rus, CADMech; средства технологической подготовки производства TechCard, EdgeCAM; Компас 3d;
- Средство анализа гидромеханических процессов Flow-3D; средство кинематического и напряженно-деформированного анализа visualNASTRAN 4D; Ansys 13 CFX;
- Программы для динамического анализа; программные средства собственной разработки (реализованные в Matchcad, Matlab и т.д.)

Стандартная методология проектирования, сводиться к тому, что на предприятии разрабатывается программный комплекс, состоящий из нескольких взаимосвязанных частей, каждая из которых реализована посредством специализированного программного обеспечения.

Расчетный комплекс можно определить как информационную компьютерную среду, организованную в соответствии с собственной концепцией и состоящую из коммерческих компьютерных 3-D программ, моделей, выполненных с использованием этих программ, оригинальных однокоординатных имитационных моделей и методик. Комплекс предназначен как для выполнения проектирования машиностроительной гидравлики, так и в целом для модельного сопровождения этапов жизненного цикла изделия.

С учетом данного определения общие положения концепции расчетного комплекса формулируются следующим образом:

1) При разработке расчетного комплекса предприятие, проектирующее машиностроительную гидравлику, рассматривается как информационная система, а расчетный комплекс как элемент информационной среды этой системы, построенной на базе современной компьютерной технологии.

2) Расчетный комплекс разрабатывается в частности в русле технологий, суть которых в создании и существовании параллельно с выпускаемой продукцией ее виртуального аналога в виде комплекса компьютерных взаимосвязанных моделей.

3) Структура расчетного комплекса формируется по общим правилам формирования компьютерной информационной среды и включает взаимосвязанные элементы:

- Комплекс коммерческих программ,
- Комплекс моделей,





- Комплекс расчетных методик.

\* Комплекс моделей и комплекс расчетных методик аккумулируется в библиотеку.

4) Конкретный состав расчетного комплекса определяется кругом конкретных задач, решаемых средствами этого комплекса.

Если обобщить тематику рассмотренных выше работ, то можно сделать следующие выводы о содержании проектировочного комплекса машиностроительной гидравлики. Составляющей такого комплекса являются 3D-программы для анализа статики, кинематики и динамики гидравлических механизмов.

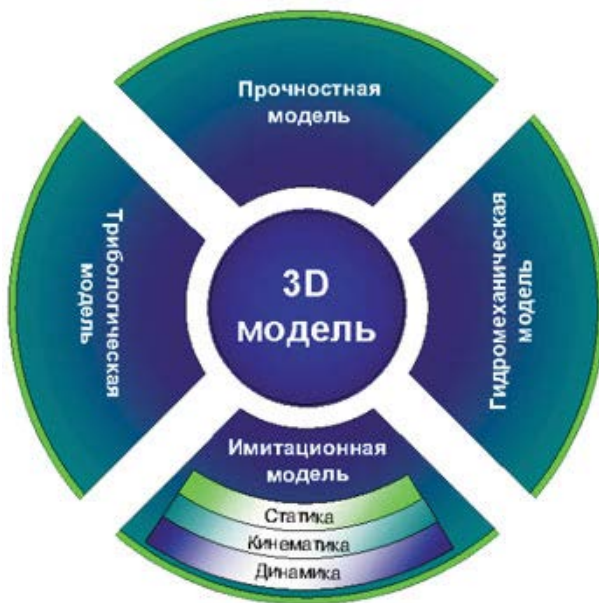


Рис. 3.1 Структура расчетного комплекса

Другой составляющей такого комплекса должна быть методика энергетического анализа - гидравлические машины, передачи, приводы являются энергосиловыми установками.

Прочностной анализ, анализ напряженно-деформированного состояния являются также обязательными составными частями проектирования машиностроительной гидравлики, и соответствующие программы входят в расчетный комплекс. Это связано с тем, что гидромашин - это высоконагруженные устройства.

Рабочим телом гидропривода является жидкость. Ее свойства





определяют и конструктивные формы привода, и его характеристики. Поэтому в круг расчетных методик входят методики гидравлики и гидромеханики.

Гидропривод является сложной динамической системой. Поэтому построение обобщенной имитационной модели требует включения в комплекс универсальной моделирующей программы.

Объединения органичным образом различных методов и методик машиностроительной гидравлики в единый расчетный комплекс при разумной автоматизации процесса расчета реализуется структурой представленной на рис.7.2

## 3.2 Проектировочные расчеты лопастных гидромашин

Как было рассмотрено ранее (см.п.1.1), конструктивная схема лопастного насоса (рис.1.1) может быть представлена в упрощенном виде с меньшим количеством элементов. В этом случае расчет центробежного насоса, сводиться к определению конструктивных (геометрических) параметров его рабочего колес и отвода. Типовая конструкция консольного насоса приведена на рис.3.1.

Для выполнения таких проектировочных расчетов удобно использовать программными математическими пакетами, позволяющими упростить и автоматизировать вычисления (Maple, Matlab, Mathcad и др.). Используемая в учебном пособии программа САПР ЦН, реализована в среде Mathcad v.15 и предназначена для расчета гаммы центробежных насосов малой и нормальной быстроходности ( $n_s < 140$ ).

Структура программы [3] приведена на рис.6.1 и имеет блоки для решения ряда задач конструкторского и исследовательского характера. Техническое задание на проектирование ЦН согласовывается с заказчиком. В соответствии с известной методикой [1,2] основными требуемыми параметрами являются:

- $Q$  - подача насоса, м<sup>3</sup>/ч;
- $H$  - напор насоса, м;
- $\rho$  – плотность рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup>;
- $n$  - количество ступеней;
- $k$  - количество потоков.

Результатами расчета являются следующие параметры:

- Гидравлические параметры ЦН:  
 $H_{ст}$  – подача ступени;  
 $Q_{ст}$  – напор ступени;  
 $Q_k$  – расход через колесо;



- Энергетические параметры ЦН:  
 $\eta_o$ ,  $\eta_r$ ,  $\eta$ , - КПД объемный, гидравлический и полный соответственно;  
 $N$ ,  $N_{max}$  - мощность потребляемая и развиваемая насосом соответственно;
- Конструктивные параметры РК:  
 $d_v$  – диаметр вала,  
 $d_{vt}$  – диаметр втулки,  
 $D_0$  – диаметр входа в РК,  
 $r_1$  – радиус средней кромки лопасти,  
 $b_1$  – ширина рабочего колеса,  
 $z$  – количество лопастей;
- Скоростные параметры РК:  
 $u$  – окружная скорость,  
 $V_m$  – меридианная скорость,  
 $\beta$  – угол атаки,  
 $ns$  – коэффициент быстроходности.

По результатам расчета производится профилирование, состоящее из 3 этапов:

- Профилирование канала РК,
- Профилирование контура лопасти,
- Профилирование спирального отвода.

Результаты типового расчета, удобно представить в виде графиков, отражающих профиль РК представленный на рис. 3.2.

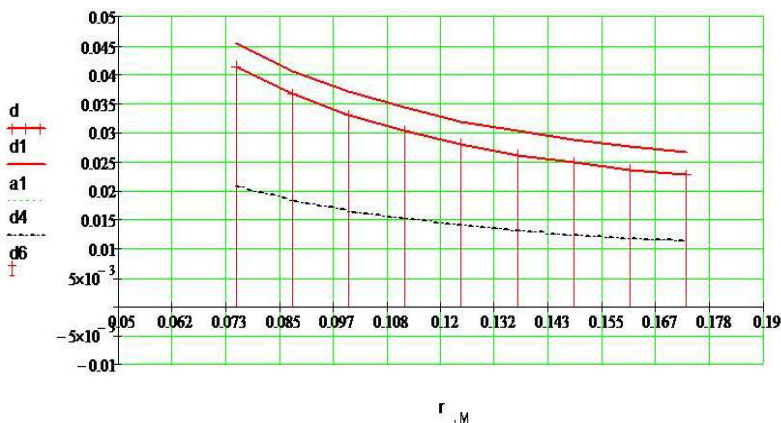


Рисунок 3.2 Профиль канала рабочего колеса



Дальнейшие расчеты, по методике описанной в разделе 5.2, позволяют производить проектирование типовых элементов конструкций проточной части лопастного насоса. Так, например, меридианное сечение канала рабочего колеса показано на рис.4, а контур лопасти рабочего колеса, в виде графика в полярных координатах представлен на рис.5.

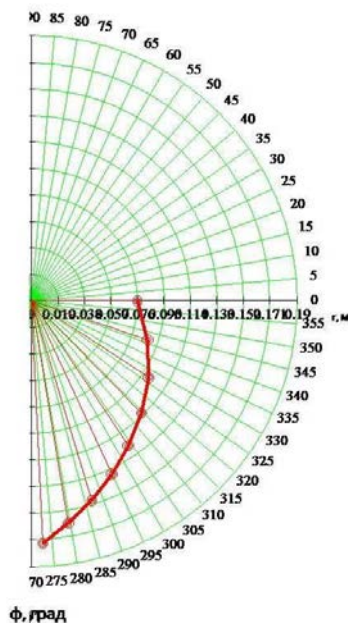


Рисунок 3.3 - Профиль лопасти РК

### 3.3 Применение пакетов CAD для твердотельного моделирования лопастных гидромашин.

Для 3D моделирования ЦН в программе SolidWorks, полученные исходные данные (табл.2) группируются в необходимую форму, а далее с помощью функции экспорта данных в программе MahtCad (Insert → Data → File Output → далее расширение \*.xls (для Excel) и путь размещения) оформляются в табличном виде (рис.3.4). Более подробная методика построения РК по задаваемым уравнениям его параметров рассматривает в учебном пособии [1].

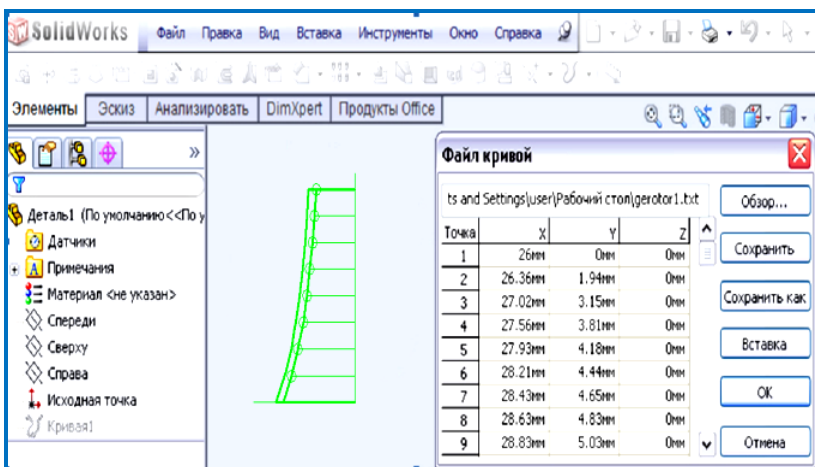


Рисунок 3.4 Экспортированные в систему проектирования SolidWorks данные для моделирования канала рабочего колеса

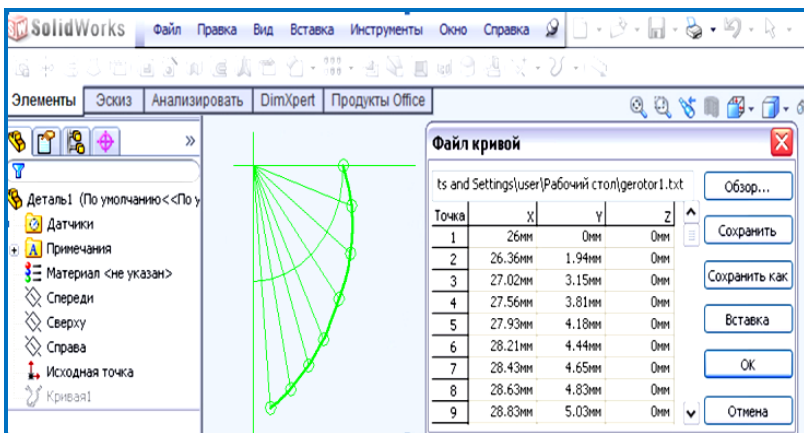


Рисунок 3.5 – Экспортированные в систему проектирования SolidWorks данные для моделирования профиля лопасти

Импортируемая из Mathcad кривая, преобразовывается в линию обвода (преобразование объекта). Затем, для построения конфигурации канала рабочего колеса, выполняется операция вращения контура (рис.3.5) с заданной толщиной стенки.

Для профилирования контура лопасти, используется операция вытягивания на необходимую величину, а затем дублируется по касательной (рис.3.6) к диаметру окружности втулки (гвт), расчетное количество (z) лопастей.

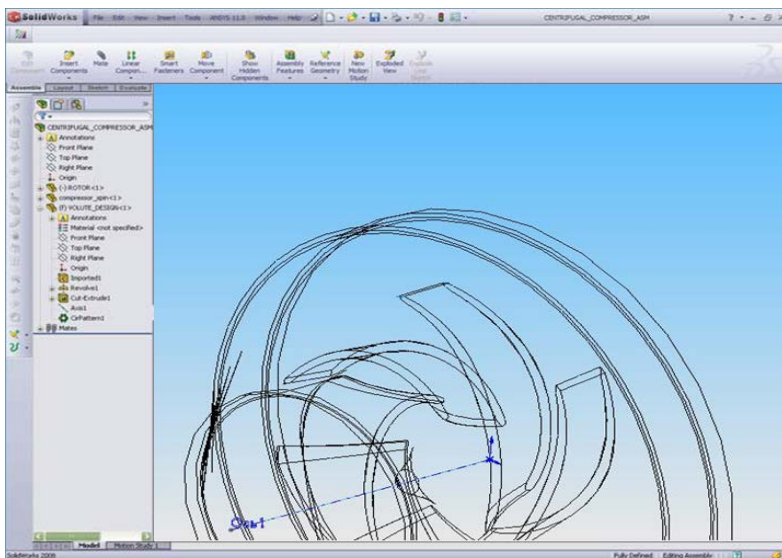


Рисунок 3.6 - Рабочее колесо 3D модель построенная расчетным данным

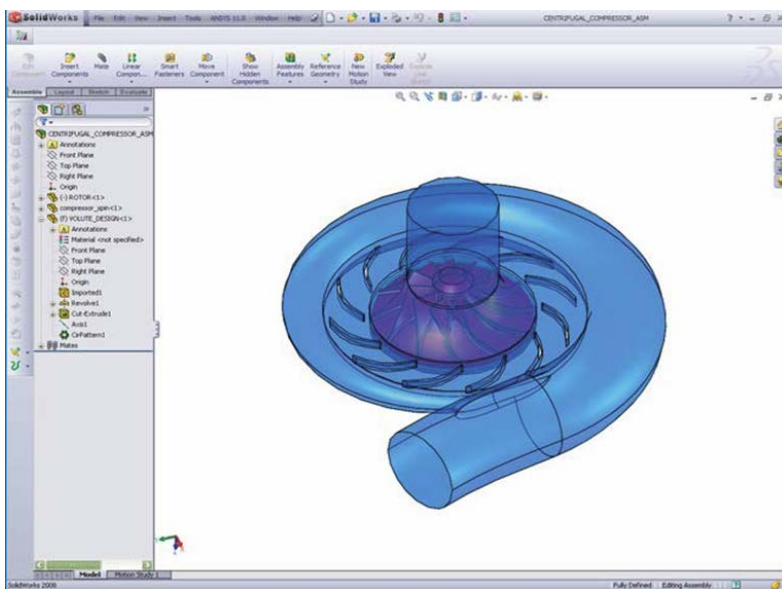


Рисунок 3.7 - Твердотельная 3D модель центробежного насоса в системе SolidWorks



Затем, полученные детали объединяются в сборку, создается непосредственно модель проточной части центробежного насоса (Рис.3.7).

### 3.4 Программные пакеты САПР для исследования рабочих процессов

Дальнейший анализ полученной конструкции и решение ряда исследовательских задач центробежного насоса, возможно выполнить экспортируя полученную ранее CAD модель в системы исследования течения жидких сред типа Ansys 13 CFX, Star CD и др. с.

Наиболее распространен ANSYS CFX - профессиональный аналитический программный комплекс, предназначенный для исследования и решения широкого спектра задач вычислительной газо- и гидродинамики.

Область применения CFX - моделирование многофазных потоков, химической кинетики, горения, радиационного теплообмена, жидкостно-структурного взаимодействия.

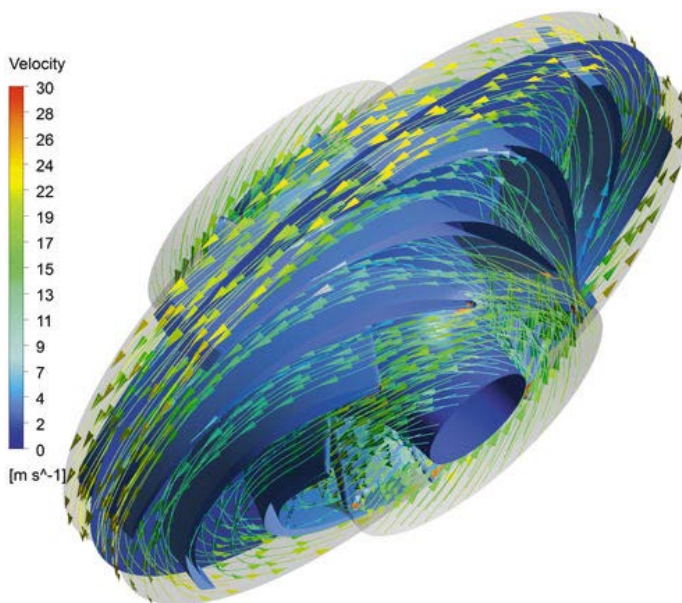


Рисунок 3.8 – Линии скорости потока перекачиваемой жидкости в рабочем колесе насоса, полученные в CFX



Программный комплекс позволяет решать задачи с подвижной сеткой, может применять адаптивное сеточное сгущение. ANSYS CFX является признанным лидером в моделировании течений в роторных машинах.

Для определения полей давления на поверхности от перекачиваемой жидкости программный пакет CFX, есть возможность произвести гидравлический расчет проточной части (рис. 3.8). Полученные поля давления можно экспортировать в другие системы, например в Mechanical для расчета напряженнодеформированного состояния колеса (рис. 3.9). Помимо этого для проверки отсутствия резонансных частот в рабочем диапазоне частот колеса выполняется его модальный анализ.

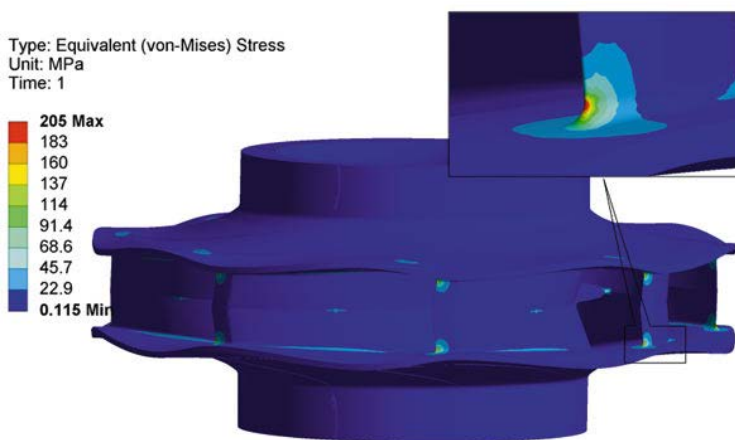


Рисунок 3.9 – Распределение эквивалентных напряжений в рабочем колесе от действия давления жидкости и угловой скорости вращения

Важно отметить, что исследовательские задачи, завершают конечный этап проектирования лопастных гидромашин и полностью зависят от качества выполненных ранее CAD моделей.

Рассмотренный проектировочный цикл позволяет решать в рамках единой инновационной концепции и на системной основе следующие задачи:

- а) выполнения всех основных типов расчетов;
- б) разработки новых методик расчетов по мере потребности;
- в) выполнения нестандартных, нетиповых расчетов.

Использование комплексного подхода к проектированию, как показала практика, обеспечивает:





- Оперативное выполнение основных типов расчетов устройств и систем машиностроительной гидравлики;
- Повышение качества расчетных методик, их научной обоснованности, корректности и точности расчетов;
- Аккумулирование опыта расчетов и проектирования, его обобщения;
- Обобщение опубликованных результатов исследований других проектных организаций с целью последующего использования в собственной практике;
- Удешевление процесса проектирования;
- Замену большинства натуральных экспериментов на модельные;
- Использование для сопровождения всего жизненного цикла изделия.

### 3.5 Перспективные направления создания САПР гидромашин

В настоящее время, широкое распространение получают системы интегрирующие функции вышеперечисленных пакетов программ. Так разработанная авторами в ЮРПУ (НПИ) (Крутиков В.С., Лиходед К.А., Копица В.В) система единой САПР, состоящей из подсистем решения отдельных вышеперечисленных задач. В разрабатываемой САПР все вопросы решаются программно с минимумом диалоговых режимов работы, за исключением тех случаев, когда программное решение затруднительно или недостаточно информации.

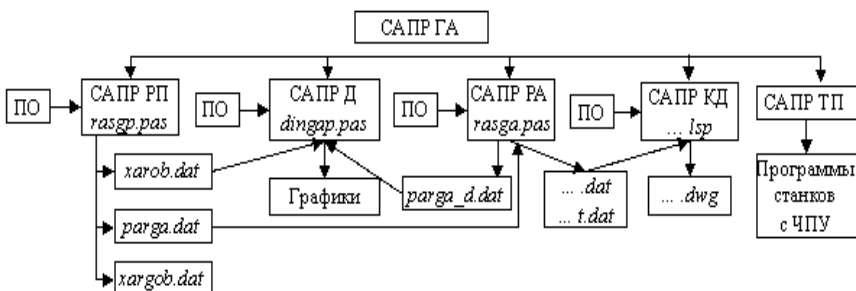


Рисунок 3.10 – Структурная схема САПР гидравлического аппарата

Все подсистемы САПР включают необходимые банки данных и знаний, оформленные в виде подпрограмм, обмен информацией между подсистемами осуществляется автоматически.

В этом заключается принципиальное отличие предлагаемого подхода от идеологии САПР, создаваемых методом последовательно-





## Инновационные методы проектирования лопастных гидромашин

го проектирования в «Matchcad», «Компас» и «Solid Works», в основу которых положен принцип диалогового режима работы, не позволяющий в дальнейшем переходить от автоматизированного к полностью автоматическому проектированию.

В общем случае разрабатываемая САПР ГА имеет структурную схему (рис.3.10), состоящую из пяти подсистем: расчета гидропривода и выбора гидрооборудования – РП, гидропривода – Д, расчета размеров деталей – РА, автоматизированного получения конструкторской документации – КД, автоматизированного проектирования технологического процесса – ТП. Преимущества таких многофункциональных САПР заключается в:

- обеспечении комплексного решения всех задач создания гидромашин;
- сокращении времени разработки за счет параллельного выполнения работ по созданию подсистем РА, КД и ТП;
- максимально возможном переходе от автоматизированного проектирования к автоматическому (безлюдным технологиям);
- реализации идеологии полностью безбумажного проектирования: когда вся информация находится на электронных носителях и передается автоматически файлами в подсистемы САПР;
- минимизации возможности возникновения ошибок, связанных с человеческим фактором.

Следует пояснить, что данные системы требуют высоких вычислительных мощностей на предприятиях выполняющих разработку и проектирование гидромашин, что не всегда возможно, особенно в условиях малых организаций. Поэтому наиболее распространенным является на данный момент цикл последовательного проектирования рассмотренный в п.6.2.1.



## 4. СИСТЕМЫ БАЗ ДАННЫХ ДЛЯ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЛОПАСТНЫХ ГИДРОМАШИН

В настоящее время, широко распространены сервисы крупных предприятий-изготовителей гидромашин в частности, направленные на оперативное и качественное решение задач расчета и выбора уже существующих конструкций лопастных насосов [17].

Рассмотрим на примере баз данных фирм WILO и GRUNDFOS интерактивные средства для осуществления выбора по требуемым параметрам лопастных машин.

Преимущество данных электронных баз фирм-производителей заключаются в следующем:

- Функциональность поисковых аппаратов;
- Наличие дополнительных сервисов;
- Наличие бесплатного доступа к сервисам базы данных;
- Наличие удобного интерфейса.

### 4.1 Система расчета и конфигурирования Willo-Select

Основным поисковым аппаратом базы является программа Willo Select Classic 3.0. Ее основное меню предлагает на выбор три различные опции работы: гидравлический выбор насосов, каталог насосов и каталог замены насосов.

Гидравлический выбор предлагается осуществлять по следующим областям применения:

- отопление;
- циркуляционные насосы для систем ГВС;
- кондиционирование, охлаждение;
- солнечная энергия;
- водоснабжение;
- скважинные насосы,
- повышение давления;
- установки по использованию дождевой воды;
- сточные воды.



При выборе области применения база данных предлагается ввести начальные данные: производительность насоса, общий напор, тип установки - с одним насосом или с параллельно подключенными (см.рис.4.1), и даёт возможность выбора насоса из предлагаемого набора артикулов (см.рис.4.2). Кроме того, существует возможность расчета рабочей точки с графическим изображением необходимых характеристик (см.рис.4.4) по моделям COLEBROK и HASEN-WILLIAMS для наиболее распространенных схем подключения насоса в установках: стандартной, установке с погружным насосом, установке питьевой воды и в закрытой циркуляционной системе.

При окончательном выборе насоса по артикулу база данных предоставляет пользователю также следующую информацию:

- описание (см.рис.4.5);
- материалы;
- размеры (см.рис.4.6);
- схему подключения;
- фотографию;
- рабочие характеристики в виде графиков.

Программа Select позволяет спрогнозировать стоимость жизненного цикла для всех насосов от компании Wilo и других производителей. Также эта программа способна рассчитать срок окупаемости и определить, какой насос является оптимальным с точки зрения потребления энергии. При управлении проектом программа Select следит за оптимальными показателями: от организации сети и управления продуктом до переводов для международных торгов.

Программа Wilo-Select доступна в двух версиях: интерактивная версия содержит последние данные о продуктах и доступна в Интернете, а автономная версия с расширенными функциями доступна на CD-ROM в качестве профессиональной программы по выбору и монтажу с функцией обновления по Интернету. Для пользователей по всему миру эта программа по выбору и монтажу доступна на 24 языках.



Функциональные возможности системы Wilo-Select – для инженерных сетей:

- расчет гидравлических параметров и выбор оптимального насоса за считанные секунды;
- расчет экономичности;
- расчет окупаемости;
- экспорт данных во все распространенные форматы, в том числе Excel и Word;
- управлением проектом;
- подробная информация о насосе: описание продукта, инструкция по монтажу и эксплуатации и т. д.;
- рекомендации по замене насоса;
- сохранение всех листов данных в формате PDF;

Функциональные возможности системы WILO-EMU-Select 3 – для рационального использования воды:

- Индикация суммарного значения  $P1/\eta$  для насоса в отличие от других производителей, которые указывают для насоса только значение  $P2/\eta$ ;
- Постоянное обновление программы для перспективы
- Отправка электронных писем – непосредственно из самой программы;
- Сохранение всех листов данных в формате PDF;
- Подсчет расходов на электроэнергию и возможность непосредственного сравнения различных насосов;
- Учет нагнетательных трубопроводов при расчете гидравлических потерь и точное определение рабочих точек;
- Сохранение проектов с несколькими положениями
- База данных о клиентах и отправителях товаров;
- Альтернативный способ расчета фактической частоты вращения мотора в общем рабочем поле гидравлики;
- Оповещения и регулярные обновления базы данных;

Пользовательский расчет и выбор насоса сохраняется в виде заявки (см. приложение А) с его основными параметрами.



Wilo-Select

Түскө

## Гидравлический выбор

Сначала выберете область применения.

выборите одну или несколько серий и выберите требуемое значение из списка.

Насосы серии	<b>3D H2</b>	Серия	WLO Drain STD 40 WLO Drain TLM 32 WLO Drain TLM 32 WLO Drain TP 50/65 WLO Drain TP 80... 100 Mobil WLO Drain TS 40 WLO Drain TS 40 WLO Drain TS 40
Область применения	<ul style="list-style-type: none"> <li>В Отопление &gt;</li> <li>Насосы с мокрым ротором &gt;</li> <li>Насосы со сухим ротором &gt;               <ul style="list-style-type: none"> <li>- Подземная (поплавка) система для конденсата &gt;</li> </ul> </li> <li>В Напольное отопление &gt;</li> <li>Высокоэффективные насосы Reticum &gt;</li> <li>Стандартные высокоэффективные насосы &gt;</li> <li>Стандартные насосы (наск. 2800 л/мин.) &gt;</li> <li>- Системы насосов &gt;</li> <li>В геотермические установок/Геотермические системы &gt;               <ul style="list-style-type: none"> <li>- Внутренние системы насосов &gt;</li> <li>- Внешние системы насосов &gt;</li> </ul> </li> <li>Смазывание горючей тепловой водой &gt;</li> <li>Высокоэффективные насосы &gt;</li> <li>Стандартные насосы &gt;</li> <li>Кондиционирование, охлаждение &gt;</li> <li>В 2 ) Водоснабжение &gt;               <ul style="list-style-type: none"> <li>В Использование холодной воды &gt;                   <ul style="list-style-type: none"> <li>- Системы насосов с разветвителем систем &gt;</li> <li>- Самоосушающиеся насосы и системы &gt;</li> <li>- Нормализующиеся насосы и системы &gt;</li> </ul> </li> <li>Погружные насосы &gt;</li> </ul> </li> <li>В Подсушивание, повышение давления &gt;</li> <li>Бытовые водоснабжения &gt;</li> <li>Производственные системы водоснабжения &gt;</li> </ul>	Тип установки	Параллельно подсоединенные насосы
Число насосов	2	Уровень	U = 1 разный напор
Рабочая точка		Производительность	l/min
Напор	2,0	Напор	m
Жидкости		Температура	°C
Концентрация [%]	100	Объемный расход	kg/dm³
Кинематическая вязкость	1.0000	Кинематическая вязкость	mm²/s
Намотка полюсов			

Рисунок 4.1 – Окно выбора центробежного насоса в базе Wilo-Select

*Wilo-Select*

Пуск » Результат поиска »



Количество 0

## Результат поиска

5 насос(ов) найден(о)..

« ПЕЧАТЬ НОВОГО ЖИЗНИ »

Настройки... »

Расчет затрат на эл.энергию

1  
 2  
 3  
 4  
 5  
 6  
 7  
 8  
 9  
 10  
 11  
 12  
 13  
 14  
 15  
 16  
 17  
 18  
 19  
 20  
 21  
 22  
 23  
 24  
 25  
 26  
 27  
 28  
 29  
 30  
 31  
 32  
 33  
 34  
 35  
 36  
 37  
 38  
 39  
 40  
 41  
 42  
 43  
 44  
 45  
 46  
 47  
 48  
 49  
 50  
 51  
 52  
 53  
 54  
 55  
 56  
 57  
 58  
 59  
 60  
 61  
 62  
 63  
 64  
 65  
 66  
 67  
 68  
 69  
 70  
 71  
 72  
 73  
 74  
 75  
 76  
 77  
 78  
 79  
 80  
 81  
 82  
 83  
 84  
 85  
 86  
 87  
 88  
 89  
 90  
 91  
 92  
 93  
 94  
 95  
 96  
 97  
 98  
 99  
 100  
 101  
 102  
 103  
 104  
 105  
 106  
 107  
 108  
 109  
 110  
 111  
 112  
 113  
 114  
 115  
 116  
 117  
 118  
 119  
 120  
 121  
 122  
 123  
 124  
 125  
 126  
 127  
 128  
 129  
 130  
 131  
 132  
 133  
 134  
 135  
 136  
 137  
 138  
 139  
 140  
 141  
 142  
 143  
 144  
 145  
 146  
 147  
 148  
 149  
 150  
 151  
 152  
 153  
 154  
 155  
 156  
 157  
 158  
 159  
 160  
 161  
 162  
 163  
 164  
 165  
 166  
 167  
 168  
 169  
 170  
 171  
 172  
 173  
 174  
 175  
 176  
 177  
 178  
 179  
 180  
 181  
 182  
 183  
 184  
 185  
 186  
 187  
 188  
 189  
 190  
 191  
 192  
 193  
 194  
 195  
 196  
 197  
 198  
 199  
 200  
 201  
 202  
 203  
 204  
 205  
 206  
 207  
 208  
 209  
 210  
 211  
 212  
 213  
 214  
 215  
 216  
 217  
 218  
 219  
 220  
 221  
 222  
 223  
 224  
 225  
 226  
 227  
 228  
 229  
 230  
 231  
 232  
 233  
 234  
 235  
 236  
 237  
 238  
 239  
 240  
 241  
 242  
 243  
 244  
 245  
 246  
 247  
 248  
 249  
 250  
 251  
 252  
 253  
 254  
 255  
 256  
 257  
 258  
 259  
 260  
 261  
 262  
 263  
 264  
 265  
 266  
 267  
 268  
 269  
 270  
 271  
 272  
 273  
 274  
 275  
 276  
 277  
 278  
 279  
 280  
 281  
 282  
 283  
 284  
 285  
 286  
 287  
 288  
 289  
 290  
 291  
 292  
 293  
 294  
 295  
 296  
 297  
 298  
 299  
 300  
 301  
 302  
 303  
 304  
 305  
 306  
 307  
 308  
 309  
 310  
 311  
 312  
 313  
 314  
 315  
 316  
 317  
 318  
 319  
 320  
 321  
 322  
 323  
 324  
 325  
 326  
 327  
 328  
 329  
 330  
 331  
 332  
 333  
 334  
 335  
 336  
 337  
 338  
 339  
 340  
 341  
 342  
 343  
 344  
 345  
 346  
 347  
 348  
 349  
 350  
 351  
 352  
 353  
 354  
 355  
 356  
 357  
 358  
 359  
 360  
 361  
 362  
 363  
 364  
 365  
 366  
 367  
 368  
 369  
 370  
 371  
 372  
 373  
 374  
 375  
 376  
 377  
 378  
 379  
 380  
 381  
 382  
 383  
 384  
 385  
 386  
 387  
 388  
 389  
 390  
 391  
 392  
 393  
 394  
 395  
 396  
 397  
 398  
 399  
 400  
 401  
 402  
 403  
 404  
 405  
 406  
 407  
 408  
 409  
 410  
 411  
 412  
 413  
 414  
 415  
 416  
 417  
 418  
 419  
 420  
 421  
 422  
 423  
 424  
 425  
 426  
 427  
 428  
 429  
 430  
 431  
 432  
 433  
 434  
 435  
 436  
 437  
 438  
 439  
 440  
 441  
 442  
 443  
 444  
 445  
 446  
 447  
 448  
 449  
 450  
 451  
 452  
 453  
 454  
 455  
 456  
 457  
 458  
 459  
 460  
 461  
 462  
 463  
 464  
 465  
 466  
 467  
 468  
 469  
 470  
 471  
 472  
 473  
 474  
 475  
 476  
 477  
 478  
 479  
 480  
 481  
 482  
 483  
 484  
 485  
 486  
 487  
 488  
 489  
 490  
 491  
 492  
 493  
 494  
 495  
 496  
 497  
 498  
 499  
 500  
 501  
 502  
 503  
 504  
 505  
 506  
 507  
 508  
 509  
 510  
 511  
 512  
 513  
 514  
 515  
 516  
 517  
 518  
 519  
 520  
 521  
 522  
 523  
 524  
 525

Заданная производительность

ежегодная продолжи-

тариф на енергию

Вид нагрузки

Экономический расчет по

✓ **НОВОЕ СЛОВО**

### Настройка производственных расходов

2000

наблюдаемый период

по выплатам (но инвестициям)

Коэффициент инфляции (к)

затраты на ремонт в % от с

расходы на монтаж

Отвод 5

№	Appt. №	T <sub>imp</sub> ⇅	Q ⇅ [l/min]	H ⇅ [m]	ΔQ/Q ⇅ [%]	ΔH/H ⇅ [%]	n ⇅ [1/min]	P2 ⇅ [kW]	PN ⇅	LOC ⇅ [EUR]	Цена ⇅ [EUR]
№	6047726	FA 10.82-245E + 11.2-4/24HEX»	198,6	19,7	-0,7	-1,4	1450	3,7	PN 10	256519,10	По зап.
№	6047726	FA 10.82-245E + 11.2-4/24HEX»	198,6	19,7	-0,7	-1,4	1450	3,7	PN 10	256519,10	По зап.
№	6047732	FA 15.52-245E + 11.2-4/24HEX»	195,8	19,2	-2,1	-4,2	1450	5,1	PN 10	349325,75	По зап.
№	6047732	FA 15.52-245E + 11.2-4/24HEX»	195,8	19,2	-2,1	-4,2	1450	5,1	PN 10	349325,75	По зап.
№	6047734	FA 15.52-260E + 12.0-14/22CEX»	203,2	21,9	4,6	9,3	1450	6,6	PN 10	432635,43	По зап.
№	6047734	FA 15.52-260E + 12.0-14/22CEX»	203,2	21,9	4,6	9,3	1450	6,6	PN 10	432635,43	По зап.

Рисунок 4.2 – Окно выбора центробежного насоса в базе Wilo-Select

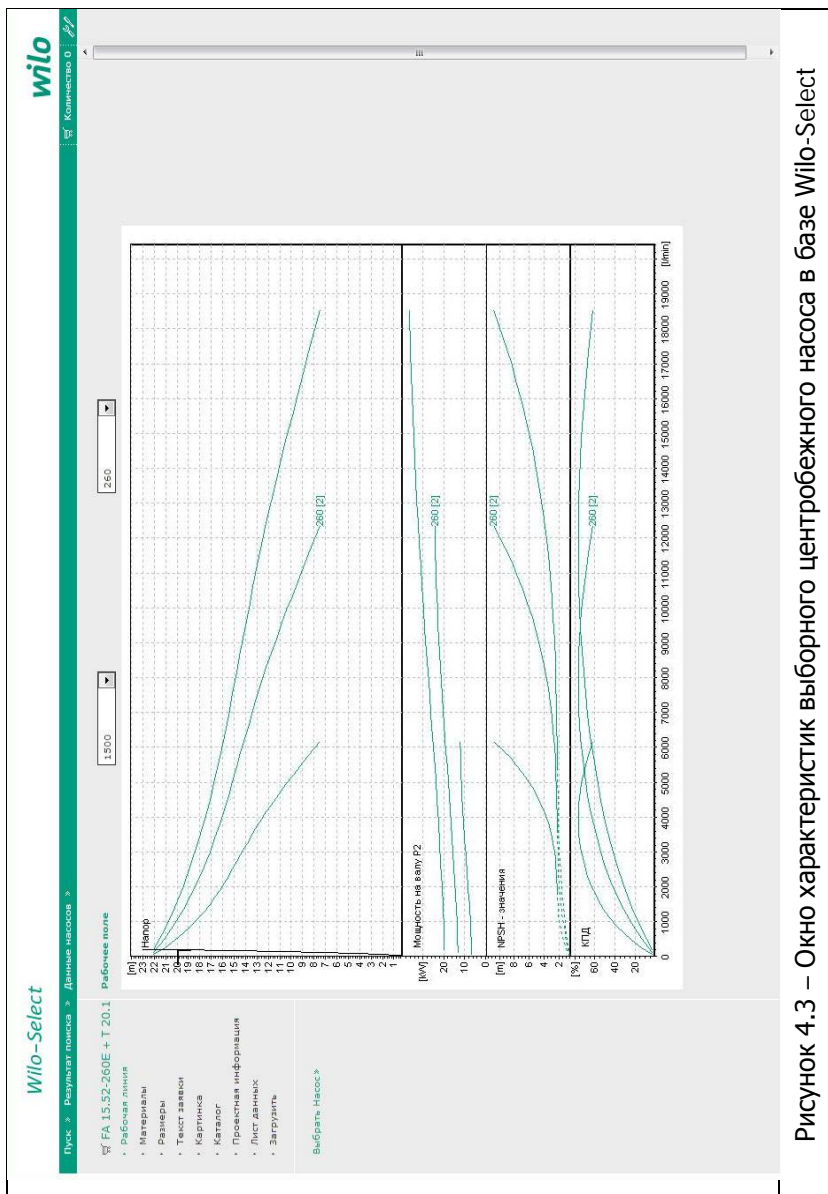


Рисунок 4.3 – Окно характеристик выбранного центробежного насоса в базе Wilo-Select



- Текст заявки  
Погружной насос  
WILO EMU FA 15.52-260E + T 20.1-4/22GEX

[illegible]

Static seal : NBR  
Рабочее колесо : EN-GJL 200  
ЦТУ со стороны мотора : SIC-SIC  
ЦТУ со стороны насоса : SIC-SIC  
Корпус мотора : EN-GJL 250  
Корпус насоса : EN-GJL 250  
Вал насоса : 1.4021  
Термическая среда : Вода, чистая  
Температура перекачиваемой жидкости (нак. 40 °C) : 20 °C  
Плотность : 1,000 Kg/dm3  
Вязкость : 20,00 mPa.s  
Напор : 20,00 m

Форма рабочего колеса : Однолопастное, закрытое  
 Свободный проход : 100 mm  
 Номинальный диаметр Наротный штуцер : DN 150  
 Вес : 249 kg  
 Номинальная мощность мотора : 15 kW  
 Высота вращения : 1425 T/min  
 Вид тока : 3~400V/50Hz  
 Номинальный ток : 30,3 A  
 Тип двигателя : Элект. -Трехфазовый  
 Принцип работы в погруженном/напорном состоянии : Непрерывная эксплуатация / 32-15 min.

Кабель : 10 м / NSSHU / 2x 4x2,5 ÷ 7x1,5 mm2  
Класс изоляции : F  
Класс защиты : IP 68  
Изделие : WILO-EMU  
Тип : FA 15,2-260E + T 20.1-4/22GEx

Рисунок 4.5 – Окно конфигурации центробежного насоса в базе Wilo-Select





Пуск > Результат поиска > Данные насоса >

Wilo-Select

Стандарт

DN 150

Способ монтажа:  
Способ присоединения:

• Рабочая линия

• Материалы

• Размеры

• Текст заявки

• Картинка

• Каталог

• Проектная информация

• Лит. данные

• Загрузить

Выбрать Насос >

Размеры [mm]

AW 674

1 = DN150 PN10  
ANSI B16.1, Class 125, Size 6

Открыть в новом окне >

Выводные данные >

Рисунок 4.6 – Окно конфигурации центрального насоса в базе Wilo-Select



## 4.2 Система расчета и конфигурирования Grundfos

Поисковой аппарат базы данных компании Grundfos представлен тремя сервисами:

- WinCAPS;
- WebCAPS;
- GO CAPS.

Рассмотрим каждый из сервисов более подробно, с учетом их преимуществ и функциональных возможностей.

### 4.2.1. Программа Grundfos WinCAPS

WinCAPS может применяться в качестве эффективного инструмента для подбора насосов по заданным параметрам. Программа помогает пользователю задавать необходимые показатели расхода, напора, температуры жидкости и т. д. и предлагает ряд насосов, удовлетворяющих заданным параметрам. В дополнение к этому WinCAPS содержит Руководства по монтажу и эксплуатации практически для всех типов насосов, изображения изделий, эскизы с размерами, схемы подключения.

- Сокращение "Win" в названии программы WinCAPS указывает на то, что эта программа предназначена для компьютеров с операционной системой Windows. Аббревиатура "CAPS" обозначает Computer Aided Product Selection (Компьютерное средство подбора оборудования).
- WinCAPS содержит информацию по всему ряду изделий, выпускаемых Grundfos, а также программные средства подбора типоразмера насоса в зависимости от потребностей пользователя.
- Сервисная информация представлена списками деталей и сервисных комплектов, изображениями насосов в разобранном виде, сервисными инструкциями для большей части изделий.

Программное обеспечение WinCAPS поставляется на компакт-дисках бесплатно. Программа Win CAPS при запуске предлагает три опции работы: каталоги, выбор параметров, замена.

Первая опция дает возможность выбора насосов по отраслевому признаку:

- отопление;



- кондиционирование воздуха;
- повышение давления;
- подача воды из скважин;
- подача воды для бытового потребления;
- канализация, сточные воды;
- применение в промышленности;
- дозирование;
- двигатели;
- вся продукция;
- принадлежности.

После уточнения отрасли программа позволяет выбирать насос по артикулу или по параметрам. Для выбранного насоса база предоставляет следующие данные:

- кривая характеристики, изображение изделия, габаритный чертёж;
- характеристики кривой;
- окончательные размеры.

С помощью функции Замена программы WinCAPS возможно найти замену используемого насоса. Для замены необходимо выбрать используемый, и программа WinCAPS сама покажет новейшие и самые эффективные альтернативы для конкретного применения.

Программа WinCAPS даст вам возможность последовательно выбирать параметры, такие как расход, максимальное давление, температура жидкости и т.п., которым должен соответствовать насос. На основе этой информации программа WinCAPS произведет поиск по каталогу и представит ряд насосов, отвечающих введенным данным. Вы можете произвести расчет затрат за весь период эксплуатации и посмотреть, сколько денег вы сэкономите, выбрав более конкурентоспособный и эффективный насос Grundfos.

В дополнение к каталогу и к функциям подбора замены и расчетов технических характеристик программа WinCAPS содержит инструкции по монтажу и эксплуатации почти для всех насосов, а также габаритные чертежи, фотографии и электрические схемы подключения.



### 4.2.2. Программа Grundfos WebCAPS

WebCAPS – это интернет-версия широко известной программы WinCAPS (рис.4.7), распространяемой на компакт-дисках. Но, в отличие от версии на компакт-диске, WebCAPS, помимо электронного каталога насосов, принадлежностей и запчастей, содержит также электронную библиотеку документации Grundfos что весьма удобно при работе. WebCAPS предлагает информацию более чем по 90000 продуктам Grundfos.

В системе WebCAPS вы можете:

- Выбрать продукт из обширного каталога продукции по требуемым параметрам (рис.4.8);
- Выбрать замену для установленного циркуляционного насоса из нашего списка (рис.4.9);
- Произвести поиск информации по продукту, введя номер продукта в окне поиска продуктов (рис.4.10);
- Вы всегда можете изменить язык и номенклатуру продуктов в зависимости от региона продаж в правом верхнем углу окна WebCAPS для выбранного изделия (рис.4.11).

Каталог WebCAPS позволяет эффективно осуществить поиск информации, для этого:

- Выберите нужную вам область применения.
- Выберите группу продуктов, которую вы хотите посмотреть.
- Щелкните мышью по конкретному типу насоса, о котором вы хотите получить информацию.
- Заполните (или оставьте пустыми) соответствующие критерии поиска в панели Поиск.
- Нажмите кнопку 'Найти', после этого в нижней части экрана появится список продуктов, соответствующих вашим критериям поиска.
- Щелкните мышью по номеру продукта, чтобы открыть окно с информацией о продукте.
- В окне Информация о продукте вам доступны несколько инструментов:
- Чтобы переключиться между разными типами информации, щелкайте мышью по вкладкам в верхней части окна
- Чтобы получить конкретные технические характеристики, щелкните по графику
- Чтобы увеличить графики или чертежи, щелкните на



кнопке увеличения масштаба

- Используйте инструмент изменения масштаба, чтобы подробно просмотреть часть графика или чертежа.
- Чтобы напечатать всю информацию, имеющуюся по продукту, или вывести ее в файл PDF, нажмите кнопку печати.

Сервис замена центробежного насоса на новый насос Grundfos с помощью программы WebCAPS, для этого:

- Войдите в раздел Замена программы WebCAPS.
- Впишите известные вам данные вашего насоса в окне Критерий поиска.
- Нажмите кнопку 'Найти', появится список насосов, известных компании Grundfos.
- Щелкните по насосу, наиболее точно соответствующему вашему существующему насосу; появится список подходящих насосов для замены.
- Щелкните по номеру продукта, чтобы открыть окно с информацией о продукте,

#### 4.2.3. Программа Grundfos GO CAPS

GO CAPS – версия программы Grundfos WebCAPS для мобильных платформ на базе ОС iOS (через App store) и для платформы Android (через Google Play). Используя девайсы iPhone, iPad или iPod touch можно подобрать любое оборудование Grundfos в течение нескольких секунд.

Приложение GO CAPS представляет собой интерактивную версию онлайн-каталога Grundfos WebCAPS. Оно доступно только для устройств с операционной системой Apple iOS и его загрузка является бесплатной. Расширенные функции:

- Поиск изделия по: номеру, названию или коду QR;
- Подбор изделия: отопление, кондиционирование воздуха, повышение давления и канализация;
- Выбор из каталога продукции;
- Замена изделия;
- Сравнение изделий;
- Обзор изделия;
- Проекты пользователя;



Кроме того, по результатам пользовательского поиска и расчета, создается электронная заявка (см. приложение Б), для заказа выбранного изделия.

#### 4.2.4 Программа Grundfos GO Remote

С помощью приложения Grundfos GO Remote появляется возможность контроля и управления насосами с мобильного телефона. Управление оборудованием, формирование отчетов и сбор данных теперь занимает минимум времени, благодаря поддержке основных мобильных платформ на рынке. Grundfos GO работает со всеми Е-насосами, а также и с другим оборудованием Grundfos, осуществляя связь по радиоканалу или через инфракрасный порт. Приложение имеет понятные подсказки и указания, а также текущую информацию о работе насосов. Для организации связи с насосами необходимо приобрести специальные модули (мобильный интерфейс) у компании Grundfos. Приложение Grundfos GO Remote можно загрузить бесплатно на устройствах с операционными системами Apple iOS (App store) и Android (Google Play).

Разработанная программа Grundfos Connect позволяет дистанционно настраивать насос, выполнять подбор насоса и просматривать информацию по продуктам. В то же время, пользователи смогут оценить новое, более удобное конструктивное наполнение программы. Онлайн доступ к инструментам Grundfos практически "на ходу", экономит значительное время для ввода в эксплуатацию, сбора отчетности и данных по работе оборудования.

Важно, что просмотреть список сервисных комплектов для определенного насоса, к которому Вы подключились для дистанционной настройки. Это упрощает работу не только нашим партнерам, но и конечным потребителям.

При подключении к изделию Grundfos доступны следующие возможности:

- Общий обзор подключённого изделия
- Контроль данных о состоянии изделия
- Просмотр подробных сведений об аварийных сигналах с указанием времени
- Настройка функций и режимов работы
- Создание отчёта об изделии в формате pdf
- Копирование конфигурации с одного изделия на другое



В итоге, на сегодняшний день, представленные на Российском рынке системы расчета и проектирования лопастных гидромашин наиболее крупных компаний, таких как Willo и Grundfos позволяют выполнить следующие операции:

- Произвести предварительный гидравлический расчет насоса;
- Построить рабочие характеристики выбранного насоса;
- Экспортировать трехмерную модель выбранного насоса в CAD системы;
- Выполнить подбор насоса из базы данных компании;
- Осуществить выбор комплектной арматуры;
- Произвести замену насоса на новый;
- Подготовить заявку в режиме on-line;
- Осуществлять контроль параметров выбранного насоса (система Grundfos GO Remote).

Все вышеперечисленные особенности следует учитывать при проектировании насосного агрегата, поскольку в некоторых случаях целесообразнее осуществить лишь расчет его параметров, а затем подобрать из выпускающихся промышленностью аналогов, а не проектировать полностью.

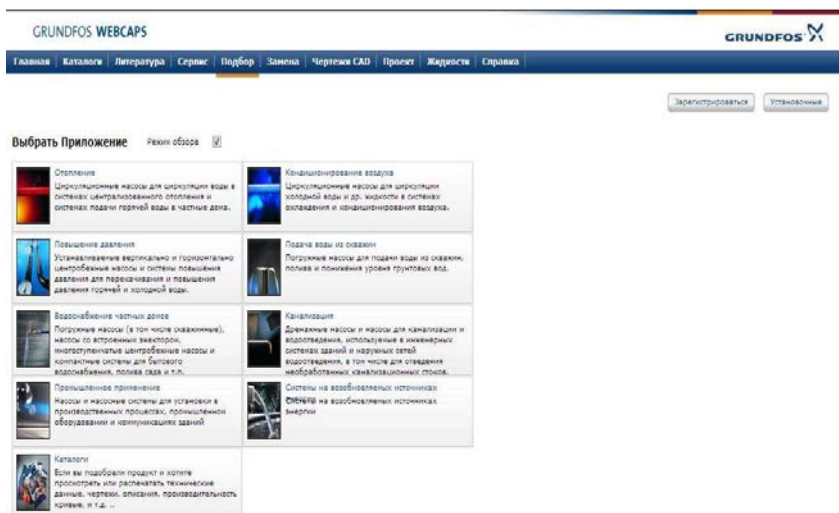


Рисунок 4.7 - Окно конфигурации центробежного насоса в базе WebCAPS



GRUNDOS WEBCAPS

Главная | Каталог | Литература | Сервис | Подбор | Заказа | Чертежи САД | Проект | Жирности | Справка

Зарегистрироваться

Установить

Ваш запрос:  
Выберите тип установки

Водообеспечение частных домов > Частные дома > Забор воды из скважины

Редактирование диаграммы нагрузки

Время работы насоса  
1000 ч/г

Стоимость электроэнергии  
0.38 €/kWh

Увеличение стоимости электроэнергии  
6 %

Скачка процента  
%

Расчетный период  
1.5 лет

Ваш запрос:  
Выберите тип установки

Забор воды из скважины

Расход  
10 м³/ч

Напор  
27.4 м

☒ Показать все

☐ Защита от сухого хода

☐ Регулируемое давление

☐ Комбинированная установка

☐ Самозащита

☐ Автоматический повторный пуск

Температура окружающей среды  
20 °C

Условия эксплуатации

Частота  
50 Hz

Фаза  
1 or 3

Напряжение  
220 V

Оценочный критерий

Предел показателя

Ограничить поиск до...

Включая насосы из списка

Количество насосов в группе изделий  
2

Макс. количество результатов  
20

Рисунок 4.8 – Окно конфигурации центробежного насоса в базе WebCAPS





GRUNDFOS WEBCAPS

Главная

Каталог

Литература

Сервис

Подбор

Замена

Чертежи САД

Проект

Жирности

Справка

GRUNDFOS

Зарегистрироваться

Установочные

Вводное оборудование частных домов > Частные дома > Забор воды из скважины

Grundfos рекомендует:

Номер продукта	Наименование продукции	Фаза	U [V]	P2 номинальное [кВт]	Выход насоса	Максимальное давление [бар]	Q [м³/ч]	Q-отс [%]	H [м]	H-dev [%]	Энергия [кВт/ч]	Затраты на электроэнергию
12402103	SP17-3	1	220-230	2.2	RP2 1/2		14.1	42	27.4	0	1432	4636.94

Закрыть

Варианты

Номер продукта	Наименование продукции	Фаза	U [V]	P2 номинальное [кВт]	Выход насоса	Максимальное давление [бар]	Q [м³/ч]	Q-отс [%]	H [м]	H-dev [%]	Энергия [кВт/ч]	Затраты на электроэнергию
12C02103	SP17-3N	1	220-230	2.2	RP2 1/2		14.1	42	27.4	0	1432	4636.94
87516548	CM15-2	1	220-240	1.9	Rc 2	10	13.7	37	27.4	0	1517	5127.94
87516548	CM15-2	1	220-240	1.9	Rc 2	10	13.7	37	27.4	0	1517	5127.94

Закрыть

Варианты

12402103 | SP17-3

Рисунок 4.9 – Окно выбора моделей центробежного насоса в базе WebCAPS



GRUNDFOS WEBCAPS

Главная

Каталог

Литература

Сервис

Подбор

Замена

Чертежи САД

Проект

Жидкости

Справка

GRUNDFOS X

Зарегистрироваться

Установить

Водоснабжение частных домов > Частные дома > Забор воды из скважины

Обзор входных данных:

Выборить Приложение

Режим сбора

Да

Водоснабжение частных домов

Обзор входных данных:

Выборить тип установки

Забор воды из скважины

Расход

10 м³/ч

Напор

27.4 м

Показать все

Да

Защита от сухого хода

Нет

Регулирование давления

Нет

Компактная установка

Нет

Самодиагностика

Нет

Автоматический повторный пуск

Нет

Температура окружающей среды

20 °C

Влажность воздуха

50 %

Напряжение

230 V

Вращающий момент насоса

1000 мНм

Суммарная электрическая мощность

3.38 кВт

Увеличение стоимости электроэнергии

6 %

Расчетный период

15 лет

Оценочный коэффициент

Предл. показывать

Количество насосов в группе

2

Макс. количество разглазов

20

Grundfos рекомендует:

SP17-3

Кол-во: 1

№ продукта: 12402103

SP17-3

Многофункциональный самовсасывающий насос для перекачивания неабразивной воды, повышения уровня грунтовых вод и повышения давления чистой, вязкой, неагрессивной жидкости, без абразивных и длинноволоконистых включений. Насос полностью выполнен из нержавеющей стали DIN 1.4401 (AISI 316) и может устанавливаться как вертикально, так и горизонтально. Насос оснащен встроенным обратным клапаном. 1-фазный погружной электродвигатель с фильтром для песка, диафрагмой для уравнивания давления. Подшипники выполнены из нержавеющей жидкости. Жидкости: Рабочая жидкость: Вода Макс. t жидкости при 0.15 м/сек: 40 °C Темпер. жидкости: 20 °C Плотность: 998.2 кг/м³ Кинематическая вязкость: 1 мм²/с Технические: Частота вращения: 2900 об/мин Текущий расчетный расход: 14.1 м³/ч Общ. гидростатический напор насоса: 27.4 м Тошерае уплотнения для двигателя: NMI/CER

Рисунок 4.10 – Окно конфигурации центробежного насоса в базе WebCAPS





## 5. ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ (РАБОТУ)

### 5.1. Требования к оформлению технического задания

5.1.1. Техническое задание (ТЗ) является основанием для выполнения курсового проекта.

5.1.2. Правила оформления ТЗ на курсовой проект (работу) должны соответствовать требованиям настоящего учебного пособия и работе [11].

5.1.3. При разработке ТЗ выбирается один тип центробежного насоса (ЦН) из пяти вариантов:

- ЦН консольного типа К;
- ЦН консольно-моноблочного типа КМ;
- ЦН одноступенчатый с двухсторонним подводом жидкости

типа Д;

- ЦН вертикальный типа В;
- ЦН секционный многоступенчатый типа ЦНС.

5.1.4. ТЗ должно содержать исходные данные для проектирования и исследования ЦН в соответствии с рис.2.1-2.5 и вариантами заданий (см. раздел 9 настоящего пособия).

5.1.5. Расчет ЦН приведен в разделе 4 настоящего учебного пособия.

5.1.6. Для оценки влияния параметров рабочего колеса насоса на его конструкцию студентам предлагаются исследовательские задачи:

- влияние угла атаки на форму лопасти рабочего колеса ЦН,  $\Phi_D = f(\Delta\beta)$ ;

- влияние угла атаки на число лопастей рабочего колеса ЦН,  $z = f(\Delta\beta)$ ;

- влияние величины осевой скорости на входе в рабочее колесо ЦН на угол охвата лопасти,  $\varphi = f(V_0)$ ;

- влияния числа лопастей на форму лопасти,  $\Phi_D = f(z)$ .

5.1.7. Задания исследовательского характера могут корректироваться преподавателем. Выполнение задания исследовательского характера включает проведение 4-8 вариантов расчетов, для выполнения которых студенту необходимо составить свою программу в среде Mathcad или Pascal.

5.1.8. В ТЗ следует привести содержание пояснительной записки и указать перечень графического материала.



## 5.2. Содержание пояснительной записки

Пояснительная записка курсового проекта (работы) должна быть оформлена в соответствии с учебным пособием [11] и с учетом требований настоящего учебного пособия.

Пояснительная записка должна содержать следующие разделы:

- 1) введение: назначение, область применения и выбор прототипа проектируемого насоса;
- 2) расчетная часть:
  - а) предварительный расчет параметров канала, профиля лопасти рабочего колеса и спирального отвода;
  - б) расчет системы уравнивания осевой силы разгрузочным диском (в случае многоступенчатого ЦН);
  - в) задание на проведение исследования, результаты и их анализ;
  - г) описание конструкции насоса с обоснованием выбора материалов основных деталей;
  - д) расчет бетонного основания и способа крепления ЦН;
- 3) заключение;
- 4) список использованных источников;
- 5) ведомость курсового проекта (работы);
- 6) приложения.

## 5.3. Требования к графической части курсового проекта (работы)

5.3.1. Графическая часть проекта (работы) содержит 1,5 листа форматом А1 по ГОСТ 2.301 и включает:

- чертеж общего вида (ВО) (разрез) насоса с размещением и способом крепления насосного агрегата – 1 лист ф.А1;
- чертежи рабочего колеса ЦН и его изометрическое изображение – 1 лист ф.А2 и вала ЦН или гидропята и их изометрическое изображение – 1 лист ф.А2.

5.3.2. Требования к оформлению графических документов приведены в разделе 9 учебного пособия [11].



## 6. РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

### 6.1. Структура САПР центробежного насоса

С целью решения конструкторских и исследовательских задач проектирования ЦН и повышения эффективности этих работ разработана учебная система автоматизированного расчета и проектирования (САПР) ЦН, в основе которой использована методика расчета [8, 12, 13, 14]. Программа САПР ЦН реализована в среде Mathcad v.15 и предназначена для расчета гаммы центробежных насосов малой и нормальной быстроходности с коэффициентом быстроходности  $n_s < 140$ . Структура программы имеет блоки для решения ряда задач конструкторского и исследовательского характера. Структурная схема САПР ЦН представлена на рис.6.1.

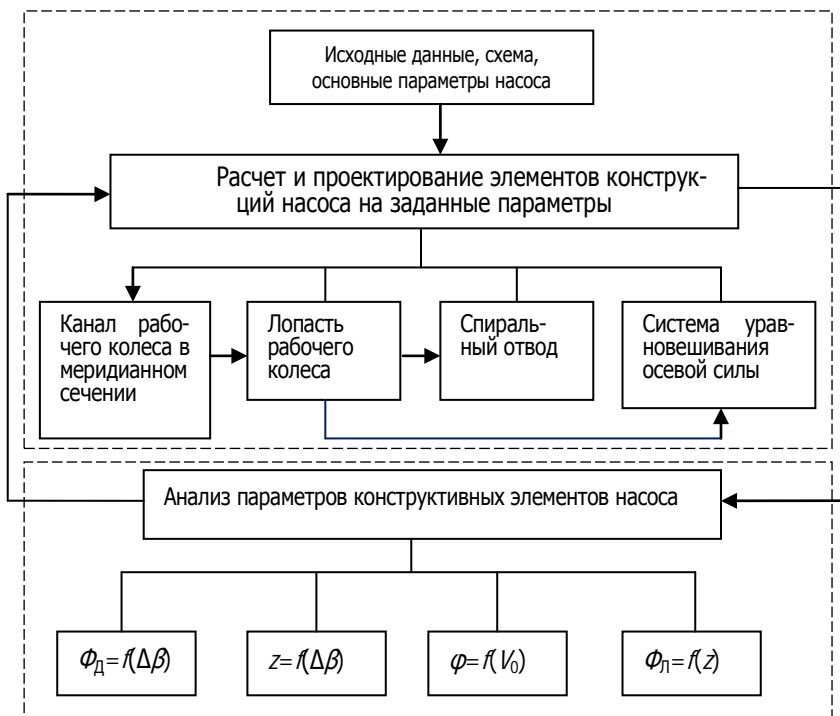


Рис.6.1. Структурная схема САПР центробежного насоса

Дополнительно поверочный расчет следует произвести в программе Turbo-Pascal 7.1 в соответствии с приведенным алгоритмом (рис.6.2) и списком идентификаторов (табл.6.1).

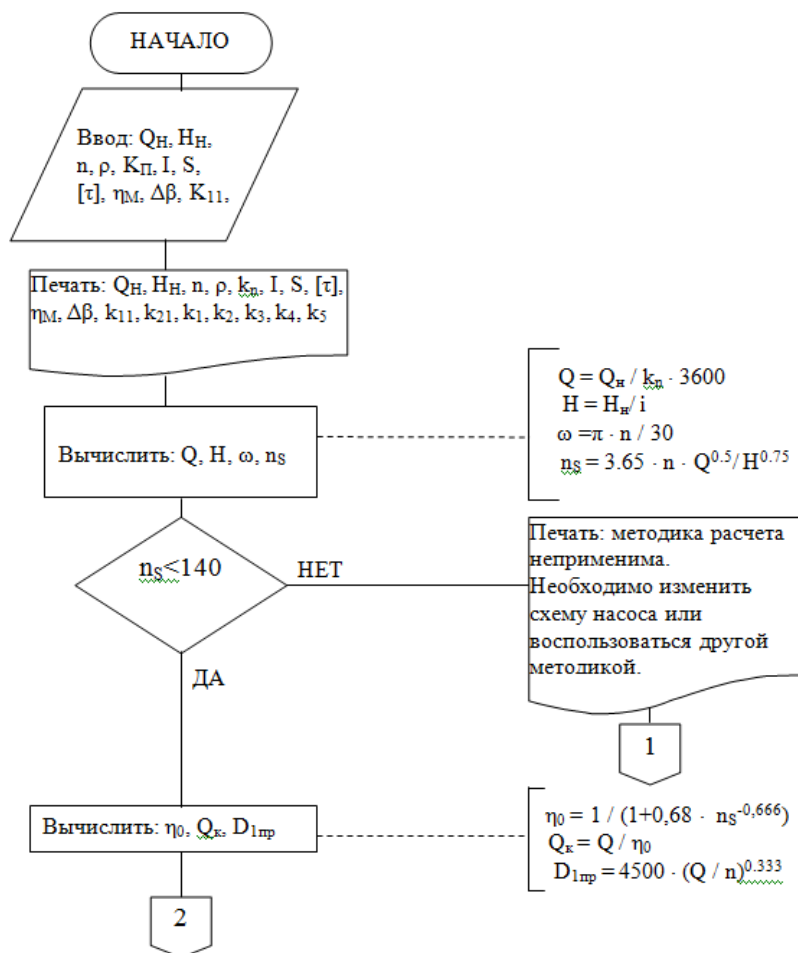


Рис.6.2. Алгоритм поверочного расчета  
(продолжение и окончание см. на с.49-52)

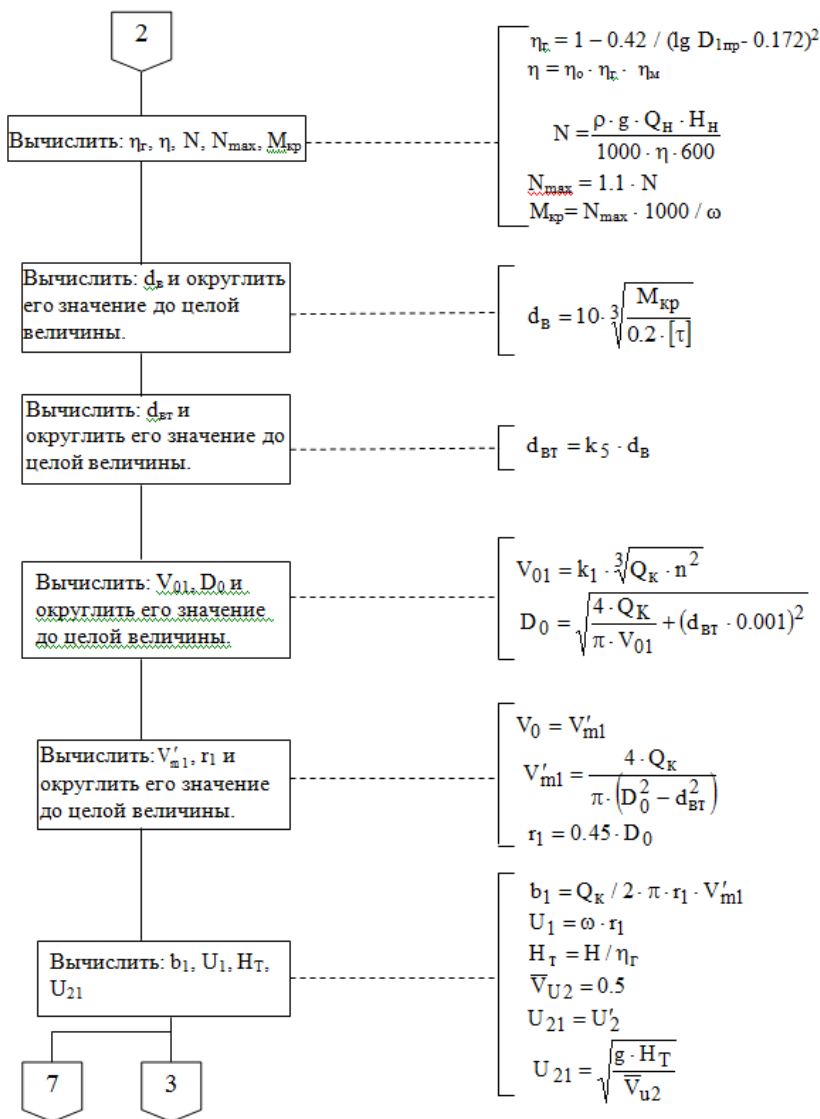


Рис.6.2. Продолжение



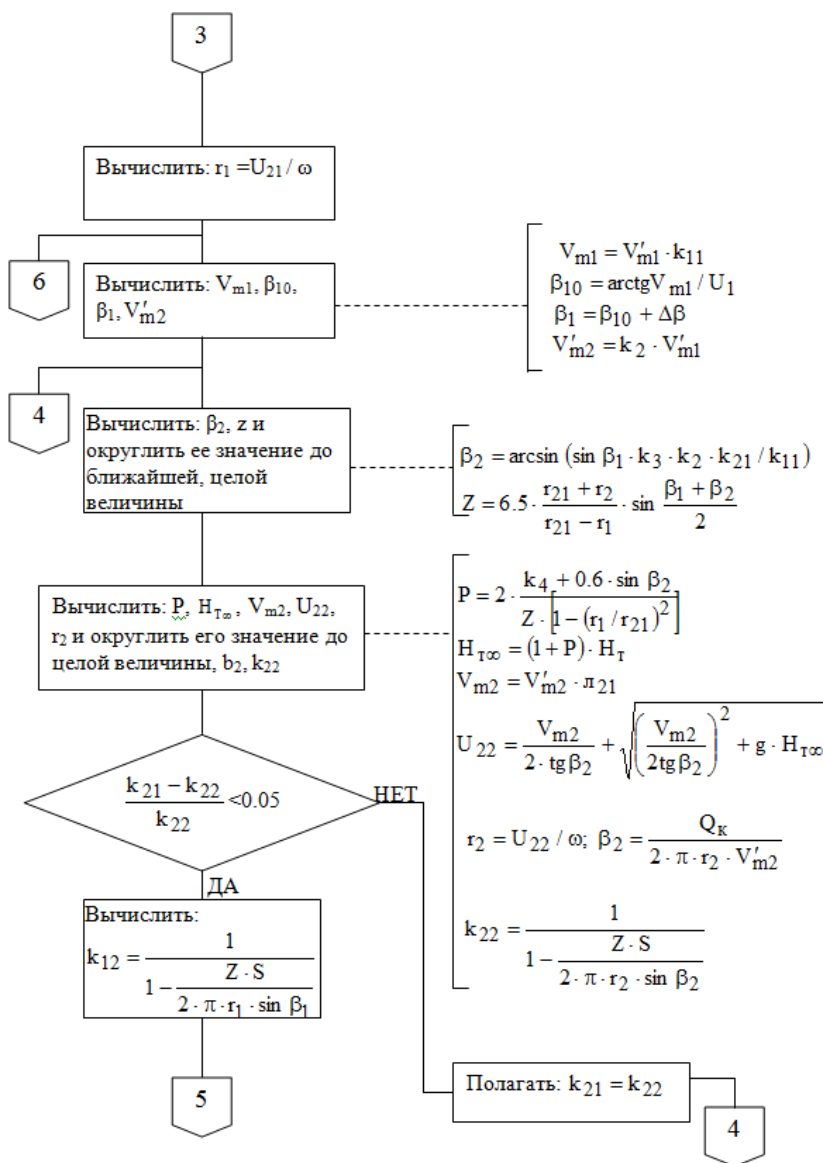


Рис.6.2. Продолжение

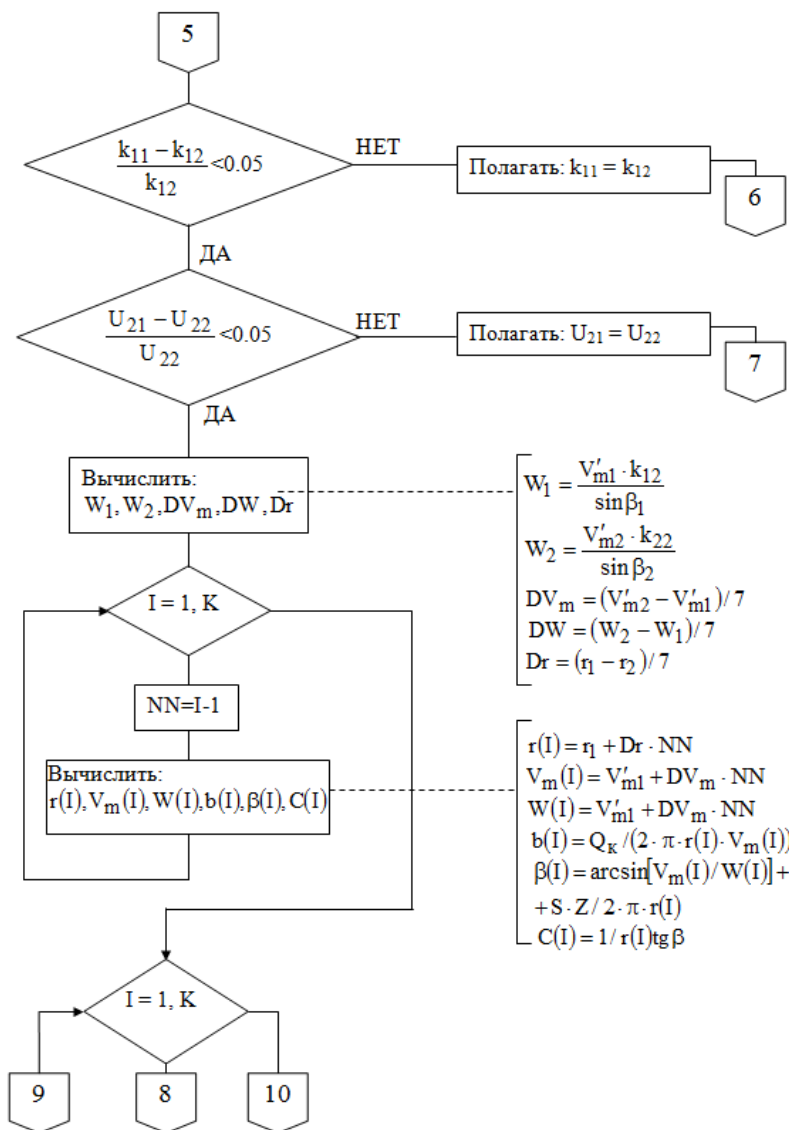


Рис.6.2. Продолжение

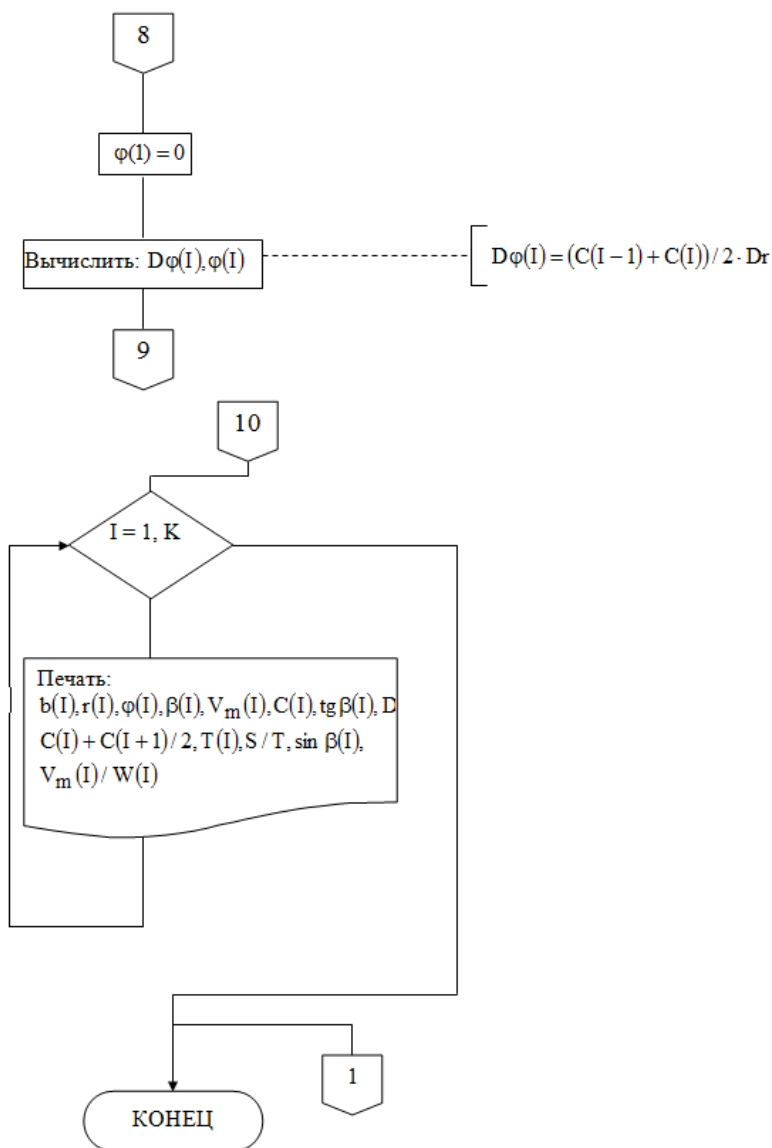


Рис.6.2. Окончание (начало см. с.48-51)



Таблица 6.1

## Список идентификаторов

Обозначение	Идентификатор	Физическая величина, размерность
1	2	3
$\rho$	RO	Плотность перекачиваемой жидкости, кг/м <sup>3</sup>
$\eta_m$	EK	Механический КПД насоса
$Q_n$	QN	Подача насоса, м <sup>3</sup> /ч
$H_n$	HN	Напор насоса, м
$\omega$	SV	Скорость вращения, 1/с
$Q$	Q	Подача ступени, м <sup>3</sup> /с
$H$	H	Напор ступени, м
$k_n$	KP	Число потоков
$i$	IS	Число ступеней
$d_e$	DVAL	Диаметр вала насоса, мм
$d_{em}$	DVT	Диаметр втулки, мм
$N$	N	Потребляемая насосом мощность, кВт
$n_s$	NS	Коэффициент быстроходности колеса насоса
$Q_k$	QK	Расход жидкости через колесо, м <sup>3</sup> /с
$S$	S	Толщина лопастей, мм
$[\tau]$	TAU	Допустимое напряжение кручение вала, МПа
$\eta_e$	GK	Гидравлический КПД колеса
$\eta_o$	OK	Объемный КПД колеса
$\Delta\beta$	DELTA	Угол атаки, рад.
$k_{11}$	K11	Ориентировочное значение коэффициента стеснения на входе
$k_{21}$	K21	Ориентировочное значение коэффициента стеснения на выходе
$K_1$	K1	Коэффициент $K_1=0,06-0,08$
$K_2$	K2	Коэффициент $K_2=0,8-1,0$
$K_3$	K3	Коэффициент $K_3=1,0-1,4$
$K_4$	K4	Коэффициент $K_4=0,55-0,65$
$D_0$	DO	Диаметр входа в колесо, мм



1	2	3
$V_0$	VO	Осевая скорость на входе, м/с
$r_1$	R1	Радиус входа в колесо, м
$b_1$	B1	Ширина рабочего колеса на входе, мм
$U_1$	U1	Окружная скорость на входе в колесо, м/с
$H_m$	HT	Теоретический напор, м
$V_{u2}$	VU2	Коэффициент скорости закручивания
$U'_2$	U21	Окружная скорость на выходе из колеса в первом приближении, м/с
$r'_2$	R21	Радиус выхода в первом приближении, мм
$U_{22}$	U22	Окружная скорость на выходе из колеса, м/с
$\beta_{10}$	BET10	Угол между скоростями $w_1$ и $u_1$ , рад
$\beta_1$	BET1	Угол установки наклона лопасти на входе, рад
$\beta_{20}$	BET20	Угол между скоростями $w_2$ и $u_2$ , рад
$V_{m1}$	VM1	Меридианная скорость на входе в колесо, м/с
$V_{m2}$	VM21	Меридианная скорость за колесом, м/с
$Z$	Z	Число лопастей
$r_2$	R2	Радиус выхода из колеса, мм
$P$	P	Поправка на конечное число лопастей
$H_{m\infty}$	HTB	Теоретический напор колеса при бесконечном числе лопастей, м
$k_{12}$	K12	Коэффициент стеснения входного сечения
$k_{22}$	K22	Коэффициент стеснения выходного сечения
$W_1$	W1	Относительная скорость на входе, м/с
$W_2$	W2	Относительная скорость на выходе, м/с
$\beta_2$	BET2	Угол установки лопасти на выходе, рад
$b_2$	B2	Ширина колеса на выходе, мм
$r_j$	R(J)	Значение радиуса на j-й точки профиля лопасти, мм
$b_j$	B(J)	Ширина колеса на j-й точке, мм
$\varphi_j$	F1(J)	Центральный угол j-й точки профиля лопасти, рад



## 6.2. Расчет основных параметров центробежного насоса в системе PCT MathCad

Ниже приведен предварительный расчет конструкции центробежного насоса с двухсторонним подводом рабочей жидкости в программной среде Mathcad v.15 [16], позволяющий освоить методику [14] и получить исходные данные для проектирования.

### 6.2.1. Выбор схемы и определение параметров рабочего колеса насоса и профиля лопасти

6.2.1.1. Произведём выбор схемы насоса, ориентируясь на существующие отработанные конструкции центробежных насосов. Для проектируемого насоса выбираем схему, т.е. устанавливаем число потоков  $k_n=2$  и число ступеней  $i=1$  (табл.6.2).

Таблица 6.2

Исходные данные

Параметры	Значения	Коэффициенты		
		Наименование	Рекомендуемый	Выбранный
Число потоков (1-2)	$k_n = 2$	$k_3$	1-1,4	1,1
Количество ступеней, 1-n	$l = 1$	$k_2$	0,8-1	0,8
Подача насоса, м <sup>3</sup> /ч	$Q_n = 450$	$k_1$	0,06-0,08	0,06
Напор насоса, м	$H_n = 35$	$k_4$	0,55-0,65	0,55
Частота вращения рабочего колеса, об/мин	$n = 1450$	Коэффициент стеснения на входе $k_{11}$	1,1...1,5	1,1
Ускорение свободного падения, м/с <sup>2</sup>	$g = 9,8$	Коэффициент скорости закручивания $V_{u2}$	0,5	0,5
Толщина лопасти, м чугун (3-4), сталь (3-5)	$s = 4$	Коэффициент стеснения на выходе $k_{21}$	1,05...1,2	1,1
Плотность воды, кг/м <sup>3</sup>	$\rho = 1000$	Механический КПД, $\eta_m$	0,96	0,96
Число участков изменения интервалов величин $r$ , $W$ , $V_m$ (8-10)	$j = 8$			

Расчет центробежного насоса ведется по заданным значениям подачи  $Q$ , напора  $H$  и числа оборотов  $n$  на основании принятой схемы.



#### 6.2.1.2. Рассчитываем подачу ступени насоса

$$Q = \frac{Q_H}{k_n \cdot 3600}, \quad (6.1)$$

где  $Q_n$  – подача насоса, м<sup>3</sup>/с;  $k_n$  – число потоков.

$$Q = 0,063 \text{ м}^3/\text{с}.$$

#### 6.2.1.3. Рассчитываем напор ступени:

$$H = \frac{H_n}{i}, \quad (6.2)$$

где  $H_n$  – напор колеса, м;  $i$  – число ступеней.

$$H = 35 \text{ м}.$$

6.2.1.4. Рассчитаем угловую скорость вращения рабочего колеса (РК):

$$\omega = \pi \frac{n}{30}, \quad (6.3)$$

где  $\pi=3,14$ ;  $N$  – частота вращения рабочего колеса насоса, с<sup>-1</sup> (об/мин).

$$\omega=151,844 \text{ с}^{-1}.$$

6.2.1.5. Рассчитываем коэффициент быстроходности проектируемого колеса:

$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{Q^{0,5}}{H^{0,75}}. \quad (6.4)$$

Так как  $n_s = 91,95 < 140$ , продолжаем расчет далее. Если  $n_s > 140$ , производим корректировку задания по параметрам  $H$  и  $Q$ .

#### 6.2.1.6. Рассчитываем объёмный КПД колеса:

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-0,666}}, \quad (6.5)$$

$$\eta_o = 0,968.$$

#### 6.2.1.7. Рассчитываем гидравлический КПД колеса:

$$\eta_g = 1 - \frac{0,42}{(\log(D_{1pr}) - 0,172)^2}, \quad (6.6)$$

где  $D_{1pr}$  – приведенный диаметр РК



$$D_{1pr} = 4500 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}, \quad (6.7)$$

$$D_{1pr} = 157,779 \text{ мм},$$

$$\eta_g = 0,898.$$

6.2.1.8. Рассчитываем общий КПД колеса:

$$\eta = \eta_0 \cdot \eta_g \cdot \eta_m, \quad (6.8)$$

где  $\eta_m = 0,96$  – принятое ориентированное значение механического КПД.

$$\eta = 0,834.$$

6.2.1.9. Рассчитываем расход жидкости через колесо:

$$Q_k = \frac{Q}{\eta_o}, \quad (6.9)$$

$$Q_k = 0,065 \text{ м}^3/\text{с}.$$

6.2.1.10. Рассчитываем мощность, потребляемую насосом:

$$N = \rho \cdot g \cdot Q_n \frac{H_n}{1000 \cdot \eta \cdot 3600}, \quad (6.10)$$

где  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$  – плотность воды;  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения.

$$N = 51,47 \text{ кВт}.$$

6.2.1.11. Рассчитываем максимальную мощность, потребляемую насосом:

$$N_{\max} = 1,1 \cdot N, \quad (6.11)$$

$$N_{\max} = 56,617 \text{ кВт}.$$

6.2.1.12. Рассчитываем крутящий момент на валу насоса:

$$M_{\max} = \frac{N_{\max} \cdot 10^3}{\omega}, \quad (6.12)$$

$$M_{\max} = 372,864 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

6.2.1.13. Рассчитываем диаметр вала:

$$d_v = \sqrt[3]{\frac{M_{\max} \cdot 1000}{0,2 \cdot \tau}}, \quad (6.13)$$

где  $\tau = 15\text{-}30 \text{ МПа}$  – допустимое напряжение на кручение, принимаем  $\tau = 30 \text{ МПа}$ .





$$d_v = 39,61 \text{ мм.}$$

Округляем полученную величину диаметра вала до ближайшего, кратного 5, и принимаем:  $d_v = 0,040 \text{ м.}$

6.2.1.14. Диаметр втулки рассчитываем по нижеприведённой формуле:

$$d_{vt} = 1,2 \cdot d_v, \quad (6.14)$$

$$d_{vt} = 0,048 \text{ м.}$$

Округляем полученную величину диаметра втулки до ближайшего целого значения:  $d_{vt} = 0,048 \text{ м,}$  тогда

$$r_{vt} = \frac{d_{vt}}{2}, \quad (6.15)$$

$$r_{vt} = 0,024 \text{ м.}$$

6.2.1.15. Определяем размер входа в рабочее колесо. В первом приближении осевую скорость определяем по формуле С.С. Руднева:

$$V_{01} = k_1 \cdot \sqrt[3]{Q \cdot n^2}, \quad (6.16)$$

$$V_{01} = 3,05 \text{ м/с.}$$

6.2.1.16. Рассчитаем диаметр входа в рабочее колесо:

$$D_0 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot V_{01}}} + d_{vt}^2, \quad (6.17)$$

$$D_0 = 0,168 \text{ м.}$$

Принимаем диаметр входа в рабочее колесо  $D_0 = 0,168 \text{ м.}$

Тогда:

$$r_0 = D_0 \cdot 0,5, \quad (6.18)$$

$$r_0 = 0,084 \text{ м.}$$

Для принятых значений диаметров входа и втулки рабочего колеса уточняем величину осевой скорости на входе в рабочее колесо по следующей формуле:

$$V_0 = \frac{4Q_k}{\pi(D_0^2 - d_{vt}^2)}, \quad (6.19)$$

$$V_0 = 3,17 \text{ м/с.}$$

6.2.1.17. Рассчитаем радиус средней входной кромки лопасти:

$$r_1 = D_0 \cdot 0,5, \quad (6.20)$$

$$r_1 = 0,076 \text{ м.}$$



Округлив полученную величину до целого числа, принимаем конечное значение  $r_1 = 0,076$  м.

Ширину втулки рекомендуется находить из соотношения  $l_{vt} = (0.8-1) \cdot r_0$ , принимаем:

$$\begin{aligned} l_{vt} &= 0,8 \cdot r_0, \\ l_{vt} &= 0,067 \text{ м.} \end{aligned} \quad (6.21)$$

6.2.1.18. Рассчитаем ширину рабочего колеса на входе:

$$b_1 = \frac{Q_k}{2\pi \cdot r_1 \cdot V_{m1}}, \quad (6.22)$$

где  $V_{m1} = V_0$  - меридианная скорость потока на входе в колесо без учёта стеснения жидкости лопаткой колеса.

$$b_1 = 0,043 \text{ м.}$$

6.2.1.19. Рассчитаем окружную скорость на входе:

$$\begin{aligned} u_1 &= \pi \cdot r_1 \cdot \frac{n}{30}, \\ u_1 &= 11,479 \text{ м/с.} \end{aligned} \quad (6.23)$$

6.2.1.20. Рассчитаем меридианную скорость потока на входных кромках лопастей:

$$V_{m1} = V_{m1} \cdot k_{11}, \quad (6.24)$$

где  $k_{11} = 1,15$  – ориентировочное значение коэффициента стеснения.

$$V_{m1} = 3,49 \text{ м/с.}$$

6.2.1.21. Рассчитаем угол безударного входа:

$$\begin{aligned} \beta_{10} &= \arctg \cdot \left( \frac{V_{m1}}{u_1} \right) \cdot \frac{360}{2\pi}, \\ \beta_{10} &= 16,911^\circ. \end{aligned} \quad (6.25)$$

Для уменьшения гидравлических потерь и улучшения кавитационных свойств колеса при расчете центробежных насосов принимаем угол атаки  $\Delta\beta = (3-8)^\circ$ . Назначаем угол атаки  $\Delta\beta = 7,089$  град., тогда угол наклона лопасти на входе в колесо

$$\begin{aligned} \beta_1 &= \beta_{10} + \Delta\beta, \\ \beta_1 &= 24^\circ. \end{aligned} \quad (6.26)$$



6.2.1.22. Рассчитаем теоретический напор колеса:

$$H_t = \frac{H}{\eta_g}, \quad (6.27)$$

где  $H$  – напор ступени;  $\eta_g$  – гидравлический КПД колеса.

$$H_t = 38.989 \text{ м.}$$

6.2.1.23. Рассчитаем окружную скорость на выходе из колеса в первом приближении:

$$u_{21} = \sqrt{\frac{g \cdot H_t}{V_{u2}}}, \quad (6.28)$$

где  $V_{u2} = 0,5$  – коэффициент скорости закручивания.

$$u_{21} = 27,657 \text{ м/с.}$$

6.2.1.24. Рассчитаем радиус выхода из колеса:

$$r_2 = \frac{u_{21}}{\omega}, \quad (6.29)$$

где  $\omega$  – угловая скорость вращения рабочего колеса.

$$r_2 = 0,182 \text{ м.}$$

6.2.1.25. Рассчитаем меридианную скорость на выходе из колеса без учёта коэффициента стеснения.

При расчете ЦН рекомендуется принимать отношение относительных скоростей

$$\frac{W_1}{W_2} = k_3, \quad (6.30)$$

$$V_{m2} = k_2 \cdot V_{m1}, \quad (6.31)$$

где  $k_2 = 0,8-1,0$  и  $k_3 = 1,0-1,4$ .

$$V_{m2} = 2,538 \text{ м/с.}$$

Задавшись ориентировочно коэффициентом стеснения выходного сечения колеса  $k_{21}$ , определяем угол установки лопасти  $\beta_2$  на выходе из рабочего колеса:

$$\sin\left(\beta_1 \cdot \frac{2\pi}{360}\right) = 0,407, \quad (6.32)$$

$$\beta_2 = \arcsin\left(\sin\left(\beta_1 \cdot \frac{2\pi}{360}\right) \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot \frac{k_{21}}{k_{11}}\right) \cdot \frac{360}{2\pi}, \quad (6.33)$$



$$\beta_2 = 20,973^0.$$

Принимаем угол установки лопасти на выходе из РК  $\beta_2 = 21^0$ .

6.2.1.26. Рассчитаем число лопастей рабочего колеса:

$$z = 6,5 \cdot \frac{r_2 + r_1}{r_2 - r_1} \cdot \sin\left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \cdot \frac{2\pi}{360}\right), \quad (6.34)$$

$$z = 6,014.$$

Принимаем число лопастей  $z = 6$ .

Найдем поправку  $P$  на конечное число лопастей  $z = 6$  по формуле

$$P = 2 \cdot \frac{\psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}, \quad (6.35)$$

где

$$\psi = k_4 + 0,6 \sin\left(\beta_2 \cdot \frac{2\pi}{360}\right) \quad (6.36)$$

- дополнительный коэффициент,

$$\psi = 0,765;$$

$$P = 0,308.$$

6.2.1.27. Рассчитаем теоретический напор при бесконечном числе лопастей:

$$H_{t\infty} = (1 + P) \cdot H_b, \quad (6.37)$$

$$H_{t\infty} = 50.997 \text{ м.}$$

6.2.1.28. Рассчитаем меридианную скорость на выходе из колеса с учётом коэффициента стеснения:

$$V_{m2}^* = V_{m2} \cdot k_{21}, \quad (6.38)$$

$$V_{m2}^* = 2,792 \text{ м/с.}$$

6.2.1.29. Рассчитаем окружную скорость на выходе из колеса во втором приближении, используя уравнение Л.Эйлера:

$$H_{m\infty} = \left(\frac{1}{g}\right) \cdot U_2 \cdot V_{u2\infty} = \left(\frac{U_2}{g}\right) \cdot \left(U_2 - \frac{V_{m2}}{\operatorname{tg}\beta_2}\right). \quad (6.39)$$

Находим окружную скорость на выходе из колеса:



$$u_2 = \frac{V_{m2}}{2 \tan\left(\beta_2 \cdot \frac{2\pi}{360}\right)} + \sqrt{\left(\frac{V_{m2}}{2 \tan\left(\beta_2 \cdot \frac{2\pi}{360}\right)}\right)^2} + g \cdot Ht_{\infty} . \quad (6.40)$$

$$u_2 = 26,303 \text{ м/с.}$$

6.2.1.30. Рассчитаем радиус рабочего колеса на выходе:

$$r_2 = \frac{u_2}{\omega} ; \quad (6.41)$$

$$r_2 = 0,173 \text{ м.}$$

6.2.1.31. Рассчитаем ширину рабочего колеса на выходе:

$$b_2 = \frac{Q_k}{2\pi r_2 \cdot V_{m2}} . \quad (6.42)$$

$$b_2 = 0,02338 \text{ м.}$$

Зададимся толщиной лопасти  $S$  (малые колеса из чугуна  $S=3-4$  мм, стальные колеса  $S=4-6$  мм, см. разд. 6) и определяем значения коэффициентов стеснения.

Приняв  $S=4$  мм, имеем:

$$k_{12} = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot s}{2\pi r_1 \cdot \sin\left(\beta_1 \cdot \frac{2\pi}{360}\right)}} . \quad (6.43)$$

$$k_{12} = 1,142.$$

$$k_{22} = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot s}{2\pi r_2 \cdot \sin\left(\beta_2 \cdot \frac{2\pi}{360}\right)}} . \quad (6.44)$$

$$k_{22} = 1,066.$$

$$\left(\frac{k_{21}}{k_{22}} - 1\right) \cdot 100 = 3.224\% < 5\% . \quad (6.45)$$

$$\left(\frac{u_{21}}{u_2} - 1\right) \cdot 100 = 4.241\% < 5\% . \quad (6.46)$$



$$\left(1 - \frac{k_{11}}{k_{12}}\right) \cdot 100 = 3.664\% < 5\% . \quad (6.47)$$

Если во втором приближении  $U_2$ ,  $k_{12}$ ,  $k_{22}$  отличаются от ранее принятых значений более чем на 5%, то делается третье и последующее приближение. После этого окончательно принимаем значения  $r_1=0,076$  м,  $U_{22}=26,3$  м/с,  $r_2=0,173$  м,  $k_{12}=1,142$ ,  $k_{22}=1,066$  и  $z=6$ .

6.2.1.32. Рассчитаем относительную скорость на входе в колесо:

$$W_1 = V_{m1} \cdot \frac{k_{12}}{\sin\left(\beta_1 \cdot \frac{2\pi}{360}\right)}, \quad (6.48)$$

$$W_1 = 8,890 \text{ м/с.}$$

6.2.1.33. Рассчитаем относительную скорость на выходе из колеса:

$$W_2 = V_{m2} \cdot \frac{k_{22}}{\sin\left(\beta_2 \cdot \frac{2\pi}{360}\right)}, \quad (6.49)$$

$$W_2 = 7.557 \text{ м/с.}$$

## 6.2.2. Расчет канала рабочего колеса в меридианном сечении

Для профилирования канала рабочего колеса задаёмся законом изменения меридианной скорости вдоль радиуса  $V_m = f(r)$ . Известна меридианная скорость на входе в колесо  $V_{m1}$  и на выходе из колеса  $V_{m2}$ . Принимаем линейный закон изменения меридианной скорости от  $V_{m1}$  до  $V_{m2}$ . Для расчета профиля лопасти необходимо знать величину относительной скорости  $W = f(r)$ . Задаемся также линейным законом изменения относительной скорости от  $W_1$  до  $W_2$ , интервалом радиусов рабочего колеса от  $r_1$  до  $r_2$ . Разбиваем на  $j=8$  равных частей и для каждого радиуса определяем значение меридианной и относительной скоростей. Графики зависимости относительной и меридианной скоростей даны на рис.6.3.

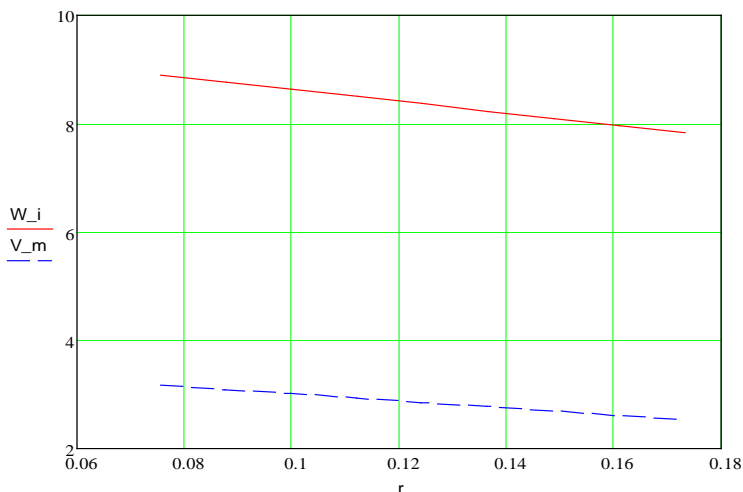


Рис.6.3. Графики зависимости относительной скорости  $W_j$  (—) и меридианной скорости  $V_m$  (- -) от радиуса  $r$

$$\Delta r = \frac{r_2 - r_1}{j}, \quad \Delta r = 0,012; \quad (6.50)$$

$$\Delta V = \frac{V_{m1} - V_{m2}}{j}, \quad \Delta V = 0,079 \text{ м}; \quad (6.51)$$

$r_{10} = r_1, \quad r_{10} = 0,076 \text{ м.}$	$V_{m10} = V_{m1}, \quad V_{m10} = 3,173 \text{ м/с.}$
$r_{11} = \Delta r + r_1, \quad r_{11} = 0,088 \text{ м.}$	$V_{m11} = V_{m1} - \Delta V, \quad V_{m11} = 3,094 \text{ м/с.}$
$r_{12} = \Delta r + r_2, \quad r_{12} = 0,1 \text{ м.}$	$V_{m12} = V_{m11} - \Delta V, \quad V_{m12} = 3,014 \text{ м/с.}$
$r_{13} = \Delta r + r_3, \quad r_{13} = 0,112 \text{ м.}$	$V_{m13} = V_{m12} - \Delta V, \quad V_{m13} = 2,935 \text{ м/с.}$
$r_{14} = \Delta r + r_4, \quad r_{14} = 0,124 \text{ м.}$	$V_{m14} = V_{m13} - \Delta V, \quad V_{m14} = 2,856 \text{ м/с.}$
$r_{15} = \Delta r + r_5, \quad r_{15} = 0,137 \text{ м.}$	$V_{m15} = V_{m14} - \Delta V, \quad V_{m15} = 2,776 \text{ м/с.}$
$r_{16} = \Delta r + r_6, \quad r_{16} = 0,149 \text{ м.}$	$V_{m16} = V_{m15} - \Delta V, \quad V_{m16} = 2,697 \text{ м/с.}$
$r_{17} = \Delta r + r_7, \quad r_{17} = 0,161 \text{ м.}$	$V_{m17} = V_{m16} - \Delta V, \quad V_{m17} = 2,618 \text{ м/с.}$
$r_{18} = \Delta r + r_8, \quad r_{18} = 0,173 \text{ м.}$	$V_{m18} = V_{m17} - \Delta V, \quad V_{m18} = 2,538 \text{ м/с.}$



Далее определяем относительную скорость

$$\Delta W = \frac{W_1 - W_2}{j} . \quad (6.52)$$

Определим значения ширины канала рабочего колеса:

$$b_j = \frac{Q}{2\pi \cdot r_j \cdot V_{mj}} . \quad (6.53)$$

$$b_{10} = \frac{Q}{2\pi \cdot r_{10} \cdot V_{m10}} , \quad b_{10} = 0,041 \text{ м.} \quad W_{10} = W_1 ; \quad W_{10} = 8,89 \text{ м/с.}$$

$$b_{11} = \frac{Q}{2\pi \cdot r_{11} \cdot V_{m11}} , \quad b_{11} = 0,037 \text{ м.} \quad W_{11} = W_1 - \Delta W ; \quad W_{11} = 8,738 \text{ м/с.}$$

$$b_{12} = \frac{Q}{2\pi \cdot r_{12} \cdot V_{m12}} , \quad b_{12} = 0,033 \text{ м.} \quad W_{12} = W_{11} - \Delta W ; \quad W_{12} = 8,57 \text{ м/с.}$$

$$b_{13} = \frac{Q}{2\pi \cdot r_{13} \cdot V_{m13}} , \quad b_{13} = 0,03 \text{ м.} \quad W_{13} = W_{12} - \Delta W ; \quad W_{13} = 8,401 \text{ м/с.}$$

$$b_{14} = \frac{Q}{2\pi \cdot r_{14} \cdot V_{m14}} , \quad b_{14} = 0,028 \text{ м.} \quad W_{14} = W_{13} - \Delta W ; \quad W_{14} = 8,232 \text{ м/с.}$$

$$b_{15} = \frac{Q}{2\pi \cdot r_{15} \cdot V_{m15}} , \quad b_{15} = 0,026 \text{ м.} \quad W_{15} = W_{14} - \Delta W ; \quad W_{15} = 8,063 \text{ м/с.}$$

$$b_{16} = \frac{Q}{2\pi \cdot r_{16} \cdot V_{m16}} , \quad b_{16} = 0,025 \text{ м.} \quad W_{16} = W_{15} - \Delta W ; \quad W_{16} = 7,895 \text{ м/с.}$$

$$b_{17} = \frac{Q}{2\pi \cdot r_{17} \cdot V_{m17}} , \quad b_{17} = 0,024 \text{ м.} \quad W_{17} = W_{16} - \Delta W ; \quad W_{17} = 7,726 \text{ м/с.}$$

$$b_{18} = \frac{Q}{2\pi \cdot r_{18} \cdot V_{m18}} , \quad b_{18} = 0,023 \text{ м.} \quad W_{18} = W_{17} - \Delta W ; \quad W_{18} = 7,557 \text{ м/с.}$$

Рассчитав зависимость  $b=f(r)$ , по полученным данным спроектируем канал РК. Меридианное сечение канала рабочего колеса показано на рис.6.4.



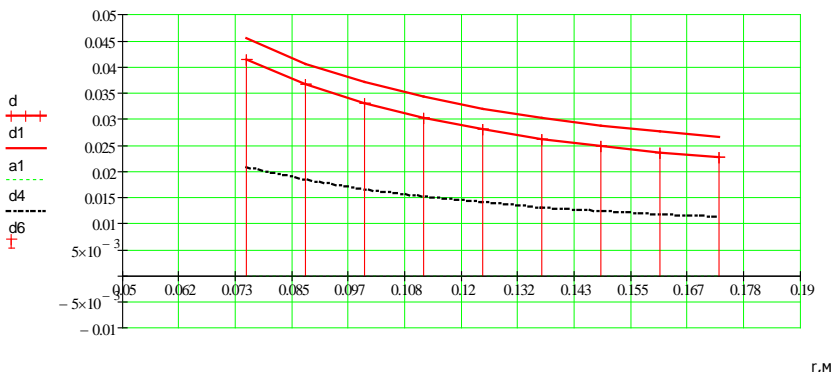


Рис.6.4. Профилирование канала рабочего колеса

### 6.2.3. Расчет лопасти рабочего колеса

Профилирование лопасти должно быть осуществлено так, чтобы создать возможно более благоприятные условия для безотрывного обтекания контура лопасти потоком, что соответствует минимуму гидравлических потерь. С этой целью принимают плавный, без минимумов и максимумов, закон изменения скоростей  $V_m = f(r)$  и  $W = f(r)$ , см. рис.4.3.

6.2.3.1. Определяем угол наклона лопасти:

$$\beta_j = \arcsin \left( \frac{V_{mj}}{W_j} + \frac{s \cdot z}{2\pi \cdot r_j} \right), \quad (6.54)$$

$$\beta_{10} = \arcsin \left( \frac{V_{m10}}{W_{10}} + \frac{s \cdot z}{2\pi \cdot r_{10}} \right) \cdot \frac{360}{2\pi},$$

$$\beta_{10} = 24,044^\circ.$$

$$\beta_{11} = \arcsin \left( \frac{V_{m11}}{W_{11}} + \frac{s \cdot z}{2\pi \cdot r_{11}} \right) \cdot \frac{360}{2\pi},$$

$$\beta_{11} = 23,338^\circ.$$

$$\beta_{12} = \arcsin \left( \frac{V_{m12}}{W_{12}} + \frac{s \cdot z}{2\pi \cdot r_{12}} \right) \cdot \frac{360}{2\pi},$$



$$\beta_{11} = 23,338^0.$$

$$\beta_{13} = \arcsin\left(\frac{V_{m13}}{W_{13}} + \frac{s \cdot z}{2\pi \cdot r_{13}}\right) \cdot \frac{360}{2\pi},$$

$$\beta_{13} = 22,287^0.$$

$$\beta_{14} = \arcsin\left(\frac{V_{m14}}{W_{14}} + \frac{s \cdot z}{2\pi \cdot r_{14}}\right) \cdot \frac{360}{2\pi},$$

$$\beta_{14} = 21,838^0.$$

$$\beta_{15} = \arcsin\left(\frac{V_{m15}}{W_{15}} + \frac{s \cdot z}{2\pi \cdot r_{15}}\right) \cdot \frac{360}{2\pi},$$

$$\beta_{15} = 21,42^0.$$

$$\beta_{16} = \arcsin\left(\frac{V_{m16}}{W_{16}} + \frac{s \cdot z}{2\pi \cdot r_{16}}\right) \cdot \frac{360}{2\pi},$$

$$\beta_{16} = 21,023^0.$$

$$\beta_{17} = \arcsin\left(\frac{V_{m17}}{W_{17}} + \frac{s \cdot z}{2\pi \cdot r_{17}}\right) \cdot \frac{360}{2\pi},$$

$$\beta_{17} = 20,639^0.$$

$$\beta_{18} = \arcsin\left(\frac{V_{m18}}{W_{18}} + \frac{s \cdot z}{2\pi \cdot r_{18}}\right) \cdot \frac{360}{2\pi},$$

$$\beta_{18} = 20,264^0.$$

6.2.3.2. Определяем угол контура средней линии лопасти. Дифференциальное уравнение средней линии контура лопасти в плане имеет вид

$$d_{\varphi} = \frac{dr}{r \cdot \operatorname{tg} \beta}. \quad (6.55)$$

Полагая  $\varphi_1=0$  при  $r_1=r$ , после интегрирования получаем:

$$\varphi = \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r \cdot \operatorname{tg} \beta_j} = \frac{(j-1) \cdot \Delta r}{r_j \cdot \operatorname{tg} \beta}, \quad (6.56)$$



$$\begin{aligned}\varphi_{10} &= \frac{(1-1) \cdot \Delta r}{r_{10} \cdot \operatorname{tg} \beta_{110}}, & \varphi_{10} &= 0^\circ. \\ \varphi_{11} &= \frac{(2-1) \cdot \Delta r}{r_{11} \cdot \operatorname{tg} \beta_{11}}, & \varphi_{11} &= 18,457^\circ. \\ \varphi_{12} &= \frac{(3-1) \cdot \Delta r}{r_{12} \cdot \operatorname{tg} \beta_{12}}, & \varphi_{12} &= 33,298^\circ. \\ \varphi_{13} &= \frac{(4-1) \cdot \Delta r}{r_{13} \cdot \operatorname{tg} \beta_{13}}, & \varphi_{13} &= 45,62^\circ. \\ \varphi_{14} &= \frac{(5-1) \cdot \Delta r}{r_{14} \cdot \operatorname{tg} \beta_{14}}, & \varphi_{14} &= 56,095^\circ. \\ \varphi_{15} &= \frac{(6-1) \cdot \Delta r}{r_{15} \cdot \operatorname{tg} \beta_{15}}, & \varphi_{15} &= 65,23^\circ. \\ \varphi_{16} &= \frac{(7-1) \cdot \Delta r}{r_{16} \cdot \operatorname{tg} \beta_{16}}, & \varphi_{16} &= 73,349^\circ. \\ \varphi_{17} &= \frac{(8-1) \cdot \Delta r}{r_{17} \cdot \operatorname{tg} \beta_{17}}, & \varphi_{17} &= 80,699^\circ. \\ \varphi_{18} &= \frac{(9-1) \cdot \Delta r}{r_{18} \cdot \operatorname{tg} \beta_{18}}, & \varphi_{18} &= 87,462^\circ.\end{aligned}$$

По результатам расчета зависимости  $\varphi = f(r)$  строим среднюю линию лопасти по точкам. Откладываем в каждой точке средней линии толщину лопасти  $S$ .

Профилирование контура лопасти рабочего колеса показано на рис.6.5. В соответствии с числом лопастей  $z$ , находятся шаги по окружности радиусов  $R_1$  и  $R_2$ ,  $t_1$  и  $t_2$ :  $t_1 = 0,076$  м,  $t_2 = 0,173$  м.

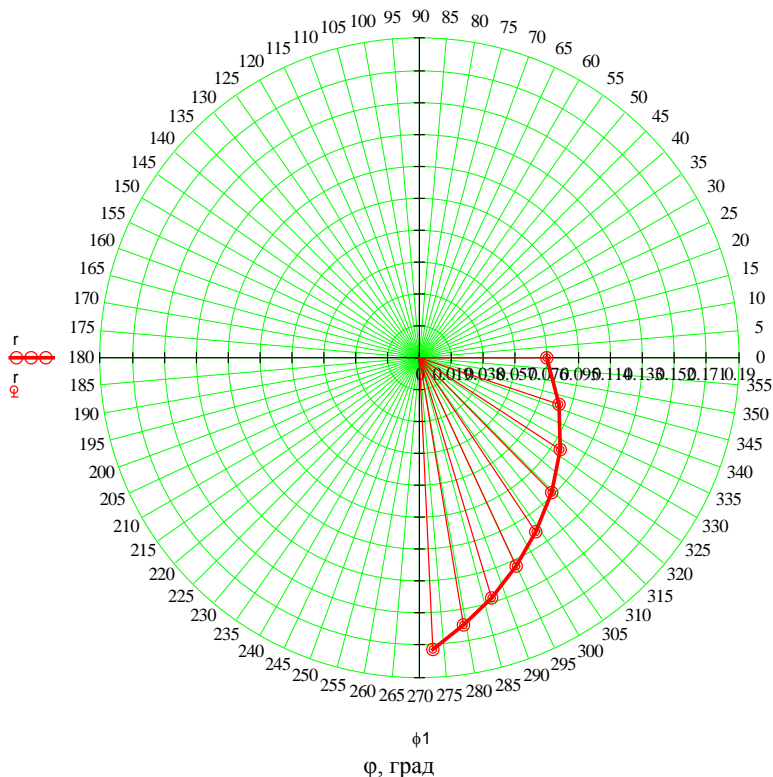


Рис.6.5. Профилирование лопасти рабочего колеса

В связи с тем, что значения  $V_m$ ,  $W$ ,  $\beta$  в функции от  $r$  задаются в виде таблицы, интегрирование проводим в численной форме.

$$C_j = \frac{1}{r_j \cdot \operatorname{tg} \beta_j}, \quad (6.57)$$

$$C_{10} = \frac{1}{r_{10} \cdot \operatorname{tg} \beta_{10}}, \quad C_{10} = 0,03.$$

$$C_{11} = \frac{1}{r_{11} \cdot \operatorname{tg} \beta_{11}}, \quad C_{11} = 0,026.$$

$$C_{12} = \frac{1}{r_{12} \cdot \operatorname{tg} \beta_{12}}, \quad C_{12} = 0,024.$$



$$C_{13} = \frac{1}{r_{13} \cdot \operatorname{tg} \beta_{13}}, \quad C_{13} = 0,022.$$

$$C_{14} = \frac{1}{r_{14} \cdot \operatorname{tg} \beta_{14}}, \quad C_{14} = 0,02.$$

$$C_{15} = \frac{1}{r_{15} \cdot \operatorname{tg} \beta_{15}}, \quad C_{15} = 0,019.$$

$$C_{16} = \frac{1}{r_{16} \cdot \operatorname{tg} \beta_{16}}, \quad C_{16} = 0,017.$$

$$C_{17} = \frac{1}{r_{17} \cdot \operatorname{tg} \beta_{17}}, \quad C_{17} = 0,016.$$

$$C_{18} = \frac{1}{r_{18} \cdot \operatorname{tg} \beta_{18}}, \quad C_{18} = 0,015.$$

Принимаем обозначение подынтегральной функции как

$$C(r) = \frac{1}{r \cdot \operatorname{tg} \beta}, \text{ тогда:}$$

$$\Delta \varphi_j = \frac{C_{j-1} + C_j}{2} \cdot \Delta r, \quad (6.58)$$

где  $\Delta \varphi$  - приращение центрального угла;  $C_{j-1}$  - значение подынтегральной функции в начале участка;  $C_j$  - значение подынтегральной функции в конце участка;  $\Delta r$  - приращение радиуса.

$$\Delta \varphi_1 = 0,$$

$$\Delta \varphi_1 = \frac{C_{10} + C_{11}}{2} \cdot \Delta r, \quad \Delta \varphi_{11} = 3,262 \times 10^{-4}.$$

$$\Delta \varphi_{12} = \frac{C_{11} + C_{12}}{2} \cdot \Delta r, \quad \Delta \varphi_{12} = 3,064 \times 10^{-4}.$$

$$\Delta \varphi_{13} = \frac{C_{12} + C_{13}}{2} \cdot \Delta r, \quad \Delta \varphi_{13} = 2,78 \times 10^{-4}.$$

$$\Delta \varphi_{14} = \frac{C_{13} + C_{14}}{2} \cdot \Delta r, \quad \Delta \varphi_{11} = 3,262 \times 10^{-4}.$$



$$\Delta\varphi_{15} = \frac{C_{14} + C_{15}}{2} \cdot \Delta r, \quad \Delta\varphi_{15} = 2,262 \times 10^{-4}.$$

$$\Delta\varphi_{16} = \frac{C_{15} + C_{16}}{2} \cdot \Delta r, \quad \Delta\varphi_{11} = 2,205 \times 10^{-4}.$$

$$\Delta\varphi_{17} = \frac{C_{16} + C_{17}}{2} \cdot \Delta r, \quad \Delta\varphi_{11} = 2,073 \times 10^{-4}.$$

$$\Delta\varphi_{18} = \frac{C_{17} + C_{18}}{2} \cdot \Delta r, \quad \Delta\varphi_{18} = 1,96 \times 10^{-4}.$$

#### 6.2.4. Расчет спирального отвода с круговым сечением

Форма канала спирального отвода играет существенную роль и должна выполняться подобно конструкциям насосов, показавших высокие значения КПД. Коэффициент быстроходности проектируемого насоса не должен значительно отличаться от прототипа.

Для расчета размеров спирального отвода в первом приближении удобно применять его с круговым сечением. Радиус кругового сечения спиральной камеры  $\rho_s$ , расположенного под углом  $\varphi_s$  от начала спирали (языка), равен:

$$\rho_s = \frac{\varphi_s}{k} + \sqrt{\frac{2 \cdot \varphi_s \cdot r_3}{k}}, \quad (6.59)$$

$$k = \frac{720 \cdot \pi \cdot g}{\omega} \cdot \frac{H_n}{Q_n} \cdot 3600, \quad (6.60)$$

$$k = 4,092 \cdot 10^4,$$

где  $k$  – коэффициент;  $Q_n$  – действительная подача колеса, или расход в устье спирали;  $\omega = 2\pi n$  – угловая скорость вращения;  $\varphi$  – текущий угол;  $H_n$  – теоретический напор.

6.2.4.1. Рассчитаем радиус кругового сечения спиральной камеры следующим образом:

Значения радиуса находим для нескольких значений угла  $\varphi_s$ , через каждые  $30^\circ$ .



$$\rho_{s11} = \frac{\varphi_{21}}{k} + \sqrt{\frac{2 \cdot \varphi_{21} \cdot r_3}{k}}, \quad \rho_{s11} = 0.$$

$$\rho_{s12} = \frac{\varphi_{22}}{k} + \sqrt{\frac{2 \cdot \varphi_{22} \cdot r_3}{k}}, \quad \rho_{s12} = 0,017 \text{ м.}$$

$$\rho_{s13} = \frac{\varphi_{23}}{k} + \sqrt{\frac{2 \cdot \varphi_{23} \cdot r_3}{k}}, \quad \rho_{s13} = 0,024 \text{ м.}$$

$$\rho_{s14} = \frac{\varphi_{24}}{k} + \sqrt{\frac{2 \cdot \varphi_{24} \cdot r_3}{k}}, \quad \rho_{s14} = 0,03 \text{ м.}$$

$$\rho_{s15} = \frac{\varphi_{25}}{k} + \sqrt{\frac{2 \cdot \varphi_{25} \cdot r_3}{k}}, \quad \rho_{s15} = 0,035 \text{ м.}$$

$$\rho_{s16} = \frac{\varphi_{26}}{k} + \sqrt{\frac{2 \cdot \varphi_{26} \cdot r_3}{k}}, \quad \rho_{s16} = 0,04 \text{ м.}$$

$$\rho_{s17} = \frac{\varphi_{27}}{k} + \sqrt{\frac{2 \cdot \varphi_{27} \cdot r_3}{k}}, \quad \rho_{s17} = 0,044 \text{ м.}$$

$$\rho_{s18} = \frac{\varphi_{28}}{k} + \sqrt{\frac{2 \cdot \varphi_{28} \cdot r_3}{k}}, \quad \rho_{s18} = 0,048 \text{ м.}$$

$$\rho_{s19} = \frac{\varphi_{29}}{k} + \sqrt{\frac{2 \cdot \varphi_{29} \cdot r_3}{k}}, \quad \rho_{s19} = 0,052 \text{ м.}$$

$$\rho_{s20} = \frac{\varphi_{30}}{k} + \sqrt{\frac{2 \cdot \varphi_{30} \cdot r_3}{k}}, \quad \rho_{s20} = 0,055 \text{ м.}$$

$$\rho_{s21} = \frac{\varphi_{31}}{k} + \sqrt{\frac{2 \cdot \varphi_{31} \cdot r_3}{k}}, \quad \rho_{s21} = 0,059 \text{ м.}$$

$$\rho_{s22} = \frac{\varphi_{32}}{k} + \sqrt{\frac{2 \cdot \varphi_{32} \cdot r_3}{k}}, \quad \rho_{s22} = 0,062 \text{ м.}$$

$$\rho_{s23} = \frac{\varphi_{32}}{k} + \sqrt{\frac{2 \cdot \varphi_{32} \cdot r_3}{k}}, \quad \rho_{s23} = 0,056 \text{ м.}$$



Выберем  $r_3$  – радиус начала кругового сечения в интервале 3-5% от  $r_2$ :

$$r_3 = 1,04 \cdot r_2, \quad (6.61)$$

$$r_3 = 0,18 \text{ м.}$$

Определяем ширину входа в отвод:

$$b_3 = b_2 + 0,05 \cdot 2 \cdot r_2, \quad b_3 = 0,041 \text{ м.} \quad (6.62)$$

По результатам вычислений производим построение контура спирального отвода (рис.6.6).

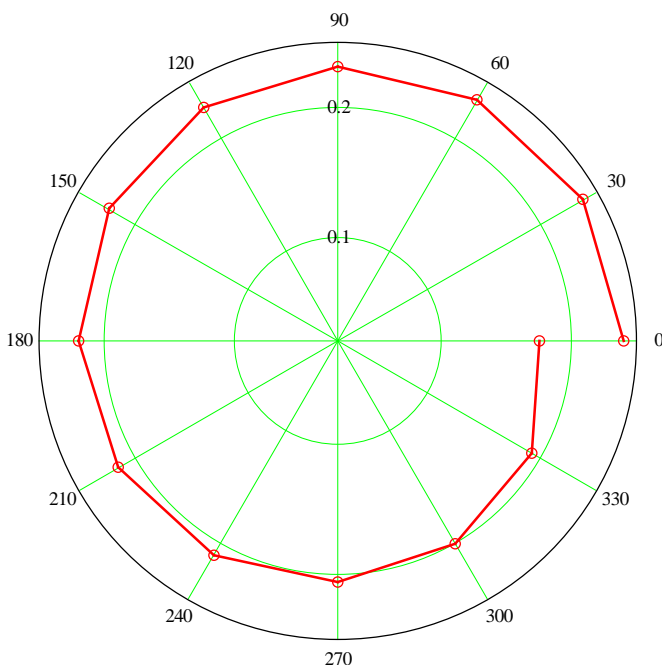


Рис.6.6. Построение спирального отвода

Результаты расчета, приведенные в табл.6.3, позволяют перейти к профилированию канала, лопасти рабочего колеса и его спирального отвода.





Таблица 6.3

Результаты расчета основных параметров лопастного насоса

№ п/п	Наименование	Значение	№ п/п	Наименование	Значение
1	$d_v$ – диаметр вала	0,04 м	6	$r_2$ – радиус РК на выходе	0,173 м
2	$D_o$ – диаметр входа в РК	0,168 м	7	$b$ – ширина РК на выходе	0,0234 м
3	$r_1$ – радиус средней кромки лопасти	0,076 м	8	$r_3$ – радиус начала кругового сечения спир. отвода	0,18 м
4	$l_{vt}$ – длина втулки	0,67 м	9	$b_3$ – ширина спирального отвода	0,041 м
5	$z$ – количество лопастей	6	10		

### 6.3. Расчет системы уравнивания осевой силы разгрузочным диском (гидропяттой)

На рабочее колесо центробежного насоса действуют две осевые силы:

- осевая сила, вызванная разностью давлений, действующих на наружную поверхность колеса со стороны всасывания и со стороны коренного диска, направленная в сторону всасывания;
- осевая сила, вызванная поворотом потока от осевого до радиального направлений, направленная в сторону коренного диска.

Результирующая сила равна векторной сумме этих двух сил и направлена в сторону всасывания.

Уравнивание осевой силы специальным разгрузочным диском (гидропяттой) широко применяется у многоступенчатых секционных центробежных насосов. Разгрузочный диск обеспечивает полное равновесие ротора насоса на всех режимах работы.

Расчет системы уравнивания осевой силы разгрузочным диском, схема которой представлена на рис.4.7, заключается в выборе размеров диска, определении перепада давления на диске, расчете расхода жидкости  $Q_p$  через систему разгрузки и нахождении размеров  $b_y$  и  $l_y$  уплотняющей щели во втулке диска.

Для надежной работы сальникового уплотнения давление  $P_5$  за диском не должно превышать 0,5-0,8 МПа (см. рис.6.7). Рассчитывая систему уравнивания, мы должны так согласовывать размеры  $b_y$ ,  $l_y$ ,  $b$  и  $R_{gr}$ , чтобы величина давления за гидропяттой  $P_5$ , определяемого тождественным уравнением  $P_5 = P_2 - (P_2 - P_3) - (P_3 - P_4) - (P_4 - P_5)$ , не превышала рекомендуемых значений.

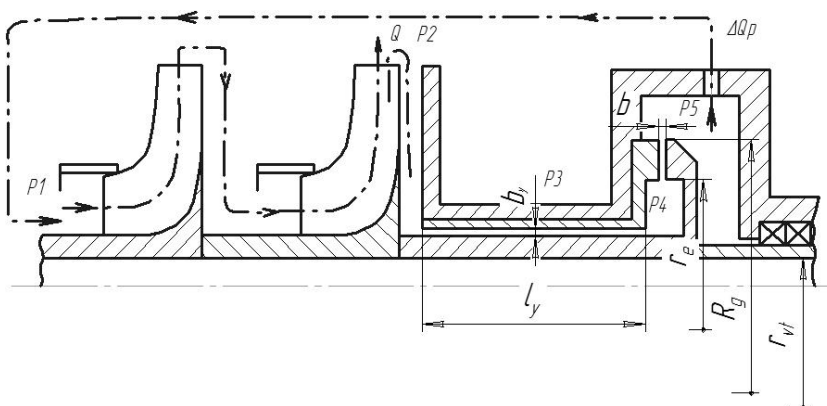


Рис.6.7. Система уравнивания осевой силы

Расчет системы уравнивания осевой силы в центробежном насосе ведется с учетом его параметров (табл.6.4).

Таблица 6.4

Параметры физической модели  
двухступенчатого центробежного насоса

№ п/п	Наименование характеристики	Обозначение	Размерность
1	Плотность рабочей жидкости	$\rho=1000$	кг/м <sup>3</sup>
2	Ускорение свободного падения	$g=9,8$	м/с <sup>2</sup>
3	Количество ступеней	$i=2$	
4	Коэффициент гидравлического сопротивления	$\lambda=0,05$	
5	Радиус разгрузочного диска	$R_g=0,06$	м
6	Относительная скорость на входе	$W_1=7,925$	м/с
7	Относительная скорость на выходе	$W_2=7,391$ 4	м/с
8	Окружная скорость на входе	$u_1=24,027$	м/с
9	Окружная скорость на выходе	$u_2=10,629$	м/с
10	Радиус втулки	$r_{vt}=0,015$	м
11	Давление на входе в рабочее колесо	$P_1=70000$	Па
12	Диаметр входа в рабочее колесо	$D_0=0,08$	м
13	Расход жидкости через рабочее колесо	$Q_k=0,01$	м <sup>3</sup> /с
14	Напор насоса	$H_n=55$	м
15	Радиус выхода из рабочего колеса	$r_2=0,079$	м
16	Осевая скорость на входе в рабочее колесо	$V_0=2,862$	м/с
17	Скорость вращения рабочего колеса	$\omega=304$	1/с



### 6.3.1. Определение величины осевой силы

Величину осевой силы находим по формуле

$$F_k = \rho \cdot g \cdot \pi \cdot (R_y^2 - r_{bm}^2) \cdot [H_p - \frac{U_2^2}{8 \cdot g} \cdot (1 - \frac{R_y^2 + r_{bm}^2}{r_2^2})] - Q_k \cdot \rho \cdot V_0, \quad (6.63)$$

где  $R_y = 0,525 \cdot D_0$  - радиус уплотнения на входе, м;

$$R_y = 0,042 \text{ м.}$$

$$H_p = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2 \cdot g} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2 \cdot g} - \text{статический напор колеса} \quad (6.65)$$

$$H_p = 24,081 \text{ м.}$$

$$F_k = 1,058 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

### 6.3.2. Определение силы, действующей на диск

Сила, действующая на диск, определяется по формуле

$$F_g = \psi \cdot \pi \cdot (R_g^2 - r_{bm}^2) \cdot (R_4^2 - r_5^2), \quad (6.65)$$

где  $R_g < r_2$  - радиус диска, задается конструктивно;

$$\psi = \frac{(1 - \varphi) \cdot (1 + r_e / R_g) + (1 + 2 \cdot \varphi) \cdot (r_e / R_g)^3 - 3 \cdot (r_{bm} / R_g)^2}{3 \cdot (1 - r_{bm}^2 / R_g^2)}, \quad (6.66)$$

где  $\varphi = 0,18 - 0,25$ ;  $r_e = 0,625 \cdot R_g$  - задается конструктивно.

$$r_e / R_g = 0,625,$$

$$r_e = 0,625 \cdot R_g,$$

$$r_e = 0,049 \text{ м.}$$

$$K = \frac{1}{\psi} = 1,53.$$

### 6.3.3. Определение перепада давления на диске и расхода жидкости через разгрузку

Перепад давления на диске определяется по формуле

$$\Delta P_{45} = P_4 - P_5; \quad (6.67)$$

$$\Delta P_{45} = \frac{K \cdot i \cdot F_k}{\pi \cdot (R_g^2 - r_{bm}^2)},$$



$$\Delta P_{45} = 1,713 \times 10^5 \text{ Па.}$$

Задаввшись конструктивно шириной  $b = (0,0010 - 0,0012) \cdot R_g$ , определим расход жидкости через разгрузку по следующей формуле:

$$Q_p = \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{P_4 - P_5}{\rho}}, \quad (6.68)$$

где  $f = 2 \cdot \pi \cdot r_e \cdot b$  - площадь щели между диском и корпусом,  $\text{м}^2$ ;

$$b = 0,0012 \cdot R_g,$$

$$b = 9,48 \times 10^{-5} \text{ м.}$$

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{(0,04 \div 0,06) \cdot (R_g - r_e) \cdot r_e}{2 \cdot b \cdot R_g} + \frac{r_e^2}{R_g^2} + 0,5}},$$

$$\mu = 0,323.$$

$$Q_p = \mu_y \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2(P_3 - P_4)}{\rho}},$$

$$Q_p = 1,756 \times 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с.}$$

#### 6.3.4. Определение давления за последним колесом насоса

Давление за последним колесом насоса находим по формуле

$$P_2 = P_1 + \rho \cdot [H_H \cdot (i - 1) / i + H_p], \quad (6.69)$$

где  $P_1 = 50000 - 98100 \text{ Па}$  - давление перед первым колесом.

$$P_2 = 5,76 \times 10^5 \text{ Па.}$$

#### 6.3.5. Определение перепада давления от выхода из колеса последней ступени до втулки и в ее уплотнении

Перепад давления от выхода из колеса последней ступени до втулки определяем по формуле

$$\Delta P_{23} = 0,125 \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (r_2^2 - r_{bm}^2), \quad (6.70)$$

$$\Delta P_{23} = 6,95 \times 10^4 \text{ Па.}$$

Подставляем полученные зависимости в тождественное уравнение и определяем перепад давления в уплотнении втулки диска:



$$\begin{aligned} \Delta P_{34} &= P_1 + \rho \cdot \left( \frac{H_H \cdot (i-1)}{i} + H_p \right) - \\ &- 0,125 \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (r_2^2 - r_{bm}^2) - \left( \frac{i \cdot F_k}{f \cdot \pi \cdot (R_g^2 - r_{bm}^2)} \right) - P_5, \\ \Delta P_{34} &= -2,313 \times 10^5 \text{ Па.} \end{aligned} \quad (6.71)$$

### 6.3.6. Определение размеров уплотняющей щели

Через кольцевую щель уплотнения втулки шириной  $b_y$  и длиной  $l_y$  при перепаде давления  $P_3 - P_4$  должно протекать количество жидкости

$$Q_p = \mu_y \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2(P_3 - P_4)}{\rho}}, \quad (6.72)$$

где  $\mu_y = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda \cdot l_y}{2 \cdot b_y \rho} + 1,5}}$  - коэффициент расхода уплотнения.

$$\mu_y = 0,04 - 0,06.$$

Принимаем:  $b_y = 0,0015 \times D_0$ ,  $f_0 = 2\pi \cdot r_{vt} \cdot b_y$ , тогда  
 $b_y = 1,2 \times 10^{-4} \text{ м.}$   $f_0 = 1,131 \times 10^{-5} \text{ м}^2.$

Приняв величину  $b_y = 0,0015 \cdot D_0$ , находим необходимую длину уплотнения  $l_y$ .

$$l_y = \frac{2b_y}{\lambda} \cdot \left[ \left( \frac{f_0^2}{Q_p^2} \right) \cdot \left( \frac{2 \cdot (\Delta P_{34})}{\rho} \right) - 1,5 \right]. \quad (6.73)$$

Длина трубопровода, соединяющего разгрузочное устройство со входом насоса, определяется габаритами насоса.

$$l_y = 0,016 \text{ м.}$$

Диаметр трубопровода находится по известному расходу жидкости  $Q_p$  и перепаду давления  $\Delta P_{51}$  по формуле

$$\begin{aligned} d &= 2 \cdot \sqrt{\frac{Q_p}{\pi \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta P_{51}}{\rho}}}}, \\ \Delta P_{51} &= P_5 - P_1, \end{aligned} \quad (6.74)$$



$$\Delta P_{s1} = 6,3 \times 10^5 \text{ Па.}$$

$$d = 2,621 \times 10^{-3} \text{ м,}$$

принимаем  $d=3$  мм.

Проектирование гидропята производится на основании выполненного выше расчета по параметрам, приведенным в табл.6.5.

Таблица 6.5

Результаты расчета уравнивания осевой силы

№ п/п	Наименование	Значение	№ п/п	Наименование	Значение
1	$F_k$ – осевая сила	$1,058 \times 10^3$ Н	6	$f$ – площадь щели между диском и корпусом	$2,941 \times 10^{-5} \text{ м}^2$
2	$R_y$ – радиус уплотнения на входе	0,042 м	7	$Q_p$ – расход жидкости для уравнивания системы разгрузки	$1,756 \times 10^{-4}$
3	$F_g$ – сила действующая на диск	$1,018 \times 10^3$ Н	8	$b_y$ – ширина канала	0,0012 м
4	$K=I/\psi$ - коэф. стеснения	1,53	9	$l_y$ – длина канала	0,016 м
5	$r_e$ – радиус камеры	0,049 м	10	$d$ – диаметр сечения трубопровода	0,261 м

## 6.4. Проектирование центробежного насоса в системе КОМПАС 3D

### 6.4.1. Проектирование канала и рабочего колеса в меридианном сечении

Проектирование в программе Компас 3-d, следует начать с создания нового документа -> чертёж и выбора соответствующего формата: A1-A4 [18] . Далее при помощи инструментов панели «Геометрия» , выполнить построение основных элементов рабочего колеса в соответствии с ниже приведенной методикой.

При проектировании полученные в результате расчета параметры непроточной части могут корректироваться в соответствии с выбранным прототипом центробежного насоса, имеющего аналогичные параметры  $(Q_n, H_n, n_s, N)$ .



По конструктивным соображениям назначается профиль коренного диска. Для колес малой быстроходности обычно профиль коренного диска состоит из плоского диска, сопрягаемого по радиусу со втулкой (рис.6.8). На каждом значении радиуса  $r_j$  описывается окружность диаметром  $b_j$ , касательная к профилю коренного диска.

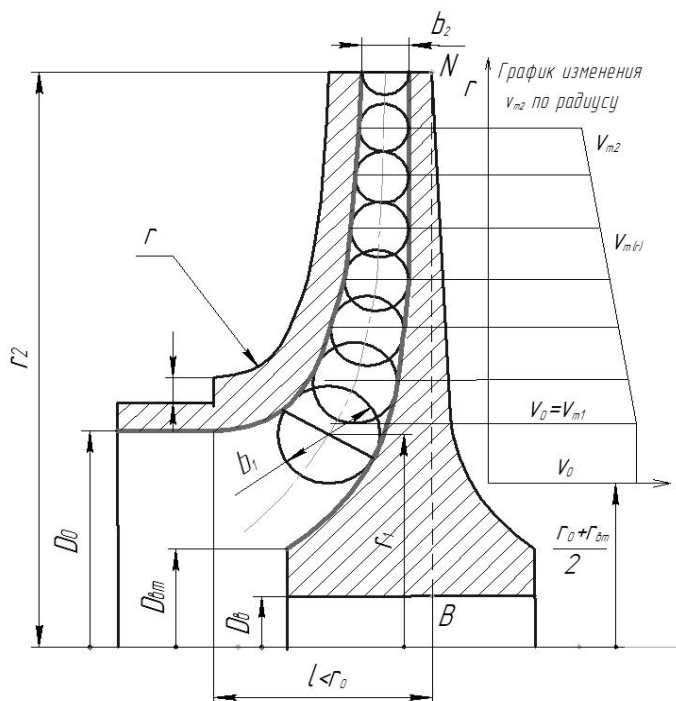


Рис.6.8. Профилирование канала и рабочего колеса в меридианном сечении ( $K_n=1$ )

Профиль покрывного диска получаем, проводя касательную ко всем окружностям. Покрывной диск сопрягается с диаметром входа  $D_0$  по радиусу. Сечение колеса с двухсторонним подводом жидкости получается за счет симметричного расположения такого же канала с другой стороны коренного диска (рис.6.9).

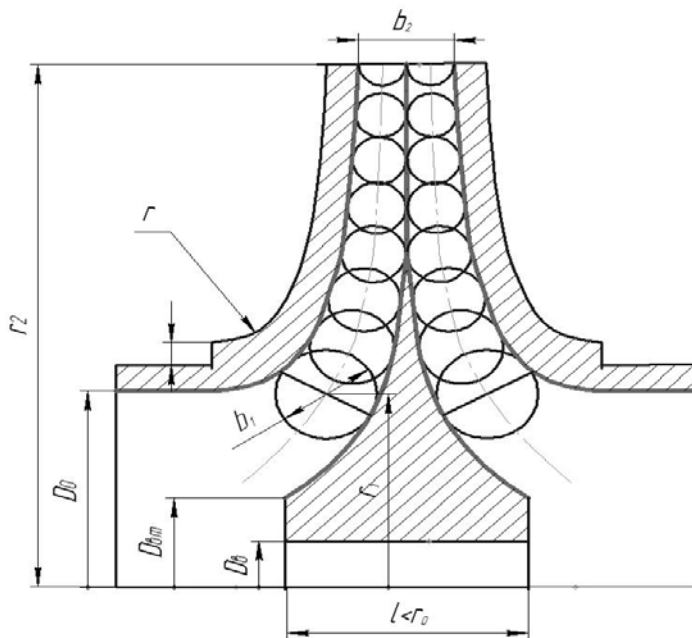


Рис.6.9. Профилирование канала и рабочего колеса в меридианном сечении ( $K_n=2$ )

Далее проектирование рабочего колеса производится с учетом расчетных значений толщин стенок, диаметра вала ( $d_6$ ), длины втулки ( $l_{вм}$ ) и конструкции заднего и переднего уплотнений (см. рис.6.9).

#### 6.4.2. Профилирование лопасти и рабочего колеса

Графическое профилирование контура лопасти производится по нижеприведенной методике. Сначала вычерчивается в масштабе поперечное сечение контура рабочего колеса. Делится промежуток между входным  $r_1$  и выходным  $r_2$  радиусами на  $j$  частей и проводится окружность радиусом  $r_{i+1}=r_i+\Delta r$ . На контур поперечного сечения колеса наносят радиальные лучи под углами  $\varphi_i$ , определяющие приращение  $\Delta\varphi_i$  центрального угла. При этом каждый луч проводят до пересечения с соответствующей ему окружностью (рис.6.10).

В результате получают «основу» профиля лопасти, его среднюю линию. Далее, из точек на средней линии, как из центров, проводят окружности диаметром, равным толщине  $S_i$  лопасти на данном радиусе. Огибающая окружностей и будет контуром лопасти в плане.





## Инновационные методы проектирования лопастных гидромашин

Далее на окружностях  $r_1$  и  $r_2$  согласно числу лопастей рабочего колеса  $z$  откладываются шаги, соответственно  $t_1$  и  $t_2$ , на каждом из которых вычерчивается лопасть (профилирование контура лопасти показано на рис.6.10).

Расчет шагов  $t_1$  и  $t_2$  осуществляем по формуле

$$t_i = 2r_i \cdot \sin \frac{\alpha}{2}, \quad (6.75)$$

где  $\alpha = \frac{360^\circ}{z}$  - угол между двумя соседними лопастями;  $i=1;2$  - для окружностей  $r_1$  и  $r_2$  соответственно;  $z$  - число лопастей.

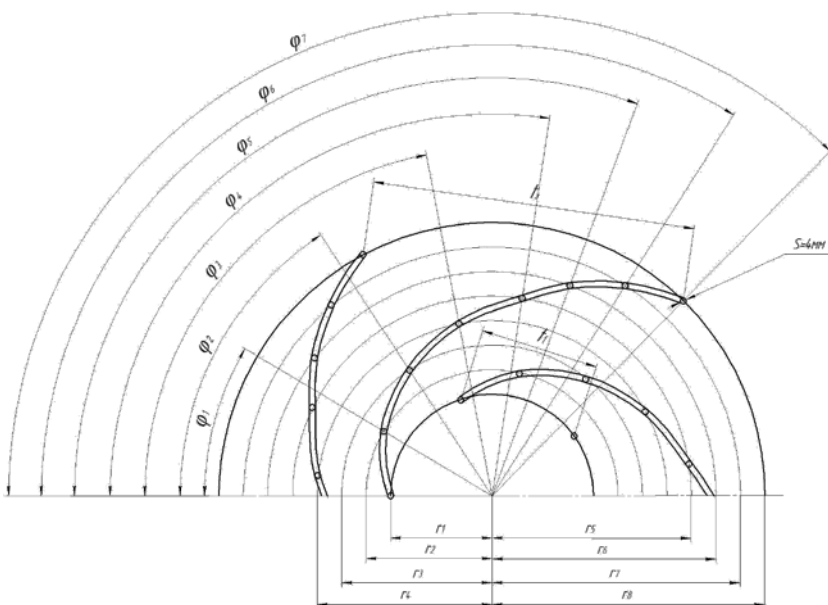


Рис.6.10. Профилирование контура лопасти и рабочего колеса

Рабочие колеса с коэффициентом быстроходности  $n_s > 100$  выполняют с лопастями двойной кривизны. При этом входную кромку лопастей таких колес располагают в области поворота потока из осевого направления в радиальное.

В практике насосостроения широко применяется упрощенный метод расчета лопастей двойной кривизны, основанный на предположении о равномерном распределении скорости в живых сечениях потока.

Методика профилирования лопастей двойной кривизны из-



ложена в научно-технической и учебной литературе [8, 13].

### 6.4.3. Проектирование спирального отвода

Каналы для отвода потока должны, во-первых, обеспечивать осесимметричный поток жидкости при выходе из рабочего колеса и тем самым создавать условия для стабилизации относительного движения в области колеса и, во-вторых, преобразовывать кинетическую энергию потока, выходящего из колеса, в потенциальную с минимальными потерями.

Отводящие каналы выполняют в виде спиральных или лопаточных отводов. Принципиального различия в функциях этих двух отводов нет. Различие заключается в конструктивном и технологическом исполнении.

В этой работе отвод выбираем спиральный. Спиральный отвод имеет совершенную с точки зрения гидравлики обтекаемую форму, однако его каналы затруднительны для механической обработки, и, как правило, конфигурация, размеры и шероховатость внутренней поверхности обеспечиваются непосредственно в отливке.

Спиральный отвод состоит из спирального канала 2 и диффузора 3 (рис.6.11). Спиральный канал собирает жидкость, выходящую из рабочего колеса, и подводит ее к диффузору. При этом обеспечивается осевая симметрия потока за рабочим колесом насоса.

Поперечное сечение 1 спирального отвода 2 может иметь различную форму. Оно может быть круговым, очерченным по дуге круга и двум прямыми, касательным к дуге и образующим в пересечении угол  $\alpha=35-45^\circ$ , и в виде сектора с закругленными углами.

Построение спирального отвода начинается с выбора количества сечений  $n$  спиральной камеры, затем окружность насосного колеса делится на  $n$  частей и проводятся лучи, выходящие из центра колеса под углом  $\varphi=360^\circ/n$  (на рис.4.11 их 12, угол  $\varphi=30^\circ$ ).

Значения диаметров круговых сечений спиральной камеры откладываем от окружности радиусом  $r$  на лучах сечений 1-12. Через полученные точки проводим кривую, образующую контур спирального отвода (см. рис.6.11).

Спиральный отвод заканчивается диффузором, который соединяет спиральный канал с отводящим трубопроводом или переводным каналом насоса. В диффузоре скорость жидкости уменьшается от величины  $V_c$  последнего сечения спирального канала до значения скорости в трубопроводе или переводном канале.

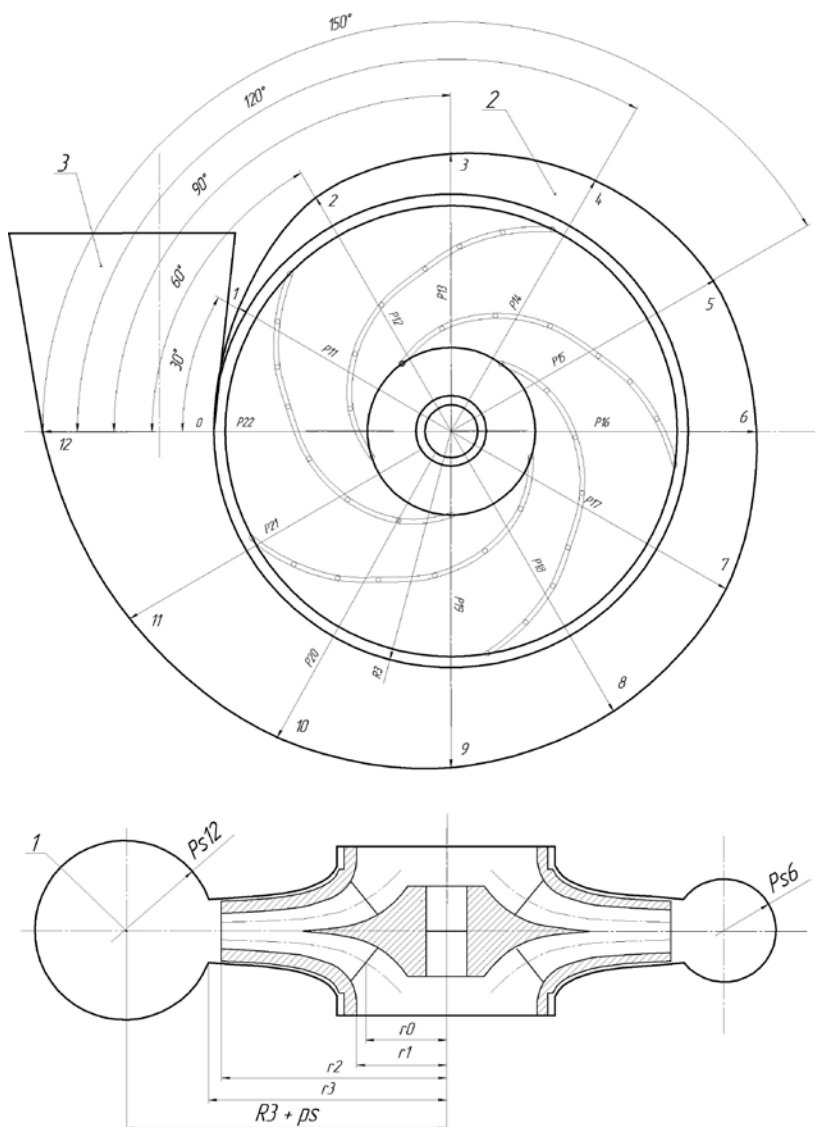


Рис.6.11. Профилирование спирального отвода

Чтобы исключить отрыв потока от стенок диффузора, угол конусности его принимают в пределах  $8-10^\circ$ . Если сечение диффузора отлично от круглого, то изменение площади поперечного сечения по длине принимают таким же, как для диффузора круглого сечения с прямолинейной осью.



## 7. РАСЧЕТ БЕТОННОГО ОСНОВАНИЯ НАСОСНОГО АГРЕГАТА

Конструкция насосного агрегата представляет собой совокупность элементов:

- центробежный насос;
- электродвигатель;
- защитный кожух (в случае консольного насоса);
- фундаментная плита;
- бетонное основание.

Насосный агрегат, смонтированный на фундаментной плите (для ЦН консольного типа) либо без нее (в случае - ЦН консольно-моноблочного типа), устанавливается на бетонное основание (рис.7.1) и крепится специальными рым-болтами. Расчет массы и размеров бетонного основания производится по нижеприведенной методике.

Расчет массы бетонного основания осуществляется в следующей последовательности:

$$G_{\phi} = (3...5) \cdot G_{н.а.}, \quad (7.1)$$

где  $G_{\phi}$  - масса фундамента, кг;  $G_{н.а.}$  - масса насосного агрегата (кг), принимается равной массе принятого прототипа [1, 2] или рассчитывается приближенно самостоятельно.

Взаимосвязь массово-геометрических параметров и механических характеристик бетонного основания определяется выражением

$$G_{\phi} = W \cdot \gamma = a \cdot b \cdot c \cdot \gamma, \quad (7.2)$$

где  $G_{\phi}$  - масса фундамента, кг;  $\gamma = 25 \cdot 10^3$  Н/м<sup>3</sup> - удельный вес бетона;  $W$  - объем бетонного фундамента;  $a$ ,  $b$  - соответственно длина, ширина (выбирается на 50-100 мм больше размеров плиты насосной установки), а высота фундамента  $c$  рассчитывается по формуле

$$c = \frac{G}{a \cdot b \cdot \gamma}. \quad (7.3)$$

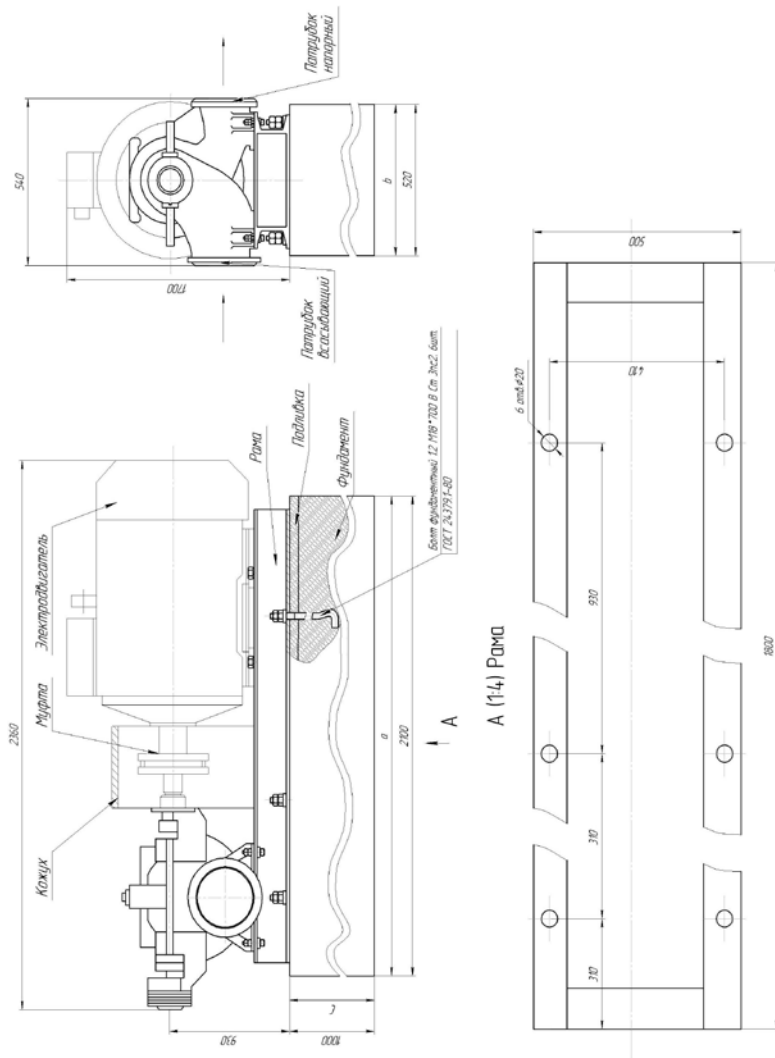


Рис.7.1. Агрегат насосный (насос типа Д)




## 8. СОЗДАНИЕ ТРЕХМЕРНОЙ МОДЕЛИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА В СИСТЕМЕ UNIGRAPHICS NX6

### 8.1 Разработка эскиза лопастного колеса

Геометрическое моделирование в UNIGRAPHICS NX дает конструктору возможность быстро выполнить как концептуальный проект, так и детальное проектирование. Используется подход, основанный на типовых элементах формы, типовых операциях эскизах, дающий возможность создать и интерактивно редактировать сложную твердотельную модель. Твердотельное моделирование дает конструктору метод моделирования, который интуитивно легче и понятнее, чем традиционное проволоочное и поверхностное моделирование [15].

**Создание плоскости эскиза.** Для создания эскиза следует выполнить одно из следующих действий:

- Выбрать икону Sketch [Эскиз] .
- Выбрать команду Insert-> Sketch.
- Выбрать координатную плоскость или плоскость. Затем

нажать правую кнопку мышки MB3 и выбрать в контекстном меню команду Sketch.

Если вы не выбирали плоскость, то плоскостью эскиза по умолчанию является плоскость рабочей системы координат XC-YS. Система создает две координатные оси, как на рис.8.1. Вы можете изменить направление осей двойным щелчком по зеленой оси. Вы можете принять ориентацию осей эскиза выбрав команду построения кривой, нажав среднюю кнопку мышки MB2 или нажав кнопку OK.

Если в плоскости эскиза уже есть координатная плоскость и координатные оси, то система использует их вместо того, чтобы создавать новые. Если вы хотите изменить плоскость эскиза заданную по умолчанию, выберите одну из опций задания плоскости эскиза на панели в графическом окне. После выбора новой плоскости эскиза система показывает оси системы координат эскиза на выбранной грани или плоскости.

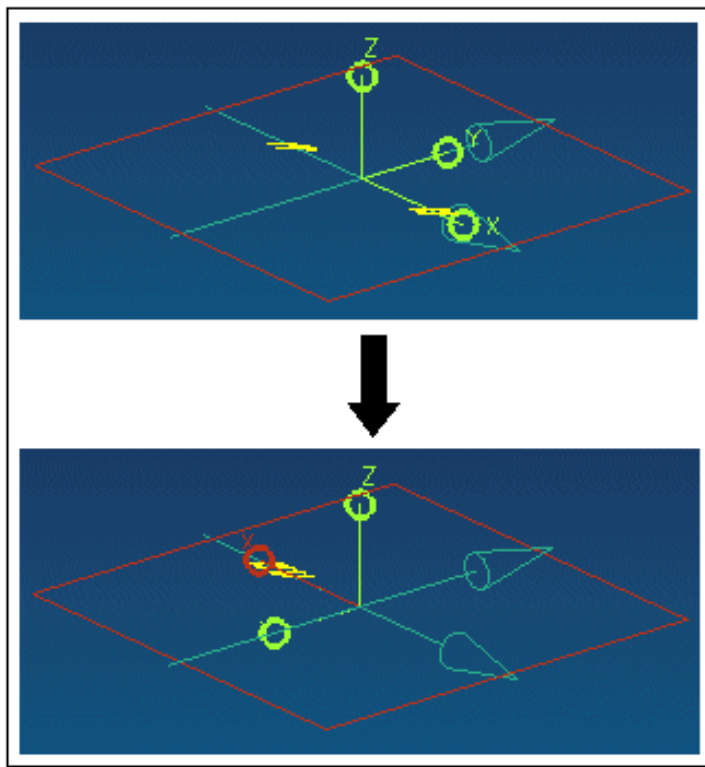


Рисунок 8.1 – Выбор плоскости эскиза при моделировании РК

**Ориентация осей эскиза.** Задавая ориентацию осей эскиза во всех случаях происходит задания плоскости эскиза (за исключением выбора WCS), задавая грань, ребро, координатную плоскость или координатную ось для ориентации направления осей эскиза. Ось ориентируется в направление ближайшей конечной точки, если выбирается кривая или ребро, подробные варианты меню представлены в табл.8.1. Для иллюстрации задания направления на оси X эскиза и выбранном объекте временно изображаются символы параллельности.




Таблица 8.1 Опции плоскости эскиза

Обозначение	Название	Пояснение
	Sketch Plane [Плоскость эскиза]	Эта опция дает возможность выбрать в качестве плоскости эскиза координатную плоскость или плоскую грань тела.
	XC-YC Plane [Плоскость]	Опции плоскостей WCS дает вам возможность выбрать плоскость XC-YC (по умолчанию), YC-ZC или XC-ZC.
	YC-ZC Plane [Плоскость]	Опции плоскостей WCS дает вам возможность выбрать плоскость XC-YC (по умолчанию), YC-ZC или XC-ZC.
	XC-ZC Plane [Плоскость]	Опции плоскостей WCS дает вам возможность выбрать плоскость XC-YC (по умолчанию), YC-ZC или XC-ZC.
	Datum Plane	Доступ к опциям задания координатной плоскости. Панель опций задания координатной плоскости изображается в верхнем левом углу графического окна. Если вы уже предварительно выбрали плоскость, вы можете перемещать ее за маркер для задания плоскости, эквидистантой выбранной.
	Datum CSYS	Вы можете создать ассоциативную координатную плоскость, используя диалог конструктора системы координат. Система координат в свою очередь может использоваться для ориентации эскиза.
	OK	Принять определение плоскости эскиза. После выполнения этой команды система переходит в среду работы с геометрией эскиза.





	<p>Cancel [Отказ]</p>	<p>Отказ от задания плоскости эскиза и выход из диалога работы с эскизом, если до этого не было другого активного эскиза. Если вы попали в команду задания плоскости из команды Task-New [Задача-Новый], то система остается в среде работы с активным эскизом.</p>
---	-----------------------	---

В рабочем поле может быть несколько эскизов, только один из них может быть активным во время задания. Эскиз можно сделать активным одним из следующих способов:

- Выбрать имя эскиза из панели команд эскиза в поле, где содержится список имен существующих эскизов.
- Выбрать эскиз в навигаторе модели и выполнить команду из выпадающего меню MB3-> Edit.

Любая геометрия, которая создается в среде построения эскиза принадлежит активному эскизу [18]. Эскиз деактивируется в тот момент, когда вы выходите из среды построения эскизов с помощью команды Task-> Finish.

При построении эскиза воспользоваться данными полученными в результате расчета п.6.2.1-6.2.4. Эскиз строиться с помощью В области моделирования «Эскиз» создаем контур лопастного колеса. При помощи команд построения кривых эскиза (см.рис.8.2), на панели задач, создается профиль проточной части канала рабочего колеса.

В поле «Выражения» вносятся данные (см.рис.8.3) из расчета канала рабочего колеса п.6.2.2. После внесения всех данных требующихся для построения профиля колеса, выходим из модуля «Эскиз».

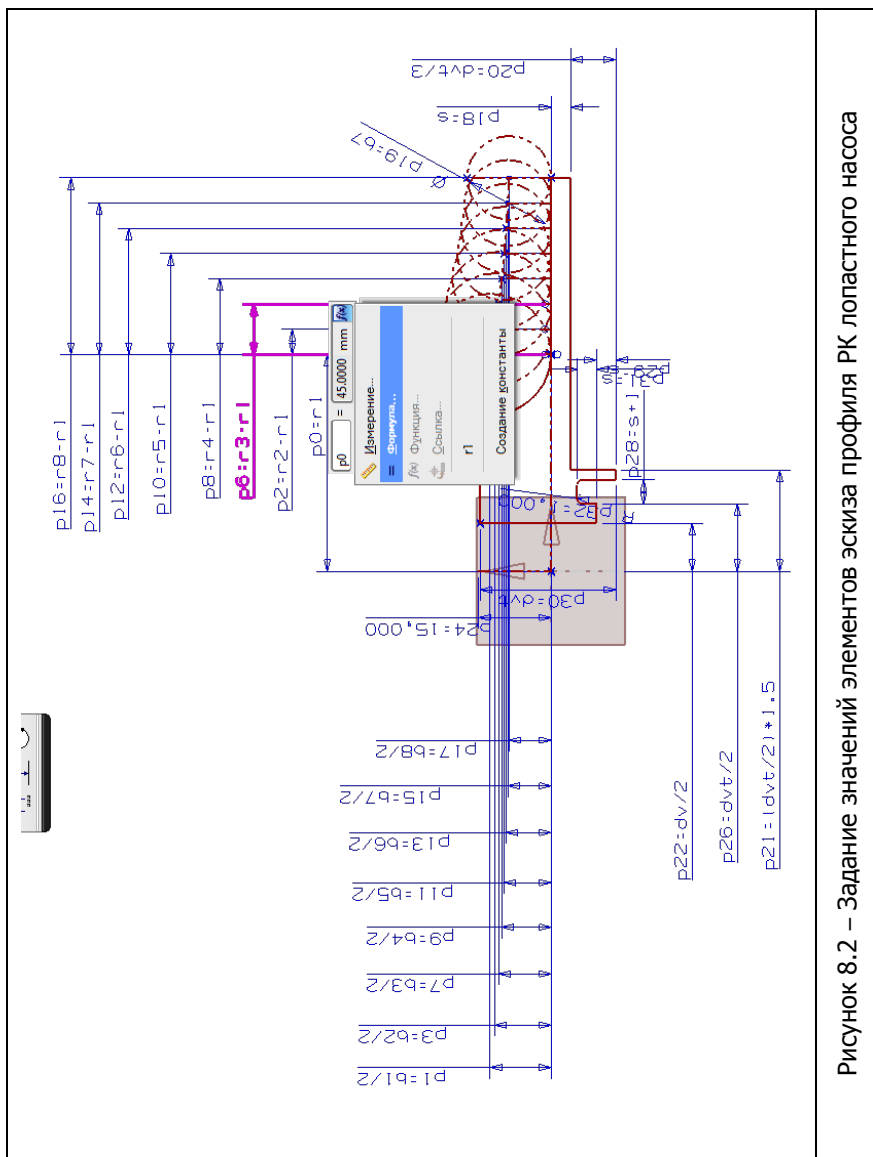


Рисунок 8.2 – Задание значений элементов эскиза профиля РК лопастного насоса

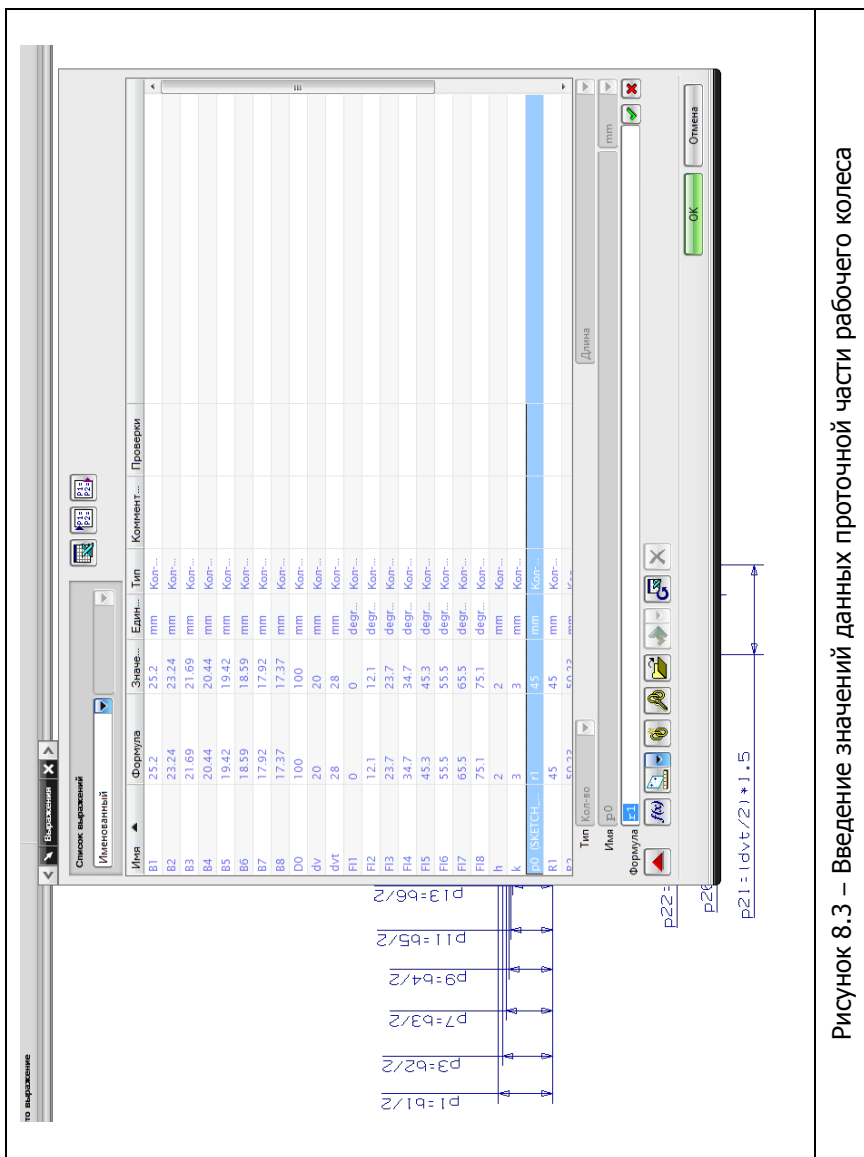


Рисунок 8.3 – Введение значений данных проточной части рабочего колеса



## Инновационные методы проектирования лопастных гидромашин

В поле моделирования выбираем команду «Вращение», представленную на рис.8.4. Вращением вокруг оси [18], получаем тело основного диска рабочего колеса, показанного на рис.8.5 .

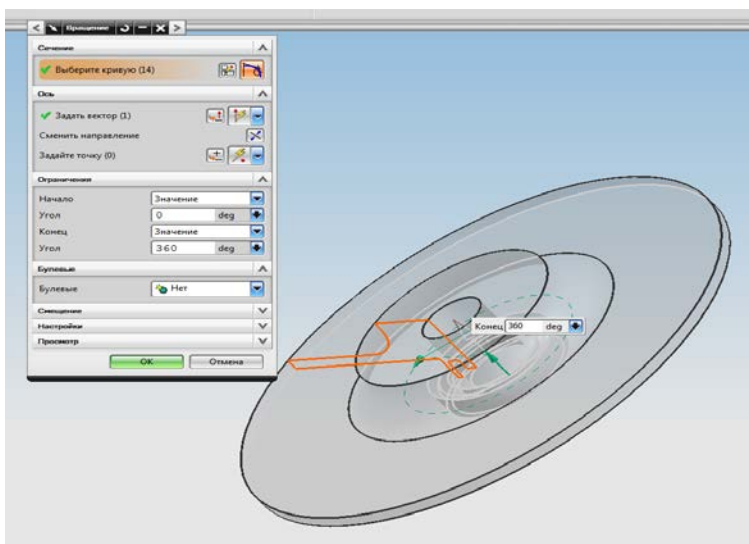


Рисунок 8.4 – Построение модель основного диска рабочего колеса

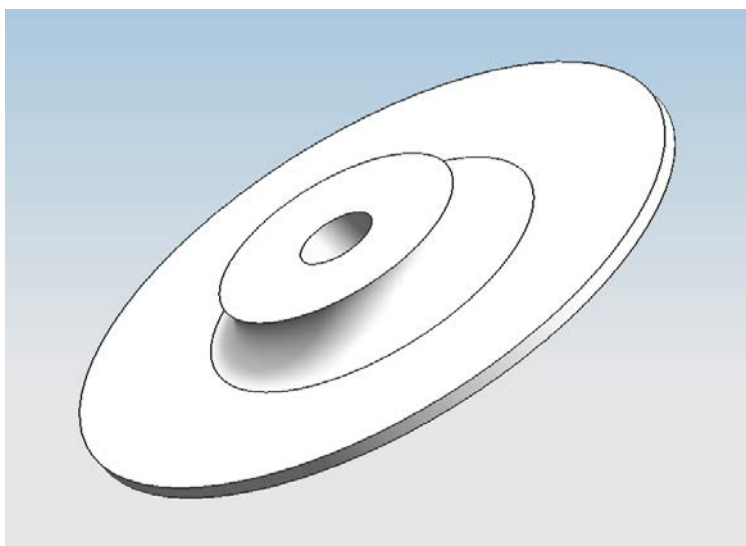


Рисунок 8.5 – Построенная модель основного диска рабочего колеса



Следующим этапом, производим построение лопасти рабочего колеса. Переходим в модуль «Эскиз» и создаем профиль лопасти колеса. Задавая расчетными значениями (полученными в п.6.2.3), откладываем на плоскости перпендикулярной построенному основному диску рабочего колеса через угол  $\varphi_i$  и расстояние  $r_i$  точки, как показано на рис.8.6 и рис.8.7.

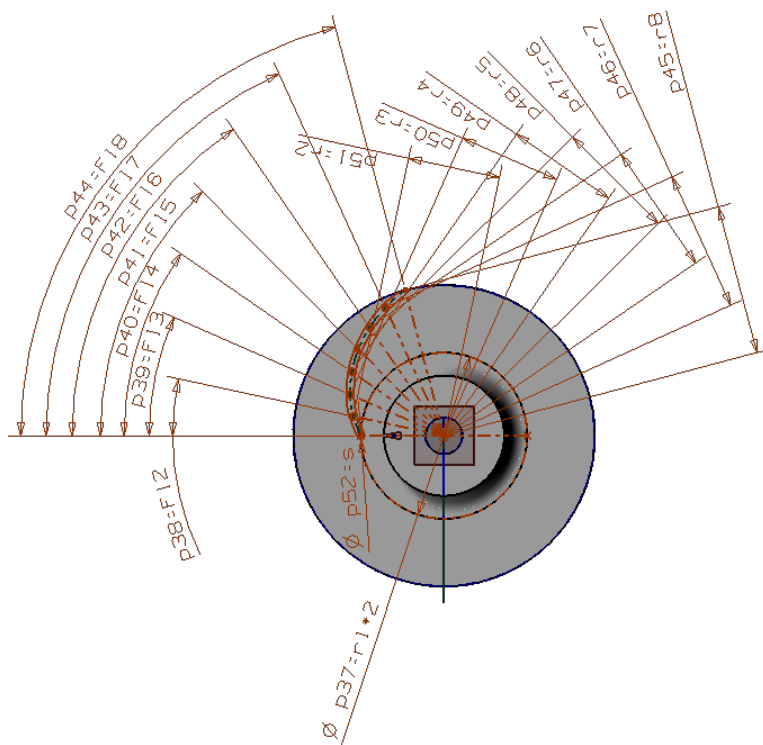
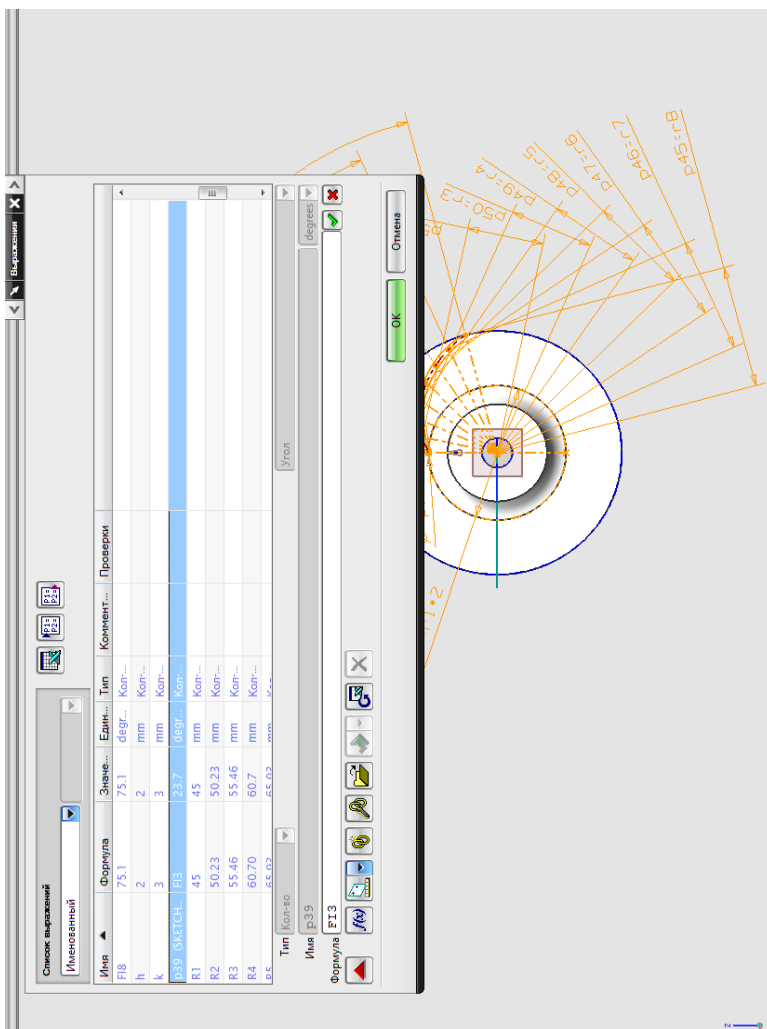


Рисунок 8.6 – Эскиз построения лопасти рабочего колеса





## 8.2 Моделирование элементов рабочего колеса

Вносим расчетные (п.4.2.3) данные в раздел формулы, используя команду «Инструменты» - «Выражение» при задании размеров лопасти [18].

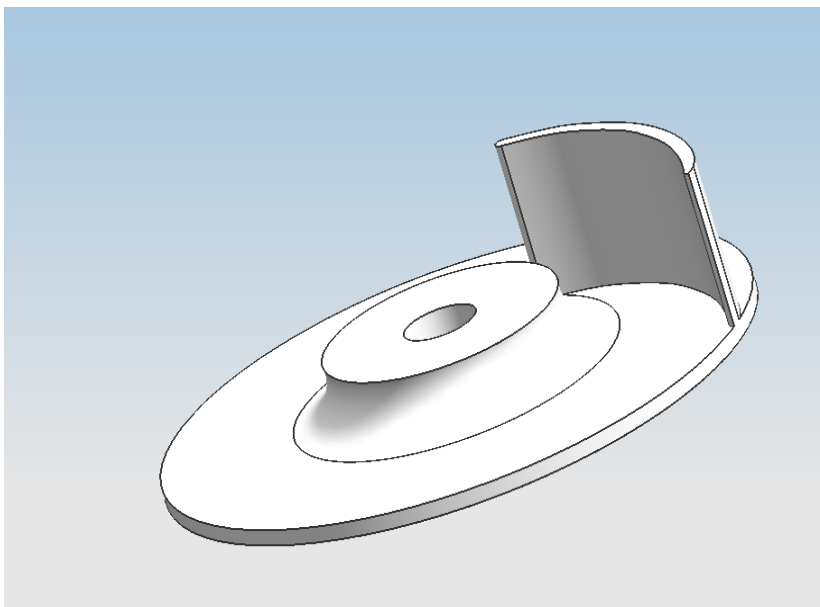


Рисунок 8.8 – Объединенная модель основного диска РК и лопасти

На базе полученного эскиза методом «Вытягивание» и с последующим применением булевой операции «Объединить», объединяем полученные тела (см.рис.8.8) коренного диска и лопасти РК.

Создаем с помощью команды «Круговой массив» вокруг оси симметрии колеса симметричные лопасти (см.рис.8.9), в соответствии с расчетным значением  $z$  – числа лопастей из п.6.2.1.

Используя команду «Скругление ребра», см. рис. 8.10 выполняем скругления в основании лопасти рабочего колеса, предварительно задавшись радиусом (рекомендуемое значение  $r=1-2$  мм).

Рисунок 8.9 – Построение симметричных лопастей РК командой «Круговой массив»»





Для создания верхнего профиля рабочего колеса, в модуле «Эскиз», строим профиль поверхности покрывного диска (приведен на рис.8.11). Для этого, используем операцию «Вращение» и задаем кривой поверхности, полученной касательной к окружностям, радиусы которых рассчитаны в п.4.2. Эскиз представлен на рис.8.12.

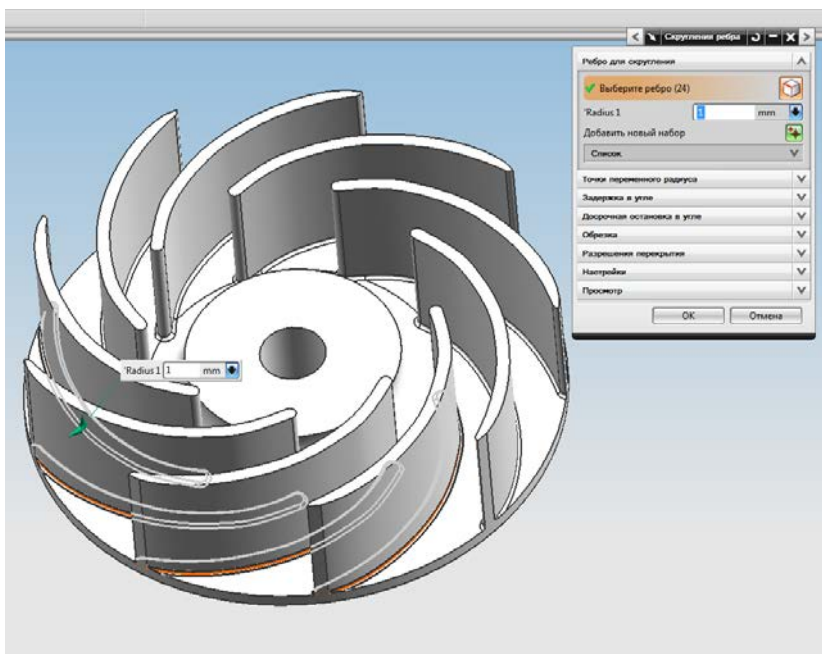


Рисунок 8.10 – Скругление оснований лопасти рабочего колеса

Вращением вокруг оси симметрии полученного профиля (эскиз которого показан на рис.8.12) и вычитанием его из тела колеса (используя «Булеву функцию – вычитание») получаем верхний профиль лопастного колеса, как показано на рис. 8.12 [18].

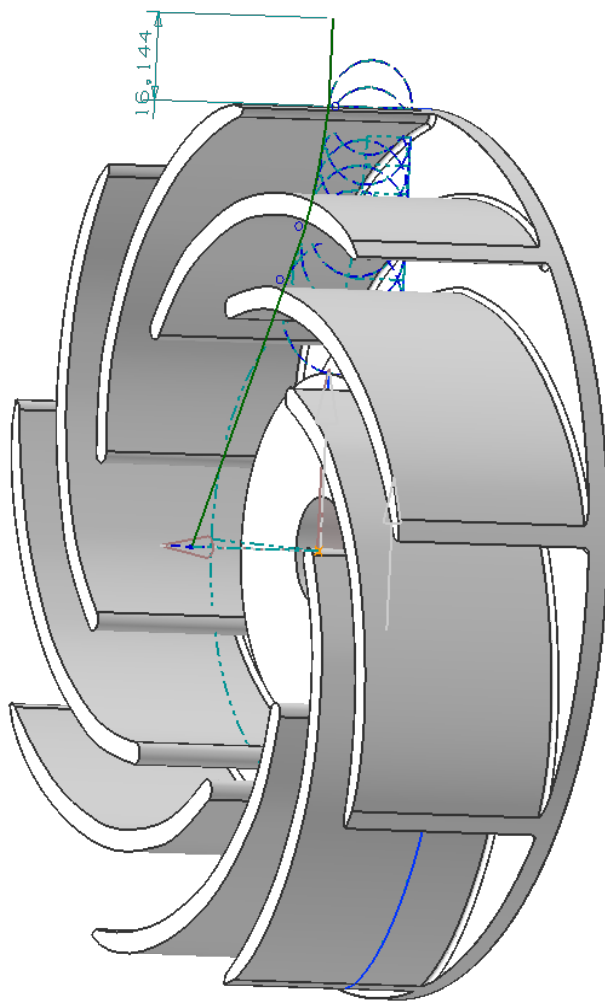


Рисунок 8.11 – Эскиз проточной части на построенной модели рабочего колеса

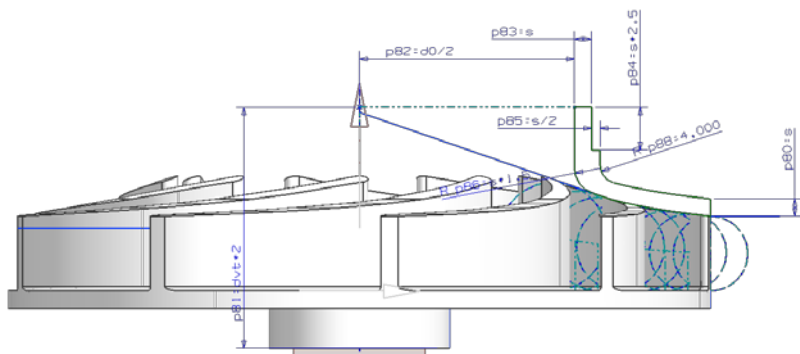


Рисунок 8.12 – Эскиз построения покрывного диска рабочего колеса

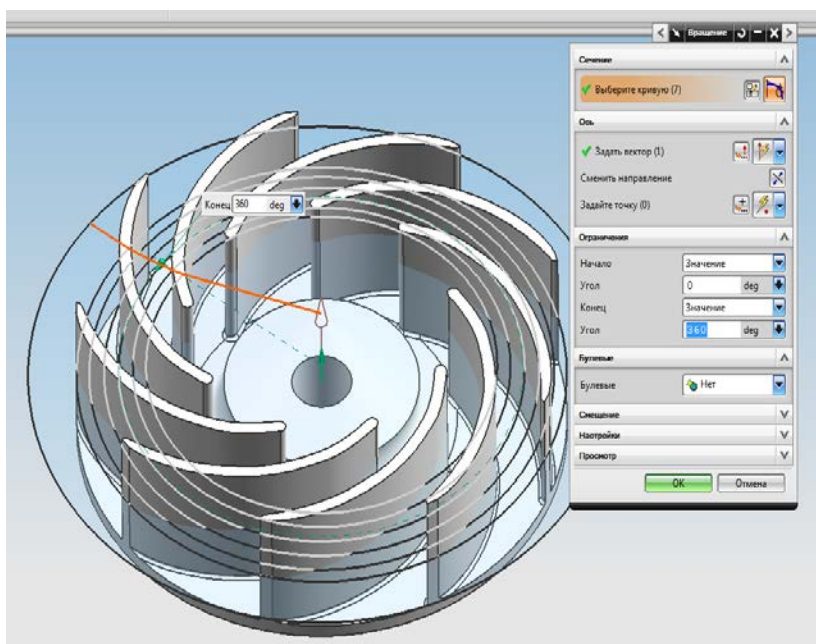


Рисунок 8.13 – Создание поверхности покрывного диска РК

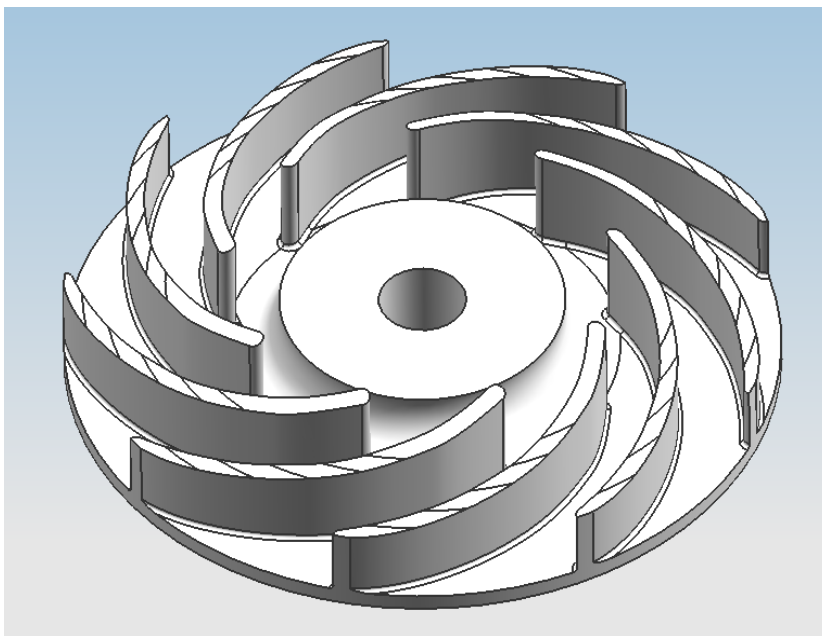


Рисунок 8.14 – Модель рабочего колеса со снятым покрывным диском

В модуле «Эскиз» строим верхнюю часть проектируемого колеса, выбрав операцию вращение и задавшись вектором вращения (см.рис.8.15). Методом вращения вокруг оси симметрии получаем тело верхней части. Объединяем тела, применив булеву операцию, что проиллюстрировано на рис.8.16.

Для построения шпоночного паза (рис.8.17), задаемся его геометрическими значениями, исходя из расчетного диаметра вала  $d_v$  (п.4.2.1). Используя операцию «Вычитание», создаем шпоночный паз [18] на внутренней поверхности втулки РК.

Завершаем построение, выполнив фаску при помощи операции «Фаска», на внутренней поверхности втулки рабочего колеса (рекомендуется  $l=1,5-3\text{мм}$ ), подробно показана на рис.8.18. Сохраняем полученную модель.

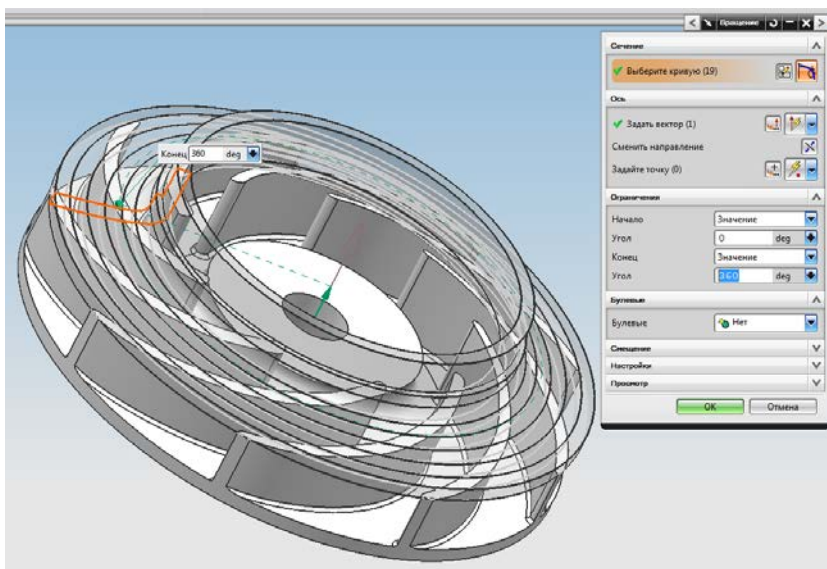


Рисунок 8.15 – Построение покрывного диска операциями «Вращение»

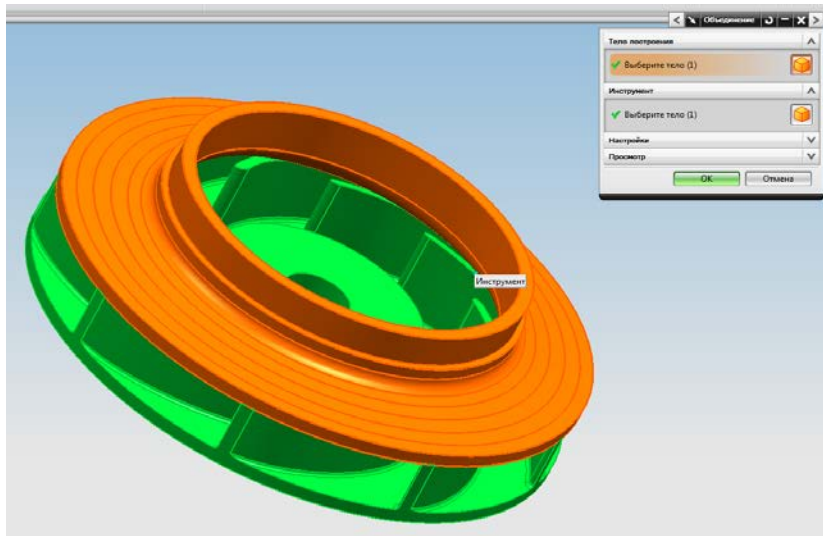


Рисунок 8.16 – Сборка элементов рабочего колеса

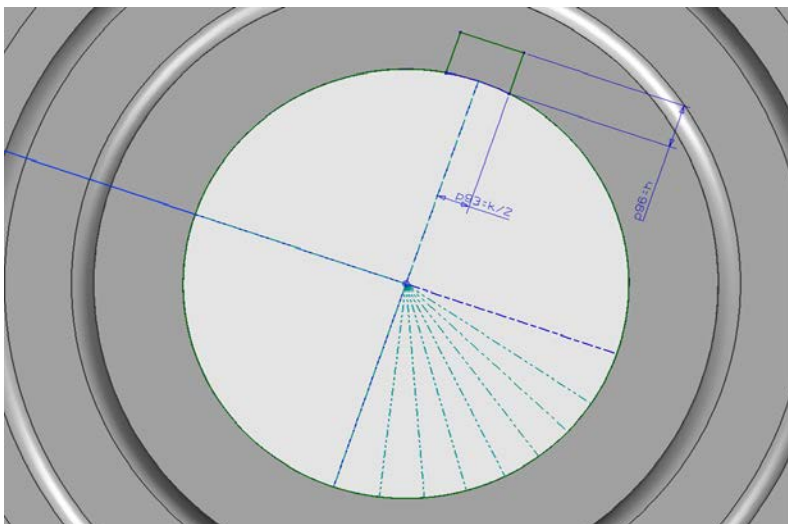


Рисунок 8.17 – Построение эскиза шпоночного паза во втулке РК

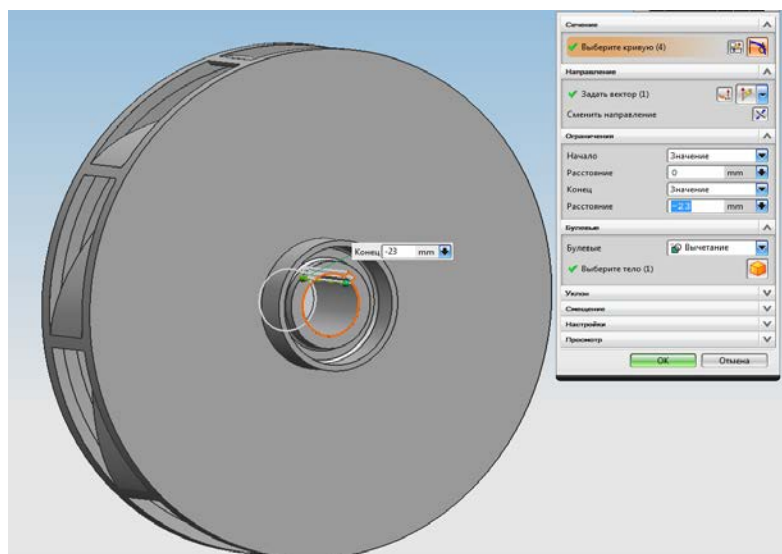


Рисунок 8.18 – Выполнение шпоночного паза во втулке РК

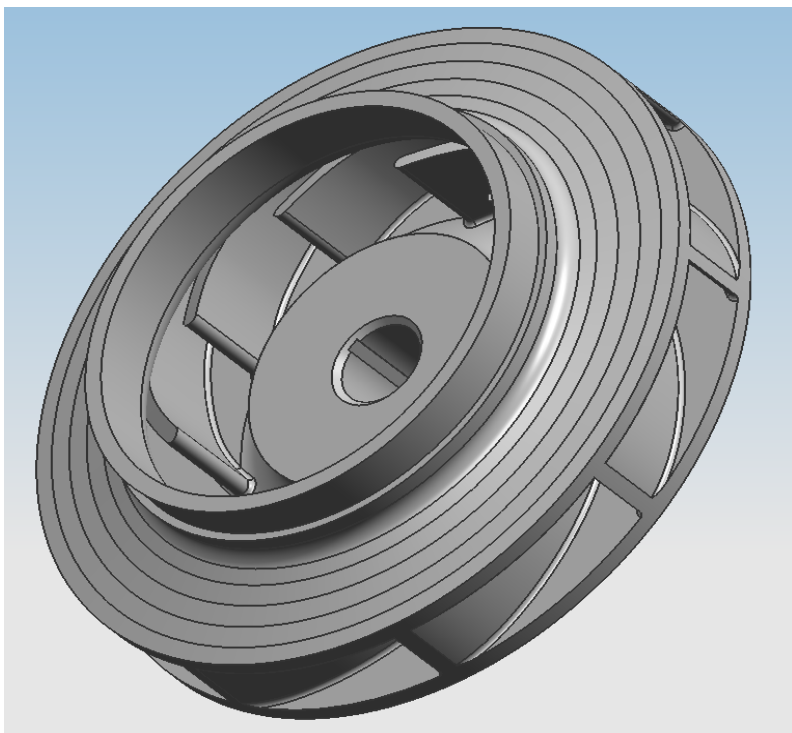


Рисунок 8.19 – Трехмерная модель рабочего колеса центробежного насоса

После того, как модель построена (рис.8.19), она может быть отредактирована в технике управления параметрами, даже если в ее построении и не использовались эскизы. Система способна наложить на модель автоматические ограничения, однако такие ограничения работают, как бы вторым планом и могут быть легко преодолены прямым редактированием модели [18]. С помощью такого подхода удастся избежать ситуации, когда не пользователь управляет системой, а она диктует ему свои условия.



## 8.3 Разработка чертежей по построенной 3-d модели рабочего колеса

Конечной целью любого проектирования является изготовление изделия, и для выполнения этой задачи обычно необходим комплект конструкторской документации. Разработка конструкторской документации, удовлетворяющей современным стандартам, является последним и важным этапом проектировочного расчета.

Большинство продуктов программных САПР, позволяют на основании 3-d модели выполнить эскизы общего вида. Последовательность разработки КД обычно заключается в следующем:

- в настройке конструктором чертежных листов (выбор формата, ориентация);
- расстановке необходимых проекций сборочных единиц и деталей;
- создании и расстановке дополнительных видов, разрезов, сечений с нанесением необходимых обозначений;
- простановке размеров с необходимыми допусками;
- нанесении надписей, технических требований, шероховатостей, отклонений формы и расположения поверхностей;
- нанесении (при необходимости) обозначений неразъемных соединений, таблиц;
- создании спецификаций и ведомостей.

Оформление по ЕСКД — один из самых трудоемких процессов при проектировании. Поскольку Unigraphics имеет встроенную среду черчения, то, казалось бы, оформление чертежей не составляет никакого труда. Однако, оформление в данной среде, а затем и согласование это с нормоконтролем, имеет расхождения с требованиями ЕСКД.

Для того что бы выполнить общий вид разработанного рабочего колеса необходимо: открыть меню – файл - > новый и выбрать в окне чертеж раздел – виды. После чего создать новый документ спроецировав требуемый вид 3-d модели рабочего колеса на лист (выбрав предварительно его формат А1-А4).



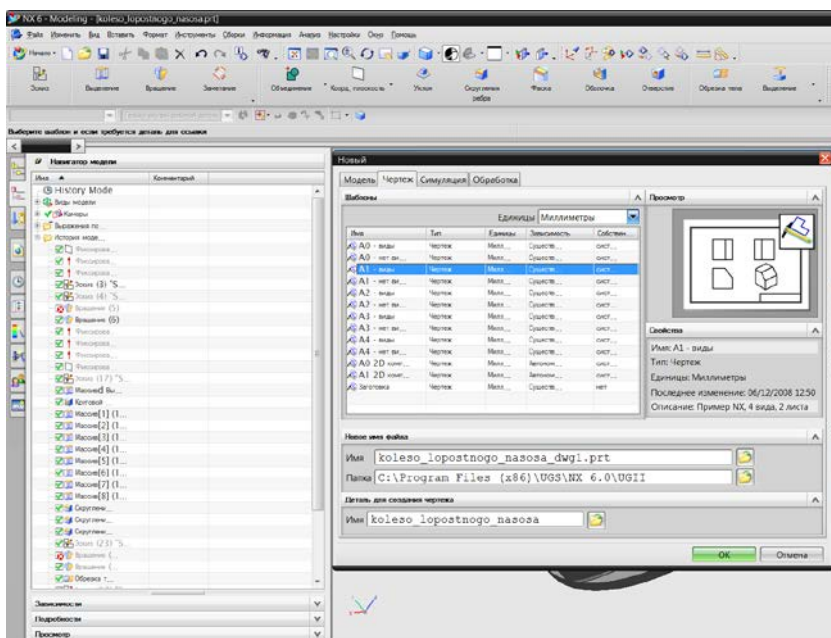


Рисунок 8.20 – Создание нового документа чертежа из 3-d модели

Если требуется выполнить сечение вида, то необходимо добавить вид сечения, щелкнув правой кнопкой и выбрав из меню, пример приведен на рис.8.21.

Обязательным является простановка всех конструктивных размеров, что выполняется при помощи панели измерения чертежа. Простановка символов технологических операций при изготовлении рабочего колеса, выполняется при помощи панели «Символы пользователя» с выбором шероховатости поверхности (см. рис.8.22), соотности и др. Завершается чертеж, заполнением штампа в правом нижнем углу в соответствии с техническим заданием и сохранением результатов в файл.

138



## 9. ВАРИАНТЫ ЗАДАНИЙ И СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

### Данные для проектирования и исследования центробежных насосов

Насосы консольные типа К (см. рис.2.1)

Номер задания	Основные технические данные				Номер исследовательской задачи
	Подача, м³/ч	Напор, м ст.жид	Частота вращения, об/мин	Род перекачиваемой жидкости	
1	8	19	2900	Вода и другие химически нейтральные жидкости до 105° С	1
2	8	15			2
3	8	12			3
4	20	18			4
5	20	10			1
6	45	19,5			2
7	45	30			3
8	45	40			4
9	45	55			1
10	90	14			2
11	90	20			3
12	90	27			4
13	90	35			1
14	90	43			2
15	90	55			3
16	90	75			4
17	90	85			1
18	160	14,5	1450		2
19	160	20			3
20	160	27			4
21	160	30			1
22	190	14			2
23	190	18			3
24	290	24			4
25	290	30			1



### Насосы консольно-моноблочные типа КМ (см. рис.2.2)

Номер задания	Основные технические данные				Номер исследовательской задачи
	Подача, м³/ч	Напор, м ст.жид	Частота вращения, об/мин	Род перекачиваемой жидкости	
26	8	15	2900	Вода и другие химически нейтральные жидкости до 105° С	1
27	8	12			2
28	20	14			3
29	20	10			4
30	20	25			1
31	20	19			2
32	45	19,5			3
33	45	40			4
34	90	14			1
35	90	27			2
36	90	43			3
37	160	14,5	1450		4

### Насосы одноступенчатые с двусторонним подводом жидкости типа Д (см. рис.2.3).

Но- мер зада- дан- ний	Основные технические данные				Номер исследова- тельской задачи
	Пода- ча, м³/ч	Напор, м ст.жид	Частота враще- ния, об/мин	Род перекачи- ваемой жидко- сти	
38	500	36	960	Чистая вода до 100° С	3
39	90	22	1450		4
40	126	26			1
41	200	36			2
42	216	33			3
43	300	50		Агрессивные жидкости вяз- костью до 30 сСт	4
44	360	54			1
45	630	90			2
46	400	46		Чистая вода до 100° С	3
47	450	35			4



### Насосы центробежные типа В (см. рис.2.4)

Номер задания	Основные технические данные				Номер исследовательской задачи
	Подача, м <sup>3</sup> /ч	Напор, м ст.жид	Частота вращения, об/мин	Род перекачиваемой жидкости	
48	$5,76 \cdot 10^3$	100	750	Вода и другие химически нейтральные жидкости	3
49	$9 \cdot 10^3$	100	600		4
50	$14,4 \cdot 10^3$	100	500		1
51	$22,7 \cdot 10^3$	100	375		2

### Насосы многоступенчатые (см. рис.2.5)

Номер задания	Основные технические данные				Номер исследовательской задачи
	Подача, м <sup>3</sup> /ч	Напор, м ст.жид	Частота вращения, об/мин	Род перекачиваемой жидкости	
52	150	240	2970	Вода + 0,5%-ная кислотность $H_2SO_4$	2
53	150	315	2960		3
54	150	390	2960		4
55	180	170	1475		1

### Справочные данные для расчета рабочего колеса [13]

Рекомендованные значения числа лопаток рабочего колеса

$n_{sk}$	50...60	60...180	180...350	350...600
$Z$	9...8	8...6	6	6...5

Рекомендованные значения толщин лопаток  
для рабочих колес из стали

$D_{2r}$ , мм	$\delta_1$ , мм	$\delta_2$ , мм	$\delta_{max}$ , мм
100	1,0...1,5	3,0	4,0
200	1,0...1,5	3,5...4,0	4,0...5,0
300	1,5...2,5	4,0...5,0	6,0...7,0
500	3,0...4,0	5,0...6,0	7,0...8,0
800	4,0...5,0	8,0...10,0	10,0...14,0

Рекомендованные значения углов наклона лопаток  
на выходе рабочего колеса

$n_{sk}$	$\beta_{л2}$
50...100	$35^\circ \dots 25^\circ$
100...200	$27^\circ \dots 23^\circ$
250...400	$22^\circ \dots 18^\circ$



Рекомендованные значения коэффициента запаса  $K_z$

$N, \text{кВт}$	До 1,0	1...2	2...5	5...50	Более 50
$K_z$	1,30...1,40	1,40...1,20	1,20...1,15	1,15...1,10	1,10...1,05

### Типовые задачи исследовательского характера

Исходные данные для задач исследовательского характера соответствуют параметрам проектируемого насоса.

**№1.** Исследование влияния угла атаки  $\Delta\beta$  на форму лопасти:

$$\Phi_D = f(\Delta\beta),$$

где  $\Delta\beta=3...15^\circ$ , шаг  $\Delta\beta = 3^\circ$ .

**№2.** Исследование влияния величины осевой скорости  $v_0$  на входе в рабочее колесо насоса на угол охвата лопасти  $\varphi$ :

$$\varphi = f(v_0),$$

где  $v_{01}=0,5-2$  м/с, шаг  $v_0=0,5$  м/с;

$v_{02}=3-8$  м/с, шаг  $v_0=1$  м/с.

**№3.** Исследование влияния угла атаки  $\Delta\beta$  на число лопастей  $z$  рабочего колеса:

$$z=f(\Delta\beta),$$

где  $\Delta\beta=3-18^\circ$ , шаг  $\Delta\beta=3^\circ$ .

**№4.** Исследование влияния числа лопастей  $z$  на форму лопастей:

$$\Phi_L = f(z),$$

где  $z=3-15$ , шаг  $z=4$ .



## Литература

1. Гидравлическое оборудование. Ч.1: Отраслевой «Каталог» – М.: ИКФ, «Каталог», 2001. – 194 с.
2. Электрооборудование и системы управления насосами и насосными установками. Ч.2: Электронасосные агрегаты центробежные. – М.: Информэлектро, 2003.
3. Малюшенко В.В. Динамические насосы: атлас. – М.: Машиностроение, 1984. – 84 с.
4. Лопастные насосы: справочник; под ред. В.А. Зимницкого и В.А. Умова. – Л.: Машиностроение, 1986. – 334 с.
5. Насосное современное оборудование, его отечественные и зарубежные, образцы продукции. Т.1 и 2: «Каталог 01-06». – М.: Инпромкаталог, 2007.
6. Гусин Н.В. Лопастные насосы. Ч.1: учеб. пособие / Н.В. Гусин. – Пермь.: ПГУ, 1996.
7. Стесин С.П. Лопастные гидромашин и гидродинамические передачи / С.П. Стесин, Е.А. Яковенко. – М.: Машиностроение, 1990. – 236 с.
8. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы / А.А. Ломакин. – М.: Машиностроение, 1966.
9. Степанов А.И. Центробежные и осевые насосы; пер. с англ. – М.: Машгиз, 1969. – 683 с.
10. Ряховский О.А. Справочник по муфтам / О.А. Ряховский, С.С. Иванов. – Л.: Политехника, 1991. – 384 с.
11. Сидоренко В.С. Курсовое и дипломное проектирование гидрофицированной техники: учеб. пособие / В.С. Сидоренко, А.Т. Рыбак, Р.А. Фридрих и др. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2005. – 98 с.
12. Крутиков В.С. Расчет на ЭВМ центробежного насоса: метод. указания и дипломному проектированию / В.С. Крутиков. – Новочеркасск: Издат. центр ЮРГТУ, 1998. – 27 с.
13. Спиридонов Е.К. Расчет и проектирование лопастных насосов: учеб. пособие к курсовому проекту / Е.К. Спиридонов, Л.С. Прохасьяко. – Челябинск: ЮУГУ, 2003.
14. Тумаков А.А. Расчет и проектирование центробежного насоса: учеб. пособие / А.А. Тумаков, М.С. Полешкин / ДГТУ. – Доп. УМО вузов по универ. политехн. образованию. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2010. – 97 с.



15. Краснов М. Unigraphics для профессионалов / М. Краснов, Ю. Чигишев. – М.: Лори, 2004. – 141 с.


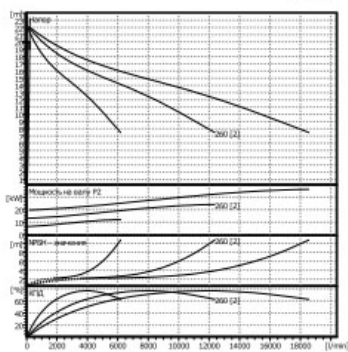
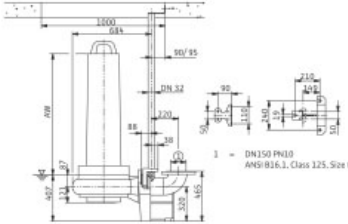
16. Макаров Е. Инженерные расчеты в Mathcad 15: Учебный курс / Е. Макаров. – СПб.: Питер, 2011. – 400 с.

17. Кожухова А.В. Инновационные технологии автоматизированного проектирования / А.В. Кожухова, С.А. Плеханов. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2012. – 138 с.

18. Самсонов В. В. Автоматизация конструкторских работ в среде Компас-3D. В. В. Самсонов, Г. А. Красильникова. – СПб.: Академия, 2009. – 224 с.



## ПРИЛОЖЕНИЕ А. РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОЕКТНОГО РЕШЕНИЯ В СИСТЕМЕ WILLO-SELECT (НАЧАЛО)

WILLO SE Nordkirchenstr. 100 D 44263 Dortmund Телефон 0231/4102-0 Телефакс 0231/4102-7363		<b>3 x FA 15.52-260E + T 20.1-4/22GE<sub>x</sub></b> Установка: Submersible pump									
Клиент № клиента Ответственный Редактор		Проект № проекта Поз. № Локальный Дата		02.06.2013 Страница 1 / 2							
			<b>Данные запроса</b> Расход 200 l/min Напор 20 m Перекачиваемая среда Вода, чистая Температура жидкости 20 °C Плотность 0,9982 kg/dm³ Кинематическая вязкость 1,001 mm²/s Давление пара 0 bar								
			<b>Данные насоса</b> Производитель WILLO Тип FA 15.52-260E + T 20.1-4/22GE <sub>x</sub> Вид агрегата Параллельно подключенные насосы Ступень ном. Давления PN 10 Мин. температура жидкостй °C Max. температура жидкостй °C								
			<b>Данные гидравлики (рабочая точка)</b> Расход 209 l/min Напор 21,9 m Число оборотов 1450 1/min Диаметр рабочего колеса 260 mm								
			<b>Материалы / уплотнение</b> Static seal NBR Рабочее колесо EN-GJL 200 СТУ со стороны мотора SiC-SiC СТУ со стороны насоса SiC-SiC Корпус мотора EN-GJL 250 Корпус насоса EN-GJL 250 Вал насоса 1.4021								
			<b>Размеры</b> mm <table border="1"> <tr> <td>AW</td> <td>674</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </table>			AW	674				
AW	674										
			Всасывающая сторона / PN 10 Напорная сторона DN 150 / PN 10 Вес 249 kg Свободный проход 100 mm								
			<b>Данные мотора</b> Ном. мощность P2 15 kW Ном. число оборотов 1425 1/min Ном. напряжение 3~400 V, 50 Hz Макс. потребление тока 30,5 A Вид защиты IP 68 Допустимый перелад напряжения +/- 10 % Арт.№ стандартного исполнения 6047734								

Всодомы: всасывающее наименование

Версия программы: 3.1.12 - 11.01.2013 (Build 62)

Группа пользователей: DE

Статус данных: 2012-12-08



## ПРИЛОЖЕНИЕ А. РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОЕКТНОГО РЕШЕНИЯ В СИСТЕМЕ WILLO-SELECT (ОКОНЧАНИЕ)

WILO SE  
Nordkirchenstr. 100  
D 44263 Dortmund  
Телефон 0231/4102-0  
Телефакс 0231/4102-7363

**FA 15.52-260E + T 20.1-4/22GE<sub>x</sub>**  
Установка: Submersible pump

**wilo**

Клиент  
№ клиента  
Ответственный  
Редактор

Проект  
№ проекта  
Поз. №  
Локальный

Страница 2 / 2  
Дата 02.06.2013

Technical drawing of a Wilo pump assembly. The main view shows a vertical pump unit with a horizontal discharge pipe. Dimensions include: total height 1000, pump body height 684, discharge pipe height 90/95, DN 32 connection, 220, 88, 38, 407, 121, 67, 320, 465, 370. A detail view shows a 90-degree elbow with dimensions 90, 110, 50, 210, 149, 240, 19, 50. A note indicates: 1 = DN150 PN10, ANSI B16.1, Class 125, Size 6.

Стандарт  
Всасывающая сторона  
Напорная сторона DN 150

Размеры

mm

AW	674						
----	-----	--	--	--	--	--	--

Всасывающая сторона

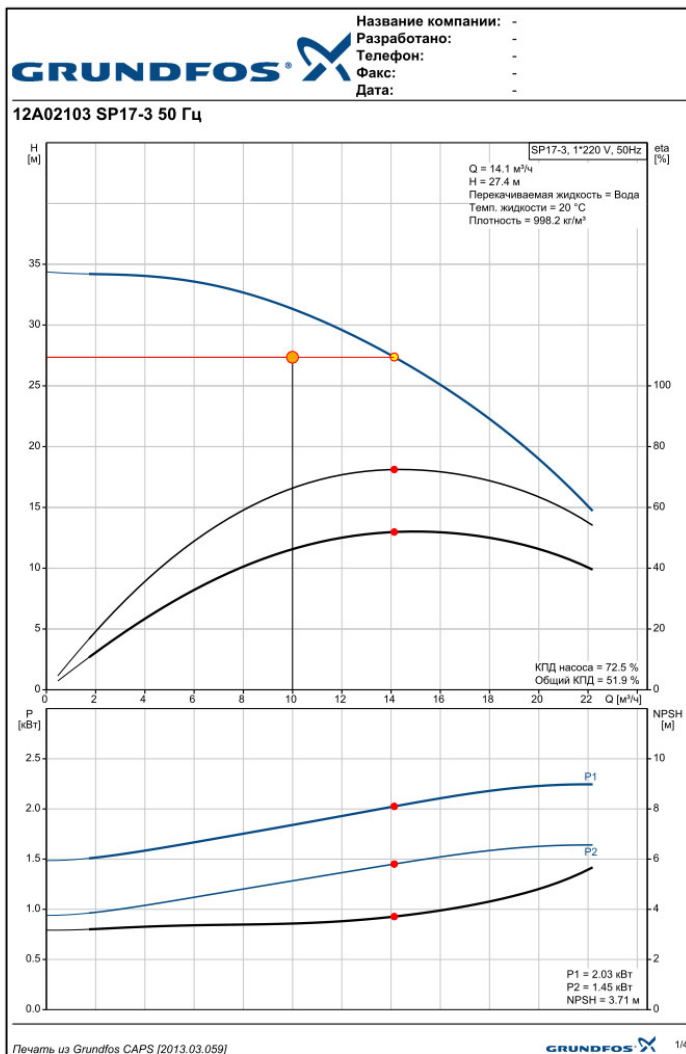
Версия программы 3.1.12 - 11.05.2013 (Build 82)

Группа пользователей DE

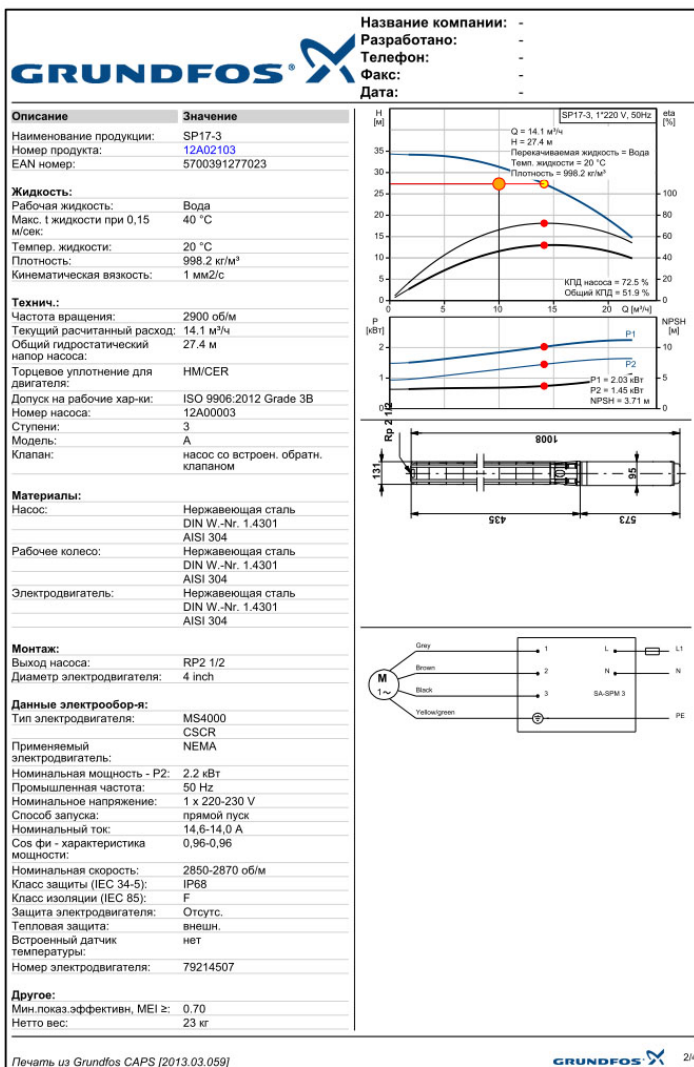
Статус данных 2012-12-28



## ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Результаты проектного решения в системе Grundfos WinCAPS (НАЧАЛО)

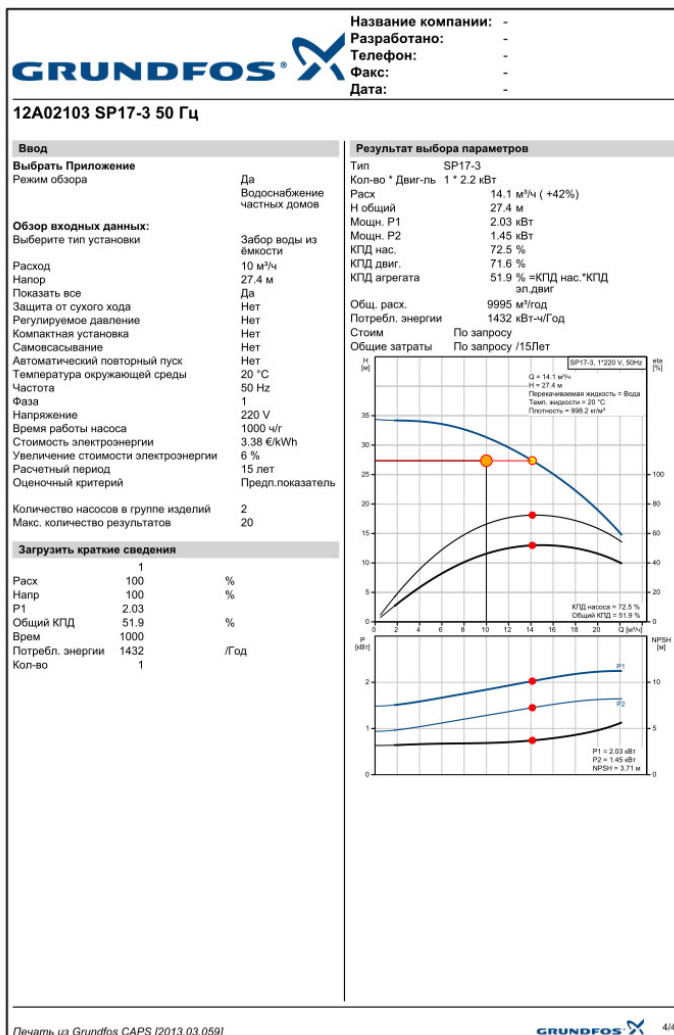


## ПРИЛОЖЕНИЕ Б. РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОЕКТНОГО РЕШЕНИЯ В СИСТЕМЕ GRUNDFOS WINCAPS (ПРОДОЛЖЕНИЕ)





## ПРИЛОЖЕНИЕ Б. РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОЕКТНОГО РЕШЕНИЯ В СИСТЕМЕ GRUNDFOS WINCAPS (ОКОНЧАНИЕ)



Печать из Grundfos CAPS [2013.03.059]

GRUNDFOS 4/4