

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
«Харьковский политехнический институт»

Л.Н. Цехмистро, Е.С. Крупа, В.Э. Дранковский, А.Н. Хандурин, К.С. Резвая

# РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ БУРОВЫХ НАСОСОВ

Учебное пособие



Харьков  
2016

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
«Харьковский политехнический институт»

**Л.Н. Цехмистро, Е.С. Крупа, В.Э. Дранковский, А.Н. Хандурин, К.С. Резвая**

## **РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ БУРОВЫХ НАСОСОВ**

Учебное пособие к практическим занятиям по дисциплине  
«Расчет на прочность оборудования для  
нефтегазовой промышленности»

для студентов специальности  
«Машины и механизмы нефтяных и газовых промыслов»

Утверждено  
редакционно-издательским  
советом университета  
протокол № 2 от 23.06.2016 г.

Харьков  
НТУ «ХПИ»  
2016

УДК 622.242.6

ББК 33.131

P24

Рецензенты:

*А.И. Ценципер*, канд. техн. наук, ст. научн. сотр. ИПМаш им. А.Н. Подгорного НАН Украины, академик Украинской нефтегазовой академии;

*Д.В. Рымчук*, канд. техн. наук, и.о. директора ДП «ЛИКВО» НАК «Нефтегаз Украины», академик Украинской нефтегазовой академии

Авторы: Л.Н. Цехмистро, Е.С. Крупа, В.Э. Дранковский, А.Н. Хандурин, К.С. Резвая

Навчальний посібник містить теоретичний і практичний матеріал з аналізу силових факторів в елементах механічної та гідравлічної частин бурового насоса. Представлено аналітичні залежності, наведено розрахунки навантажень і напружень, розглянуто питання побудови епюр сил і моментів основних вузлів бурового насосного устаткування.

Призначений для студентів і аспірантів вузів за фахом «Машини й механізми нафтових і газових промислів», а також може бути корисним фахівцям, які пов'язані з експлуатацією нафтогазового устаткування.

P24 Расчет на прочность буровых насосов: учеб. пособие / Л.Н. Цехмистро, Е.С. Крупа, В.Э. Дранковский, А.Н. Хандурин, К.С. Резвая – Харьков: НТУ «ХПИ», 2016. – 110 с. – На рус. яз.

ISBN

Учебное пособие содержит теоретический и практический материал по анализу силовых факторов в элементах механической и гидравлической частей бурового насоса. Даны аналитические зависимости, приведены расчеты нагрузок и напряжений, рассмотрены вопросы построения эпюр сил и моментов основных узлов бурового насосного оборудования.

Предназначено для студентов и аспирантов вузов по специальности «Машини и механизмы нефтяных и газовых промыслов», а также может быть полезным специалистам, связанным с эксплуатацией нефтегазового оборудования.

Ил. 38. Табл. 15. Библиогр.: 25 наим.

УДК 622.242.6

ББК 33.131

ISBN

© Цехмистро Л.Н., Крупа Е.С., Дранковский В.Э., Хандурин А.Н., Резвая К.С. 2016 г.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1. УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ БУРОВЫХ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ.....	7
2. КОНСТРУКЦИИ БУРОВЫХ НАСОСОВ.....	9
2.1. Приводная часть бурового насоса.....	10
2.1.1. Станина насоса.....	10
2.1.2. Передачи насоса.....	11
2.1.3. Шатуны и крейцкопфы (ползуны).....	12
2.2. Гидравлическая часть бурового насоса.....	13
2.2.1. Гидравлическая коробка.....	13
2.2.2. Цилиндровые втулки.....	14
2.2.3. Вытеснители буровых насосов (плунжеры, поршни).....	15
2.2.4. Клапаны буровых насосов.....	17
2.2.5. Штоки поршней.....	19
2.2.6. Уплотнение штока бурового насоса.....	19
2.2.7. Уплотнение плунжера бурового насоса.....	21
Вопросы для самоконтроля.....	30
3. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ БУРОВЫХ НАСОСОВ.....	32
3.1. Порядок проведения прочностных расчетов.....	32
3.2. Механическая часть насоса. Определение действующих нагрузок.....	33
3.2.1. Расчет клиноременной передачи насоса.....	33
3.2.2. Зубчатые передачи.....	36
3.2.3. Ведущий вал насоса.....	36
3.2.4. Коленчатый вал насоса.....	39
3.2.5. Подшипники валов.....	45
3.2.6. Соединение валов с рабочими деталями.....	45
3.2.7. Кривошипно-шатунный механизм.....	46
3.3. Расчеты на прочность деталей механической части буровых насосов.....	48
3.3.1. Ведущий вал.....	48
3.3.2. Коленчатый вал.....	52
3.3.3. Расчет шатуна.....	56
Примеры практических расчетных заданий.....	69
Практическое занятие №1.....	69

Практическое занятие №2.....	78
Варианты заданий к практическим занятиям.....	84
4. ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ БУРОВОГО НАСОСА. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДЕЙСТВУЮЩИХ НАГРУЗОК.....	87
4.1. Тарелка клапана.....	87
4.2. Седло клапана.....	87
4.3. Крышка корпуса гидроблока.....	88
4.4. Крепление крышек к корпусу гидроблока.....	88
4.5. Крепление корпуса гидроблока к корпусу механической части.....	89
4.6. Цилиндры.....	90
4.7. Штоки поршней.....	90
5. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ЧАСТИ БУРОВОГО НАСОСА.....	93
5.1. Крышка корпуса гидроблока.....	93
5.2. Тарелка клапана.....	95
5.3. Пружина клапана.....	96
5.4. Шток поршня бурового насоса.....	100
Вопросы для самоконтроля.....	101
Варианты заданий для самостоятельной работы студентов.....	104
Список литературы.....	108

## **ВВЕДЕНИЕ**

Для очистки забоя скважины от выбуренной породы буровая установка комплектуется гидравлической системой. В состав этой системы входят буровые насосы, нагнетательный трубопровод, оборудование для очистки и сбора бурового раствора.

Буровые насосы преобразуют механическую работу двигателя привода в гидравлическую энергию потока бурового раствора, необходимую для выноса на поверхность выбуренной породы. Требования к этим насосам определяются условиями их эксплуатации, физико-механическими свойствами буримых пород, глубиной, диаметром и назначением скважины, типом породоразрушающего инструмента.

Буровые насосы – главные потребители энергии на буровой. Затраты гидравлической энергии при бурении очень большие, и с увеличением глубин скважин они возрастают.

Необходимость постоянной и равномерной очистки забоя, выноса и поддержания шлама во взвешенном состоянии требуют минимальной пульсации потока. Неравномерность потока может привести к нарушению нормального процесса бурения, ухудшению состояния стенок скважины.

Пульсирующий поток промывочной жидкости может вызывать гидравлические удары, которые сокращают срок службы элементов насоса и напорной магистрали, а также являются одной из причин вибрации буровой колонны.

Буровые насосы должны обеспечить достаточную равномерность подачи, быть безопасными в эксплуатации, удобными в обслуживании и ремонте в полевых условиях [16, 17, 21].

Буровые насосы эксплуатируются в очень тяжелых условиях, перекачивают вязкие растворы, приготовленные на основе глинисто-водных смесей и утяжеленные добавками гематита или барита. Растворы содержат до 2 % абразивных частиц. Это предъявляет повышенные требования к износостойкости

узлов и деталей гидравлической части насоса. Избежать абразивного износа элементов насоса невозможно, поэтому необходимо обеспечить возможность оперативной замены быстроизнашивающихся деталей.

Основному требованию – независимости производительности от давления (наличие жесткой напорно-расходной характеристики Q-H) – удовлетворяют насосы объемного типа: поршневые (плунжерные), шестеренчатые и винтовые.

Буровые насосы должны обладать повышенной износоустойчивостью при перекачивании жидкостей, содержащих абразивные примеси.

Полностью исключить абразивный износ при применении указанных типов насосов не представляется возможным, но компенсировать возникающие в результате износа зазоры практически проще в насосах с возвратно-поступательным движением рабочего органа (поршня, плунжера).

Насосы такого типа – в отличие от центробежных – обладают способностью к самовсасыванию и дают возможность создания любого напора, величина которого определяется параметрами насосной установки, мощностью двигателя и прочностью агрегата.

Центробежный насос может применяться при бурении только мелких скважин, когда нет необходимости в высоких давлениях промывочной жидкости.

Прямая зависимость подачи поршневого насоса от числа оборотов позволяет в широких пределах регулировать его производительность.

Поршневые насосы более универсальны в том отношении, что могут быть использованы для перекачивания жидкостей с различными физическими свойствами (даже с высокой вязкостью и большим содержанием твердой взвеси), чего нельзя допустить при применении шестеренчатых насосов.

Таким образом, требованиям технологии бурения скважин более всего удовлетворяют поршневые (плунжерные) насосы, горизонтальные двух- или трехпоршневые (трехплунжерные), приводные. Вертикальные насосы не используются в буровых установках вследствие их неустойчивости при работе, транспортировке, повышенной трудоемкости обслуживания.

Применение в насосе трехпоршневой (трехплунжерной) системы обеспечивает допустимую при бурении скважины пульсацию потока перекачиваемой жидкости.

## 1. УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ БУРОВЫХ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

Конструкция насоса состоит из двух основных частей – гидравлической и механической.

Гидравлическая часть насоса служит для обеспечения необходимых параметров его работы – давления и подачи промывочной жидкости.

Механическая часть служит для преобразования вращательного движения приводного двигателя насоса в поступательное движение плунжера (поршня).

Главными узлами гидравлической части являются: гидроблок с клапанами, плунжер с сальниковыми стаканами или поршень с цилиндровой втулкой и поршневой шток с его уплотнением.

В механическую часть входят: приводной вал кривошипно-шатунного механизма, соединенный с валом двигателя посредством муфт, ременной передачи; коленчатый (эксцентриковый) вал, шатун, ползун и т. д.

Конструкция, материалы, из которых изготовлены узлы как гидравлический, так и механической частей насоса, должны быть взаимно увязаны и рассчитаны.

В настоящее время при проектировании насосов предусматривается максимальная унификация использования узлов и деталей [9, 23].

Требования, предъявляемые к износостойкости и надежности гидравлической части насоса, обусловлены спецификой работы на абразивных жидкостях.

На рис. 1.1 представлена схема приводного поршневого насоса двойного действия.

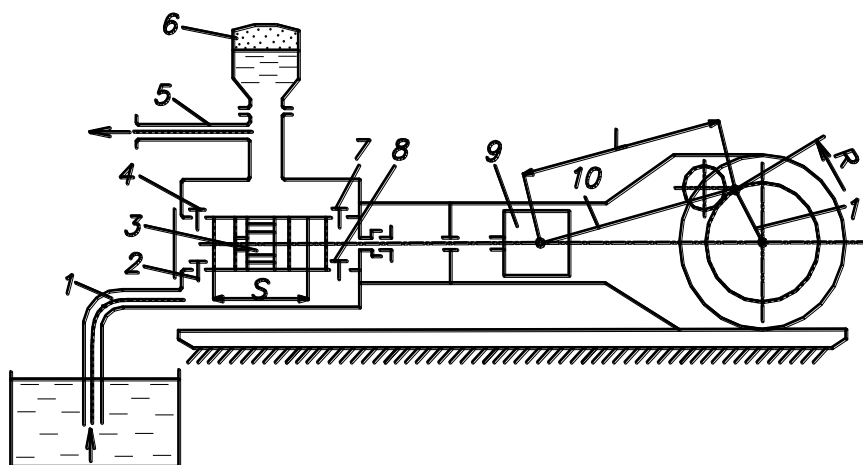


Рисунок 1.1 – Схема приводного поршневого насоса двойного действия

Горизонтальный приводной поршневой насос двойного действия состоит из гидравлической и приводной частей.

В гидравлическую часть входят цилиндр с поршнем 3, два всасывающих 2, 8 и два нагнетательных 4, 7 клапана. Клапаны устроены так, что пропускают жидкость только в одном направлении. При перемещении поршня в обратном направлении соответствующие клапаны закрываются. К полости всасывающих клапанов присоединен всасывающий трубопровод 1. Над нагнетательными клапанами расположена напорная камера с компенсатором неравномерности подачи 6, откуда жидкость поступает в нагнетательный трубопровод 5.

При движении поршня от всасывающего клапана 2 в левой части цилиндра создается разрежение. Под действием разности давлений в цилиндре и всасывающем трубопроводе 1 открывается клапан 2, и жидкость поступает в цилиндр. Нагнетательный клапан 4 в это время закрыт. Так происходит цикл всасывания насоса. Одновременно в правой части цилиндра движущийся поршень повышает давление жидкости, в результате чего закрывается всасывающий клапан 8 и открывается нагнетательный клапан 7. Жидкость выталкивается в нагнетательную полость насоса. Поршень перемещается в цилиндре на длину хода  $s$ . За один ход поршня происходит одновременно цикл всасывания и нагнетания. При обратном движении поршня камера всасывания и нагнетания меняются местами.

Приводная часть насоса представляет собой кривошипно-шатунный механизм, состоящий из кривошипа 11, шатуна 10 и ползуна (крейцкопфа) 9. Поршень штоком соединен с ползуном. За один полный оборот кривошипа поршень совершает один двойной ход. Поршни буровых насосов бывают в виде диска или плунжера. Дисковыми считаются поршни, длина которых меньше диаметра. Эти поршни имеют самоуплотняющиеся манжеты. Плунжерные поршни уплотняются внешними сальниковыми устройствами. По виду поршня насосы принято называть поршневыми или плунжерными. У поршневых насосов за один оборот кривошипа жидкость может всасываться и нагнетаться дважды. Эти насосы называют насосами двойного действия. Плунжерные насосы – простого действия.

По числу цилиндров буровые насосы делятся на двух- и трехцилиндровые двойного и простого действия.

Трехпоршневой насос одностороннего действия (рис. 1.2) состоит из трех однопоршневых насосов одностороннего действия, имеющих общий коленчатый вал.

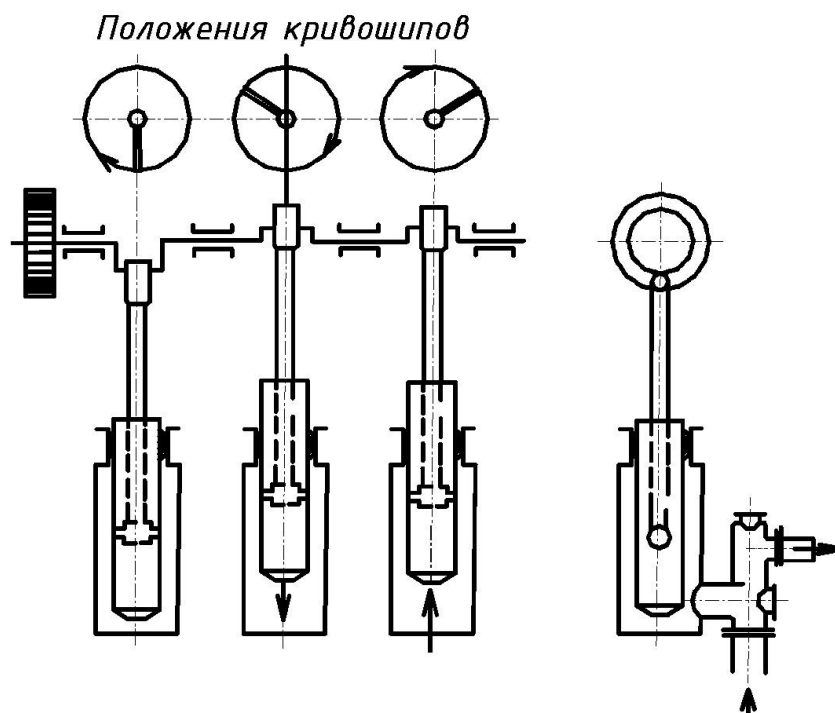


Рисунок 1.2 – Трехпоршневой насос одностороннего действия

Кривошипы таких насосов расположены под углом 120 градусов по отношению друг к другу. Трехпоршневые насосы имеют общие всасывающий и напорный трубопроводы.

## 2. КОНСТРУКЦИИ БУРОВЫХ НАСОСОВ

В настоящее время буровые установки комплектуются насосами двух типов: двухцилиндровыми двойного действия или трехцилиндровыми простого (одностороннего) действия. Однотипные насосы не имеют различий в принципиальных схемах. Они отличаются параметрами технической характеристики и конструктивным исполнением отдельных узлов.

Все буровые насосы имеют гидравлическую и приводную части, смонтированные на общей раме-салазках. Гидравлическая часть поршневого насоса состоит из литой или ковanej гидрокоробки с двумя или тремя параллельно расположенными в горизонтальной плоскости цилиндрами, в которых установлены втулки с поршнями. Двухцилиндровые насосы двойного действия имеют четыре всасывающих и четыре нагнетательных клапанных узла. В трехцилиндровых насосах одностороннего действия установлены три всасывающих и три нагнетательных клапана. В каждом насосе имеется одна приемная (всасываю-

щая) коробка и один нагнетательный тройник. Гидравлическая и приводная части обычно соединяются шпильками.

Различие насосов состоит в размерах и конфигурации клапанных коробок, способах их расположения, конструкции клапанных крышек, конструкции цилиндрических крышек, способах крепления цилиндрических втулок и т. д. Клапаны и гнезда различных насосов также имеют конструктивные отличия.

В трехцилиндровом насосе одностороннего действия со стороны штока нет уплотняющего сальника, что не только упрощает конструкцию, но и значительно упрощает эксплуатацию. Отпадает необходимость периодически подтягивать сальник и менять изношенный шток. Важная особенность этой конструкции заключается в том, что со стороны штока открыто зеркало цилиндра и это позволяет интенсивно его охлаждать и смывать с него абразивные частицы бурового раствора.

## **2.1. Приводная часть бурового насоса**

Приводная часть бурового насоса выполняет функции преобразования вращательного движения ведущего шкива в возвратно-поступательное движение крейцкопфов и передачи поршням энергии, получаемой от силового привода. Кроме того, трансмиссия насоса снижает частоту вращения коренного вала. Приводная часть насоса состоит из литой или сварной станины, в которой смонтированы трансмиссионный вал с одной или двумя шестернями и приводным шкивом, коренной вал в сборе с одним или двумя зубчатыми колесами, шатуны и крейцкопфы с контрштоками.

В современных конструкциях буровых насосов обычно применяется одна косозубая или шевронная передача. Это уменьшает ширину и массу насоса. Использование эксцентриков на коренном валу вместо кривошипов также уменьшает габариты и массу насоса. При такой конструкции уменьшается длина трансмиссионного вала, и даже трехцилиндровые насосы можно устанавливать на двухподшипниковых опорах.

### **2.1.1. Станина насоса**

Станина насоса представляет собой коробчатый корпус, в котором расположена приводная часть. Станины отливаются из стали марки 35Л или из высокопрочных чугунов [2, 3]. Для насосов большой мощности изготавливают свар-

ные или сварно-литые станины, имеющие меньшую массу по сравнению с литыми. Внутренняя полость станины используется как масляная ванна вместимостью 0,3 л на 1 кВт приводной мощности. Она плотно закрывается крышкой, в верхней части которой находится сапун. Ванна имеет указатель уровня масла, заправочную горловину и сливное отверстие. Для изоляции приводной части от гидравлической в разделяющей стенке монтируется сальник контрштока.

### 2.1.2. Передачи насоса

Передачи предназначены для снижения частоты вращения коренного вала в 10–20 раз. Первичные двигатели привода буровых насосов обычно имеют частоту вращения 700–1500 об/мин. Передача бывает двухступенчатой. Обычно между двигателем и трансмиссионным валом насоса имеется клиноременная передача с передаточным числом 2–3,5. Применяют от 9 до 20 клиновых ремней типов Г или Д. Шкивы для клиноременной передачи изготавливают из чугунного литья и сажают на консоли трансмиссионного вала по цилиндрической или конической поверхности на шпонке [1, 10, 23].

Вторая ступень – это зубчатая передача между трансмиссионным и коренным валами. Ее передаточное число 4-5 и она снижает частоту вращения коренного вала с 250–600 до 60–135 об/мин.

На рис. 2.1 изображена типичная для трехплунжерного насоса кинематическая схема его механической части, в которой встроена коробка передач – двухвальная.

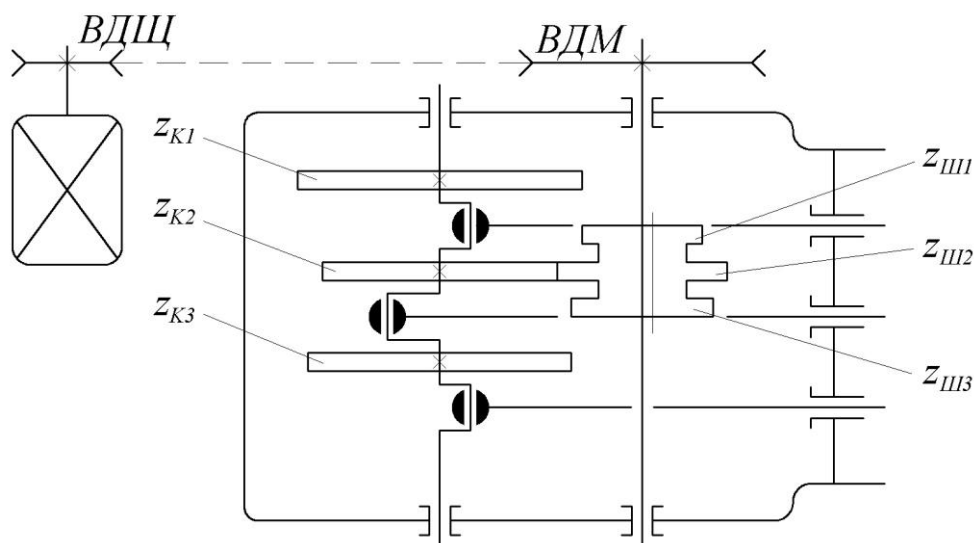


Рисунок 2.1 - Кинематическая схема механической части насоса

В качестве ведомого использован коленчатый (коренной) вал насоса (он может быть и эксцентриковым), соединенный через шатуны, и ползуны с плунжерами. Различные зубчатые пары коробки сообщают коленчатому валу различные частоты вращения, соответствующие заданным подачам насоса.

Обычно применяют цилиндрические зубчатые передачи с косым (угол наклона зуба  $6^{\circ}$ – $70^{\circ}$ ) или с шевронным зубом, с эвольвентным зацеплением или с зацеплением Новикова [22]. Модуль зубчатой передачи 8–14 мм. Шестерни или венцы зубчатых колес изготавливают из низколегированных сталей марки 40ХН или 38ХМ. Для их термообработки применяется закалка токами высокой частоты до твердости НРС 54–57. Шестерни изготавливают как одно целое с трансмиссионным валом или как отдельные детали. В последнем случае они соединяются с помощью горячей посадки на шпонке. Предпочтительно изготовление шестерни за одно целое с валом, так как в месте посадки шестерни при работе на валу возникают интенсивные процессы фреттинг-коррозии, приводящие к усталостным поломкам валов.

Трансмиссионные и коренные валы с косозубыми передачами устанавливают на подшипники, воспринимающие осевые нагрузки. Применяют роликовые конические однорядные или двухрядные, сферические или цилиндрические подшипники качения, обеспечивающие долговечность не менее 10 тыс. ч.

Кривошипные коренные валы обычно изготавливают коваными, эксцентриковые – литыми. На кривошипном валу находится зубчатое колесо, часто с насадным зубчатым венцом. С двух сторон зубчатого колеса под углом  $90^{\circ}$  друг к другу в двухцилиндровых насосах или под углом  $120^{\circ}$  в трехцилиндровых насосах на коренном валу посажены кривошипы. На мотылевых шейках кривошипов на сдвоенных конических роликоподшипниках монтируют головки шатунов. Эксцентрики коренных валов после сборки образуют остов зубчатого колеса, на котором находится зубчатый венец.

### **2.1.3. Шатуны и крейцкопфы (ползуны)**

Шатуны и крейцкопфы буровых насосов изготавливают коваными или литыми. Малая головка шатуна соединяется с крейцкопфом с помощью валика на подшипнике скольжения или качения. В качестве подшипника скольжения применяется втулка из оловянистой бронзы. В мощных буровых насосах используются двухрядные игольчатые роликоподшипники.

Крейцкопфы необходимы для снятия радиальных усилий с резинометаллических поршней, которые возникали бы при прямом соединении шатунов с поршнями. Крейцкопф имеет цилиндрическую рабочую поверхность, к которой крепятся сверху и снизу сменные чугунные накладки. Аналогичные чугунные накладки крепятся к станине насоса для движения по ним крейцкопфа. Для обеспечения нормальной эксплуатации зазор между направляющими накладками станины и накладками крейцкопфа должен быть 0,2–0,5 мм. По мере износа зазор компенсируется путем установки прокладок из белой жести или латуни. В передней части крейцкопфа на резьбе ввинчивается контршток. Резьбовые соединения штока и контрштока стопорятся контргайками.

Зубчатые передачи и подшипники приводной части насоса смазывают разбрызгиванием или в мощных буровых насосах специальным масляным насосом с цепным приводом от трансмиссионного вала. Шток смазывают и охлаждают другим насосом с приводом от отдельного электродвигателя. Для смазки штока применяют специальные масляные эмульсии, использование воды резко снижает срок службы штока.

## **2.2. Гидравлическая часть бурового насоса**

Детали гидравлической части бурового насоса выполняют функции непосредственной передачи энергии от поршней жидкости. Основные детали гидравлической части – гидравлическая коробка, цилиндрические втулки, клапаны и сальники.

### **2.2.1. Гидравлическая коробка**

Гидравлическая коробка – корпусная деталь гидравлической части насоса. Она служит для размещения в ней цилиндрических втулок и клапанных узлов. В ней образованы каналы и полости для всасывания жидкости в цилиндры и для ее нагнетания в трубопровод, к ней присоединяются всасывающий и нагнетательный коллекторы и сальниковая коробка уплотнения штока двухцилиндрового насоса двойного действия.

Гидравлическая коробка может быть литой из стали или ковальной. В двухцилиндровых насосах цилиндры обычно отливаются вместе с клапанными коробками из качественной углеродистой стали с толщиной стенки 20–30 мм. Конструкция гидравлических коробок насосов двойного действия намного

сложнее, чем насосов простого действия. Это связано с труднодоступным расположением клапанных коробок, большей сложностью крепления и уплотнения цилиндрических втулок и с необходимостью уплотнения штоков.

В буровых насосах двойного действия нагнетательные клапаны размещают над цилиндрами по их оси или несколько раздвигают в стороны. Всасывающие клапаны расположены снизу с боков цилиндров. В связи с тем, что масса самодействующих клапанов достаточно большая, их располагают вертикально. Каналы для движения жидкости после всасывающего клапана должны быть по возможности более прямыми и короткими, чтобы снизить гидравлические потери и обеспечить большую наполняемость цилиндров. Клапаны и их гнезда, цилиндрические втулки и поршни – быстроизнашивающиеся детали, поэтому конструкция гидравлической коробки должна позволять их быструю и легкую замену.

К штоку и его сальниковой коробке также должен быть свободный доступ для их периодической замены.

### **2.2.2. Цилиндрические втулки**

Цилиндрические втулки буровых насосов предназначены для регулирования напора и подачи жидкости в зависимости от требований технологии проходки скважины. Каждый насос имеет комплект сменных цилиндрических втулок, которые отличаются только величиной внутреннего диаметра. В современных насосах от трех до семи сменных втулок.

Все втулки насосов одного типоразмера имеют одинаковую наружную посадочную поверхность. В насосах двойного действия обычно на наружной цилиндрической поверхности втулки выполняется бурт, предназначенный для закрепления ее в цилиндре и предотвращения осевого смещения при работе. Для обеспечения износостойкости внутренняя поверхность втулки должна быть шлифованной и иметь большую поверхностную твердость. Обычно втулки изготавливают из высокоуглеродистых сталей типа сталей марки 65Г, внутреннюю поверхность их закаливают токами высокой частоты до твердости HRC 60–64 и шлифуют. Втулки для буровых насосов большого давления целесообразно изготавливать двухслойными. Для внутреннего слоя применяют высокохромистые стали с содержанием хрома 27–30 % или отбеленные чугуны. После термообработки поверхность зеркала цилиндра имеет твердость HRC 65. Такие втулки изготавливают способом центробежного литья или запрессовкой тонкостенной

(1,5–6 мм) износостойкой втулки в наружную втулку из углеродистой конструкционной стали с толщиной стенки 10 мм и более. Хорошие результаты по увеличению износостойкости дает хромирование внутренней поверхности втулки с нанесением покрытия толщиной 0,6–0,7 мм.

### 2.2.3. Вытеснители буровых насосов (плунжеры, поршни)

Вытеснитель (плунжер, поршень). Плунжер в современных буровых насосах имеет конструкцию двух видов: неразборную (рис. 2.2, *a*) и разборную (рис. 2.2, *б*).

Разборный плунжер состоит из втулки 1, хвостовика 2 и заглушки 3. Он имеет преимущества перед цельным плунжером, так как при этой конструкции легко заменить изношенную втулку, срок службы которой колеблется от 150 до 500 часов в зависимости от материала и режимов работы насоса.

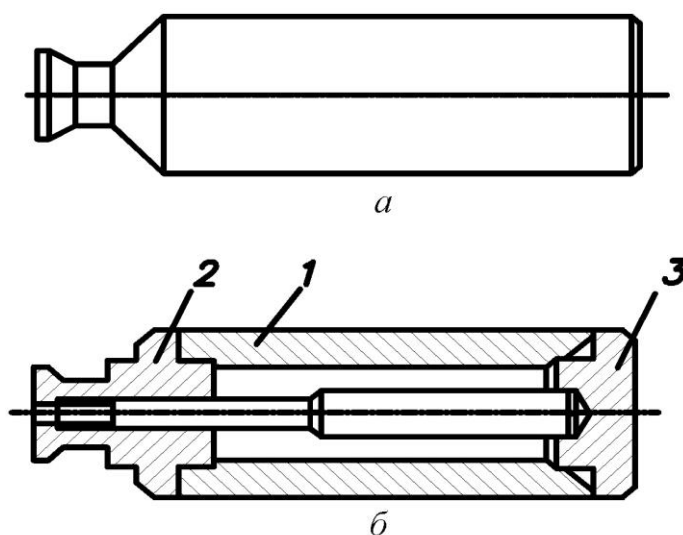


Рисунок 2.2 – Плунжер: *a* – неразборный; *б* – разборный

Втулки плунжеров или цельные плунжера серийно выпускаемых насосов изготавливаются из стали 40Х с последующей цементацией, закалкой и твердым хромированием, а также из нержавеющей стали 40Х13 закалкой ТВЧ до твердости HRC 58–60 единиц. В настоящее время ведутся работы по подбору и испытанию новых износостойких материалов для втулок плунжеров.

Поршни буровых насосов самоуплотняющиеся и в общем случае состоят из стального сердечника и резиновых манжет. Обычно наружный диаметр манжеты в свободном состоянии на 2–3 мм больше внутреннего диаметра ци-

линдровой втулки. Манжеты длиной 25–27 мм выполняются коническими. Это создает предварительное уплотнение поршня в цилиндре. Под давлением бурового раствора самоуплотняющиеся манжеты плотно прижимаются к шлифованной поверхности цилиндровой втулки, создавая надежное уплотнение.

Для быстрой и легкой смены поршня при его износе или изменении внутреннего диаметра цилиндровой втулки поршень со штоком соединяется по конической поверхности с поджатием гайкой и контргайкой. Если посадка поршня на шток производится по цилиндрической поверхности, необходима установка самоуплотняющейся манжеты.

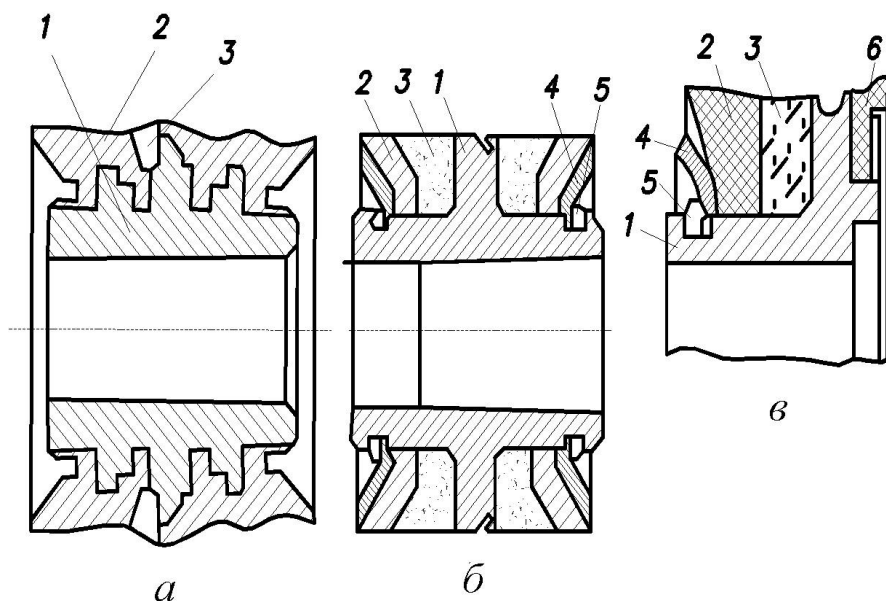


Рисунок 2.3 – Поршни буровых насосов

На рис. 2.3 показаны различные конструкции поршней буровых насосов. Монолитный поршень насоса двустороннего действия (рис. 2.3, а) состоит из стального сердечника 1 с привулканизированными к нему с двух сторон самоуплотняющимися резиновыми манжетами 2, которые изготовляют из маслостойкой резины с твердостью по Шору 80–90. Недостаток этой конструкции - необходимость смены всего поршня при износе резиновых манжет. Конструкция разборного поршня показана на рис. 2.3, б. Манжеты состоят из двух частей: самоуплотняющейся 2, изготовленной из полиуретана или маслостойкой резины, и привулканизированного к ней резинотканевого кольца 3, повышающего прочность и жесткость эластичной манжеты. Эта конструкция позволяет

сменить изношенные манжеты без снятия сердечника 1 со штока. Крепятся манжеты на сердечнике шайбой 4 и запорным кольцом 5.

Для насосов одностороннего действия применяют разборные поршни с одной самоуплотняющейся манжетой (рис. 2.3, в). Манжета 2 выполнена из полиуретана или резины с резиноктаневой подкладкой 3, которая кроме придания жесткости манжете предотвращает касание стальным сердечником 1 зеркала цилиндра. Иногда поршень со стороны штока снабжают манжетой 6 для очистки цилиндра.

#### **2.2.4. Клапаны буровых насосов**

Клапаны буровых насосов самодействующие, управляемые потоками перекачиваемой жидкости. Клапан – запорный гидравлический механизм, пропускающий жидкость в заданном направлении и препятствующий ее перетеканию в противоположном направлении. Из всех разновидностей клапанно-распределительных устройств в буровых насосах применяются только самоподъемные тарельчатые клапаны с пружинной нагрузкой и эластичным уплотнением при посадке в седло. Клапанные узлы в значительной степени определяют гидравлическую характеристику и работоспособность бурового насоса. К ним предъявляются следующие требования: полная герметичность закрытого клапана, безотказность в работе, повышенная износостойкость деталей, небольшое гидравлическое сопротивление открытого клапана, легкость и быстрота замены деталей в условиях буровой.

Клапаны делятся по форме посадочных поверхностей тарелки и седла, конструкции и по месту расположения уплотнительных элементов, конструкции направляющих тарелки клапана. Изготовление клапанов с коническими посадочными поверхностями вызвано стремлением снизить гидравлические потери путем уменьшения угла поворота жидкости при выходе из седла. В идеальном случае движение тарелки клапана должно строго соответствовать направлению движения жидкости. Величина несоответствия зависит от инерционности тарелки, поэтому масса ее должна быть минимальной, но обеспечивающей прочность.

Тарелку и седло клапана изготавливают из конструкционных сталей марки 50Х или 40Х, иногда для седла используют сталь марки 38ХС. Для термообработки применяют закалку посадочных поверхностей токами высокой частоты на глубину 2–4 мм до твердости HRC 50–56.

Часть гидравлической коробки с установленным в ней клапаном в сборе образует клапанную коробку (рис. 2.4).

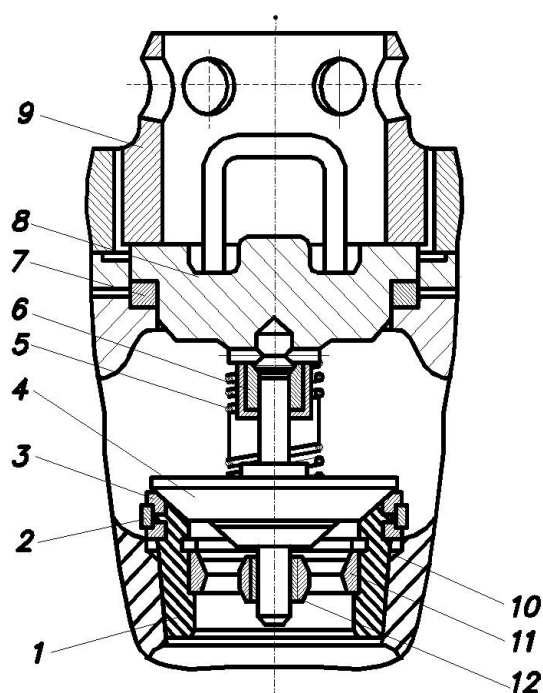


Рисунок 2.4 - Клапанная коробка

Каждая насосная камера имеет две клапанные коробки: всасывающую и нагнетательную. В расточенное с высокой степенью точности коническое отверстие гидравлической коробки запрессовано седло *1*. Если после запрессовки седла не достигнуто прилегания его по всей конической поверхности, то при работе насоса неизбежно наступает промыв соединения и выход из строя гидравлической коробки.

В верхней части седла находится фасонное резиновое кольцо *3*, которое закреплено стяжной обоймой *2*. Верхняя коническая поверхность резинового кольца *3* несколько выступает над посадочной поверхностью седла, что позволяет смягчить удар тарелки *4* при ее посадке. Это существенно повышает срок службы клапанного узла. Тарелка клапана имеет верхний и нижний хвостовики, которые движутся в резиновых направляющих втулках *6* и *12*. Втулка *12* привулканизирована к крестовине *11*, установленной во внутренней цилиндрической расточке на уступе и закрепленной сверху пружинным кольцом *10*.

Тарелка клапана прижимается к посадочной поверхности седла пружиной *5*. Крышка *8* клапанной коробки прижимается завинченным резьбовым стаканом *9*. Между корпусом и крышкой клапанной коробки обязательно устанавливается резиновое кольцо *7*. Для контроля герметичности этого соединения

предусмотрено отверстие, через которое будет просачиваться жидкость в случае нарушения сплошности резинового кольца. Нагнетательные и всасывающие клапаны взаимозаменяемы.

### **2.2.5. Штоки поршней**

Штоки поршней предназначены для передачи усилий от крейцкопфа поршню, и по конструкции они бывают цельными и составными. Часть штока большего диаметра, соединяемая с крейцкопфом, называется контрштоком. Шток с контрштоком соединятся на резьбе или на фланцах. В современных буровых насосах применяются штоки диаметром 50–80 мм. Штоки работают при переменных нагрузках в коррозионно-активной среде бурового раствора. Поэтому к ним предъявляются требования высокой выносливости при одновременной износостойкости поверхности. Изготавливают штоки из сталей марок 40Х, 40ХН с закалкой токами высокой частоты на глубину 2–5 мм до твердости HRC 52–58. При этом твердость сердцевины штока не должна превышать HB280. В трехцилиндровых насосах одностороннего действия поверхности штоков не изнашиваются сальниками, поэтому для них целесообразно делать объемную закалку с высоким отпуском (улучшение).

### **2.2.6. Уплотнение штока бурового насоса**

Уплотнения штока служат для герметизации места выхода штока из гидроблока. Обычно уплотнение располагается в корпусе. Наиболее распространенными являются сальниковые уплотнения, основу которых составляют эластичные кольца-манжеты, поджимаемые чугунной втулкой и фланцем с двумя шпильками (рис. 2.5, б) или нажимной винтовой втулкой (рис. 2.5, а). Сальниковые уплотнения штоков бывают нажимные и самоуплотняющиеся.

В качестве набивочного материала в насосах низкого давления используют резиновые, а в насосах высокого давления – резинотканевые кольца или манжеты самоуплотняющегося типа V или V-образной формы сечения. Для обеспечения раздельной работы уплотнений между манжетами устанавливаются металлические проставочные кольца.

Отраслевой стандарт предусматривает на узел уплотнения штока поршня установку уплотнений трех типов исполнения (см. рис. 2.5).

В исполнении I (см. рис. 2.5, а) устанавливаются четыре манжеты 1 из резины, которые опираются на кольцо упорное 2 из той же резины. С двух сторон манжеты опираются на втулку 4 из капролона. Кольцо опорное 3 изготавливается также из капролона. В исполнении II (см. рис. 2.5, б) манжеты отличаются по конструкции от исполнения I, кольцо 2 изготавливается из чугуна.

Значительно больший срок службы имеют уплотнения с цельными резинометаллическими манжетами – исполнение III (рис. 2.5, в).

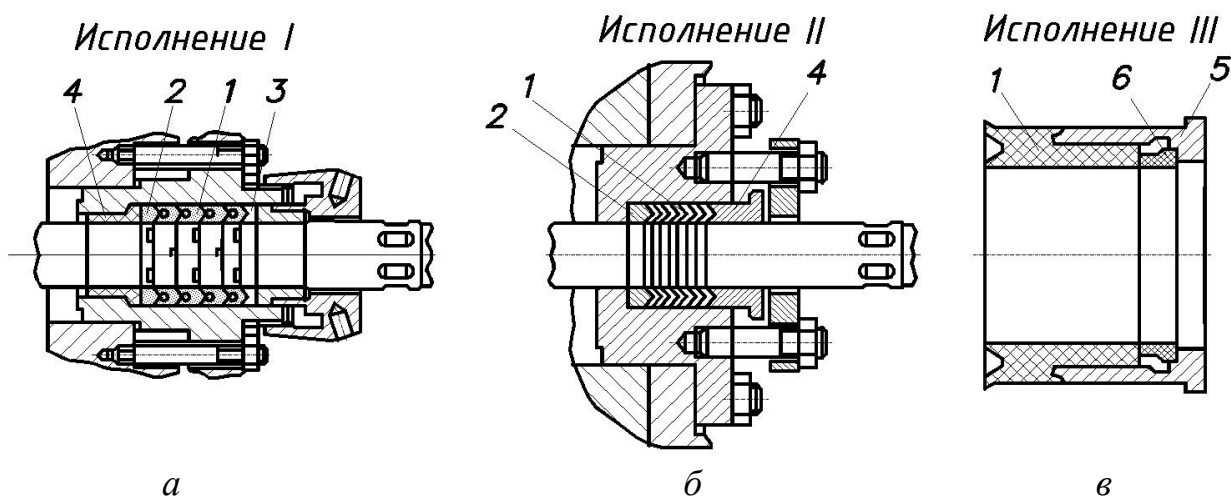


Рисунок 2.5 - Уплотнение штока поршня:

*а, б* – узлы уплотнения манжетами; *в* – армированная манжета;  
*1* – манжета; *2* – кольцо упорное; *3* – кольцо опорное; *4* – втулка; *5* – сердечник армированной манжеты; *б* – кольцо подкладное

В стальном корпусе неподвижно установлена монолитная втулка – манжета, упирающаяся одной стороной в манжету из резины и кольцо из полиамида и поджимается с другой стороны нажимным винтом, как в исполнении I.

Втулка-манжета представляет собой резинометаллическую деталь, в которой на общем стальном сердечнике 5 из стали 20 или 35 объединены манжета из резины и подкладочное кольцо 6 из анидной смолы.

Давление на шток после затяжки нажимных сальников должно превышать давление жидкости в цилиндре. Эти сальники по мере износа необходимо часто подтягивать. У самоуплотняющихся сальников усилие начального обжатия штока должно быть минимальным, обеспечивающим герметичность насосной камеры при всасывании. При нагнетании давление на шток возрастает пропорционально давлению бурового раствора. Из сказанного выше следует, что работа трения в самоуплотняющемся сальнике значительно меньше, чем в нажимном, и соответственно выше долговечность сальника и штока. Кроме того, самоуплотняющиеся сальники обеспечивают уплотнение штока при его износе по диаметру до 1–1,5 мм, что снижает требования по их обслуживанию в эксплуатации.

### 2.2.7. Уплотнение плунжера бурового насоса

Уплотнение плунжера (рис. 2.6) служит для герметизации плунжера в сальниковом стакане. Все плунжеры буровых насосов уплотняются резиновыми манжетами.

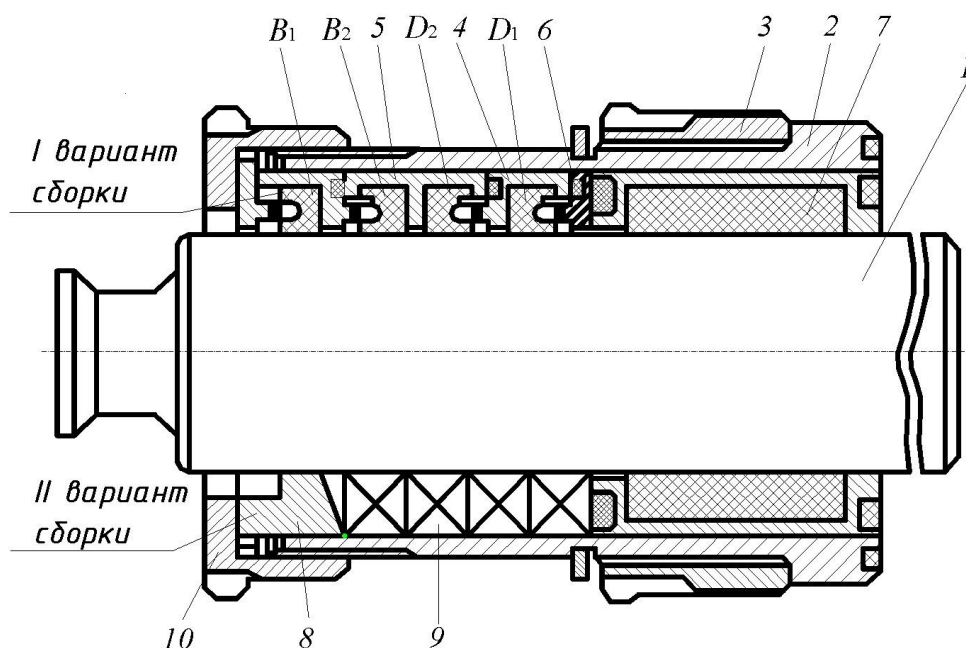


Рисунок 2.6 - Уплотнение плунжера

Конструкция сальника (см. рис. 2.6) предусматривает установку каждой манжеты  $D_1$ ,  $D_2$  (рабочие) и  $B_1$ ,  $B_2$  (воздушные) в специальную проставку 4, 5, изолированную уплотнительным кольцом 6. Такая конструкция позволяет манжетам вступать в работу последовательно по мере износа предыдущей, что увеличивает срок службы уплотнения. Допускается установка трех манжет от давления и одной манжеты от подсоса воздуха. Проставки могут быть металлические и пластмассовые (капролон и т. д.).

Плунжер 1 направляется обрезиненной грундбуксой 7, которая установлена так же, как и проставки с манжетами в общем стакане 2. Сальниковый стакан закрепляется в гидроблоке установочной гайкой 3.

При необходимости замены изношенных манжет узел «сальник с плунжером» с насоса снимается целиком и заменяется запасным. Замена изношенных манжет производится практически без остановки насоса. После износа плунжера по диаметру на 1,5–2 мм манжеты могут быть заменены на сальниковую набивку 9 (см. рис. 2.6), которая поджимается специальной втулкой 8 и гайкой 10.

Конструкции уплотнений буровых плунжерных насосов могут представлять собой многоэлементные сальники с эластичными манжетами (рис. 2.7).

Плунжер *1* направляется грундбуксой *2* и нажимной втулкой *5*, изготовленными из антифрикционного материала. Пакет *3*, состоящий из нескольких уплотнительных манжет, поджимается фонарем *4* с помощью накидной гайки *6*. В среднюю часть уплотнения, как правило, поступает смазка: вода, масло или эмульсия.

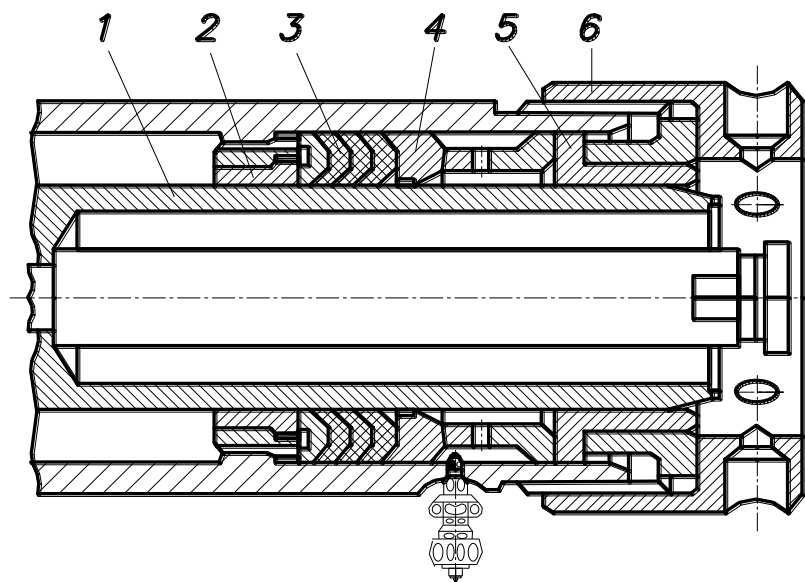


Рисунок 2.7 – Многоэлементное уплотнение плунжера

В уплотнениях такого типа применяются резиновые и резинотканевые манжеты различных конструкций. Манжеты типа «шеvron» набираются в пакете по несколько штук без проставочных колец. Их используют как цельными, так и разрезными. В плунжерных насосах применяются в качестве уплотнений и резино-пластмассо-металлические манжеты (рис. 2.8, *а*) – для буровых насосов высокого давления, и многоэлементное уплотнение плунжера с эластичными деталями различной твердости – для нефтепромысловых насосов сверхвысокого давления (рис. 2.8, *б*).

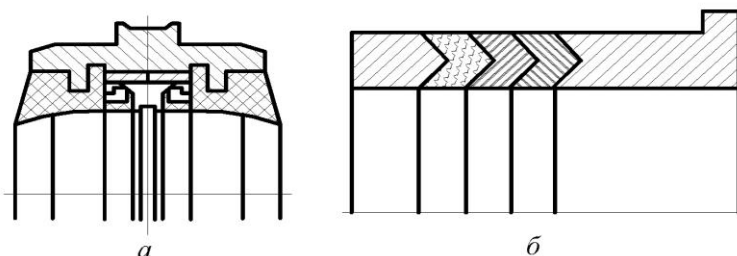


Рисунок 2.8 - Уплотнение плунжеров:  
*а* – с резино-пластмассо-металлическими манжетами;  
*б* – многоэлементное уплотнение

Подробно рассмотрим конструкцию бурового насоса У8-6МА2.

Буровые насосы У8-6МА2 и подобные им У8-7МА2 наиболее широко применяются в бурении. На рис. 2.9 показаны общий вид и гидравлическая часть в разрезе насоса У8-6МА2. Этот насос состоит из двух гидравлических коробок 2 (рис. 2.9, а), к которым снизу присоединена приемная коробка 1 с всасывающим компенсатором, а сверху установлены нагнетательный тройник 4, предохранительный клапан 3 и компенсатор 5. В задней части гидравлические коробки скреплены между собой и присоединены к станине приводной части насоса 6. Гидравлическая и приводная части прочно прикреплены болтами к сварной раме-салазкам 7.

Гидравлические коробки 3 (рис. 2.9, б) соединены между собой снизу приемной коробкой 10 с всасывающим колпаком. Приемная коробка обеспечивает гидравлическое соединение всасывающей трубы и заборного фильтра с всасывающими клапанами. Сверху гидравлические коробки соединены нагнетательным тройником 5, к которому присоединены предохранительный клапан 4 и блок компенсаторов неравномерности подачи. В нижних клапанных коробках установлены четыре всасывающих, а в верхних – четыре нагнетательных клапана 6.

В цилиндрах находятся съемные цилиндрические втулки 9, которые закреплены от продольных перемещений стаканами и лобовыми крышками 2. Внутри цилиндрических втулок находятся поршни 1, посаженные на конические хвостовики штоков и закрепленные гайками и контргайками. Уплотняется шток сальниковым узлом 8, составленным из самоуплотняющихся манжет. Задние части гидравлических коробок с помощью ввинченных шпилек соединены прочно между собой и со станиной 7 насоса.

Приводная часть насоса У8-6МА2 состоит из коренного и трансмиссионного валов, кинематически соединенных одной косозубой цилиндрической передачей, двух шатунов и двух кресткопфов, которые вместе с подшипниками и эксцентриками размещены в литой чугуновой станине. Шестерня изготовлена заодно с трансмиссионным валом, который установлен на двух сферических двухрядных роликовых подшипниках. Трансмиссионный вал с двух сторон выступает из станины своими консолями для установки приводного клиноременного шкива, что позволяет левое или правое расположение привода. Свободная консоль защищается кожухом. Шкив крепится на консоли вала на шпонке с помощью двух стяжных болтов.

Коренной вал представляет собой сборную сварно-литую конструкцию. Два отлитых эксцентрика привариваются друг к другу под углом 90°. На образовавшуюся после сварки соосную с валом цилиндрическую поверхность сажа-

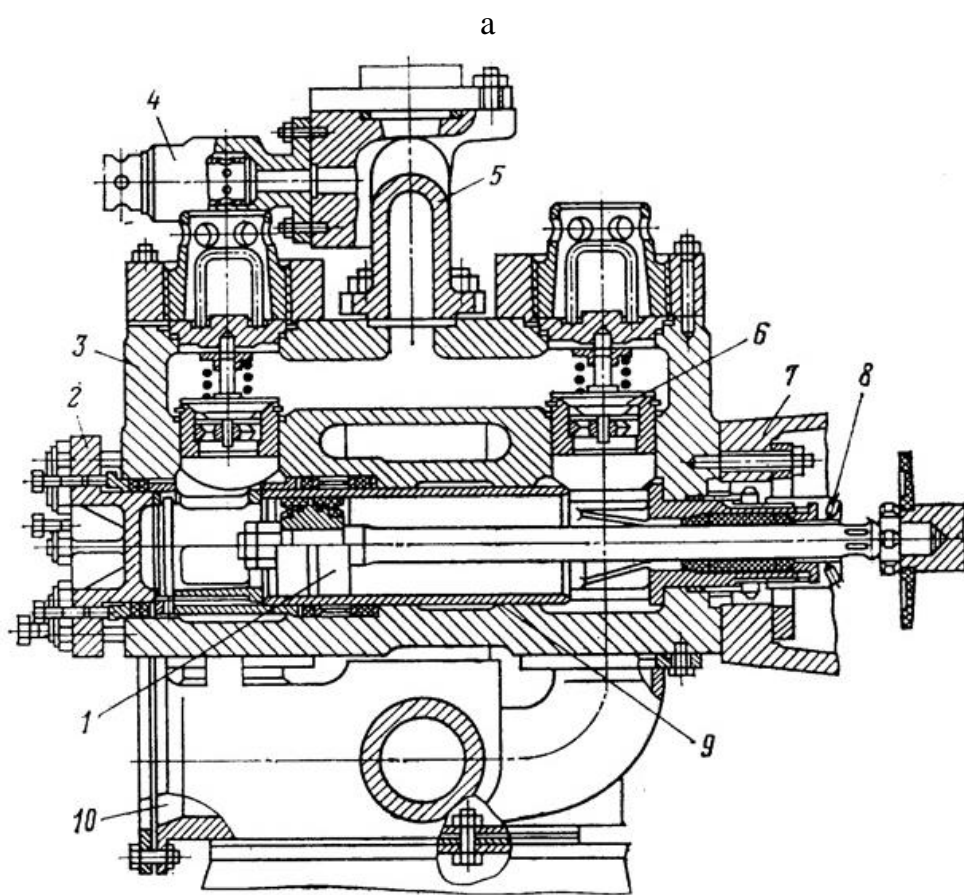
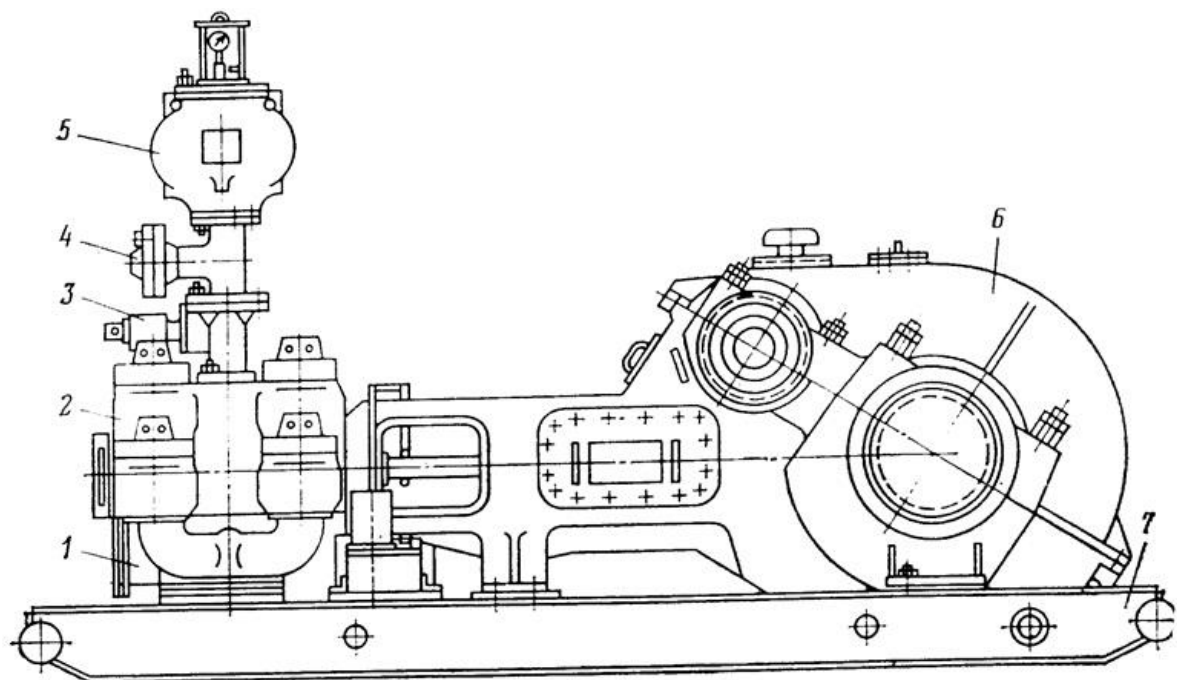
ется зубчатый венец колеса. Эксцентриситет эксцентриков 200 мм обеспечивает длину хода поршней 400 мм. Шатуны своими большими шейками насажены на эксцентрики на двухрядных радиально-упорных роликоподшипниках. Собственно, коренной вал установлен на двух спаренных радиально-упорных роликовых подшипниках, запрессованных в стаканы, которые закреплены в станине насоса. Малые головки шатунов на подшипниках скольжения с помощью пальца соединены с крейцкопфом.

Буровой насос У8-7МА2 рассчитан на более высокое давление (32 МПа) за счет увеличения размеров несущих деталей и применения более прочных марок сталей. В результате увеличиваются габариты и масса насоса. Конструктивное отличие заключается в установке малой головки шатуна в крейцкопфе на игольчатом подшипнике взамен бронзовой втулки.

Трехцилиндровые буровые насосы одностороннего действия имеют ряд преимуществ перед насосами двойного действия [7, 15].

С увеличением глубин скважин до 7–15 тыс. м возникает необходимость в насосах сверхвысоких давлений (более 30 МПа) с большой приводной мощностью. С увеличением давления нагнетания растут нагрузки на штоки поршней, что вызывает необходимость увеличения диаметра штоков. В результате в насосах двойного действия существенно сокращается объем насосных камер со стороны привода и соответственно увеличивается неравномерность подачи, которая в двухцилиндровых насосах и без того большая. Трехцилиндровые насосы одностороннего действия обеспечивают достаточно равномерную подачу при любом давлении.

С другой стороны, масса двухцилиндровых насосов двойного действия мощностью около 1300 кВт достигает 50 т, что затрудняет их транспортировку по шоссейным дорогам и монтаж на буровых. Трехцилиндровые буровые насосы простого действия значительно легче и более компактны, что имеет немаловажное значение, особенно в условиях морского бурения. Кроме того, эти насосы имеют конструктивные и эксплуатационные преимущества.



б

Рисунок 2.9 – Буровой насос У8-6МА2:  
*а* – общий вид; *б* – гидравлическая часть

На рис. 2.10 представлен буровой поршневой насос НГР-250/50.

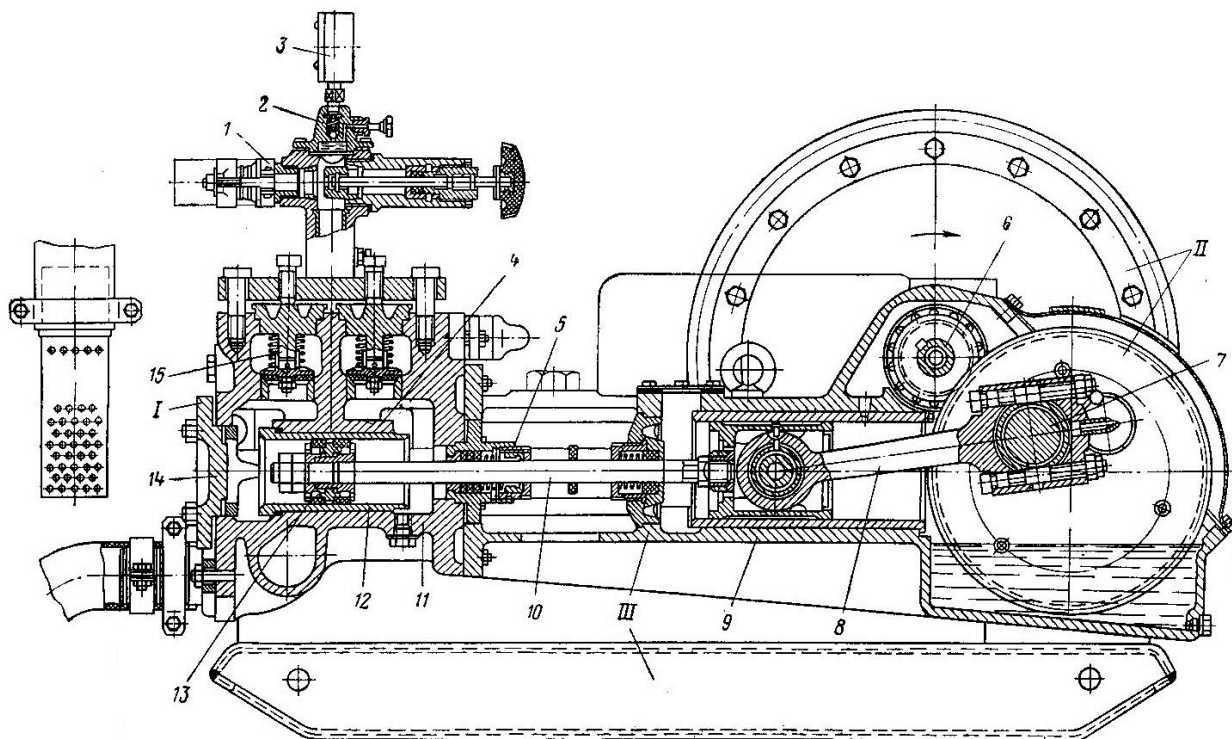


Рисунок 2.10 – Буровой поршневой насос НГР-250/50

Горизонтальный поршневой насос двойного действия предназначен для перекачивания чистой воды и воды со шламом, глинистых и цементных растворов.

Насос состоит из гидравлического I и приводного II блоков и общей рамы III.

Гидравлический блок состоит из чугунного корпуса, клапанов и цилиндров, переливного крана с гасителем колебаний, стрелки манометра, штуцера для присоединения всасывающего шланга, штуцера для присоединения нагнетательного трубопровода и предохранительного клапана.

Корпус 11 имеет два цилиндра 4, закрываемых крышками. В каждом цилиндре установлены сменная втулка 12 с поршнем 13 и штоком 10. Поршневые штоки уплотнены специальными сальниками 5.

Цилиндрическая втулка представляет собой отрезок толстостенной чугунной трубы (внутренний диаметр 85 мм) с выступами на наружной поверхности, предназначенными для концентричной установки втулки в цилиндре. Внутренняя поверхность втулки отшлифована и закалена. Втулка вставляется в цилиндр со стороны всасывающего патрубка и удерживается в нем специальными упорами.

Сменные втулки предотвращают износ цилиндров и облегчают ремонт насосов.

Поршень насоса состоит из стального корпуса, промежуточного кольца, муфты и двух уплотняющих резиновых колец. Поршень крепится на конической части штока.

Шток поршня изготовлен из высоколегированной износостойчивой стали.

Сальниковый узел 5 уплотнения штока состоит из корпуса, грундбоксы, втулки, уплотняющих резиновых манжет, нажимного кольца и пружины. Для предупреждения попадания промывочной жидкости в механическую часть на штоке поршня установлен отражательный диск.

Каждый цилиндр насоса имеет два всасывающих и два нагнетательных тарельчатых клапана, которые помещены во всасывающей и нагнетательных камерах. Клапаны насоса изготавливают из легированной термически обработанной стали.

Приводной блок насоса состоит из литой чугунной рамы 9, коленчатого вала 7 с двумя кривошипами, расположенными под углом  $180^\circ$  друг к другу, и трансмиссионного вала 6 со шкивом и малой шестерней. Вращение от приводного двигателя на трансмиссионный вал передается при помощи клиноременной передачи.

Передача мощности на коленчатый вал осуществляется через пару зубчатых шестерен с прямым зубом. Малая шестерня на трансмиссионном валу (ведущая шестерня) имеет 19 зубьев, а большая (ведомая) на коленчатом валу – 71 зуб. Передаточное число зубчатой пары равно 3,74.

На рис. 2.11 представлен буровой поршневым насос 11ГРБ, применяемый для нагнетания промывочной жидкости в скважину при геологоразведочном и структурно-поисковом бурении на нефть и газ.

Данный насос двухцилиндровый, двойного действия.

Основное отличие представленных насосов заключается в следующем. В насосах 11ГРБ незначительно изменена конструкция гидравлической части: клапанные коробки отлиты из чугуна в одном блоке и снабжены специальными приливами для крепления непосредственно к раме насоса. Всасывающий коллектор насоса подвешен на клапанной коробке для облегчения замены уплотняющих элементов во фланцевых соединениях. Конструкция нагнетательного колпака обеспечивает поворот его вокруг оси, что допускает присоединение нагнетательного трубопровода в любом направлении.

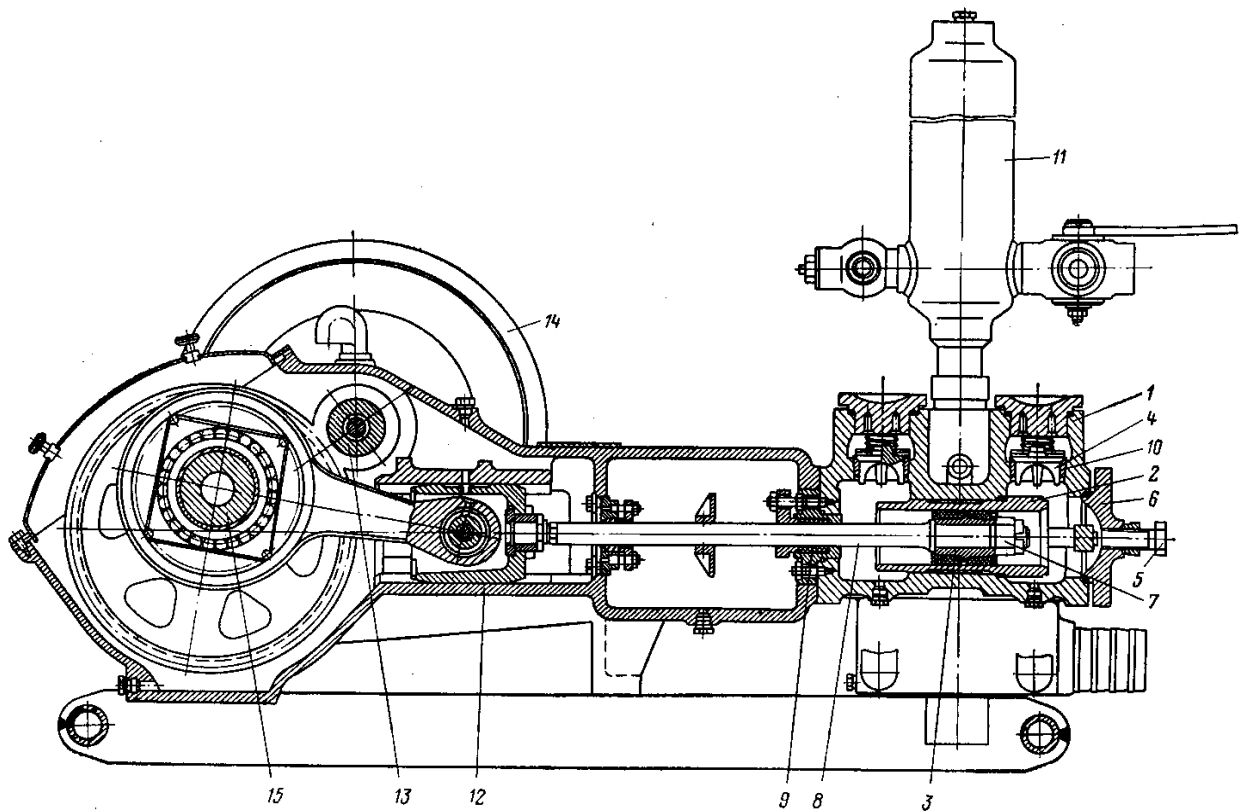


Рисунок 2.11 – Буровой насос 11ГРБ

Горизонтально расположенные цилиндры имеют сменные втулки и поршни различных диаметров, что позволяет иметь при работе разную подачу насоса. Основными рабочими узлами насоса являются гидравлическая часть и механизм привода, смонтированные на общей раме. Гидравлическая часть состоит из стального гидроблока 1, включающего два параллельно расположенных насосных цилиндра 2 с поршнями 3 и клапанные камеры с четырьмя всасывающими и четырьмя нагнетательными клапанами 4. Сменные стальные цилиндрические втулки и поршни вставляются в цилиндры со стороны наружных крышек 6 и закрепляются в них нажимным болтом 5. Поршни закрепляются на концах штоков гайками 7.

Поршни цилиндров, самоуплотняющиеся с резиновыми уплотняющими манжетами. Штоки 8 поршней стальные с резиновыми уплотнениями 9 при выходе из камер гидроблока. Клапаны тарельчатые с направляющими перьями с уплотнением на тарелке клапана. Седло 10 имеет посадочную коническую поверхность. На гидроблоке устанавливается воздушный колпак 11, который снижает пульсацию подачи промывочной жидкости во время работы насоса. Приводная часть смонтирована в литой стальной станине коробчатого типа 12.

На выходном конце приводного вала 13 установлен шкив 14 клиноременной передачи.

Кривошипный механизм состоит из кривошипного вала 15, шестерни с косым зубом, шатунов и крейцкопфа. Опорами валов и головок шатунов служат подшипники качения.

На рис. 2.12 представлен буровой насос НБЗ-120/40.

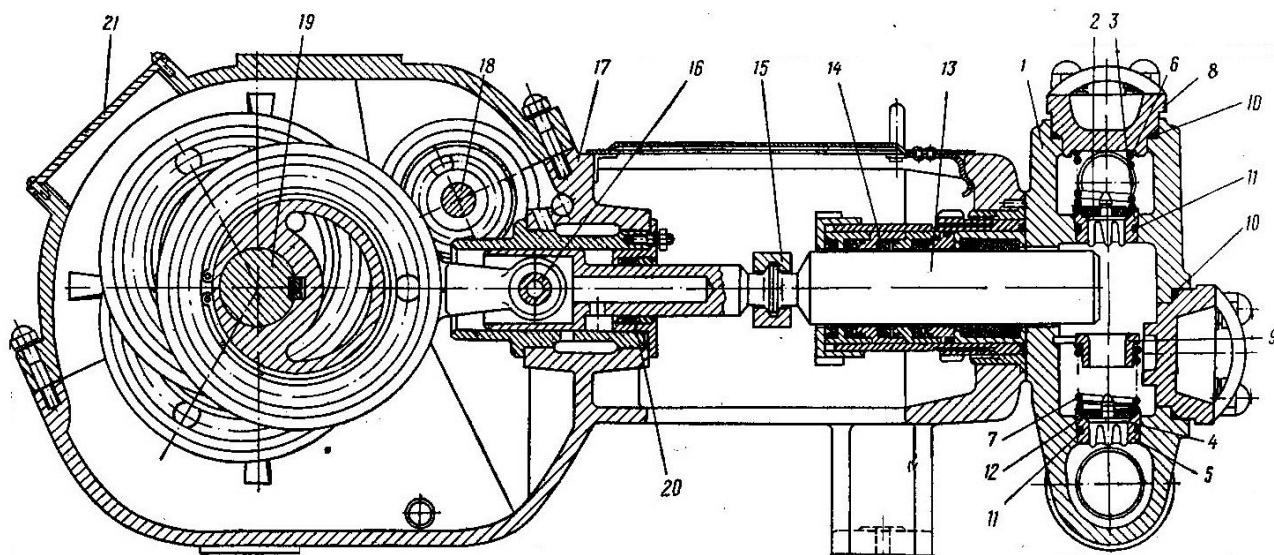


Рисунок 2.12 - Буровой насос НБЗ-120/40

Насос НБЗ-120/40 состоит из двух основных частей – приводной и гидравлической, соединенных между собой при помощи шпилек. В корпусе гидравлической части насоса находятся три всасывающих клапана 4 с седлами 5. Клапаны нагружены витыми пружинами. Пружины 6 нагнетательных клапанов верхними торцами упираются в крышки 8, а пружины всасывающих клапанов – в планки 9, установленные и зафиксированные в кольцевой проточке корпуса гидроблока. Крышки всасывающих и напорных клапанов уплотнены круглыми резиновыми кольцами 10. Конические седла уплотнены также круглыми резиновыми кольцами 11. Тарельчатые клапаны состоят из тарелки с нижним перьевым направлением, резинового конического уплотнения, укрепленного на тарелке прижимной гайкой с шайбой. К корпусу гидроблока со стороны привода крепятся три быстросъемных узла «сальник с плунжером» 13. Плунжеры в этих узлах уплотнены резиновыми манжетами 14, причем каждая манжета установлена в специальную проставку. При необходимости замены изношенных деталей узла «сальник с плунжером» с насоса снимается целиком узел и заменяется запасным. Хвостовики плунжеров соединены с хвостовиками ползунов криво-

шипно-шатунных механизмов с помощью быстросъемных хомутов. В корпусе приводной части насоса расположены входной вал-шестерня 18, эксцентриковый вал 19. Корпус приводной части выполнен с учетом возможности установки входного вала с любой стороны.

Уплотняющие манжеты препятствуют выносу масла из корпуса привода ползунами и проникновению посторонних веществ в корпус привода.

Корпус залит маслом до уровня контрольной пробки в корпусе. В летнее время заливается «масло индустриальное 45», зимой – «масло индустриальное 30». Смазка деталей и механизмов приводной части насоса осуществляется разбрызгиванием при помощи крыльчатки, укрепленной на эксцентриковом валу. Контроль за состоянием механизмов приводной части насоса, и заливка масла осуществляются через окно, закрытое крышкой.

Буровой насос НБЗ-120/40 комплектуется линией всасывания и линией нагнетания с манометром 3.

### **Вопросы для самоконтроля**

1. Перечислите требования, предъявляемые к буровым насосам.
2. К какому типу насосов относятся буровые насосы?
3. Чем обусловлена неравномерность подачи бурового насоса и способы её снижения?
4. Дайте определение бурового насоса.
5. Требования, предъявляемые к напорно-расходной характеристике.
6. Как зависит подача бурового насоса от частоты вращения вала?
7. Какие типы объемных насосов в большей мере отвечают требованиям бурения?
8. Из каких основных частей состоит буровой насос? Дайте их характеристику.
9. Перечислите основные узлы гидравлической части бурового насоса.
10. Назовите основные узлы гидравлической части бурового насоса.
11. Из каких элементов состоит механическая часть бурового насоса?
12. Изобразите графики изменения мгновенного расхода от угла поворота ведомого вала бурового насоса для следующих типов буровых насосов:
  - однопоршневого, одностороннего действия;
  - однопоршневого, двухстороннего действия;
  - двухпоршневого, одностороннего действия;
  - двухпоршневого, двухстороннего действия;

- трехпоршневого.

13. Какие типы буровых насосов нашли широкое применение при бурении скважин в настоящее время?

14. Особенности конструкции трехцилиндровых буровых насосов.

15. Особенности конструкции рамы, на которой смонтирован буровой насос.

16. Назначение приводной части бурового насоса.

17. Конструктивные мероприятия по уменьшению габаритов и массы буровых насосов.

18. Способы изготовления станины бурового насоса.

19. Материалы, применяемые при изготовлении станины бурового насоса.

20. Назначение механической передачи бурового насоса.

21. Материалы, применяемые для изготовления деталей зубчатой передачи бурового насоса.

22. Назначение крейцкопфа.

23. Система смазки приводной части бурового насоса.

24. Назначение гидравлической части бурового насоса.

25. Основные детали гидравлической части бурового насоса.

26. Назначение гидравлической коробки бурового насоса.

27. Требования к конструкции гидравлической коробки бурового насоса.

28. Назначение цилиндрических втулок буровых насосов.

29. Требования, предъявляемые к материалу и обработке цилиндрических втулок буровых насосов.

30. Конструкции плунжера буровых насосов.

31. Требования, предъявляемые к материалу и обработке плунжеров буровых насосов.

32. Конструкции поршня буровых насосов.

33. Назначение клапанов буровых насосов.

34. Требования, предъявляемые к конструкции клапанов буровых насосов.

35. Материалы, применяемые при изготовлении деталей клапана.

36. Клапанная коробка и требования, предъявляемые к ее конструкции.

37. Назначение штока поршня бурового насоса.

38. Требования, предъявляемые к материалу и обработке штока поршня буровых насосов.

39. Назначение уплотнения штока бурового насоса.

40. Типы уплотнений штока бурового насоса.

41. Какие вы знаете типы исполнений уплотнений штока, предусматриваемые отраслевым стандартом?

42. Какой тип уплотнения штока обеспечивает снижение требований при их обслуживании в процессе эксплуатации?
43. Назначение уплотнения плунжера.
44. Конструкция уплотнения плунжера.
45. Чем осуществляется смазка уплотнения плунжера?
46. Основные элементы конструкции бурового насоса У8-6МА2.
47. К какому типу насосов относится буровой насос У8-6МА2.
48. Элементы приводной части бурового насоса У8-6МА2.
49. На какие давления рассчитан буровой насос У8-6МА2?
50. Приведите массовые показатели двухцилиндровых насосов двойного действия мощностью около 1300 кВт и сравните их с трехцилиндровыми буровыми насосами простого действия.
51. Перечислите составные элементы гидравлического блока бурового поршневого насоса НГР-250/50.
52. Перечислите составные элементы приводного блока бурового поршневого насоса НГР-250/50.
53. Особенности конструкции бурового насоса 11ГРБ.
54. Особенности конструкции гидравлической части бурового насоса НБЗ-120/40.
55. Как осуществляется смазка приводной части насоса НБЗ-120/40?

### **3. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ БУРОВЫХ НАСОСОВ**

#### **3.1. Порядок проведения прочностных расчетов**

Для проведения расчетов на усталость и долговечность необходимо знание режима, в котором будет работать проектируемый или проверяемый насос. Под режимом работы подразумевается распределение ее на определенные циклы во времени и распределение действующих нагрузок в пределах каждого цикла.

Применительно к буровому насосу циклом его работы является время бурения скважины. Это говорит о неопределенности продолжительности цикла вследствие чрезвычайного разнообразия глубин бурения и геологических разрезов, а также геолого-технических условий сооружения скважин. То же относится к распределению действующих нагрузок внутри цикла.

Большинство прочностных расчетов при проектировании новых буровых насосов и при проверке прочности существующих насосов для эксплуатации их в различных условиях ведутся по наибольшим возможным нагрузкам. Все прочностные расчеты при проектировании насоса разделяются на два вида.

Проектировочные расчеты производятся для определения необходимых размеров деталей или основных параметров передач, например, необходимого межосевого расстояния зубчатых передач или необходимого количества ремней для ременных передач. Такие расчеты являются частью процесса проектирования.

Поверочные расчеты производятся для проверки прочности и долговечности деталей и передач. Эти расчеты являются последним, завершающим этапом процесса проектирования.

## 3.2. Механическая часть насоса. Определение действующих нагрузок

### 3.2.1. Расчет клиноременной передачи насоса

Исходные данные для проектирования клиноременной передачи бурового насоса:

- передаваемая мощность;
- частота вращения вала двигателя;
- частота вращения трансмиссионного (ведущего) вала насоса.

В результате расчета необходимо определить:

- ▲ площадь сечения ремней;
- ▲ тип, длину и число ремней;
- ▲ межцентровое расстояние;
- ▲ изгибающую нагрузку на вал.

Передаточное отношение ременной передачи  $i$  определяют по формуле:

$$i = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{в.в}}}, \quad (3.1)$$

где  $n_{\text{дв}}$  – частота вращения вала двигателя;  $n_{\text{в.в}}$  – частота вращения трансмиссионного (ведущего) вала насоса.

Диаметр шкива на трансмиссионном валу насоса  $D_{\text{н}}$  назначают из опыта эксплуатации прототипа проектируемой конструкции.

Находят расчетный диаметр шкива двигателя  $D_{\text{дв}}$ , (м):

$$D_{\text{дв}} = \frac{D_{\text{н}}}{i}. \quad (3.2)$$

Передаточное отношение  $i$  не должно быть более 7, а скорость ремней должна находиться в пределах 10–25 м/с. Расчетный диаметр шкива двигателя округляют до стандартного значения в большую сторону.

Определяют окружную скорость шкива двигателя, (м/с):

$$v = \frac{\pi \cdot D_{\text{дв}} \cdot n_{\text{дв}}}{60}. \quad (3.3)$$

Исходя из передаваемой мощности и скорости ремня по справочной литературе, подбирают профиль ремня, находя площадь его поперечного сечения  $F$ .

Минимальную длину ремня  $L$  определяют по предварительно заданному межцентровому расстоянию  $A$ , (м):

$$L = 2 \cdot A + 1,57 \cdot (D_{\text{н}} + D_{\text{дв}}) + \frac{(D_{\text{н}} - D_{\text{дв}})^2}{4 \cdot A}. \quad (3.4)$$

Полученное расчетное значение  $L$  округляют до ближайшей стандартной величины.

Расчетом проверяют число пробегов ремня, ( $\text{с}^{-1}$ ):

$$u = \frac{v}{L}. \quad (3.5)$$

Если  $u \geq 5$ , увеличивают длину ремня. Для обеспечения приемлемой долговечности необходимо для клиноременной передачи иметь  $u \leq 10 \text{ с}^{-1}$ .

Уточняют межцентровое расстояние  $A$ , (м):

$$A = \frac{\lambda + \sqrt{\lambda^2 + 8 \cdot \Delta^2}}{4}, \quad (3.6)$$

где

$$\lambda = L - \frac{\pi}{2} \cdot (D_{\text{н}} + D_{\text{дв}}), \quad (3.7)$$

$$\Delta = \frac{1}{2} \cdot (D_{\text{н}} - D_{\text{дв}}). \quad (3.8)$$

Определяют угол обхвата шкива двигателя  $\alpha_1$ , он должен быть не меньше  $120^\circ$ :

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{(D_{\text{н}} - D_{\text{дв}})}{A} \cdot 60^\circ. \quad (3.9)$$

Задаются величиной напряжения от предварительного натяжения ремней  $\sigma_0 = 1,2 \div 1,5$  МПа.

Определяют допускаемое полезное напряжение  $[K]$ , ( $\text{кгс}/\text{см}^2$ ):

$$[K] = C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 \cdot K_0, \quad (3.10)$$

где  $C_1$  – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата шкива  $\alpha_1$ ;  $C_2$  – скоростной коэффициент;  $C_3$  – коэффициент длительности и режима работы передачи;  $K_0$  – основное полезное напряжение, справочная величина, зависящая от напряжения предварительного натяжения  $\sigma_0$ .

Значения этих коэффициентов определяются по справочной литературе [22].

Допускаемая окружная нагрузка на один ремень  $[P]$ , (Н):

$$[P] = [K] \cdot F. \quad (3.11)$$

Окружное усилие  $P_0$ , (Н):

$$P_0 = \frac{N}{v}, \quad (3.12)$$

где  $N$  – передаваемая мощность.

Число ремней  $z$ :

$$z = \frac{P_0}{[P]}. \quad (3.13)$$

Сила давления на вал (сила натяжения ремней, максимальная изгибающая нагрузка на вал)  $Q_p$ , (н):

$$Q_p = 3 \cdot \sigma_0 \cdot z \cdot F \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} \quad (3.14)$$

На долговечность ремней значительно влияет напряжение предварительного натяжения. Так, если срок службы при  $\sigma_0 = 1,2$  МПа принять за 100 %, то их ресурс при  $\sigma_0 = 1,5$  МПа снижается в 3 раза, а при снижении  $\sigma_0$  до 1 МПа ресурс возрастает в 2,5 раза. Другой фактор, определяющий долговечность ремней, – диаметр меньшего шкива  $D_{дв}$ , от которого зависят напряжения изгиба в ремне.

Кроме величины силы  $Q_p$ , надо определить ее направление (угол с горизонтальной плоскостью), пренебрегая малым отклонением силы  $Q_p$  от линии, соединяющей центры шкивов, и, если этот угол меньше  $30^\circ$ , то силу  $Q_p$ , следует считать направленной горизонтально. Определение этого угла производится по данным чертежей, на основании которых составляется схема (см. рис. 3.1).

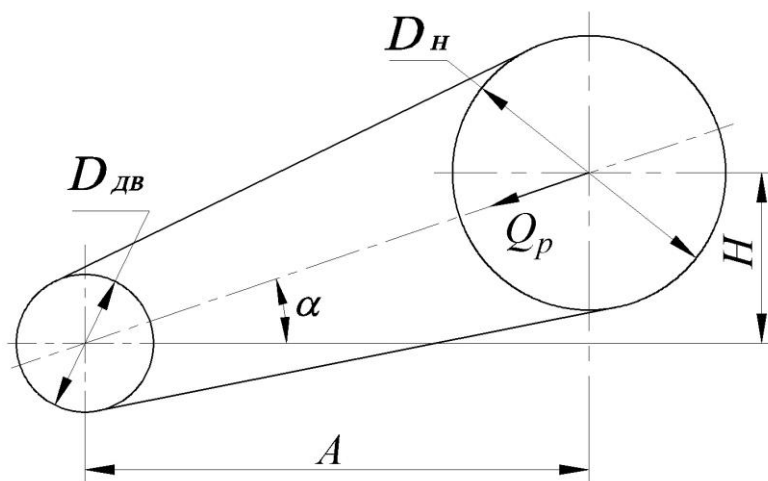


Рисунок 3.1 – Схема ременной передачи

В случае применения муфт, непосредственно соединяющих двигатель с насосом, их расчет или выбор производят по наибольшему крутящему моменту.

### 3.2.2. Зубчатые передачи

Различные зубчатые пары встроенной двухвальной коробки передач – типичной для трехплунжерного бурового насоса (см. рис. 2.1) сообщают коленчатому валу различные частоты вращения, соответствующие заданным подачам насоса.

Все зубчатые пары подлежат расчету. Расчет нужно вести по нагрузкам, соответствующим работе насоса при предельном давлении нагнетания.

Расчетной нагрузкой для  $i$ -й зубчатой пары является величина крутящего момента на ведомом колесе, (Н·м):

$$M_{кр.ки} = 9550 \cdot \frac{N_{maxi} \cdot \eta_i}{n_{ki}}, \quad (3.15)$$

где  $N_{maxi}$  – приводная мощность, кВт, соответствующая работе насоса на  $i$ -й подаче (т.е., когда включена  $i$ -я зубчатая пара) при предельном давлении;  $\eta_i$  – коэффициент полезного действия кинематической цепи от двигателя до рассчитываемой зубчатой пары;  $n_{ki}$  – частота вращения ведомого колеса рассчитываемой зубчатой пары.

### 3.2.3. Ведущий вал насоса

Как видно из кинематической схемы (см. рис 3.2) на ведущий вал действуют:

- сила натяжения ремней ременной передачи  $Q_p$ , определяемая по формуле (3.14);
- крутящий момент на участке вала от шкива ременной передачи до работающей (включенной) шестерни,  $M_{кр.в.в.}$ ;
- окружная сила  $P_o$  от работающей зубчатой пары;
- радиальная сила  $T$  от работающей зубчатой пары.

Если зубчатая передача косозубая, то к этим силам добавляется еще и осевая сила, имеющая плечо относительно оси вращения вала.

Частота вращения ведущего вала  $n_{в.в}$  постоянна и известна из кинематического расчета.

Крутящий момент на ведущем валу определяется по формуле, (Н·м):

$$M_{кр.в.в.i} = 9550 \cdot \frac{N_{в.в.i}}{n_{в.в.}}; \quad (3.16)$$

$$N_{в.в.i} = \eta \cdot N_{max i}, \quad (3.17)$$

где  $N_{в.в.i}$  – мощность, передаваемая ведущим валом, кВт;  $\eta=0,97$  – коэффициент полезного действия ременной передачи;  $N_{max i}$  – приводная мощность насоса на  $i$ -й подаче при предельном давлении.

Окружное усилие, передающееся на ведущий вал от включенной зубчатой пары, определяется по формуле, (н):

$$P_{oi} = \frac{2 \cdot M_{кр.в.в.i}}{m \cdot z_{шi}}, \quad (3.18)$$

где  $m$  – модуль зацепления зубчатой пары,  $z_{шi}$  – число зубьев  $i$ -й шестерни.

Радиальное усилие, передающееся на ведущий вал от включенной зубчатой пары, определяется по формуле, (н):

$$T_i = P_{oi} \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (3.19)$$

где  $\alpha$  – угол зацепления,  $\alpha = 20^\circ$ .

Силы  $P_{oi}$  и  $T_i$  составляют с горизонтальной плоскостью некоторые углы, например, как показано на рис. 3.2.

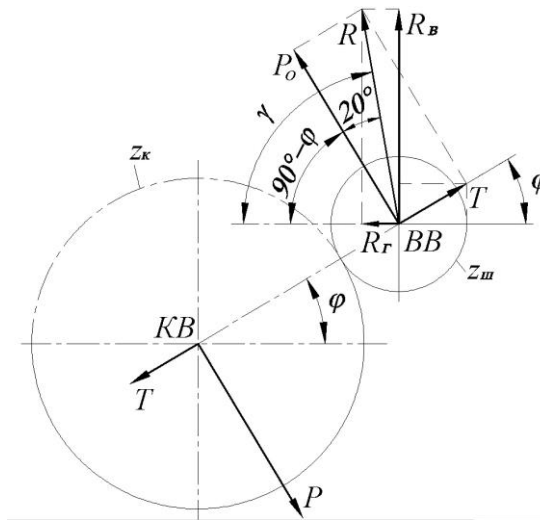


Рисунок 3.2 – Нагрузки на валы от зубчатой передачи

Нагрузки на ведущий вал оказываются лежащими в разных плоскостях, поэтому необходимо разложение всех сил на горизонтальные и вертикальные составляющие [24, 25].

Из рисунка 3.2 следует, что

$$R_i = \sqrt{P_{oi}^2 + T_i^2} = \frac{P_{oi}}{\cos \alpha}, \quad (3.20)$$

при этом горизонтальная составляющая определяется как

$$R_{i\Gamma} = R_i \cdot \cos \gamma = \frac{P_{oi} \cdot \cos(110^\circ - \varphi)}{\cos \alpha}, \quad (3.21)$$

а вертикальная составляющая – как

$$R_{iB} = R_i \cdot \sin \gamma = \frac{P_{oi} \cdot \sin(110^\circ - \varphi)}{\cos \alpha}, \quad (3.22)$$

где, как видно из рис. 3.2,  $\gamma = 90^\circ - \varphi + \alpha = 90^\circ - \varphi + 20^\circ = 110^\circ - \varphi$

Далее необходимо для всех случаев работы насоса вычислить по приведенным выше формулам величины  $M_{кр.в.в.}$ ,  $P_0$ ,  $T$ ,  $R$ ,  $R_r$ ,  $R_b$  и составить таблицу нагрузок на ведущий вал (табл. 3.1).

Таблица 3.1 – Нагрузки, действующие на ведущий вал

Включенная зубчатая пара	$M_{кр.в.в.}$	$P_0$	$T$	$R$	$R_r$	$R_b$
$Z_{ш1} - Z_{к1}$						
$Z_{ш2} - Z_{к2}$						

Для дальнейшего расчета необходимо выбрать наихудший случай нагружения вала.

Критериями для выбора являются, во-первых, величины крутящего момента и сил от работы зубчатых передач, а во-вторых, расположение работающих зубчатых пар относительно опор вала (чем ближе к середине пролета, тем, при прочих равных условиях, больше изгибающие моменты в сечениях вала и его деформации). Когда установить наихудший случай заранее не представляется возможным, дальнейший расчет надо выполнить для всех возможных случаев работы.

### 3.2.4. Коленчатый вал насоса

На коленчатый вал действуют:

- крутящий момент, сообщаемый ему работающей зубчатой передачей и распределяющийся между шатунными шейками вала (или его эксцентриками, если вал эксцентриковый) в зависимости от того, какие плунжеры находятся в положении нагнетания  $M_{кр.к.в.i}$ ;

- окружная и радиальная силы  $P_{oi}$  и  $T_i$  от работающей зубчатой пары;
- силы от сопротивления перекачиваемой жидкости движению плунжеров, передаваемые на вал соответствующими кривошипно-шатунными механизмами и приложенные к соответствующим шатунным шейкам или эксцентрикам,  $P_{пл}$ .

Частота вращения коленчатого вала  $n_{к.в.i}$  переменна и имеет столько значений, сколько у насоса ступеней подачи. Эти значения известны из кинематического расчета.

Крутящий момент на коленчатом валу насоса, соответствующий работе насоса на разных подачах и предельному давлению нагнетания, определяют по формуле, (н·м):

$$M_{кр.к.в.i} = 9550 \cdot \frac{N_{к.в.i}}{n_{к.в.i}}, \quad (3.23)$$

здесь 
$$N_{к.в.i} = \eta \cdot N_{max i}, \quad (3.24)$$

где  $\eta$  – коэффициент полезного действия кинематической цепи от двигателя до коленчатого вала, равный произведению коэффициентов полезного действия всех звеньев, входящих в цепь.

В частном случае:  $\eta = \eta_{рп} \cdot \eta_{зп} = 0,97 \cdot 0,97 = 0,941$ , где  $\eta_{рп} = 0,97$  – КПД ременной передачи, а  $\eta_{зп} = 0,97$  – к.п.д. зубчатой передачи с учетом потерь в подшипниках качения.

Значения  $N_{\max i}$  – те же, что и при расчете ведущего вала, соответствующие различным подачам, значения  $n_{к.в.i}$  следует брать из кинематического расчета.

Из анализа нагрузки на зубчатые зацепления ( $M_{кр.к.в.1} = M_{кр.к.в.2} = \dots = M_{кр.к.в.i}$ ), следует, что можно ограничиться определением крутящего момента на коленчатом валу для одного (любого) случая работы насоса под предельным давлением нагнетания.

Распределение крутящего момента по шатунным шейкам зависит от числа одновременно работающих плунжеров (два или один) и от угла поворота кривошипа. На рис. 3.3 изображена кинематическая схема кривошипно-шатунного механизма.

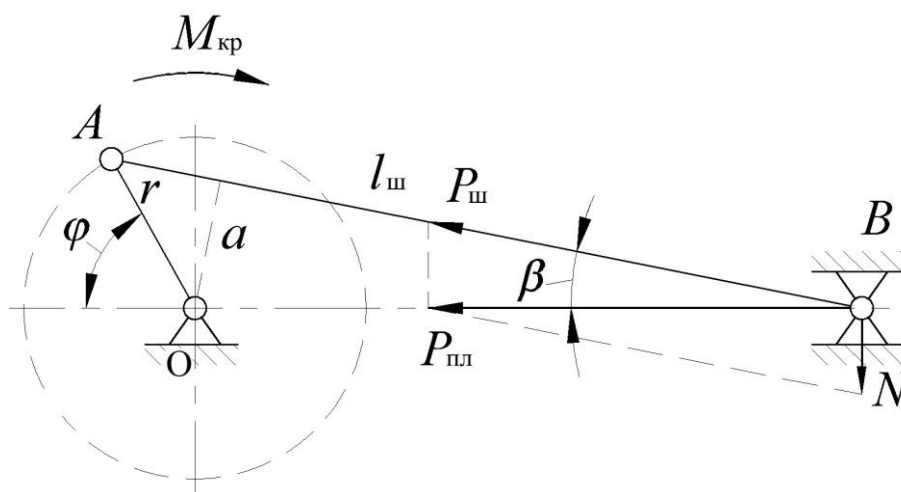


Рисунок 3.3 – Кинематическая схема кривошипно-шатунного механизма

При ходе нагнетания (верхняя полуокружность вращения кривошипно-шатунной шейки вала) действующая по оси плунжера сила  $P_{пл}$  раскладывается в шарнирном соединении шатуна с ползуном на две составляющие:  $N$  – силу давления ползуна на его направляющую и силу  $P_{ш}$ , действующую по оси шатуна.

Для преодоления момента, создаваемого силой  $P_{ш}$  относительно оси вращения вала, нужна часть сообщаемого валу полного крутящего момента, определяемая как, (н·м):

$$M_{кр.ш} = P_{ш} \cdot a, \quad (3.25)$$

где  $a$  – плечо силы  $P_{ш}$ .

Из рис. 3.3 видно, что длина плеча зависит от угла  $\varphi$  поворота кривошипа; соответственно изменяется и доля полного крутящего момента, приходящаяся на данный кривошип:

$$\begin{array}{llll}
\text{при} & \varphi = 0 & a = 0 & M_{\text{кр.ш}} = 0; \\
\text{при} & \varphi = 90^\circ & a = r & M_{\text{кр.ш}} = P_{\text{ш}} \cdot r; \\
\text{при} & \varphi = 180^\circ & a = 0 & M_{\text{кр.ш}} = 0.
\end{array}$$

То же происходит и на остальных шейках коленчатого вала, но со сдвигом фаз на  $120^\circ$ .

Для упрощения дальнейшего расчета принято считать (в запас прочности), что во всех сечениях действует полный крутящий момент, поступающий на вал.

Окружная и радиальная силы  $P_{0i}$  и  $T_i$ , действующие на коленчатый вал от включенной зубчатой пары, равны по величине и противоположно направлены силам  $P_{0i}$  и  $T_i$ , действующим на ведущий вал (см. рис. 3.2).

То же относится к их вертикальным и горизонтальным составляющим. Эти величины берутся из табл. 3.1.

На каждый из плунжеров при ходе нагнетания действует сила  $P_{\text{пл}}$ , создаваемая давлением нагнетания, силами трения в сальниковом уплотнении, в паре ползун-направляющая и в шарнирных соединениях кривошипно-шатунного механизма, а также силой инерции возвратно-поступательно движущихся масс, (Н):

$$P_{\text{пл}} = P_{\text{г}} + P_{\text{тр}} \pm P_{\text{ин}}. \quad (3.26)$$

Сила  $P_{\text{г}}$ , создаваемая давлением нагнетания, определяется как, (Н):

$$P_{\text{г}} = p \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{пл}}^2}{4}, \quad (3.27)$$

где  $p$  – давление нагнетания;  $d_{\text{пл}}$  – диаметр плунжера.

Суммарную силу трения  $P_{\text{тр}}$  находят из выражения, (Н)

$$P_{\text{тр}} = (0,1 - 0,15) \cdot P_{\text{г}}. \quad (3.28)$$

Сила трения  $P_{\text{ин}}$  определяется по формуле, (Н)

$$P_{\text{ин}} = -m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \left( \cos \varphi - \frac{r}{l_{\text{ш}}} \cdot \cos 2\varphi \right), \quad (3.29)$$

где  $m = \frac{G}{g}$  – общая масса возвратно-поступательно движущихся частей,  $r$  – радиус кривошипа,  $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$  – угловая частота вращения кривошипа;  $l_{ш}$  – длина шатуна;  $\varphi$  – угол поворота кривошипа.

Знак (-) указывает на то, что направление силы инерции обратно направлению ускорения кривошипа.

Наибольшая сила инерции имеет место при  $\varphi = \pi$ , ее абсолютное значение определяется по формуле, (н)

$$P_{ин} = m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \left(1 + \frac{r}{l_{ш}}\right). \quad (3.30)$$

При современных быстроходностях буровых насосов ( $\leq 300$  об/мин) силу инерции ввиду ее малости можно не учитывать.

Таким образом, сила, действующая по оси плунжера, (н)

$$P_{пл} = P_{г} + P_{тр} = 1,15 \cdot P_{г} = 1,15 \cdot p \cdot \frac{\pi \cdot d_{пл}^2}{4} = 0,9 \cdot p \cdot d_{пл}^2. \quad (3.31)$$

Наибольшая сила, действующая по оси плунжера, (н)

$$P_{пл. \max} = 0,9 \cdot p_{\max} \cdot d_{пл}^2. \quad (3.32)$$

Из рисунка 3.3 видно, что

$$P_{ш} = \frac{P_{пл}}{\cos \beta}, \quad (3.33)$$

$$N = P_{пл} \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (3.34)$$

где  $\beta$  – угол отклонения шатуна от горизонтального положения.

Из выражений (3.33) и (3.34) следует, что наибольшие значения этих сил возникают при наибольшем значении угла  $\beta$ , т. е. при угле поворота кривошипа  $\varphi = \frac{\pi}{2}$ , когда кривошип занимает вертикальное положение, и треугольник ОАВ (см. рис. 3.3) становится прямоугольным.

Очевидно,

$$\cos \beta_{\max} = \frac{\sqrt{(l_{ш}^2 - r^2)}}{l_{ш}}, \quad (3.35)$$

$$\operatorname{tg} \beta_{\max} = \frac{r}{\sqrt{(l_{\text{ш}}^2 - r^2)}}. \quad (3.36)$$

Тогда:

$$P_{\text{шmax}} = \frac{P_{\text{пл}} \cdot l_{\text{ш}}}{\sqrt{(l_{\text{ш}}^2 - r^2)}} = \frac{P_{\text{пл}}}{\sqrt{(1 - k^2)}}, \quad (3.37)$$

$$N_{\max} = \frac{P_{\text{пл}} \cdot r}{\sqrt{(l_{\text{ш}}^2 - r^2)}} = \frac{P_{\text{пл}} \cdot k}{\sqrt{(1 - k^2)}}, \quad (3.38)$$

где введено обозначение

$$k = \frac{r}{l_{\text{ш}}}. \quad (3.39)$$

При широко применяемом отношении  $k = \frac{1}{6}$  легко подсчитать, что

$$\frac{1}{\sqrt{(1 - k^2)}} = 0,015; \quad \frac{k}{\sqrt{(1 - k^2)}} = 0,169; \quad \beta_{\max} = 9^{\circ}36'.$$

Таким образом, при  $k = \frac{1}{6}$

$$P_{\text{шmax}} = 1,015 \cdot P_{\text{пл}}, \quad (3.40)$$

$$N_{\max} = 0,169 \cdot P_{\text{пл}}. \quad (3.41)$$

Очевидно, что наибольшее значение силы  $P_{\text{ш}}$  практически не отличается от значения силы  $P_{\text{пл}}$ , а направление  $P_{\text{ш}}$  почти не отличается от горизонтального.

Поэтому для дальнейших расчетов принято считать, что нагрузки на коленчатый вал от работы плунжеров по величине равны  $P_{\text{пл}}$ , а по направлению они горизонтальны.

На рис. 3.4 схематически изображен коленчатый вал в двух проекциях с пронумерованными шатунными шейками.

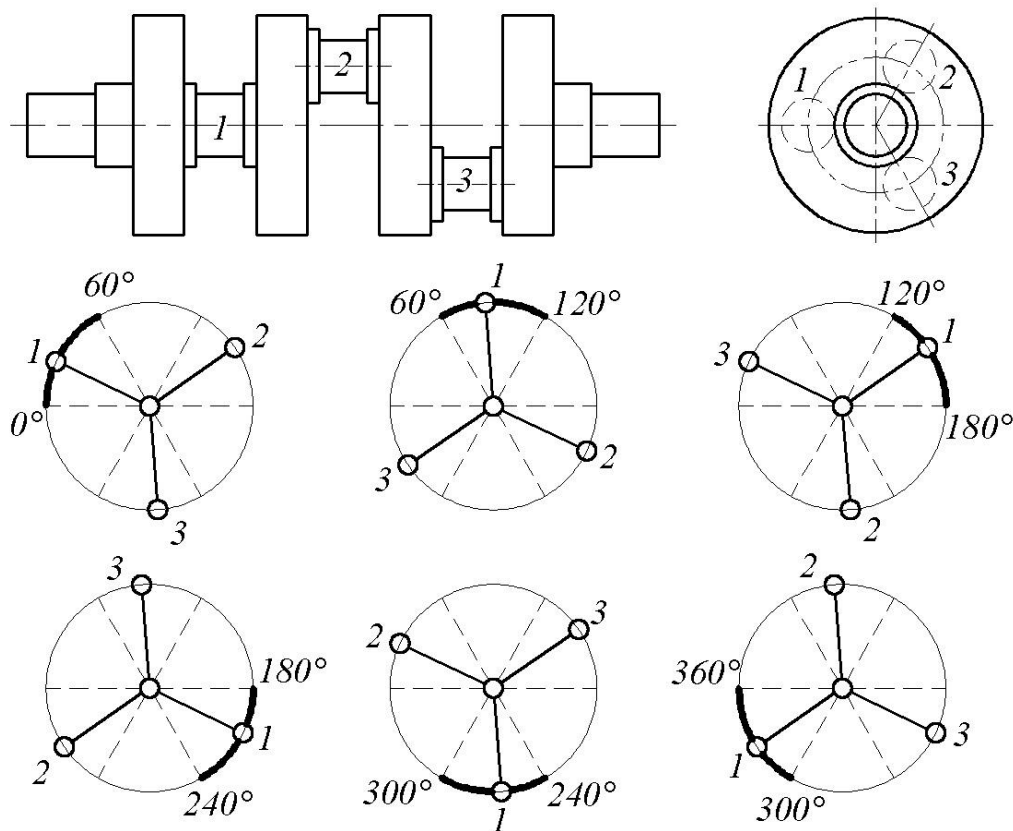


Рисунок 3.4 – Порядок работы коленчатого вала

Ниже изображены шесть последовательных положений вала через каждые  $60^\circ$  угла поворота шатунной шейки. Ходу нагнетания соответствует движение шатунной шейки в верхней полуокружности. Через каждые  $60^\circ$  угла поворота в верхней полуокружности оказываются две из трех шеек или одна. Соответственно на коленчатый вал действуют нагрузки от давления нагнетания то от двух плунжеров, то от одного. Порядок нагружения коленчатого вала приведен в табл. 3.2.

Таблица 3.2. – Порядок нагружения коленчатого вала

Угол поворота первой шатунной шейки, градус ( $^\circ$ )	0 – 60	60 – 120	120 – 180	180 – 240	240 – 300	300 – 360
Номер одновременно работающих плунжеров	1 и 2	1	3 и 1	3	2 и 3	2

Более невыгодной для работы коленчатого вала является, очевидно, одновременная работа двух плунжеров.

### 3.2.5. Подшипники валов

Нагрузки на подшипники валов, по которым подбираются сами подшипники или проверяется их теоретическая долговечность, очевидно, равны по величине реакции опор валов и направлены в сторону, обратную им. Реакции опор определяются при расчете валов на прочность и жесткость, но это наибольшие возможные величины и подбирать по ним подшипники – заведомо утяжелять их. Для правильного выбора подшипников определяются эквивалентные нагрузки на них, для чего требуется знание будущего режима работы насоса во времени [4]. При выборе подшипников воспользуемся обширным опытом, накопленным при проектировании и эксплуатации буровых насосов. Опыт этот позволяет с достаточной степенью точности подбирать подшипники по расчетным нагрузкам, (Н)

$$R_{\text{расч.}} = K_R \cdot R, \quad (3.42)$$

где  $R$  – наибольшая возможная нагрузка на подшипник, равная по величине наибольшей реакции опоры вала;  $K_R = 0,7 \div 0,75$  – коэффициент, учитывающий действительные режимы работы насоса.

### 3.2.6. Соединение валов с рабочими деталями

Все соединения валов с рабочими деталями, как неподвижные, так и подвижные, следует рассчитывать по величине наибольшего крутящего момента, передаваемого рассматриваемым соединением.

Соединение ведущего шкива с валом электродвигателя (чаще всего шпоночное) рассчитывают по величине крутящего момента на валу двигателя при отборе наибольшей мощности, соответствующей работе насоса на наибольших параметрах.

Соединение ведомого шкива с ведущим валом коробки передач (шпоночное или шлицевое) рассчитывают по величине крутящего момента на ведущем валу при  $Q_{\text{max}}$  и  $P_{\text{max}}$ . Эту величину находят при определении нагрузок на ведущий вал.

Подвижное шпоночное соединение блок-шестерни с ведущим валом рассчитывают по той же величине крутящего момента.

На коленчатом валу действует, как уже было выяснено выше, один и тот же крутящий момент, соответствующий  $P_{\max}$ , независимо от величины подачи. По нему рассчитывают соединение вала с эксцентриками, если вал эксцентриковый (чаще всего это шпоночные или шлицевые соединения), а также соединения его с зубчатыми колесами (чаще всего это шпоночные соединения или соединения с помощью штифтов, или винтов). Расчетную величину крутящего момента, передаваемого этими соединениями, находят при определении нагрузок на коленчатый (эксцентриковый) вал.

### 3.2.7. Кривошипно-шатунный механизм

#### *Шатун*

Прочность и способность шатуна противостоять продольному изгибу надо рассчитывать, исходя из величины силы  $P_{ш}$ , которую, вследствие малости угла  $\beta$  отклонения шатуна от горизонтального положения, можно принимать равной  $P_{пл}$ . Расчетное значение силы  $P_{пл}$  то же, что и при расчете коленчатого вала.

#### *Палец шатуна*

Палец, соединяющий шатун с ползуном, рассчитывается на изгиб под действием силы  $P_{пл}$ , равномерно распределенной на длине, равной ширине внутреннего кольца подшипника. Реакции опор кольца, т. е. боковых отверстий в ползуне, распределены по закону треугольника, а по величине каждая равна  $0,5 \cdot P_{ш}$ . При расчете пальца  $P_{ш} = P_{пл}$ .

#### *Ползун*

Проверяют смятие в отверстиях ползуна, учитывая распределение нагрузки по ширине опоры по закону треугольника, что вдвое увеличивает величину напряжения смятия.

Сила давления ползуна на его направляющую, (Н)

$$N = P_{пл} \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (3.43)$$

Эта сила изменяется по закону тангенса от  $N=0$  при  $\beta=0$  до  $N_{\max} = P_{пл} \cdot \operatorname{tg} \beta_{\max}$  при  $\beta = \beta_{\max}$  и далее убывает по мере уменьшения угла до нуля. При типичном отношении  $\frac{r}{l} = \frac{1}{6}$  наибольшие значения угла  $\beta$ , его тангенса и силы  $N$  соответственно следующие:  $\beta = 9^{\circ}36'$ ;  $\operatorname{tg} \beta = 0,169$ ;  $N_{\max} = 1,169 \cdot P_{пл. \max}$ .

Значение  $P_{пл.мах}$  – то же, что и при расчете коленчатого вала.

Проверяется удельное давление на поверхности направляющей ползуна.

*Подшипники, соединяющие шатунные шейки (эксцентрики) с шатунами*

Работа этих подшипников отличается от обычной работы тем, что в течение каждого полуоборота вала, соответствующего ходу нагнетания, они находятся под почти постоянной нагрузкой  $P_{ш}=P_{пл}$ ; в течение же каждого полуоборота, соответствующего ходу всасывания, радиальная нагрузка столь мала, что ею можно пренебречь.

Для подшипников качения (эксцентрикные валы) эквивалентная нагрузка на подшипник при работе насоса с наибольшими параметрами определяется по формуле, (Н)

$$R_{эқв} = \sqrt[3,33]{\alpha_1 \cdot \beta_1 \cdot R_1^{3,33} + \alpha_2 \cdot \beta_2 \cdot R_2^{3,33} + \dots}, \quad (3.44)$$

где  $\alpha_1 = 0,5$  – т. е. подшипник работает одно и то же время при каждой из двух действующих на него нагрузок;  $\beta_1 = 1,0$  – частота вращения подшипника для принятых условий постоянная и равная  $n_{к.в.мах}$ ;  $R_1 = P_{пл.мах}$  – наибольшая нагрузка на подшипник при  $P_{ш} = P_{пл}$ ;  $R_2 = 0$  – нагрузка на подшипник при ходе всасывания.

Тогда

$$R_{эқв} = \sqrt[3,33]{0,5 \cdot 1,0 \cdot P_{ш}^{3,33} + 0,5 \cdot 1,0 \cdot 0^{3,33}} = \sqrt[3,33]{0,5 \cdot P_{ш}}, \quad (3.45)$$

или окончательно

$$R_{эқв} = 0,8 \cdot P_{ш}. \quad (3.46)$$

Определенная таким образом эквивалентная нагрузка соответствует постоянной работе насоса при наибольших параметрах.

Для получения расчетной нагрузки вводится коэффициент  $K_R = 0,7 \div 0,75$ , учитывающий действительный режим работы.

Для проверки или выбора подшипника расчетная нагрузка определяется как, (н)

$$R_{расч} = K_R \cdot R_{эқв}, \quad (3.47)$$

или, после подсчета, – как, (Н)

$$R_{расч} = (0,56 \div 0,6) \cdot P_{ш}. \quad (3.48)$$

В случае применения подшипников скольжения (коленчатые валы) проверяют среднее за один оборот вала удельное давление на поверхности вкладышей по нагрузке, (Н)

$$P_{ш.ср} = \frac{P_{ш} + 0}{2} = 0,5 \cdot P_{ш}. \quad (3.49)$$

*Подшипники, соединяющие крейцкопфную головку шатуна с ползуном*

Эти подшипники выбирают (а также проверяют) по их способности воспринимать статическую нагрузку, равную  $P_{ш}$ . Этого вполне достаточно, так как по условиям работы такие подшипники не вращаются, а совершают небольшой поворот от среднего положения в обе стороны на угол, не превышающий  $10^\circ$ .

### 3.3. Расчеты на прочность деталей механической части буровых насосов

В связи с многообразием условий применения буровых насосов расчет элементов насоса на долговечность производится по максимальному значению подачи и давления на выходе из насоса.

Расчет на прочность производится по максимальной мощности, соответствующей давлению, на которое настраивается предохранительный клапан.

#### 3.3.1. Ведущий вал

Исходные данные для расчета:

передаваемая мощность  $N$ , кВт;

частота вращения  $n$ , об/мин;

нагрузка на вал от ременной передачи  $Q_p$  (считаем, что она находится в горизонтальной плоскости);

диаметр делительной окружности зубчатого колеса  $d_d$ ;

угол  $\varphi = 45^\circ$  (см. рис. 3.2);

материал вала – сталь 45.

Крутящий момент, передаваемый валом  $M_{кр.в.в.}$ , определяется по формуле (3.16).

Со стороны зубчатого колеса на вал действует окружное усилие  $P_0$ , определяемое по формуле (3.18).

Составляющие полного усилия в зацеплении в горизонтальной и вертикальной плоскостях определяются по выражениям (3.21) и (3.22).

На рис. 3.5 изображены силы, действующие на вал, в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

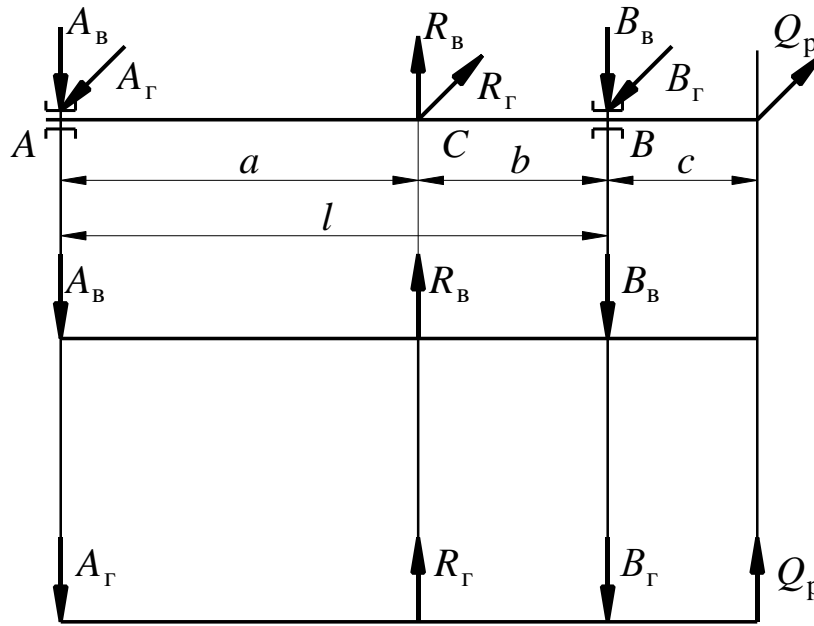


Рисунок 3.5 – Схема нагрузок на ведущем валу

Для определения опорных реакций составляем уравнения равновесия вала в вертикальной и горизонтальной плоскостях:

$$\sum M_A \cdot (F_B) = R_B \cdot a - B_B \cdot l = 0; \quad (3.50)$$

$$B_B = \frac{R_B \cdot a}{l}; \quad (3.51)$$

$$\sum M_B \cdot (F_B) = A_B \cdot l - R_B \cdot b = 0; \quad (3.52)$$

$$A_B = \frac{R_B \cdot b}{l}; \quad (3.53)$$

$$\sum M_A \cdot (F_G) = R_G \cdot a - Q_p \cdot (l + c) - B_G \cdot l = 0; \quad (3.54)$$

$$B_G = \frac{R_G \cdot a + Q_p \cdot (l + c)}{l}; \quad (3.55)$$

$$\sum M_B \cdot (F_G) = Q_p \cdot c + A_G \cdot l - R_G \cdot b = 0; \quad (3.56)$$

$$A_G = \frac{R_G \cdot b - Q_p \cdot c}{l}. \quad (3.57)$$

Определяем изгибающие моменты в вертикальной и горизонтальной плоскостях в сечениях C и B, а также суммарные изгибающие моменты:

$$M_{CB} = -A_B \cdot a; \quad (3.58)$$

$$M_{CG} = -A_G \cdot a; \quad (3.59)$$

$$M_C = \sqrt{(M_{CВ}^2 + M_{CГ}^2)}; \quad (3.60)$$

$$M_{BВ} = 0; \quad (3.61)$$

$$M_{BГ} = Q_p \cdot c; \quad (3.62)$$

$$M_B = M_{BГ}. \quad (3.63)$$

По полученным результатам строим эпюры изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях, суммарных изгибающих моментов и крутящих моментов.

Из эпюры моментов определяем опасное сечение вала, в котором действует максимальный суммарный изгибающий  $M_{из.мах}$  и крутящий  $M_{кр.в.в.}$  моменты.

Определяем приведенный момент в опасном сечении:

$$M_{пр} = \sqrt{(M_{из.мах}^2 + M_{кр.в.в.}^2)}. \quad (3.64)$$

Определяем диаметр вала, (м)

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{пр}}{0,1 \cdot [\sigma]}}, \quad (3.65)$$

где  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение (напряжение изменяется по симметричному циклу).

$[\sigma] = 600 \div 800 \text{ кгс/см}^2$  – для углеродистых сталей;

$[\sigma] = 900 \div 1200 \text{ кгс/см}^2$  – для легированных сталей.

Ведущий вал несет на себе блок шестерен. Ориентируясь на шлицевое соединение, выбираем, например, прямобоочные шлицы  $z \times d \times D$ .

Далее производим уточненный расчет на выносливость шлицевого вала, т. е. определяем запас прочности в опасном сечении.

Определяем моменты сопротивления изгибу  $W_{из}$  и кручению  $W_{кр}$  по формулам

$$W_{из} = \frac{\pi \cdot d^4 + b \cdot (D - d) \cdot (D + d)^2 \cdot z}{32 \cdot D}, \quad (3.66)$$

$$W_{кр} = 2 \cdot W_{из}, \quad (3.67)$$

или по таблицам [5].

Определяем напряжение изгиба и напряжение кручения в опасном сечении:

$$\sigma = \frac{M_{из.мах}}{W_{из}}; \quad (3.68)$$

$$\tau = \frac{M_{\text{кр.в.в.}}}{W_{\text{кр}}} \quad (3.69)$$

Определяем запас прочности по пределу выносливости при изгибе и при кручении по формулам

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}, \quad (3.70)$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m}, \quad (3.71)$$

где  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  – пределы выносливости материала при симметричном цикле соответственно при изгибе и кручении;  $k_{\sigma}$ ,  $k_{\tau}$  – эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении при симметричных циклах;  $\varepsilon_{\sigma}$  и  $\varepsilon_{\tau}$  – масштабный фактор, т. е. коэффициенты, учитывающие понижение прочности детали, соответственно при изгибе и кручении с ростом ее абсолютных размеров;  $\psi_{\sigma}$  и  $\psi_{\tau}$  – коэффициенты, характеризующие влияние асимметрии цикла на величину предела выносливости, соответственно при изгибе и кручении. Значение пределов выносливости для некоторых марок сталей и коэффициентов  $\psi_{\sigma}$ ,  $\psi_{\tau}$ , приведены в табл. 3.3.

Таблица 3.3 – Значения пределов выносливости и коэффициентов  $\psi_{\sigma}$ ,  $\psi_{\tau}$  для некоторых сталей

Марка стали	Предел прочности, $\sigma_B$ , кгс/см <sup>2</sup>	Предел текучести $\sigma_T$ , кгс/см <sup>2</sup>	Предел выносливости $\sigma_{-1}$ , кгс/см <sup>2</sup>	Предел выносливости $\tau_{-1}$ , кгс/см <sup>2</sup>	Коэфф-ты	
					$\psi_{\sigma}$	$\psi_{\tau}$
Ст. 5; Ст. 30	4800 – 6000	2800	2000 – 2700	1100 – 1400	0,15	0,1
Ст. 40	5700 – 7000	3200	2300 – 3200	1400 – 1900	0,2	0,1
Ст. 6; Ст. 45	6000 – 7500	3400	2500 – 3400	1500 – 2000	0,2	0,1
Ст.40 X	7300 – 1050	6500 – 9000	3200 – 4800	2100 – 2600	0,25	0,1

Значения перечисленных выше коэффициентов определяются по таблицам и графикам справочной литературы [6, 19].

Вследствие вращения вала при постоянном изгибающем моменте нормальные напряжения изгиба в поперечных сечениях изменяются по симметричному циклу.

Величина  $\sigma_a$  – амплитуда напряжений при изгибе. При симметричном цикле, (кгс/см<sup>2</sup>)

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \sigma, \quad (3.72)$$

так как  $\sigma_{\min} = |\sigma_{\max}| = \sigma$ ;  $\sigma_m$  – среднее напряжение цикла при изгибе, (кгс/см<sup>2</sup>)

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = 0. \quad (3.73)$$

Крутящий момент изменяется по пульсирующему циклу.

Величина  $\tau_a$  – амплитуда напряжений при кручении. При пульсирующем цикле, (кгс/см<sup>2</sup>)

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{\tau}{2}, \quad (3.74)$$

так как  $\tau_{\min} = 0$ ;  $\tau_m$  – среднее напряжение цикла при кручении, (кгс/см<sup>2</sup>):

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{\tau}{2}. \quad (3.75)$$

Окончательно выражения (3.70) и (3.71) имеют следующий вид:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \cdot \sigma}, \quad (3.76)$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} \cdot \frac{\tau}{2} + \psi_\tau \frac{\tau}{2}}. \quad (3.77)$$

Определяем общий запас прочности по пределу выносливости:

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{(n_\sigma^2 + n_\tau^2)}}. \quad (3.78)$$

Допускаемый запас прочности  $[n] = 1,5 \div 1,8$ .

### 3.3.2. Коленчатый вал

Коленчатый вал воспринимает крутящий момент, передаваемый ему со стороны ведущего вала, нагрузку от зубчатой передачи и шатуна (см. формулы 3.21, 3.22, 3.23, 3.32).

У трехплунжерного насоса на нагнетание работают один или два плунжера одновременно. Поэтому при расчете коленчатого вала, рассматривая более тяжелый случай нагружения, принимают, что усилием  $P_{пл}$  одновременно нагружаются две шатунные шейки вала. Примерная схема нагрузок, действующих на коленчатый вал, приведена на рис. 3.6. Расчет вала производится для трех случаев нагружения, когда усилия плунжера приложены к шатунным шейкам 1-2, 1-3 или 2-3, или интуитивно оценивается наиболее неблагоприятный случай с точки зрения прочности.

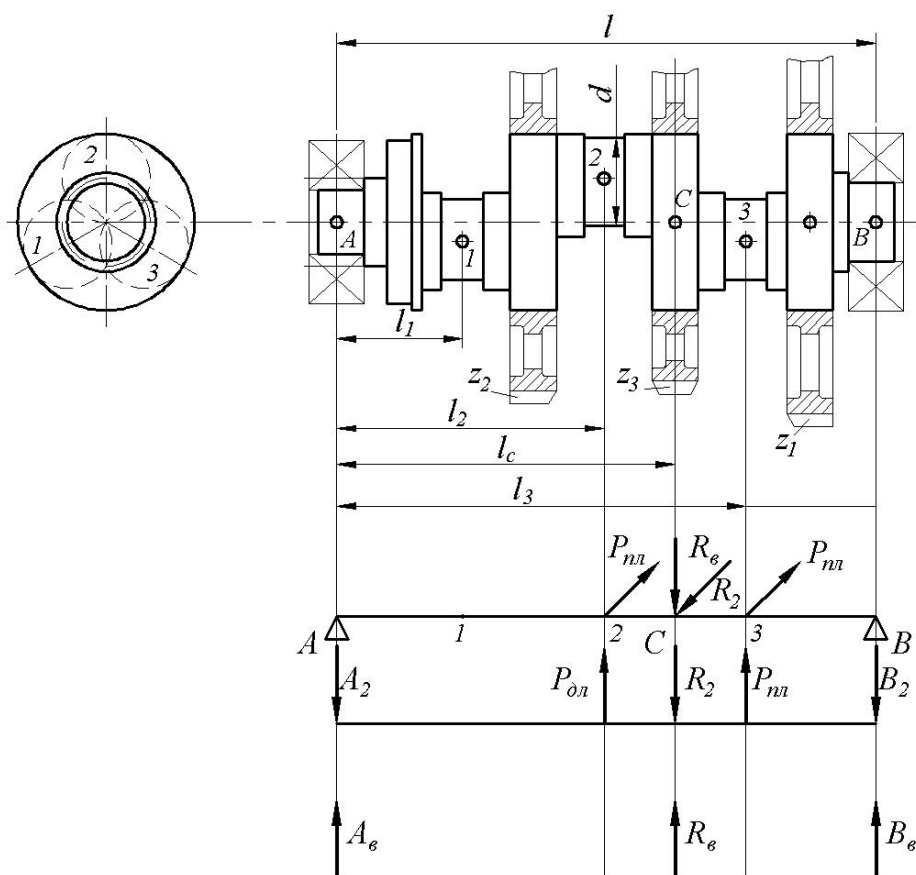


Рисунок 3.6 – Схема нагружения коленчатого вала

Для этого случая выбирают диаметр вала и определяют запасы прочности в опасных сечениях с учетом концентрации напряжений (галтели, шпоночные пазы и т. д.).

Исходные данные для расчета:

передаваемая мощность  $N$ , кВт;

частота вращения  $n$ , об/мин;

максимальное давление нагнетания  $p$ , кгс/см<sup>2</sup>;

диаметр плунжера  $d_{пл}$ , мм;

угол  $\varphi = 45^\circ$  (см. рис. 3.2);

материал вала – сталь 40Х;

диаметр делительной окружности зубчатого колеса  $z_3$  равен  $d_3$ , мм.

На рис. 3.6 показана схема коленчатого вала, несущего на себе три зубчатых колеса  $z_1$ ,  $z_2$  и  $z_3$ , обеспечивающих три скорости вращения вала. В качестве расчетного выбран случай работы на третьей скорости (при работе зубчатого колеса  $z_3$ ), так как в этом случае нагрузки от зубчатого колеса приложены к коленчатому валу близко к середине расстояния между опорами. Силы  $P_{пл}$  прикладываем к шатунным шейкам 2 и 3.

Для определения опорных реакций составляем уравнения равновесия вала в вертикальной и горизонтальной плоскостях:

$$\sum M_B \cdot (F_\Gamma) = P_{пл} \cdot l_6 + P_{пл} \cdot l_4 - A_\Gamma \cdot l - R_\Gamma \cdot l_5 = 0; \quad (3.79)$$

$$A_\Gamma = \frac{P_{пл} \cdot (l_4 + l_6) - R_\Gamma \cdot l_5}{l}; \quad (3.80)$$

$$\sum M_A \cdot (F_\Gamma) = P_{пл} \cdot l_2 + P_{пл} \cdot l_3 - B_\Gamma \cdot l - R_\Gamma \cdot l_c = 0; \quad (3.81)$$

$$B_\Gamma = \frac{P_{пл} \cdot (l_2 + l_3) - R_\Gamma \cdot l_c}{l}; \quad (3.82)$$

$$\sum M_B \cdot (F_B) = A_B \cdot l - R_B \cdot l_5 = 0; \quad (3.83)$$

$$A_B = \frac{R_B \cdot l_5}{l}; \quad (3.84)$$

$$\sum M_A \cdot (F_B) = B_B \cdot l - R_B \cdot l_c = 0; \quad (3.85)$$

$$B_B = \frac{R_B \cdot l_c}{l}. \quad (3.86)$$

Определяем изгибающие моменты в горизонтальной плоскости в точках приложения сил (т. 2, т. 3, т. С):

$$M_{2\Gamma} = -A_\Gamma \cdot l_2; \quad (3.87)$$

$$M_{3\Gamma} = -B_\Gamma \cdot l_4; \quad (3.88)$$

$$M_{с\Gamma} = -A_\Gamma \cdot l_c + P_{пл} \cdot (l_c - l_2). \quad (3.89)$$

Определяем изгибающие моменты в вертикальной плоскости в точках приложения сил (т. 2, т. 3, т. С):

$$M_{2B} = A_B \cdot l_2; \quad (3.90)$$

$$M_{3B} = B_B \cdot l_4; \quad (3.91)$$

$$M_{cB} = A_B \cdot l_c. \quad (3.92)$$

Определяем суммарные изгибающие моменты в точках 2, 3, С:

$$M_2 = \sqrt{(M_{2Г}^2 + M_{2B}^2)}; \quad (3.93)$$

$$M_3 = \sqrt{(M_{3Г}^2 + M_{3B}^2)}; \quad (3.94)$$

$$M_c = \sqrt{(M_{cГ}^2 + M_{cB}^2)}. \quad (3.95)$$

По полученным результатам строим эпюры изгибающих моментов в горизонтальной и вертикальной плоскостях, суммарных изгибающих моментов.

Из эпюры моментов определяем опасное сечение вала, в котором действует максимальный изгибающий и крутящий моменты.

Определяем приведенный момент в опасном сечении вала:

$$M_{пр} = \sqrt{(M_{из. max}^2 + M_{кр. к. в.}^2)}. \quad (3.96)$$

Определяем диаметр вала по формуле (3.65).

Определяем момент сопротивления сечения при изгибе и кручении:

$$W_{из} = \frac{\pi}{32} \cdot d^3; \quad (3.97)$$

$$W_{кр} = \frac{\pi}{16} \cdot d^3. \quad (3.98)$$

Определяем запас прочности по выносливости для сечения в котором шатунная шейка сопрягается с щекой вала галтелью (рис. 3.7)

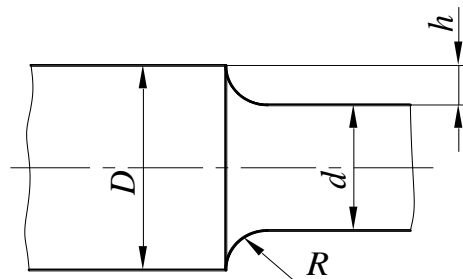


Рисунок 3.7 – Шатунная шейка вала

Из эпюры суммарных изгибающих моментов определяем момент в этом сечении.

Определяем в опасном сечении напряжения изгиба и кручения:

$$\sigma = \frac{M_{\text{из}}}{W_{\text{из}}}; \quad (3.99)$$

$$\tau = \frac{M_{\text{кр.к.в.}}}{W_{\text{кр}}}. \quad (3.100)$$

Определяем запас прочности по пределу выносливости при изгибе и при кручении по формулам (3.70) и (3.71). Определение значений напряжений коэффициентов, входящих в формулы (3.70) и (3.71), описано выше. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений  $k_{\sigma}$  и  $k_{\tau}$  определяем по графикам в работах [5] и [6]. Значение этих коэффициентов установлено для ступенчатых валов при  $D/d=2$  и  $D/d=1,4$  в зависимости от отношения  $R/d$  (см. рис. 3.7) соответственно при изгибе и кручении. Определяем отношение  $R/d$  и находим коэффициенты  $k_{\sigma}$  и  $k_{\tau}$ . Если отношение  $D/d$  отличается от указанных выше, то необходимо пересчитать значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений по формулам

$$k'_{\sigma} = 1 + \alpha_{\sigma}(k_{\sigma} - 1); \quad (3.101)$$

$$k'_{\tau} = 1 + \alpha_{\tau}(k_{\tau} - 1), \quad (3.102)$$

где  $\alpha_{\sigma}$  и  $\alpha_{\tau}$  - коэффициенты пересчета, которые также определяются по графикам в работах [6] и [19] в зависимости от отношения  $D/d$ . В формулы (3.70) и (3.71) нужно подставлять пересчитанные значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений.

Определяем общий запас прочности по формуле (3.78).

Допустимый запас прочности  $[n] = 1,3 \div 1,5$ .

### 3.3.3. Расчет шатуна

Главные части шатуна – поршневая и кривошипная головки и стержень. В насосах одностороннего действия шатун сжимается при ходе нагнетания, когда на него действуют значительные нагрузки, и растягивается незначительной нагрузкой (силы трения в уплотнениях и в направляющих плунжера) при ходе всасывания.

Поэтому в этих насосах головки шатуна практически не нагружены. В насосах двухстороннего действия значительные нагрузки действуют как на тело шатуна, так и на его головки.

#### Расчет головки шатуна

Головка шатуна рассматривается как кривой брус (рис. 3.8).

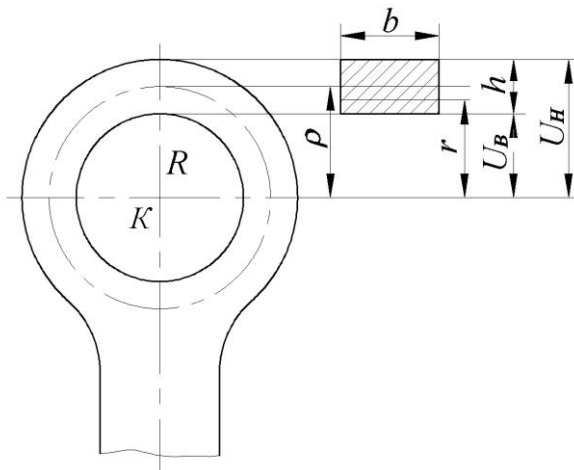


Рисунок 3.8 – Головка шатуна

Исходные данные для расчета:

нагрузка, действующая на головку шатуна,  $R$ ;

сечение головки – прямоугольник с размерами  $b \times h$ ;

расстояние от оси, проходящей через центр кривизны щеки, до внутренних точек поперечного сечения,  $U_B$ .

Определяем максимальный изгибающий момент в опасном сечении при малом зазоре:

$$M = 0,165 \cdot R \cdot \rho, \quad (3.103)$$

где величина  $R$  принимается равной усилию плунжера  $P_{пл}$  по формуле (3.32);

$\rho$  - радиус кривизны головки шатуна. Из рис. 3.8 видно, что  $\rho = U_B + \frac{h}{2}$ .

Определяем наибольшие напряжения, развиваемые в точках поперечного сечения, ближайших к центру кривизны (внутренних):

$$\sigma_B = \frac{M \cdot (U_B - r)}{F \cdot U_B \cdot (\rho - r)}, \quad (3.104)$$

где  $F$  – площадь поперечного сечения щеки;  $r$  – радиус кривизны нейтрального слоя.

Значения  $r$  для некоторых сечений даны на рис. 3.9.

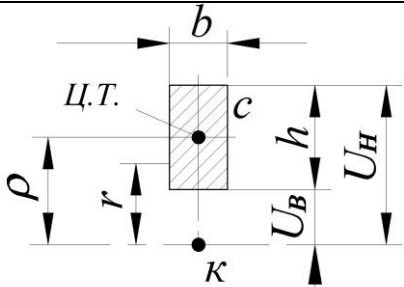
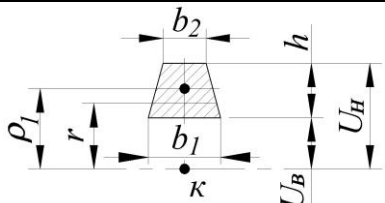
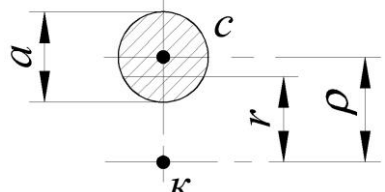
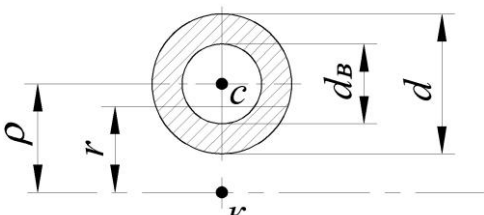
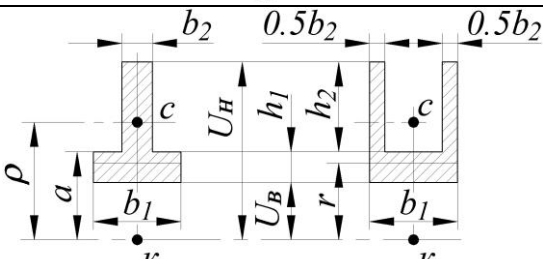
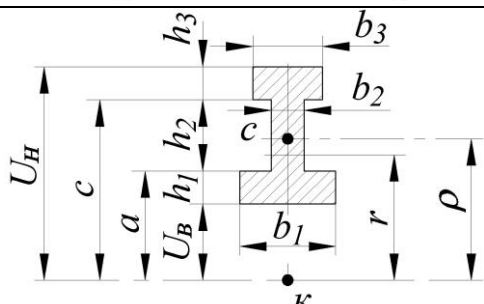
Форма сечения	Радиус кривизны нейтрального слоя
	$r = \frac{0,43 \cdot h}{\lg \frac{U_H}{U_B}}$
	$r = \frac{F}{\frac{b_1 \cdot U_H - b_1 \cdot U_B}{h} \cdot \ln \frac{U_H}{U_B} - (b_1 - b_2)}$
	$r = \frac{d^2}{8 \cdot \left( \rho - \sqrt{\rho^2 - \frac{d^2}{4}} \right)}$
	$r = \frac{d_H^2 - d_B^2}{8 \cdot \left( \sqrt{\rho^2 - \frac{d_B^2}{4}} - \sqrt{\rho^2 - \frac{d_H^2}{4}} \right)}$
	$r = \frac{0,43 \cdot (b_1 \cdot h_1 + b_2 \cdot h_2)}{b_1 \cdot \lg \frac{a}{U_B} + b_2 \cdot \lg \frac{U_H}{a}}$
	$r = \frac{0,43 \cdot (b_1 \cdot h_1 + b_2 \cdot h_2 + b_3 \cdot h_3)}{b_1 \cdot \lg \frac{a}{U_B} + b_2 \cdot \lg \frac{c}{a} + b_3 \cdot \lg \frac{U_H}{c}}$

Рисунок 3.9 – Значения радиуса кривизны нейтральных слоев для сечений различной формы

При предварительных расчетах на прочность кривых брусьев прямоугольного и круглого поперечного сечений можно пользоваться формулой

$$\sigma_B = -k_B \cdot \frac{M}{W}. \quad (3.105)$$

Для прямоугольного сечения

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6}; \quad (3.106)$$

для круглого сечения

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = 0,1 \cdot d^3. \quad (3.107)$$

Значения коэффициентов  $k_B$  приведены на рис. 3.10.

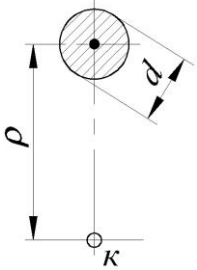
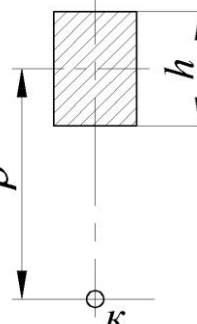
	$\frac{\rho}{d}$	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
	$k_B$	1,60	1,36	1,26	1,17	1,12	1,09	1,08
	$\frac{\rho}{h}$	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
	$k_B$	1,53	1,29	1,21	1,12	1,09	1,06	1,05

Рисунок 3.10 – Значения коэффициентов  $k_B$

### Расчет стержня шатуна

Стержень шатуна рассчитывается на продольную устойчивость от осевой сжимающей силы в плоскости движения, когда шатун рассматривается шарнирно закрепленным по концам, и в перпендикулярной плоскости, когда концы шатуна принимаются защемленными.

Максимальное сжимающее усилие, действующее на шатун  $P_{ш.мах}$ , определяется по формуле (3.37).

Отношение критического значения нагрузки к ее фактической величине называется коэффициентом запаса устойчивости  $n$ :

$$n = \frac{P_{кр}}{P_{ш.мах}}, \quad (3.108)$$

где  $P_{кр}$  – критическое значение нагрузки.

Величина коэффициента запаса устойчивости принимается в зависимости от материала стержня, условий его работы, точности определения расчетных нагрузок. Для шатунов буровых насосов  $n = 2 \div 3$ .

Коэффициент запаса устойчивости можно выразить через отношение напряжений

$$n = \frac{\sigma_{кр}}{\sigma_{сж}}, \quad (3.109)$$

где

$$\sigma_{кр} = \frac{P_{кр}}{F}; \quad (3.110)$$

$$\sigma_{сж} = \frac{P_{ш.мах}}{F}; \quad (3.111)$$

$F$  – площадь поперечного сечения шатуна.

Введем понятие гибкости стержня  $\lambda$ :

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i}, \quad (3.112)$$

где  $\mu$  – коэффициент приведения длины, при шарнирных опорах  $\mu = 1$ , при защемленных –  $\mu = 0,5$ ;  $l$  – длина стержня;  $i$  – минимальный радиус инерции стержня:

$$i = \sqrt{\frac{I}{F}}, \quad (3.113)$$

где  $I$  – момент инерции поперечного сечения стержня.

Значения радиусов инерции для некоторых сечений приведены на рис. 3.11.

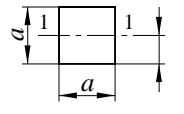
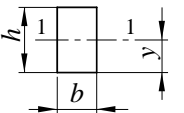
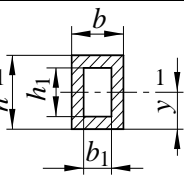
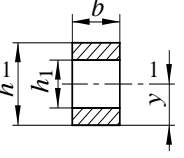
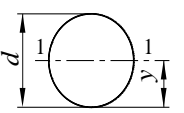
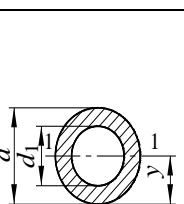
Сечение	Площадь $F$	Расстояние от оси, проходящей через центр тяжести до крайнего волокна $y$	Момент инерции относительно центральной оси $I-I$	Момент сопротивления $W = \frac{I}{y}$	Радиус инерции $i = \sqrt{\frac{I}{F}}$
	$a^2$	$\frac{a}{2}$	$\frac{a^4}{12}$	$\frac{a^3}{6}$	$\frac{a}{\sqrt{12}} = 0,289 \cdot a$
	$b \cdot h$	$\frac{h}{2}$	$\frac{b \cdot h^3}{12}$	$\frac{b \cdot h^2}{6}$	$\frac{h}{\sqrt{12}} = 0,289 \cdot h$
	$b \cdot h - b_1 \cdot h_1$	$\frac{h}{2}$	$\frac{b \cdot h^3 - b_1 \cdot h_1^3}{12}$	$\frac{b \cdot h^3 - b_1 \cdot h_1^3}{6 \cdot h}$	$\sqrt{\frac{b \cdot h^3 - b_1 \cdot h_1^3}{12 \cdot (b \cdot h - b_1 \cdot h_1)}}$
	$b \cdot (h - h_1)$	$\frac{h}{2}$	$\frac{b \cdot (h^3 - h_1^3)}{12}$	$\frac{b \cdot (h^3 - h_1^3)}{6 \cdot h}$	$\sqrt{\frac{h^3 - h_1^3}{12 \cdot (h - h_1)}}$
	$\frac{\pi \cdot d^2}{4} = 0,7854 \cdot d^2$	$\frac{d}{2}$	$\frac{\pi \cdot d^4}{64} = 0,0491 \cdot d^4$	$\frac{\pi \cdot d^3}{32} = 0,0982 \cdot d^3$	$\frac{d}{4}$
	$\frac{\pi \cdot (d^2 - d_1^2)}{4} = 0,7854 \cdot (d^2 - d_1^2)$	$\frac{d}{2}$	$\frac{\pi \cdot (d^4 - d_1^4)}{64} = 0,0491 \cdot (d^4 - d_1^4)$	$\frac{\pi \cdot (d^4 - d_1^4)}{64} = 0,09812 \cdot \frac{d^4 - d_1^4}{d}$	$\frac{\sqrt{d^2 - d_1^2}}{4}$

Рисунок 3.11 – Геометрические свойства различных сечений

Если гибкость стержня (материал сталь)  $\lambda \geq 100$ , то значение критической нагрузки  $P_{кр}$  определяется по формуле Эйлера

$$P_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(\mu \cdot l)^2}, \quad (3.114)$$

где  $E$  – модуль упругости материала шатуна (стали).

Формула Эйлера справедлива в том случае, когда напряжения, соответствующие этим критическим нагрузкам, не превышают предела пропорциональности материала стержня  $\sigma_{\text{пр}}$ , т. е. когда материал подчиняется закону Гука. Следовательно, условием применимости формулы Эйлера является  $\sigma_{\text{кр}} \leq \sigma_{\text{пр}}$  или

$$\sigma_{\text{кр}} = \frac{P_{\text{кр}}}{F} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(\mu \cdot l)^2 \cdot F} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot i^2 \cdot F}{(\mu \cdot l)^2 \cdot F} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\left(\frac{\mu \cdot l}{i}\right)^2} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} \leq \sigma_{\text{пр}}. \quad (3.115)$$

Из выражения (3.115) следует, что

$$\lambda \geq \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_{\text{пр}}}}. \quad (3.116)$$

Следовательно, формула Эйлера справедлива для гибкости стержня, равной или большей  $\lambda_{\text{пред}}$ , т. е. при  $\lambda \geq \lambda_{\text{пред}}$ .

Величина  $\lambda_{\text{пред}} = 100$  это та минимальная гибкость, при которой формула Эйлера еще справедлива.

При гибкости  $\lambda \leq 100$  напряжения превышают предел пропорциональности  $\sigma_{\text{пр}}$ . В этом случае  $P_{\text{кр}}$  определяется по эмпирической формуле Ф. С. Ясинского

$$P_{\text{кр}} = F \cdot (a - b \cdot \lambda), \quad (3.117)$$

где  $a$ ;  $b$  – числовые коэффициенты, имеющие размерности напряжения.

В табл. 3.4 приведены параметры  $a$ ,  $b$ , а также гибкость  $\lambda_1$  и  $\lambda_2$ .

Причем  $\lambda_1$  – значение гибкости стержня, при котором критическое напряжение  $\sigma_{\text{кр}}$  достигает предела пропорциональности  $\sigma_{\text{пр}}$  и определяется выражением (3.116);  $\lambda_2$  – значение гибкости стержня, при котором критическое напряжение  $\sigma_{\text{кр}}$  достигает предела текучести  $\sigma_{\text{T}}$  и определяется формулой

$$\lambda_2 = \frac{1}{b} \cdot (a - \sigma_{\text{T}}). \quad (3.118)$$

Таблица 3.4 – Значения коэффициентов для критической силы, входящих в формулу Ф. С. Ясинского, и пределы применимости этой формулы

Материал	$a$	$b$	$\lambda_1$	$\lambda_2$
Углеродистая сталь $\sigma_B = 3800 \text{ кг/см}^2$ $\sigma_T = 2400 \text{ кг/см}^2$	3100	11,4	105	61,4
Углеродистая сталь $\sigma_B = 4800 \text{ кг/см}^2$ $\sigma_T = 3100 \text{ кг/см}^2$	4690	26,175	100	60
Кремнистая сталь $\sigma_B = 5200 \text{ кг/см}^2$ $\sigma_T = 3600 \text{ кг/см}^2$	5890	38,175	100	60
Хромомолибденовая сталь	10000	54	55	–
Дюралюминий	3800	21,85	50	–

Для стержней большой гибкости ( $\lambda \geq \lambda_1$ ) определение  $P_{кр}$  производится по формуле Эйлера. Для стержней средней гибкости ( $\lambda_2 \leq \lambda \leq \lambda_1$ ) определение  $P_{кр}$  производится по формуле Ф. С. Ясинского. Для стержней малой гибкости ( $\lambda \leq \lambda_2$ ) расчет на устойчивость заменяется расчетом на прочность (универсальный метод). Это метод расчета на устойчивость производится по коэффициенту  $\varphi$  – коэффициенту снижения основного допускаемого напряжения на сжатие.

По универсальному методу расчет на устойчивость ведется по формуле одноосного сжатия. Условие устойчивости принимает вид

$$\sigma = \frac{P_{ш.макс}}{F} \leq [\sigma_y], \quad (3.119)$$

$$[\sigma_y] = \varphi \cdot [\sigma], \quad (3.120)$$

где  $[\sigma]$  – основное допускаемое напряжение на сжатие;  $\varphi = f(\lambda)$  – коэффициент понижения допускаемых напряжений.

Таким образом,

$$\sigma = \frac{P_{ш.макс}}{F} \leq \varphi \cdot [\sigma], \quad (3.121)$$

или

$$\sigma = \frac{P_{ш.маx}}{\varphi \cdot F} \leq [\sigma]. \quad (3.122)$$

Значения коэффициентов  $\varphi$  для различных материалов в зависимости от гибкости  $\lambda$  даны в табл. 3.5.

Таблица 3.5 – Зависимость коэффициентов  $\varphi$  от гибкости  $\lambda$  для разных материалов

Гибкость $\lambda$	Сталь Ст. 3 и Ст. 4	Сталь Ст. 5	СПК*	Чугун
0	1,00	1,00	1,00	1,00
10	0,99	0,98	0,97	0,97
20	0,96	0,95	0,95	0,91
30	0,94	0,92	0,91	0,81
40	0,92	0,89	0,87	0,69
50	0,89	0,86	0,83	0,57
60	0,86	0,82	0,79	0,44
70	0,81	0,76	0,72	0,34
80	0,75	0,70	0,65	0,26
90	0,69	0,62	0,55	0,20
100	0,60	0,51	0,43	0,16
110	0,52	0,43	0,35	–
120	0,45	0,36	0,30	–
130	0,40	0,33	0,26	–
140	0,36	0,29	0,23	–
150	0,32	0,29	0,21	–
160	0,29	0,24	0,19	–
170	0,26	0,21	0,17	–
180	0,23	0,19	0,15	–
190	0,21	0,17	0,14	–
200	0,19	0,16	0,13	–

\*Сталь повышенного качества с пределом текучести  $\sigma_T = 3200$  кгс/см<sup>2</sup>.

Допустимые напряжения для некоторых сталей  $[\sigma]$  приведены в табл. 3.6:

Таблица 3.6 – Допустимые напряжения для некоторых сталей

Допускаемые напряжения $[\sigma]$ , кгс/см <sup>2</sup>	1600	2000	2500 – 4000
Марка стали	Ст. 3	Сталь 45	Сталь 40Х

Формула (3.122) позволяет производить проверочный расчет на устойчивость при выбранном поперечном сечении стержня и определять необходимую площадь поперечного сечения для заданного профиля сечения и материала стержня.

Исходные данные для расчета:

усилие сжатия шатуна –  $P_{ш.маx}$ ;

длина шатуна –  $l$ ;

сечение стержня шатуна у плунжерной головки показано на рис. 3.12;

материал шатуна – Сталь 45.

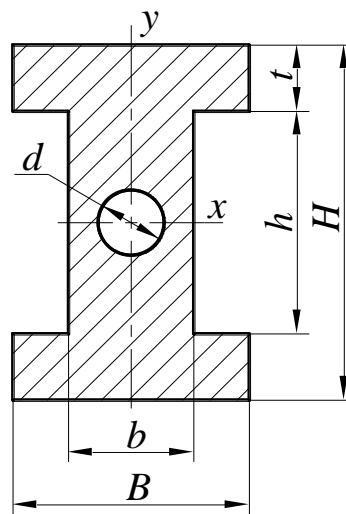


Рисунок 3.12 – Сечение стержня шатуна

Определяем площадь поперечного сечения стержня, (м<sup>2</sup>):

$$F = B \cdot H - (B - b) \cdot h - \frac{\pi \cdot d^2}{4}. \quad (3.123)$$

Определяем моменты инерции стержня относительно осей X и Y, (м<sup>4</sup>)

$$I_x = \frac{B \cdot H^3}{12} - \frac{(B - b) \cdot h^3}{12} - \frac{\pi \cdot d^4}{64}; \quad (3.124)$$

$$I_y = \frac{2 \cdot t \cdot B^3}{12} + \frac{h \cdot b^3}{12} - \frac{\pi \cdot d^4}{64}. \quad (3.125)$$

Определяем радиусы инерции, (м):

$$i_x = \sqrt{\frac{I_x}{F}}; \quad (3.126)$$

$$i_y = \sqrt{\frac{I_y}{F}}. \quad (3.127)$$

Определяем гибкость стержня в плоскости движения шатуна:

$$\lambda_x = \frac{\mu_x \cdot l}{i_x}. \quad (3.128)$$

В плоскости движения шатуна его концы шарнирно закреплены, следовательно,  $\mu_x = 1$ .

Определяем гибкость стержня в плоскости, перпендикулярной плоскости движения шатуна:

$$\lambda_y = \frac{\mu_y \cdot l}{i_y}. \quad (3.129)$$

В плоскости, перпендикулярной плоскости движения шатуна, концы шатуна защемлены, следовательно,  $\mu_y = 0,5$ .

Сравнивая  $\lambda_x$  и  $\lambda_y$  с данными табл. 3.5, принимаем решение о выборе формулы Эйлера или формулы Ф. С. Ясинского для расчета критической нагрузки  $P_{кр}$ , или о выборе универсального метода расчета на устойчивость по коэффициенту  $\varphi$ .

Определяем критическое напряжение по формуле (3.110), напряжение сжатия – по (3.111), коэффициент запаса прочности – по (3.109), если расчет критических нагрузок будет проводиться по формулам Эйлера (3.114) или Ф. С. Ясинского (3.117).

Если формулы (3.114) и (3.117) неприменимы, то для максимальной гибкости ( $\lambda_x$  или  $\lambda_y$ ) по табл. 2.5 находим коэффициент уменьшения допускаемого напряжения  $\varphi$ . По формуле (3.122) определяем расчетное напряжение  $\sigma$  при проверке устойчивости и сравниваем его с допускаемым напряжением  $[\sigma]$ .

### Расчет пальца шатуна

Палец шатуна воспринимает нагрузку, действующую на шатун  $P_{ш.маx}$ . На рис. 3.13. представлена схема расчета пальца шатуна.

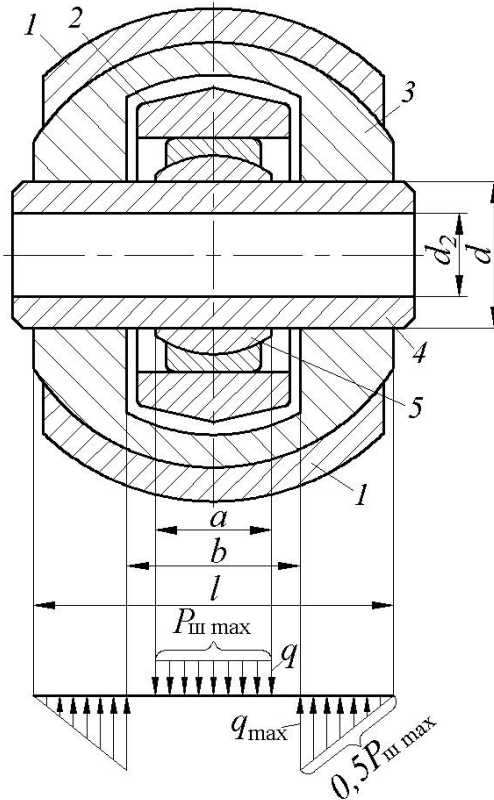


Рисунок 3.13 – Схема расчета пальца шатуна:

1 – направляющая ползуна; 2 – головка шатуна; 3 – ползун; 4 – палец;  
5 – шарнирный подшипник

Исходные данные для расчета:

нагрузка, действующая на шатун,  $P_{ш.маx}$ ;

размеры шатуна указаны на рис. 3.13;

материал шатуна – Сталь 40Х.

Определяем отношение рабочей длины пальца  $l$  к его диаметру  $d$  ( $l/d$ ).

Если  $(l/d) < 2$ , то палец шатуна проверяется на чистый срез и смятие.

Определяем напряжение чистого среза, (кгс/см<sup>2</sup>):

$$\tau = \frac{2 \cdot P_{ш.маx}}{\pi \cdot d^2 \cdot (1 - \alpha)^2} \leq [\tau], \quad (3.130)$$

где  $\alpha = \frac{d_1}{d}$ ;  $d_1$  – внутренний диаметр пальца.

Определяем напряжение смятия, (кгс/см<sup>2</sup>):

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P_{\text{ш.макс}}}{a \cdot d} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (3.131)$$

где  $a$  – наименьшая ширина опорной поверхности пальца (см. рис. 3.13).

Допускаемое напряжение на срез, кгс/см<sup>2</sup>,

для: углеродистых сталей $[\tau]$	1000 – 1100
низколегированных сталей $[\tau]$	1200 – 1500

Допускаемое напряжение на смятие, кгс/см<sup>2</sup>,

для: стали $[\sigma_{\text{см}}]$	500 – 800
бронзы $[\sigma_{\text{см}}]$	100 – 200

Если  $l \geq (2 \div 3) \cdot d$ , то палец рассчитывается на продольный изгиб по силовой схеме, приведенной на рис. 3.13.

Определяем максимальное напряжение изгиба по середине пальца, (кгс/см<sup>2</sup>):

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{из.макс}}}{W} = \frac{P_{\text{ш.макс}} \cdot (l + 2 \cdot b - 1,5 \cdot a)}{1,2 \cdot d^3 \cdot (1 - \alpha^4)}. \quad (3.132)$$

Определяем наибольшее напряжение среза по формуле Журавского, (кгс/см<sup>2</sup>):

$$\tau = \frac{Q \cdot S}{\delta \cdot I} = \frac{8 \cdot P_{\text{ш.макс}} \cdot (1 + \alpha + \alpha^2)}{3 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot (1 - \alpha^4)}, \quad (3.133)$$

где  $Q = 0,5 \cdot P_{\text{ш.макс}}$  – перерезывающая сила;  $S = \frac{1}{12} \cdot (d^3 - d_1^3)$  – статический момент полукольца относительно нейтральной линии;  $\delta = d - d_1$  – ширина полукольца;  $I = \frac{\pi}{64} \cdot (d^4 - d_1^4)$  – момент инерции сечения пальца относительно нейтральной линии.

Допускаемые напряжения принимаются такими же, как и для валов.

## Примеры практических расчетных заданий

### Практическое занятие №1.

Тема: Расчет на прочность ведущего и коленчатого валов бурового насоса.

#### Задача

Рассчитать ведущий вал насоса, передающий мощность  $N = 40$  кВт при  $n = 367$  об/мин. Нагрузка на вал от ременной передачи  $Q_p = 408$  кгс и находится в горизонтальной плоскости. Диаметр делительной окружности зубчатого колеса  $d_d = 240$  мм. Материал вала – сталь 45 ( $\sigma_B = 6000$  кгс/см<sup>2</sup>;  $\sigma_{-1} = 2500$  кгс/см<sup>2</sup>;  $\tau_{-1} = 1500$  кгс/см<sup>2</sup>). Угол  $\varphi = 45^\circ$ .

#### Решение

Крутящий момент, передаваемый валом:

$$M_{кр} = 97400 \cdot \frac{N}{n} = 97400 \cdot \frac{40}{367} \approx 10600 \text{ кгс} \cdot \text{см.}$$

Со стороны зубчатого колеса на вал действует окружное усилие:

$$P_o = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d_d} = \frac{2 \cdot 10600}{24} = 884,5 \approx 885 \text{ кгс.}$$

Составляющие полного усилия в зацеплении в горизонтальной и вертикальной плоскостях составляют:

$$R_r = \frac{885 \cdot \cos(110^\circ - 45^\circ)}{\cos 20^\circ} = 397,7 \approx 398 \text{ кгс;}$$

$$R_B = \frac{885 \cdot \sin(110^\circ - 45^\circ)}{\cos 20^\circ} = 853,8 \approx 854 \text{ кгс.}$$

На рис. 3.14 изображены силы, действующие на вал в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Для определения опорных реакций составляем условия равновесия:

$$\sum M_A(F_B) = R_B \cdot a - B_B \cdot l = 0;$$

$$B_B = \frac{R_B \cdot a}{l} = \frac{854 \cdot 38,9}{62} = 535,8 \approx 536 \text{ кгс;}$$

$$\sum M_B(F_B) = A_B \cdot l - R_B \cdot l = 0;$$

$$A_B = \frac{R_B \cdot b}{l} = \frac{854 \cdot 23,1}{62} = 318 \text{ кгс;}$$

$$\sum M_A(F_r) = R_r \cdot a + Q_p \cdot (l + c) - B_r \cdot l = 0;$$

$$B_r = \frac{R_r \cdot a + Q_p \cdot (l + c)}{l} = \frac{398 \cdot 38,9 + 408 \cdot (62 + 16,5)}{62} = 766 \text{ кгс};$$

$$\sum M_B(F_r) = Q_p \cdot c + A_r \cdot l - R_r \cdot b = 0;$$

$$A_r = \frac{R_r \cdot b + Q_p \cdot c}{l} = \frac{398 \cdot 23,1 - 408 \cdot 16,5}{62} \approx 39,7 = 40 \text{ кгс}.$$

Вычисляем изгибающие моменты в вертикальной и горизонтальной плоскостях в сечениях  $C$  и  $B$ , а также суммарные изгибающие моменты:

$$M_{C_r} = A_b \cdot a = 318 \cdot 38,9 = -12370 \text{ кгс} \cdot \text{см};$$

$$M_{C_r} = -A_r \cdot a = -40 \cdot 38,9 = -1556 \text{ кгс} \cdot \text{см};$$

$$M_C = \sqrt{M_{C_B}^2 + M_{C_r}^2} = \sqrt{12370^2 + 1556^2} = 12448 \text{ кгс} \cdot \text{см};$$

$$M_{B_B} = 0;$$

$$M_{B_r} = Q_p \cdot c = 408 \cdot 16,5 = 6732 \text{ кгс} \cdot \text{см};$$

$$M_B = M_{B_r} = 6732 \text{ кгс} \cdot \text{см}.$$

По полученным результатам строим эпюры изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях, суммарных изгибающих моментов и крутящих моментов (рис. 3.14).

Из эпюры моментов следует, что опасным является сечение  $C$  вала, в котором действуют максимальный изгибающий и крутящий моменты. Приведенный момент в этом сечении:

$$M_{np} = \sqrt{M_C^2 + M_{кр}^2} = \sqrt{12448^2 + 10600^2} = 16349,7 \approx 16350 \text{ кгс} \cdot \text{см}$$

Примем допускаемое напряжение  $[\sigma]_{III} = 600 \text{ кгс/см}^2$ . По III режиму нагружения (напряжение изменяется по симметричному циклу) – находим необходимый диаметр вала:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{np}}{0,1 \cdot [\sigma]_{III}}} = \sqrt[3]{\frac{16350}{0,1 \cdot 600}} = 6,36 \approx 6,5 \text{ см}.$$

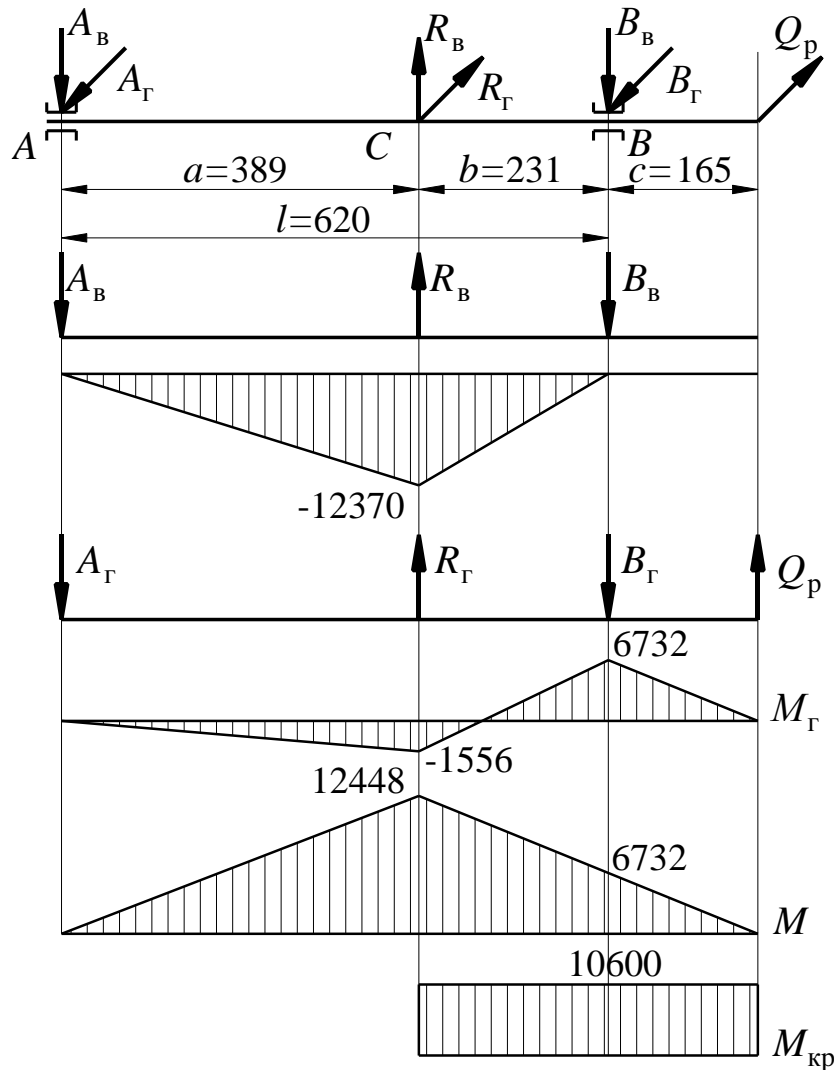


Рисунок 3.14 – Схема нагружения ведущего вала

Ведущий вал несет на себе блок шестерен. Ориентируясь на шлицевое соединение, выбираем по ГОСТ 1139-58 прямоугольные шлицы:

$$z \cdot d \cdot D = 10 \cdot 72 \cdot 82.$$

Произведем уточненный расчет на выносливость шлицевого вала, т. е. определим запас прочности в опасном сечении.

Моменты сопротивления сечения изгибу  $W$  кручению  $W_k$  определяются по формулам:

$$\begin{aligned}
 W &= \frac{\pi \cdot d^4 + b \cdot (D - d) \cdot (D + d)^2 \cdot z}{32 \cdot D} = \\
 &= \frac{3,14 \cdot 7,2^4 + 1,2 \cdot (8,2 - 7,2) \cdot (8,2 + 7,2)^2 \cdot 10}{32 \cdot 8,2} = 43 \text{ см}^3;
 \end{aligned}$$

$$W_k = 2 \cdot W = 86 \text{ см}^3,$$

или по таблицам [9].

Из таблицы следует:

$$W = 43 \text{ см}^3; W_k = 86 \text{ см}^3.$$

Тогда нормальное и касательное напряжения в опасном сечении будут составлять:

$$\sigma = \frac{M_c}{W} = \frac{12448}{43} = 289 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_k} = \frac{10600}{86} = 123 \text{ кгс/см}^2.$$

Характеристики цикла.

– для симметричного цикла:

$$\sigma_a = \sigma = 289 \text{ кгс/см}^2,$$

$$\sigma_m = 0;$$

– для пульсирующего цикла:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau}{2} = 61,5 \text{ кгс/см}^2.$$

Амплитуда и среднее напряжение в циклах при кручении (II режим нагружения – пульсирующий цикл).

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений находим по табличным данным.

Для  $\sigma_b=60 \text{ кгс/мм}^2$  они равны:  $k_\sigma = 1,6$ ;  $k_\tau = 2,36$ . Масштабный фактор определяется по таблице: для изгиба  $\epsilon_\sigma = 0,75$ , для кручения  $\epsilon_\tau = 0,73$ .

Коэффициенты  $\psi_\sigma$  и  $\psi_\tau$  из таблицы:  $\psi_\sigma = 0,2$ ;  $\psi_\tau = 0,1$ .

Запасы прочности при изгибе и при кручении составляют:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{2500}{\frac{1,6}{0,75} \cdot 289 + 0,1 \cdot 0} = 4,06;$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\epsilon_\tau} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{1500}{\frac{2,36}{0,73} \cdot 61,5 + 0,1 \cdot 61,5} = 7,31.$$

Общий запас прочности:

$$n = \frac{4,06 \cdot 7,31}{\sqrt{4,06^2 + 7,31^2}} = 3,53 > [n] = 1,5 - 1,8.$$

Следовательно, размеры вала можно уменьшить.

### Задача

Рассчитать коленчатый вал трехплунжерного трехскоростного насоса, передающий мощность  $N = 40$  кВт при  $n = 260$  об/мин. Максимальное давление нагнетания  $p = 65$  кгс/см<sup>2</sup>, диаметр плунжера  $d_{пл} = 80$  мм. Угол  $\varphi = 45^\circ$  (рис. 3.3). Диаметр зубчатого колеса  $z_3$  равен  $d_3 = 340$  мм (рис. 3.15).

### Решение

На рис. 3.16 показана схема коленчатого вала, несущего на себе три зубчатых колеса  $z_1$ ,  $z_2$  и  $z_3$ , обеспечивающих три скорости вращения вала. В качестве расчетного выбран случай работы насоса на третьей скорости (при работе зубчатого колеса  $z_3$ ), так как в этом случае нагрузки от зубчатого колеса  $z_3$  приложены к коленчатому валу близко к середине расстояния между опорами. Силы  $P$  прикладываем к шатунным шейкам 2 и 3.

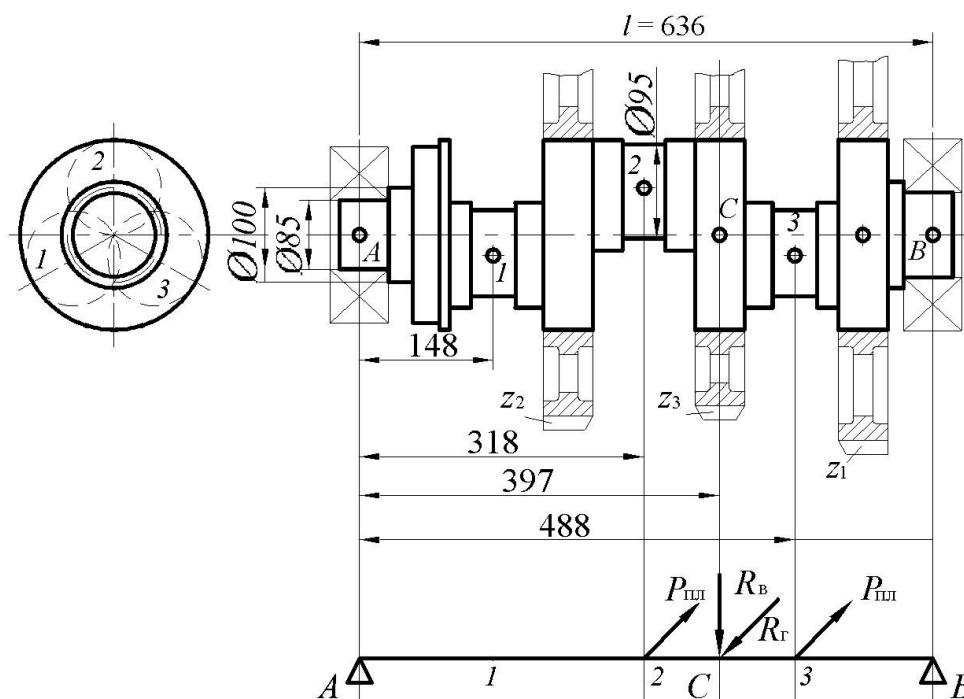


Рисунок 3.15 – Схема коленчатого вала

Крутящий момент, передаваемый валом:

$$M_{\text{кр}} = 97400 \cdot \frac{N}{n} = 97400 \cdot \frac{40}{260} = 15000 \text{ кгс} \cdot \text{см.}$$

Расчетное усилие  $P$ , действующее на плунжер:

$$P = 0,9 \cdot p \cdot d_{\text{пл}}^2 = 0,9 \cdot 65 \cdot 8^2 = 3750 \text{ кгс.}$$

Составляющие усилия в зацеплениях зубчатых колес в горизонтальной и вертикальной плоскостях:

$$R_{\Gamma} = \frac{P_0 \cdot \cos(110^\circ - \varphi)}{\cos \alpha} = \frac{885 \cdot \cos(110^\circ - 45^\circ)}{\cos 20^\circ} = 398 \text{ кгс};$$

$$R_{\text{В}} = \frac{P_0 \cdot \sin(110^\circ - \varphi)}{\cos \alpha} = \frac{885 \cdot \sin(110^\circ - 45^\circ)}{\cos 20^\circ} = 850 \text{ кгс.}$$

1. Определяем опорные реакции в горизонтальной плоскости. Определяем  $A_{\Gamma}$  (записываем уравнение моментов относительно точки  $B$ ):

$$l_4 = l - l_3 = 636 - 488 = 148 \text{ мм};$$

$$l_6 = l - l_2 = 636 - 318 = 318 \text{ мм};$$

$$l_5 = l - l_6 = 636 - 397 = 239 \text{ мм};$$

$$\sum M_B(F_{\Gamma}) = p \cdot l_6 + p \cdot l_4 - A_{\Gamma} \cdot l - R_{\Gamma} \cdot l_5 = 0;$$

$$A_{\Gamma} \cdot l + R_{\Gamma} \cdot l_5 = p \cdot l_4 + p \cdot l_6;$$

$$A_{\Gamma} = \frac{p \cdot (l_4 + l_6) - R_{\Gamma} \cdot l_5}{l} = \frac{3750 \cdot (31,8 + 14,8) - 398 \cdot 23,9}{63,6} = 2600 \text{ кгс.}$$

2. Определяем  $B_{\Gamma}$  (записываем уравнение моментов относительно точки  $A$ ):

$$\sum M_A(F_{\Gamma}) = p \cdot l_2 + p \cdot l_3 - B_{\Gamma} \cdot l - R_{\Gamma} \cdot l_C = 0;$$

$$B_{\Gamma} \cdot l + R_{\Gamma} \cdot l_C = p \cdot l_2 + p \cdot l_3;$$

$$B_{\Gamma} = \frac{p \cdot (l_2 + l_3) - R_{\Gamma} \cdot l_C}{l} = \frac{3750 \cdot (31,8 + 44,8) - 398 \cdot 39,7}{63,6} = 4500 \text{ кгс.}$$

3. Определяем опорные реакции в вертикальной плоскости. Определяем  $A_{\text{В}}$  (записываем уравнение моментов относительно точки  $B$ ):

$$\sum M_B(F_{\text{В}}) = A_{\text{В}} \cdot l - R_{\text{В}} \cdot l_5 = 0;$$

$$A_{\text{В}} \cdot l = R_{\text{В}} \cdot l_5;$$

$$A_B = \frac{R_B \cdot l_5}{l} = \frac{850 \cdot 23,9}{63,6} = 320 \text{ кгс.}$$

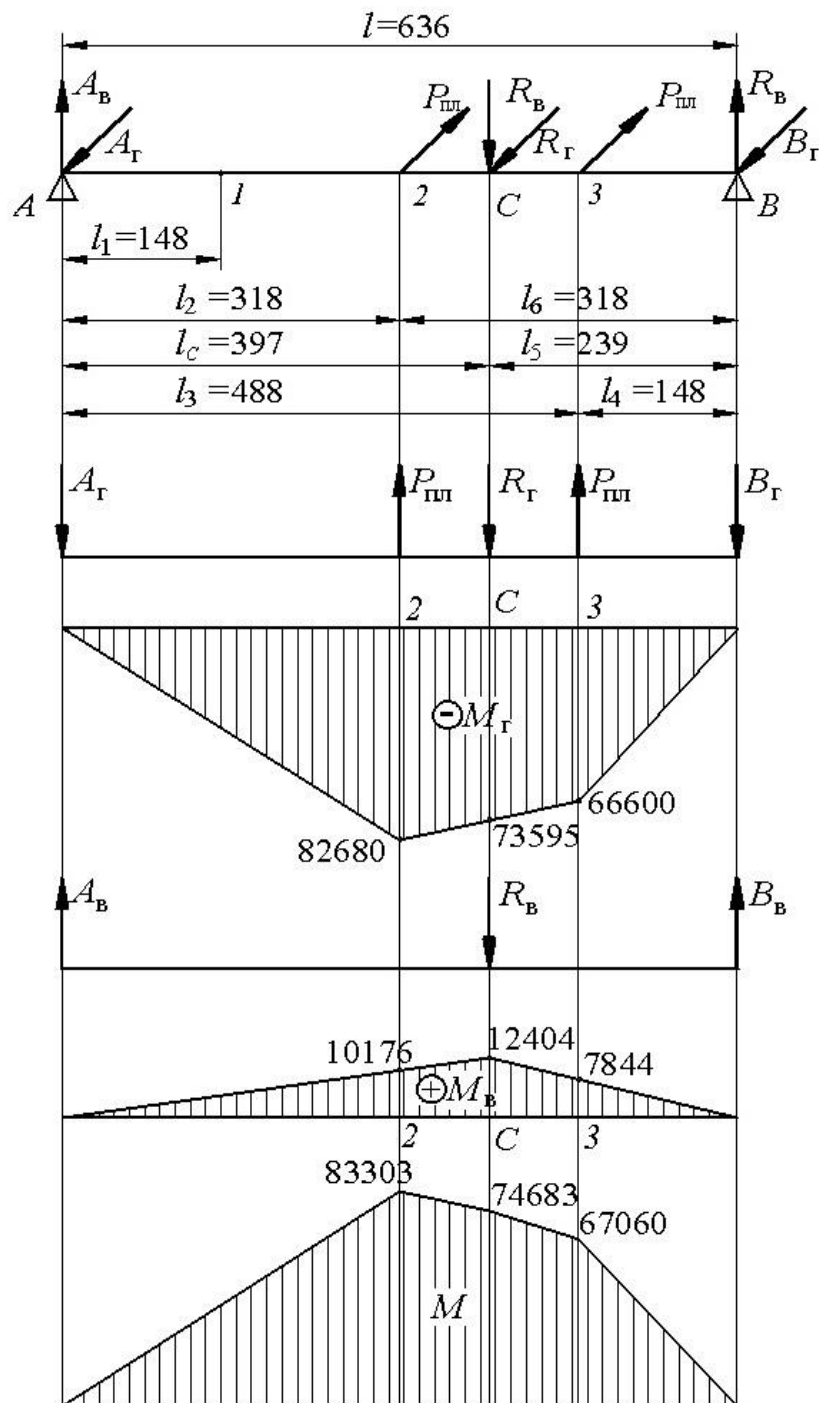


Рисунок 3.16 – Схема нагружения колчатого вала

4. Определяем  $B_B$  (записываем уравнение моментов относительно точки A):

$$\sum M_A(F_B) = B_B \cdot l - R_B \cdot l_C = 0;$$

$$B_B \cdot l = R_B \cdot l_C;$$

$$B_B = \frac{R_B \cdot l_C}{l} = \frac{850 \cdot 39,7}{63,6} = 530 \text{ кг.}$$

5. Определяем изгибающие моменты в горизонтальной плоскости в точках 2, C, 3:

$$M_{2Г} = -A_G \cdot l_2 = -2600 \cdot 31,8 = -82680 \text{ кг} \cdot \text{см};$$

$$M_{3Г} = -B_G \cdot l_4 = -4500 \cdot 14,8 = -66600 \text{ кг} \cdot \text{см};$$

$$M_{CГ} = -A_G \cdot l_C + P \cdot (l_C - l_2) = -2600 \cdot 39,7 + 3750 \cdot (39,7 - 31,8) = 73595 \text{ кг} \cdot \text{см}.$$

6. Определяем изгибающие моменты в вертикальной плоскости в точках 2, C, 3:

$$M_{2В} = A_B \cdot l_2 = 320 \cdot 31,8 = 10176 \text{ кг} \cdot \text{см};$$

$$M_{3В} = B_B \cdot l_4 = 530 \cdot 14,8 = 7844 \text{ кг} \cdot \text{см};$$

$$M_{CВ} = A_B \cdot l_C = 320 \cdot 39,7 = 12704 \text{ кг} \cdot \text{см}.$$

7. Определяем суммарные изгибающие моменты в точках 2, C, 3:

$$M_2 = \sqrt{M_{2Г}^2 + M_{2В}^2} = \sqrt{82680^2 + 10176^2} = 83303 \text{ кг} \cdot \text{см};$$

$$M_3 = \sqrt{M_{3Г}^2 + M_{3В}^2} = \sqrt{66600^2 + 7844^2} = 67060 \text{ кг} \cdot \text{см};$$

$$M_C = \sqrt{M_{CГ}^2 + M_{CВ}^2} = \sqrt{73595^2 + 12704^2} = 74683 \text{ кг} \cdot \text{см}.$$

8. Определяем приведенный момент в опасном сечении 2:

$$M_{пр} = \sqrt{M_2^2 + M_{кр}^2} = \sqrt{83303^2 + 15000^2} = 84642 \text{ кгс} \cdot \text{см}.$$

Принимаем материал вала сталь 40Х:

$$\sigma_B = 7300 \text{ кг/см}^2; \sigma_{-1} = 3200 \text{ кг/см}^2; \varepsilon_{-1} = 2100 \text{ кг/см}^2;$$

$$[\sigma] = 1000 \text{ кг/см}^2.$$

9. Определяем диаметр вала:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{пр}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{84642}{0,1 \cdot 1000}} = 9,3 \text{ см}.$$

Принимаем  $d=95$  мм.

10. Определяем напряжения для сечения, в котором шатунная шейка соприкасается с щекой вала (в этом месте галтель, следовательно имеет место концентрация напряжений).

10.1. Определяем изгибающий момент в этом сечении:

$$A = \sqrt{A_G^2 + A_B^2} = \sqrt{320^2 + 2600^2} = 2619 \text{ кг};$$

$$M_{изг} = A \cdot t = 2619 \cdot 28,6 = 74903,4 \approx 75000 \text{ кг} \cdot \text{см}.$$

10.2. Определяем напряжения в этом сечении:

$$W_{\text{изг}} = 0,1 \cdot d^3 = 0,1 \cdot 9,5^3 = 85,7 \text{ см}^3;$$

$$W_{\text{кр}} = 2 \cdot W_{\text{изг}} = 171,4 \text{ см}^3;$$

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{M_{\text{кр}}}{W_{\text{изг}}} = \frac{75000}{85,7} = 875 \text{ кг/см}^2;$$

$$\tau = \frac{M_{\text{кр}}}{W_{\text{кр}}} = \frac{15000}{171,4} = 87,5 \text{ кг/см}^2.$$

10.3. Определяем запас прочности при изгибе и кручении:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}; \quad n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m},$$

где  $\sigma_a = \sigma = 875 \text{ кгс/см}^2$  – амплитуда напряжений при изгибе;  $\sigma_m = 0$  – среднее напряжение цикла при изгибе;  $\tau_a = \tau_m = \frac{\tau}{2} = \frac{87,5}{2} = 43,7 \text{ кгс/см}^2$ ;  $\psi_{\sigma} = 0,25$ ;  $\psi_{\tau} = 0,1$  (табл 3.3);  $\varepsilon$  – масштабный фактор;  $\varepsilon_{\sigma} = 0,64$ ,  $\varepsilon_{\tau} = 0,72$ ; (со справочной литературы);  $K_{\sigma}$ ,  $K_{\tau}$  – эффективные коэффициенты концентрации напряжений.

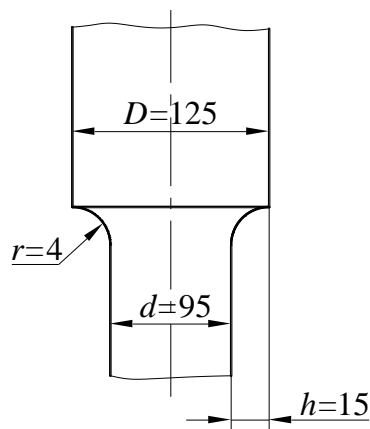


Рисунок 3.17 – Шатунная шейка вала

Из рис. 3.17 –  $r = 4 \text{ мм}$ ;  $h = 15 \text{ мм}$ ;

$$k_{\sigma} = 1 + \alpha_{\sigma} \cdot (k'_{\sigma} - 1) = 1 + 0,6 \cdot (2,4 - 1) = 1,84;$$

$$k_{\tau} = 1 + \alpha_{\tau} \cdot (k'_{\tau} - 1) = 1 + 0,85 \cdot (1,40 - 1) = 1,34.$$

11. Определяем по справочникам следующие данные:

$$k'_{\sigma} = 2,4; \quad k'_{\tau} = 1,4; \quad \alpha_{\sigma} = 0,6; \quad \alpha_{\tau} = 0,85; \quad \beta = 1.$$

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{3200}{\frac{1,84}{0,64} \cdot 875 + 0,25 \cdot 0} = \frac{3200}{2515,6} = 1,27;$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{2100}{\frac{1,34}{0,79} \cdot 43,7 + 0,1 \cdot 43,7} = \frac{2100}{8,13 + 4,37} = \frac{2100}{12,5} = 168;$$

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{1,27 \cdot 168}{\sqrt{1,27^2 + 168^2}} = \frac{213,36}{\sqrt{1,61 + 28224}} = \frac{213,36}{\sqrt{28225,61}} = \frac{213,36}{168,01} = 1,27.$$

Так как  $n$  меньше ( $1,3 \div 1,5$ ) необходимо повысить предел выносливости материала  $\sigma_{-1}$  или уменьшить коэффициент концентрации  $K_{\sigma}$ , например, увеличением радиуса галтели, так при  $r = 8$  мм, отношение  $r/d = 0,084$ ;

$$k'_{\sigma} = 1,7; k_{\sigma} = 1,42; n_{\sigma} = \frac{3200}{\frac{1,42}{0,64} \cdot 875 + 0,25 \cdot 0} = \frac{3200}{1941,4} = 1,64;$$

$$n = \frac{1,64 \cdot 168}{\sqrt{1,64^2 + 168^2}} = \frac{275,52}{\sqrt{2,68 + 28224}} = \frac{275,52}{\sqrt{28226,68}} = \frac{275,52}{168,01} = 1,64.$$

## Практическое занятие №2.

Тема: Расчет на прочность деталей кривошипно-шатунной передачи бурового насоса.

### Задача

Определить напряжение в головке шатуна при действии силы  $R = 8400$  кгс. Сечение головки – прямоугольник с размерами  $b \times h = 41 \times 37,5$  мм (рис. 3.8). Расчетные величины:  $U_H = 75$  мм;  $U_B = 37,5$  мм;  $h = 37,5$  мм;  $b = 41$  мм;

### Решение

1. Площадь сечения головки:

$$F = b \times h = 41 \cdot 37,5 = 1541,25 \text{ см}^2; \rho = U_B + \frac{h}{2} = 37,5 + \frac{37,5}{2} = 56,25 \text{ мм}.$$

2. Максимальный изгибающий момент:

$$M = 0,165 \cdot R \cdot h = 0,165 \cdot 8400 \cdot 37,5 = 51750 \text{ кгс} \cdot \text{см}.$$

3. Определяем радиус кривизны нейтрального слоя:

$$r = \frac{0,4343 \cdot h}{\lg \frac{U_H}{U_B}} = \frac{0,4343 \cdot 37,5}{\lg \frac{75}{37,5}} = \frac{16,286}{0,301} = 54,11 \text{ мм.}$$

4. Определяем напряжение изгиба:

$$\sigma_B = \frac{M \cdot (U_B - r)}{F \cdot U_B \cdot (\rho - r)} = \frac{7750 \cdot (3,75 - 5,411)}{15,4 \cdot 3,75 \cdot (5,625 - 5,411)} = -1040 \text{ кг/см}^2.$$

Знак минус означает, что внутренние волокна сечения сжаты. При приближенном решении:

$$\sigma_B = -k_B \cdot \frac{M}{W} = -1,29 \cdot \frac{7750}{9,61} = -1040 \text{ кг/см}^2.$$

$$\text{Здесь } k_B = 1,29 \text{ при } \frac{\rho}{h} = \frac{56,25}{37,5} = 1,5 \text{ (рис. 3.9)}$$

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{4,1 \cdot 3,75^2}{6} = 9,61 \text{ см}^3.$$

### Задача

Проверить устойчивость шатуна насоса НБ4-320/63 длиной  $l_{ш} = 260$  мм при усилии сжатия  $P_{ш. \max} = 4000$  кгс. Сечение стержня шатуна у плунжерной головки показано рис. 3.12. Материал шатуна – сталь 45 ( $\sigma_B = 55$  кгс/мм<sup>2</sup>,  $\sigma_T = 32$  кгс/мм<sup>2</sup>). Размеры стержня:  $d = 8$  мм;  $b = 16$  мм;  $B = 30$  мм;  $t = 8$  мм;  $h = 29$  мм;  $H = 45$  мм.

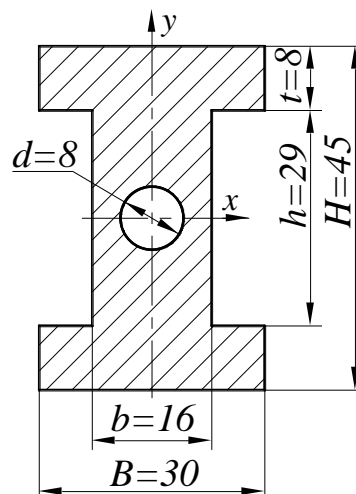


Рисунок 3.18 – Сечение стержня шатуна

## Решение

1. Определяем площадь сечения:

$$F = B \cdot H - (B - b) \cdot h - \frac{\pi \cdot d^2}{4} =$$
$$= 3 \cdot 4,5 - (3 - 1,6) \cdot 2,9 - \frac{3,14 \cdot 0,8^2}{4} = 8,94 \text{ см}^2;$$

2. Определяем момент инерции сечения относительно оси  $X$ , т. е. в плоскости движения шатуна:

$$I_x = \frac{B \cdot H^3}{12} - \frac{(B - b) \cdot h^3}{12} - \frac{\pi \cdot d^4}{64} =$$
$$= \frac{3 \cdot 4,5^3}{12} - \frac{(3 - 1,6) \cdot 2,9^3}{12} - \frac{3,14 \cdot 0,8^4}{64} = 19,66 \text{ см}^4.$$

3. Определяем момент инерции сечения относительно оси  $Y$ , т. е. в плоскости перпендикулярной плоскости движения шатуна:

$$I_y = \frac{2 \cdot t \cdot B^3}{12} + \frac{h \cdot b^3}{12} - \frac{\pi \cdot d^4}{64} =$$
$$= \frac{2 \cdot 0,8 \cdot 3^3}{12} + \frac{2,9 \cdot 1,6^3}{12} - \frac{3,14 \cdot 0,8^4}{64} = 4,57 \text{ см}^4.$$

4. Определяем радиусы инерции:

$$i_x = \sqrt{\frac{I_x}{F}} = \sqrt{\frac{19,66}{8,94}} = 1,48 \text{ см};$$

$$i_y = \sqrt{\frac{I_y}{F}} = \sqrt{\frac{4,57}{8,94}} = 0,715 \text{ см}.$$

5. Определяем гибкость стержня шатуна в плоскости движения и в плоскости перпендикулярной плоскости движения:

$$\lambda_x = \frac{\mu_x \cdot l_{ш}}{i_x} = \frac{1 \cdot 26}{1,48} = 17,5;$$

$$\lambda_y = \frac{\mu_y \cdot l_{ш}}{i_y} = \frac{0,5 \cdot 26}{0,715} = 18,18.$$

$\mu_x = 1$  – в плоскости движения шатуна его концы шарнирно закреплены;  
 $\mu_y = 0,5$  – в перпендикулярной плоскости концы шатуна шарнирно за-  
 щемлены.

Поскольку  $\lambda_x$  и  $\lambda_y$  меньше  $\lambda_2$  (табл. 3.4), формулы Эйлера и Ясинского не-  
 применимы и расчет на устойчивость следует вести по коэффициенту умень-  
 шения напряжения.

Для гибкости  $\lambda_{\max} = \lambda_y = 18,18$  по табл. 3.5 находим коэффициент  $f$   
 уменьшения допускаемого напряжения. Из табл. 3.5. берем значение  $f = 0,98$   
 (для стали) и, интерполируя, находим  $f = 0,956$ .

6. Определяем расчетное напряжение при проверке устойчивости:

$$\sigma = \frac{P_{\text{ш max}}}{f \cdot F} = \frac{4000}{0,956 \cdot 8,94} = 468 \text{ кг/см}^2.$$

Для стали 45:  $[\sigma] = 2500 \text{ кгс/см}^2$  (из табл. 3.5), т. е.  $\sigma < [\sigma]$ .

Стержень шатуна выбран с большим запасом.

7. При неправильном применении формулы Ясинского критическое касательное напряжение составляет:

$$\sigma_k = \frac{P_k}{F} = \frac{F \cdot (a - b \cdot \lambda)}{F} = a - b \cdot \lambda = 4690 - 26,175 \cdot 18,18 = 4214,4 \text{ кгс/см}^2,$$

т. е.  $\sigma_k$  больше предела текучести материала.  $\sigma_T = 3200 \text{ кгс/см}^2$ , что недопусти-  
 мо.

8. При неправильном применении формулы Эйлера:

$$\sigma_k = \frac{P_k}{F} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_x}{F \cdot (\mu_x \cdot l)^2} = \frac{3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 19,66}{8,94 \cdot (1 \cdot 26)^2} = 7510 \text{ кгс/см}^2,$$

т. е.  $\sigma_k$  намного больше предела пропорциональности.

### Задача

Проверить прочность пальца и смятие в отверстиях ползуна насоса НБ4-  
 320/63 при нагрузке на него  $P_{\text{ш max}} = 4000 \text{ кгс}$ . Размеры пальца показаны на  
 рис. 3.19. Материал пальца – сталь 40Х, закаленная до твердости НРС 45÷50 ед;  
 предел текучести при этом  $\sigma_T = 13000 \text{ кгс/см}^2$ . Материал ползуна – сталь 45ЛП.

Расчетные величины:  $P_{ш\max} = 4000$  кгс;  $\sigma_T = 13000$  кгс/см<sup>2</sup>;  $l = 8,2$  см;  
 $b = 4$  см;  $a = 2,6$  см;  $d_1 = 2$  см;  $d = 3,5$  см.

### Решение

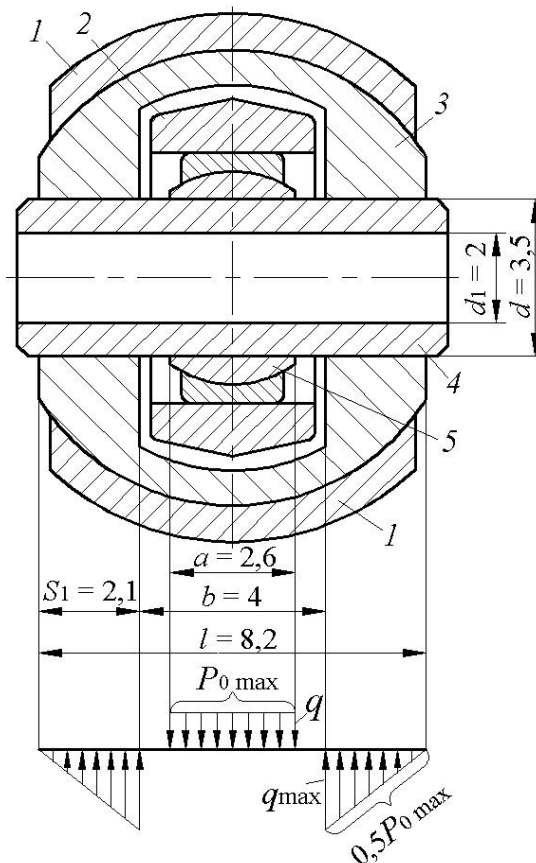


Рисунок 3.19 – Схема расчета пальца шатуна

1. Если рабочая длина пальца  $l > (2-3) \cdot d$ , то палец рассчитывается на поперечный изгиб по силовой схеме, приведенной на рис. 3.19. В нашем случае  $l = 8,2$  см, т. е.  $l > (2-3) \cdot d$ , поэтому расчет следует вести на поперечный изгиб.

2. Определяем:

$$\alpha = \frac{d_1}{d} = \frac{2,0}{3,5} = 0,572.$$

Расчет необходимо вести по формулам 3.132 и 3.133.

3. Определяем наибольшие напряжения изгиба в среднем сечении пальца

$$\sigma_{изг} = \frac{P_{ш\max} \cdot (l + 2 \cdot b + 1,5 \cdot d)}{1,2 \cdot d^3 \cdot (1 - \alpha^4)} = \frac{4000 \cdot (8,2 + 2 \cdot 4 + 1,5 \cdot 2,6)}{1,2 \cdot 3,5^3 (1 - 0,572^4)} = 1750 \text{ кг/см}^2.$$

4. Определяем запас прочности по пределу текучести

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{изг}} = \frac{13000}{1750} = 7,42.$$

5. Определяем наибольшие касательные напряжения при изгибе

$$\tau = \frac{8 \cdot P_{ш \max} \cdot (1 + \alpha + \alpha^2)}{3 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot (1 - \alpha^4)} = \frac{8 \cdot 4000 \cdot (1 + 0,572 + 0,572^2)}{3 \cdot \pi \cdot 3,5^2 \cdot (1 - 0,572^4)} = 596 \text{ кг/см}^2,$$

что вполне допустимо. Как видно из рис. 3.19, отверстие в корпусе ползуна сминается силой  $0,5 \cdot P_{\max}$ , распределенной по закону треугольника.

Площадь треугольника эпюры:

$$\frac{q_{\max}}{2} \cdot S_1 = 0,5 \cdot P_{ш \max};$$

где  $q_{\max}$  – наибольшая интенсивность нагрузки, кгс/см.

Если бы нагрузка распределялась по длине отверстия по закону прямоугольника, т. е. равномерно, площадь этого прямоугольника была бы:

$$q \cdot S_1 = 0,5 \cdot P_{ш \max}; \quad q = \frac{0,5 \cdot P_{ш \max}}{S_1};$$

где  $q$  – интенсивность равномерно распределенной нагрузки.

Таким образом:

$$\frac{q_{\max}}{2} \cdot S_1 = q \cdot S_1, \text{ или } q_{\max} = 2 \cdot q; \quad q_{\max} = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot P_{ш \max}}{S_1}.$$

6. При равномерном распределении нагрузки напряжения смятия определялось бы по формуле:

$$\sigma_{см} = \frac{0,5 \cdot P_{ш \max}}{S_1 \cdot d} = \frac{q \cdot S_1}{S_1 \cdot d} = \frac{q}{d} = \frac{0,5 \cdot 4000}{2,1 \cdot 3,5} = 272 \text{ кг/см}^2.$$

7. Аналогично при распределении нагрузки по закону треугольника, можно определить наибольшие напряжения смятия по формуле:

$$\sigma_{см \max} = \frac{q_{\max}}{d} = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot P_{ш \max}}{S_1 \cdot d} = \frac{4000}{2,1 \cdot 3,5} = 545 \text{ кг/см}^2,$$

что вполне допустимо. Напряжения смятия также изменяются по закону треугольника по длине отверстия.

## Варианты заданий к практическим занятиям

Таблица 3.7 – Варианты заданий к практическому занятию №1/1

<b>Вариант</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>
$N$ , кВт	42	41	44	43	46	45	48	47
$n$ , об/мин	350	345	360	355	375	365	370	380
$Q_p$ , кгс	400	420	380	410	390	430	425	445
$d_d$ , мм	220	226	234	230	224	228	236	240
$a$ , мм	400	380	390	405	395	385	410	415
$B$ , мм	200	180	185	195	170	175	190	210
$c$ , мм	150	120	130	140	135	145	125	155
<b>Вариант</b>								
	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>11</b>	<b>12</b>	<b>13</b>	<b>14</b>	<b>15</b>	<b>16</b>
$N$ , кВт	50	49	52	51	54	53	55	57
$n$ , об/мин	395	390	385	400	405	415	410	425
$Q_p$ , кгс	435	450	405	385	395	455	460	480
$d_d$ , мм	254	256	250	246	252	264	260	310
$a$ , мм	420	385	395	415	385	375	415	420
$B$ , мм	200	180	185	190	160	180	180	230
$c$ , мм	165	125	135	145	125	140	145	150
Необходимые отсутствующие данные взять из примера расчета								

Таблица 3.8 – Варианты заданий к практическому занятию №1/2

<b>Вариант</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>
$N$ , кВт	40	49	52	51	54	53	55	42
$n$ , об/мин	280	390	385	290	405	300	410	350
$p$ , кгс/см <sup>2</sup>	50	53	57	55	48	59	60	48
$d_{пл}$ , мм	60	62	64	66	68	72	74	70
$d_3$ , мм	320	324	328	330	345	347	349	340

Продолжение табл. 3.8

<b>Вариант</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>11</b>	<b>12</b>	<b>13</b>	<b>14</b>	<b>15</b>	<b>16</b>
$N$ , кВт	41	44	43	46	45	48	47	55
$n$ , об/мин	345	360	355	375	365	260	380	320
$p$ , кгс/см <sup>2</sup>	63	51	65	62	64	66	70	61
$d_{пл}$ , мм	76	78	86	84	82	85	80	75
$d_3$ , мм	333	335	338	350	354	358	360	350
Необходимые отсутствующие данные взять из примера расчета								

Таблица 3.9 – Варианты заданий к практическому занятию №2/1

<b>Вариант</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>
$R$ , кгс	8000	8350	8300	8250	8150	8200	8100	8500
$b$ , мм	40	43	42	45	48	47	50	54
$h$ , мм	38	37	36	39	43	42	40	38
<b>Вариант</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>11</b>	<b>12</b>	<b>13</b>	<b>14</b>	<b>15</b>	<b>16</b>
$R$ , кгс	8700	8450	8650	8700	8400	8600	9000	8400
$b$ , мм	53	51	55	51	57	53	60	55
$h$ , мм	33	35	45	43	45	48	50	39
Необходимые отсутствующие данные взять из примера расчета								

Таблица 3.10 – Варианты заданий к практическому занятию №2/2

<b>Вариант</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>
$P_{ш\ max}$ , кгс	3600	3650	3700	3750	3800	3850	3950	4000
$l_{ш}$ , мм	240	246	248	250	257	255	258	260
$d$ , мм	10	12	9	8	11	14	15	8
$b$ , мм	16	14	18	17	19	15	20	18
$B$ , мм	28	31	30	32	24	26	22	30
$t$ , мм	10	10	10	10	10	8	8	8
$h$ , мм	40	46	44	42	34	36	32	30

Продолжение табл. 3.10

<b>Вариант</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>11</b>	<b>12</b>	<b>13</b>	<b>14</b>	<b>15</b>	<b>16</b>
$P_{ш \max}$ , КГС	4350	4300	4400	4500	4550	4650	4600	3750
$l_{ш}$ , мм	264	266	262	270	278	274	280	265
$d$ , мм	12	9	8	11	14	15	16	18
$b$ , мм	14	18	16	19	15	18	20	14
$B$ , мм	44	36	46	42	32	38	40	28
$t$ , мм	8	8	12	12	12	12	12	9
$h$ , мм	33	35	39	42	47	45	50	40
Необходимые отсутствующие данные взять из примера расчета								

Таблица 3.11 – Варианты заданий к практическому занятию №2/3

<b>Вариант</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>
$P_{ш \max}$ , КГС	4350	4300	4400	4500	4550	4650	4600	3600
$l$ , мм	90	92	96	85	94	87	97	80
$b$ , мм	30	33	32	31	36	34	35	38
$a$ , мм	28	36	37	42	39	34	37	30
$d_1$ , мм	40	37	32	31	36	34	35	28
$d$ , мм	30	28	36	35	27	39	34	25
<b>Вариант</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>11</b>	<b>12</b>	<b>13</b>	<b>14</b>	<b>15</b>	<b>16</b>
$P_{ш \max}$ , КГС	3650	3700	3750	3800	3850	3950	4000	4750
$l$ , мм	86	83	81	85	96	92	100	90
$b$ , мм	36	37	42	39	34	37	40	38
$a$ , мм	33	32	31	36	34	35	40	35
$d_1$ , мм	36	37	42	39	34	37	30	36
$d$ , мм	33	32	31	36	34	33	35	40
Необходимые отсутствующие данные взять из примера расчета								

## 4. ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ БУРОВОГО НАСОСА. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДЕЙСТВУЮЩИХ НАГРУЗОК

В гидравлической части бурового насоса рассчитывают на прочность тарелки клапанов, пружины клапанов, крышки корпуса гидроблока и крепление крышек к корпусу гидроблока, крепление корпуса гидроблока к корпусу механической части, цилиндры [2, 5, 18].

### 4.1. Тарелка клапана

Когда клапан открыт, его тарелку можно считать практически не нагруженной. Тарелка закрытого напорного клапана находится под действием практически постоянного давления. Тарелка закрытого всасывающего клапана находится под действием давления, изменяющегося по пульсирующему циклу – от нуля до максимума. Наибольшее возможное значение давления равно предельному давлению  $p_{\max}$ , при котором срабатывает предохранительный клапан.

Тарелку клапана следует рассматривать как плоскую круглую пластину, свободно опертую по контуру и нагруженную равномерно распределенной нагрузкой интенсивностью  $0 \leq p \leq p_{\max}$ . За толщину пластинки следует принимать наименьшую толщину тарелки. Расчет ведется на усталость, с определением запаса прочности по пределу выносливости.

### 4.2. Седло клапана

В подавляющем большинстве случаев седло опирается своим буртом на торец расточки в корпусе гидроблока. Будучи герметически закрыто тарелкой, седло подвергается срезу по цилиндрической поверхности диаметром  $d$  и высотой  $h$  и смятию по кольцевой площадке наружным диаметром  $D$  и внутренним диаметром  $d$ . В обоих случаях наибольшая возможная нагрузка

$$P = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot p_{\max} \cdot \quad (4.1)$$

### 4.3. Крышка корпуса гидроблока

Верхние крышки корпуса гидроблока, закрывающие напорные клапаны и напорный коллектор, и передние крышки, закрывающие всасывающие клапаны и рабочие камеры, в которых находятся плунжеры, нагружены по-разному. В напорном коллекторе постоянно действует давление нагнетания, поэтому можно считать верхние крышки находящимися под постоянным давлением  $p_{\max}$ , в рабочих же камерах давление изменяется по пульсирующему циклу – от величины, немного меньше атмосферного давления (разрежение всасывания), до величины  $p_{\max}$ . С достаточной для прочностных расчетов точностью можно считать, что давление в рабочей камере изменяется в пределах  $0 \leq p \leq p_{\max}$ .

Для расчета верхней крышки достаточно определить запас прочности по пределу текучести (статическая нагрузка). При расчете же передней крышки, если запас прочности по пределу текучести получается менее четырех, следует определить запас прочности по пределу выносливости [11, 12, 13, 23].

### 4.4. Крепление крышек к корпусу гидроблока

В наихудших условиях находится крепление передней крышки, так как нагрузка на группу крепящих шпилек (это могут быть и болты) изменяется по пульсирующему циклу – от нуля до максимума. Максимумом нагрузки на группу является нагрузка, определяемая по формуле

$$P = \frac{\pi}{4} \cdot d_{\text{упл}}^2 \cdot p_{\max}, \quad (4.2)$$

где  $d_{\text{упл}}$  - диаметр расположения уплотнения.

В основу расчета группы шпилек (болтов) принимается условие нераскрытия стыка между крышкой и корпусом. Из этого условия вытекает необходимость значительной предварительной затяжки резьбовых соединений. Нагрузка на одно резьбовое соединение (одна шпилька или один болт) определяется как

$$P_1 = \frac{P}{z} = \frac{\pi \cdot d_{\text{упл}}^2}{4 \cdot z} \cdot p_{\max}, \quad (4.3)$$

где  $z$  - число шпилек (болтов), входящих в группу.

С целью обеспечения плотности соединения для напряжений в резьбовых соединениях (после их предварительной затяжки) соблюдается условие

$$\sigma > \frac{\pi \cdot d_{\text{упл}}^2}{4 \cdot z \cdot f} \cdot P_{\text{max}}, \quad (4.4)$$

где  $f$  - площадь поперечного сечения болта или шпильки по впадине резьбы.

Обычно напряжения, возникающие в болтах или шпильках от предварительной затяжки, составляют  $\sigma_0 = (0,5 \div 0,7) \cdot \sigma_T$ .

#### 4.5. Крепление корпуса гидроблока к корпусу механической части

Это крепление также представляет собой групповое резьбовое соединение. Обычно шпильки (или болты), входящие в это соединение, расположены симметрично, по схеме, изображенной на рис. 4.1.

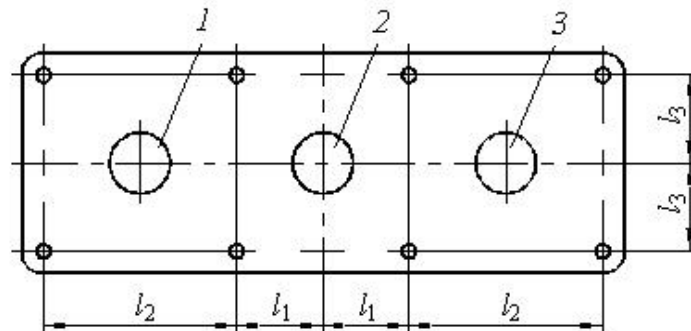


Рисунок 4.1 – Схема расположения резьбовых соединений гидроблока к корпусу механической части насоса

На этой схеме кружочками показаны места расположения шпилек, а цифрами 1, 2 и 3 обозначены перпендикулярные к плоскости чертежа оси движения плунжеров. Шпильки, входящие в это групповое резьбовое соединение, ввинчиваются в резьбовые отверстия в задней вертикальной (привалочной) плоскости корпуса гидроблока, пропускаются через соответствующие отверстия в передней траверсе корпуса механической части и закрепляются гайками на пружинных шайбах.

Условием расчета на прочность является нераскрытие стыка и, следовательно, необходима значительная предварительная затяжка всех резьбовых соединений. Однако, в отличие от предыдущего случая, рассматриваемое групповое соединение работает под нагрузкой, изменяющейся не только по величине (в зависимости от числа одновременно работающих на нагнетание плунжеров – два или один), но и по месту приложения (в зависимости от местонахождения) одновременно работающих плунжеров – в худших случаях это плунжеры 1 и 2

или 2 и 3, или 1 и 3. Точное решение задачи расчета группового соединения, нагруженного описанным выше способом, требует специального исследования. Для расчета достаточно принять упрощенную схему нагружения, предполагающую одновременную работу двух плунжеров с приложением равнодействующей двух сил в центре тяжести плоскости стыка, перпендикулярно к ней. Это позволяет считать, что все входящие в групповое соединение шпильки нагружены одинаково. Тогда нагрузка от одной работающей камеры будет

$$P = \frac{\pi}{4} \cdot d_{\text{упл}}^2 \cdot p_{\text{max}}, \text{ равнодействующая двух таких сил } R = 2 \cdot P = \frac{\pi}{2} \cdot d_{\text{упл}}^2 \cdot p_{\text{max}},$$

а нагрузка, приходящаяся на одну шпильку,

$$P_1 = \frac{R}{z} = \frac{\pi}{2 \cdot z} \cdot d_{\text{упл}}^2 \cdot p_{\text{max}}, \quad (4.5)$$

где  $z$  - число шпилек, входящих в группу.

У трехплунжерных насосов  $z = 8$ , для этих случаев

$$P_1 = \frac{\pi}{16} \cdot d_{\text{упл}}^2 \cdot p_{\text{max}}. \quad (4.6)$$

Найденная нагрузка является наиболее возможной, она изменяется по пульсирующему циклу. Поэтому расчет рассматриваемого группового соединения определяет запас прочности по пределу выносливости.

#### 4.6. Цилиндры

Напряжения на внутренних стенках цилиндров определяются по формуле

$$\sigma = \frac{p_{\text{max}} \cdot (1,3 \cdot R^2 + 0,4 \cdot r^2)}{R^2 - r^2}, \quad (4.7)$$

где  $R$  - радиус наружной поверхности цилиндра;  $r$  - внутренний радиус цилиндра;  $p_{\text{max}}$  - максимальное давление в насосе.

Толщина стенки литых деталей  $S = R - r$  из конструктивных соображений принимается не менее 20 мм.

#### 4.7. Штоки поршней

Штоки поршней рассчитываются на растяжение, сжатие и продольную устойчивость.

Нагрузки, действующие на шток, состоят из силы давления на поршень, силы трения поршня о стенки цилиндрической втулки и силы трения штока в сальнике.

Усилие сжатия штока

$$P_{\text{сж}} = \pi \cdot p \cdot \left( \frac{D^2}{4} + D \cdot l_1 \cdot f_1 + k_{\text{ср}} \cdot d \cdot l_2 \cdot f_2 \right), \quad (4.8)$$

где  $p$  – давление в насосе;  $D$  – диаметр цилиндрической втулки;  $l_1 = 25 \div 30$  мм – длина самоуплотняющейся части поршня;  $f_1 = 0,08 \div 0,3$  – коэффициент трения поршня о стенки цилиндрической втулки (большее значение коэффициента принимается для случая сухого трения);  $k_{\text{ср}} = 0,15$  – коэффициент среднего радиального давления на уплотнение штока;  $f_2 = 0,05 \div 0,2$  – коэффициент трения сальника о шток;  $d$  – диаметр штока;  $l_2$  – длина сальникового уплотнения.

Усилие, растягивающее шток поршня

$$P_{\text{р}} = \pi \cdot p \cdot \left( \frac{D^2 - d^2}{4} + D \cdot l_1 \cdot f_1 + k_{\text{ср}} \cdot d \cdot l_2 \cdot f_2 \right). \quad (4.9)$$

Штоки буровых насосов необходимо рассчитывать на усталостную прочность и устойчивость при сжатии. Максимальное сжимающее напряжение

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{P_{\text{сж}}}{f_{\text{ш}}}, \quad (4.10)$$

где  $f_{\text{ш}}$  – площадь наименьшего сечения штока по выточкам, лыскам и т. д.

Запас прочности по усталости

$$n = \frac{\sigma_{-1p}}{k_{\sigma} \cdot \sigma_{\text{max}}} \geq 1,3, \quad (4.11)$$

где  $\sigma_{-1p}$  – предел выносливости при симметричном цикле растяжения-сжатия;  $k_{\sigma}$  – эффективный коэффициент концентрации напряжений.

При проверочных расчетах штока на устойчивость необходимо учитывать длину контрштока, который по диаметру больше.

Расчетная суммарная длина штока

$$l_{\text{р}} = l_{\text{ш}} + l_3, \quad (4.12)$$

где  $l_{\text{ш}}$  – длина штока;  $l_3$  – эквивалентная длина контрштока:

$$l_3 = l_{\text{к}} \cdot \left( \frac{d}{d_{\text{к}}} \right)^2, \quad (4.13)$$

где  $l_k$  и  $d_k$  - длина и диаметр контрштока, соответственно.

Штоки рассчитываются на устойчивость одним из двух способов в зависимости от его гибкости.

Гибкость определяется по формуле

$$\lambda = \frac{l_p}{i}, \quad (4.14)$$

где  $i$  - радиус инерции сечения штока:

$$i = \frac{d}{4}. \quad (4.15)$$

Если  $\lambda \geq 100$ , то коэффициент запаса устойчивости рассчитывают с использованием формулы Эйлера

$$n = \frac{P_{кр}}{P_{сж}}, \quad (4.16)$$

где  $P_{кр}$  - критическая сила, определяемая по формуле Эйлера

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{l_p^2}, \quad (4.17)$$

где  $E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ кгс/см}^2$  - модуль упругости стали;  $I$  - момент инерции сечения штока:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}. \quad (4.18)$$

Если  $\lambda < 100$ , то устойчивость определяется по формуле Ф. С. Ясинского

$$\sigma_{кр} = a - b \cdot \lambda, \quad (4.19)$$

где  $a$  и  $b$  - числовые коэффициенты, имеющие размерности напряжения. Значения этих коэффициентов зависят от материала.

Для штоков можно принять  $a = 3350 \text{ кгс/см}^2$ ,  $b = 6,2 \text{ кгс/см}^2$ , тогда

$$\sigma_{кр} = 3350 - 6,2 \cdot \lambda. \quad (4.20)$$

Запас устойчивости стального штока

$$n = \frac{\sigma_{кр}}{\sigma_{\max}}, \quad (4.21)$$

где  $\sigma_{\max}$  - наибольшее напряжение сжатия штока.

Допустимый запас устойчивости для стали  $[n] = 1,8 \div 3$ .

## 5. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ЧАСТИ БУРОВОГО НАСОСА

### 5.1. Крышка корпуса гидроблока

#### Задача

Проверить прочность передней крышки корпуса гидроблока бурового насоса, изображенного на рис. 5.1. Материал крышки – сталь 35 Л. Наибольшее давление нагнетания, развиваемое насосом,  $p_{\max} = 65 \text{ кгс/см}^2$  (давление срабатывания предохранительного клапана).

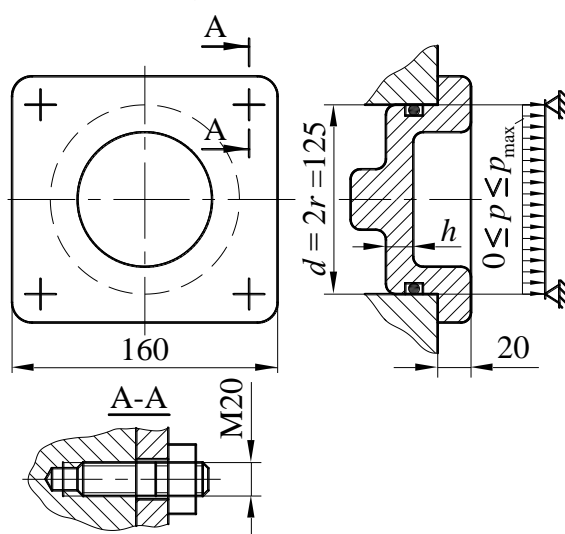


Рисунок 5.1 – Схема расчета крышки гидроблока

#### Решение

Каждая из трех передних крышек закрывает одну из трех рабочих камер насоса и находится под действием гидравлического давления, изменяющегося за каждый двойной ход поршня от величины, близкой к нулю (разрежение при ходе всасывания), до величины давления нагнетания, которая в худшем случае составляет  $p_{\max} = 65 \text{ кгс/см}^2$ . Давление измеряется по пульсирующему циклу.

Переднюю крышку рассматриваем как плоскую круглую пластину диаметром  $d = 125 \text{ мм}$  и толщиной  $h = 15 \text{ мм}$ , свободно опертую по контуру и нагруженную равномерно распределенной нагрузкой интенсивностью  $0 \leq p \leq 65 \text{ кгс/см}^2$ . Наибольшее напряжение изгиба имеет место в центре пластины и определяется по формуле

$$\sigma = \frac{3 \cdot (3 + \mu) \cdot p \cdot r^2}{8 \cdot h^2}, \quad (5.1)$$

где  $\mu$  - коэффициент Пуассона для стали,  $\mu = 0,3$ ;  $r = \frac{d}{2} = 6,25$  см – радиус пластины по опоре;  $h = 1,5$  см – толщина пластины.

При  $p = 0$ ,  $\sigma_{\min} = 0$ .

При  $p = p_{\max} = 65$  кгс/см<sup>2</sup>,

$$\sigma_{\max} = \frac{3 \cdot (3 + 0,3) \cdot 65 \cdot 6,25^2}{8 \cdot 1,5^2} = 1400 \text{ кгс/см}^2 \text{ (137,3 МПа)}.$$

Определяем запас прочности по пределу выносливости при изгибе:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}, \quad (5.2)$$

где  $\sigma_{-1}$  - предел выносливости при симметричном цикле изгиба;  $k_{\sigma}$  - эффективный коэффициент концентрации напряжений;  $\varepsilon_{\sigma}$  - масштабный фактор, т. е. коэффициент, учитывающий понижение прочности детали при изгибе с ростом ее абсолютных размеров;  $\psi_{\sigma}$  - коэффициент, характеризующий влияние асимметрии цикла на величину предела выносливости при изгибе;  $\sigma_a$  - амплитуда напряжения цикла;  $\sigma_m$  - среднее напряжение цикла.

При пульсирующем цикле

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{1400 - 0}{2} = 700 \text{ кгс/см}^2 \text{ (68,7 МПа)},$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{1400 + 0}{2} = 700 \text{ кгс/см}^2 \text{ (68,7 МПа)}.$$

Значения коэффициентов  $k_{\sigma}$ ,  $\varepsilon_{\sigma}$ ,  $\psi_{\sigma}$  и предела выносливости  $\sigma_{-1}$  определяем по соответствующим таблицам в справочной литературе [8, 9, 14, 17].

Для стали 35 Л  $\sigma_b = 5000$  кгс/см<sup>2</sup>, предел выносливости при изгибе  $\sigma_{-1}$  можно определить по таблице или по приближенной формуле

$$\sigma_{-1} \approx 0,4 \cdot \sigma_b; \quad (5.3)$$

$$\sigma_{-1} \approx 0,4 \cdot 5000 = 2000 \text{ кгс/см}^2;$$

$k_{\sigma} = 1$ , т. к. нет значительных источников концентрации;

$$\varepsilon_{\sigma} = 0,67; \psi_{\sigma} = 0,05.$$

$$n_{\sigma} = \frac{2000}{\frac{1}{0,67} \cdot 700 + 0,05 \cdot 700} = 1,85.$$

Полученный запас прочности вполне достаточен.

## 5.2. Тарелка клапана

### Задача

Определить требуемую толщину тарелки всасывающего клапана, изображенного на рис. 5.2. Тарелки изготавливаются из стали 20 X ( $\sigma_b = 8000 \text{ кгс/см}^2$ ). Клапан нагружен гидравлическим давлением, изменяющимся по пульсирующему циклу  $0 \leq p \leq 65 \text{ кгс/см}^2$ . Требуемый запас прочности по пределу выносливости при изгибе  $n_{\sigma} = 2$ .

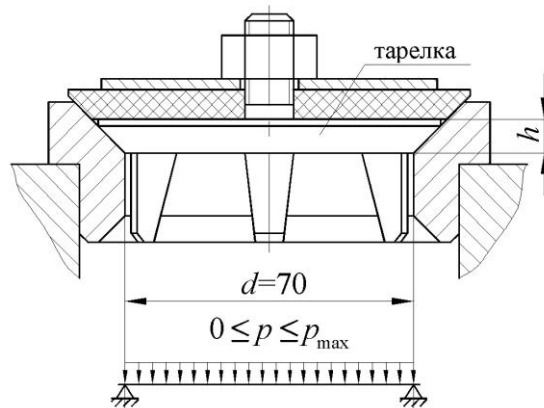


Рисунок 5.2 – Схема нагружения тарелки клапана

### Решение

Рассматриваем тарелку клапана как круглую плоскую пластинку. Когда клапан закрыт, тарелка свободно оперта по контуру диаметром  $d = 70$  мм и нагружена равномерно распределенной нагрузкой интенсивностью  $0 \leq p \leq 65 \text{ кгс/см}^2$ .

Формула (5.2) определяет запас прочности по пределу выносливости при пульсирующем цикле. При пульсирующем цикле нагружения  $\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_{\max}}{2}$ .

Предел выносливости  $\sigma_{-1}$  определяем для стали 20 X по справочным данным или по формуле (5.3):  $\sigma_{-1} = 0,4 \cdot \sigma_B = 0,4 \cdot 8000 = 3200 \text{ кгс/см}^2$ .

Коэффициенты  $k_\sigma$ ,  $\varepsilon_\sigma$ ,  $\psi_\sigma$  также определяем по справочной литературе [6, 19, 20]:  $k_\sigma = 1$ ,  $\varepsilon_\sigma = 0,67$ ,  $\psi_\sigma = 0,05$ .

Подставляя  $\frac{\sigma_{\max}}{2}$  вместо  $\sigma_a$  и  $\sigma_m$  в формулу (5.2) получаем

$$n = \frac{2 \cdot \sigma_{-1}}{\sigma_{\max} \cdot \left( \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + \psi_\sigma \right)},$$

$$\text{откуда } \sigma_{\max} = \frac{2 \cdot \sigma_{-1}}{n \cdot \left( \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + \psi_\sigma \right)} = \frac{2 \cdot 3200}{2 \cdot \left( \frac{1}{0,67} + 0,05 \right)} = \frac{6400}{3,08} = 2077 \text{ кгс/см}^2.$$

С другой стороны по формуле (5.1) имеем

$$\sigma_{\max} = \frac{3 \cdot (3 + \mu) \cdot p_{\max} \cdot r^2}{8 \cdot h^2} \quad (\text{все обозначения те же, что в предыдущем при-}$$

мере),

$$\text{отсюда } h = r \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot (3 + \mu) \cdot p_{\max}}{8 \cdot \sigma_{\max}}} = 3,5 \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot (3 + 0,3) \cdot 65}{8 \cdot 2077}} = 0,69 \text{ см.}$$

Толщину тарелки клапана следует принять  $h = 7 \text{ мм}$ .

### 5.3. Пружина клапана

#### Задача

Рассчитать дифференциальный предохранительный клапан бурового насоса и проверить его пружину. Клапан должен открываться при давлении  $p_{\max} = 65 \text{ кгс/см}^2$ , а его пружина должна обеспечить возможность настройки на заданное давление. Пружина клапана имеет:

$n_{\text{раб}} = 14$  - число рабочих витков;

$d_{\text{пр}} = 7 \text{ мм}$  - диаметр проволоки пружины;

$D_{\text{ср}} = 38 \text{ мм}$  - средний диаметр пружины;

$l_{\text{св}} = 203 \text{ мм}$  - длина свободной пружины; материал - сталь 60 С2А;

$[\tau] = 80 \text{ кгс/мм}^2$  - допускаемое напряжение кручения для марки стали.

Принципиальная схема предохранительного клапана изображена на рис. 5.3. Конструкция части клапана, запирающей выходное отверстие, показана на рис. 5.4.

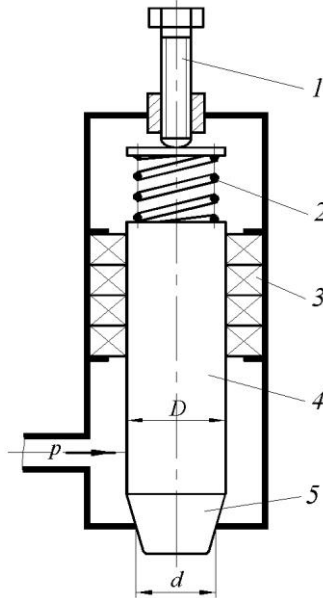


Рисунок 5.3 – Принципиальная схема предохранительного клапана:  
1 – регулировочный винт; 2 – пружина; 3 – уплотнение; 4 – шток; 5 – клапан

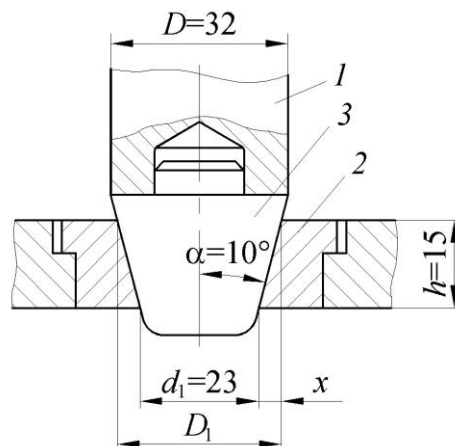


Рисунок 5.4 – Запирающая часть предохранительного клапана:  
1 - шток; 2 – седло; 3 – клапан

### Решение

Так как диаметр клапана  $d$  в том месте, где он запирает выходное отверстие, меньше диаметра  $D$  его штока (см. рис. 5.3), то во время работы насоса на

шток действует направленная вверх сила  $P$ , уравновешиваемая сопротивлением сжатой пружины  $P_{\text{пр}}$ :

$$P = p \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) = P_{\text{пр}}.$$

Когда давление нагнетания по какой-то причине становится больше  $p_{\text{max}}$ , то сила  $P$  становится больше силы  $P_{\text{пр}}$  и клапан со штоком поднимается, открывая выход жидкости. Часть жидкости вытекает, давление падает, становится меньше  $p_{\text{max}}$ , и пружина заставляет клапан опуститься и закрыть выходное отверстие.

Для достижения высокой износоустойчивости клапан и седло (рис. 5.4) притираются друг к другу по конической поверхности их сопряжения.

Величина  $D_1$ , не задаваемая чертежом седла, легко определяется из рис. 5.4:

$$x = h \cdot \operatorname{tg} \alpha = 15 \cdot \operatorname{tg} 10^\circ = 2,65 \text{ мм};$$

$$D_1 = d_1 + 2 \cdot x = 23 + 2 \cdot 2,65 = 28,3 \text{ мм}.$$

Величина диаметра клапана  $d$ , показанная на рис. 5.3, заключается между величинами  $d_1$  и  $D_1$ , показанными на рис. 5.4:  $d_1 \leq d \leq D_1$ .

Тогда пределы, в которых может заключаться величина силы  $P$ , открывающей клапан при  $p \geq p_{\text{max}}$ , следующие:

при  $d = D_1 = 28,3 \text{ мм} = 2,83 \text{ см}$

$$P_{\text{min}} = p_{\text{max}} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - D_1^2) = 65 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (3,2^2 - 2,83^2) = 114,5 \text{ кг};$$

при  $d = d_1 = 23 \text{ мм} = 2,3 \text{ см}$

$$P_{\text{max}} = p_{\text{max}} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d_1^2) = 65 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (3,2^2 - 2,3^2) = 253 \text{ кг}.$$

В зависимости от притирки клапана к седлу, сила  $P$ , открывающая клапан при  $p \geq p_{\text{max}}$ , заключается в пределах  $114,5 \text{ кг} \leq P \leq 253 \text{ кг}$ . Этот диапазон должен быть обеспечен клапанной пружиной, что и даст возможность настраивать клапан с помощью регулировочного винта.

Жесткость пружины  $C$  в  $(\text{кгс}/\text{мм})$ , т. е. сопротивление ее сжатию на единицу длины, определяется по формуле:

$$C = \frac{10^3 \cdot d_{\text{пр}}^4}{D_{\text{сп}}^3 \cdot n_{\text{раб}}}; \quad (5.4)$$

$$C = \frac{10^3 \cdot 7^4}{38^3 \cdot 14} = 3,12 \text{ кгс}/\text{мм}.$$

Чтобы пружина давала сопротивление  $P_{\text{пр}}$ , равное полученным выше крайним значениям силы  $P$ , открывающей клапан, ее осадка (сжатие) должна составлять:

$$f_{\text{min}} = \frac{P_{\text{min}}}{C} = \frac{114,5}{3,12} = 36,7 \text{ мм};$$

$$f_{\text{max}} = \frac{P_{\text{max}}}{C} = \frac{253}{3,12} = 81 \text{ мм}.$$

Следовательно, для настройки клапана на срабатывание при  $p \geq p_{\text{max}}$  должна быть конструктивно (т. е., за счет длины регулировочного винта) обеспечена возможность сжатия пружины в пределах  $36,5 \text{ мм} \leq f \leq 81 \text{ мм}$ .

Рабочая длина пружины, т. е. ее длина в собранном клапане при этом должна составлять:

$$l_{\text{рабmax}} = l_{\text{св}} - f_{\text{min}} = 203 - 36,7 = 166,3 \text{ мм};$$

$$l_{\text{рабmin}} = l_{\text{св}} - f_{\text{max}} = 203 - 81 = 122 \text{ мм}.$$

Напряжения кручения в сечениях витков пружины определяется по формуле

$$\tau = \frac{P_{\text{пр}} \cdot D_{\text{сп}}}{0,39 \cdot d_{\text{пр}}^3}. \quad (5.5)$$

При наименьшем сжатии пружины

$$\tau_{\text{min}} = \frac{114,5 \cdot 38}{0,39 \cdot 7^3} = 32,4 \text{ кгс}/\text{мм}^2.$$

Это напряжение очень мало по сравнению с  $[\tau] = 80 \text{ кгс/мм}^2$ .

При наибольшем сжатии пружины  $\tau_{\max} = \frac{253 \cdot 38}{0,39 \cdot 7^3} = 71,5 \text{ кгс/мм}^2$ , т. е.

напряжение остается допустимым.

Зазор  $\delta$  между витками сжатой пружины определяется по формуле

$$\delta = \frac{l_{\text{раб}} - l_{\text{сж}}}{n_{\text{раб}}}, \quad (5.6)$$

где  $l_{\text{сж}} = (n_{\text{раб}} + 1) \cdot d_{\text{пр}}$  - длина пружины, сжатой до соприкосновения витков при числе нерабочих (поджатых) витков 1,5:

$$l_{\text{сж}} = (14 + 1) \cdot 7 = 105 \text{ мм.}$$

При наименьшем сжатии пружины зазор между витками

$$\delta_{\max} = \frac{166,3 - 105}{14} = 3,94 \text{ мм.}$$

При наибольшем сжатии пружины зазор между витками

$$\delta_{\min} = \frac{122 - 105}{14} = 1,22 \text{ мм.}$$

Наиболее вероятной является, конечно, такая притирка клапана к седлу, когда уплотняющий диаметр клапана  $d$  имеет промежуточное значение между крайними положениями. При этом зазор между витками пружины будет более 1,22 мм, а напряжение кручения – менее  $71,5 \text{ кгс/мм}^2$ .

#### 5.4. Шток поршня бурового насоса

##### Задача

Проверить устойчивость штока поршня бурового насоса при усилии сжатия  $P_{\text{сж}} = 4000 \text{ кгс}$ . Диаметр штока  $d = 30 \text{ мм}$ , расчетная суммарная длина штока  $l_{\text{р}} = 610 \text{ мм}$ .

## Решение

Определяем площадь поперечного сечения штока:

$$f_{\text{ш}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 3^2}{4} = 7,06 \text{ см}^2.$$

Определяем напряжение сжатия  $\sigma_{\text{max}} = \frac{P_{\text{сж}}}{f_{\text{ш}}} = \frac{4000}{7,06} = 566,6 \text{ кгс/см}^2$ .

Определяем радиус инерции сечения штока  $i$  и гибкость штока  $\lambda$ :

$$i = \frac{d}{4} = \frac{30}{4} = 7,5 \text{ мм};$$

$$\lambda = \frac{l_p}{i} = \frac{610}{7,5} = 81,3.$$

Так как  $\lambda < 100$ , то устойчивость определяем по формуле Ясинского. По формуле (4.20) определяем  $\sigma_{\text{кр}}$ :

$$\sigma_{\text{кр}} = 3350 - 6,2 \cdot \lambda = 3350 - 6,2 \cdot 81,3 = 2846 \text{ кгс/см}^2.$$

Определяем запас устойчивости стального штока по формуле (4.21)

$$n = \frac{\sigma_{\text{кр}}}{\sigma_{\text{max}}} = \frac{2846}{566,6} = 5,02.$$

Так как допустимый запас устойчивости для стали  $[n] = 1,8 \div 3$ , то шток бурового насоса рассчитан с достаточным запасом.

## Вопросы для самоконтроля

1. Что такое пульсирующий цикл изменения нагрузки?
2. Как определяется среднее и амплитудное напряжения в пульсирующем цикле?
3. Как рассматриваются крышки буровых насосов и тарелки клапанов в расчетах на прочность?

4. В каких пределах изменяется интенсивность нагрузки, действующей на крышки насосов и тарелки клапанов?
5. Что такое предел выносливости материала и как его можно определить?
6. Каким видам деформаций подвержено седло клапана?
7. Почему крепление передней крышки к корпусу гидроблока находится в наихудших условиях?
8. Как определяется нагрузка, действующая на группу крепящих шпилек (болтов)?
9. С какой целью выполняется предварительная затяжка резьбовых соединений?
10. Чему равно напряжение, возникающее в шпильках (болтах) от предварительной затяжки?
11. В чем заключается особенность расчета группового резьбового соединения гидроблока с корпусом механической части?
12. Как определяется нагрузка на одну шпильку, крепящую гидроблок к корпусу у трехплунжерных насосов?
13. По какому циклу изменяется нагрузка, действующая на резьбовое соединение?
14. Как определяется напряжение на внутренних стенках цилиндров буровых насосов?
15. На какие виды деформаций рассчитываются штоки поршней буровых насосов?
16. Как определяется усилие сжатия и растяжения штока бурового насоса?
17. Какие коэффициенты трения учитываются при расчете усилий на шток бурового насоса?
18. Как определяется максимальное сжимающее напряжение на шток?

19. Как определяется запас прочности штока при растяжении-сжатии?
20. Чему равна расчетная суммарная длина штока в расчетах на устойчивость?
21. Как определяется радиус инерции и гибкость штока?
22. В каких случаях при расчете устойчивости штока используется формула Эйлера?
23. В каких случаях при расчете устойчивости штока бурового насоса используется формула Ф. С. Ясинского?
24. Какую размерность имеют коэффициенты в формуле Ф. С. Ясинского и от чего они зависят?
25. Как определяется запас устойчивости стального штока?
26. Чему равен допустимый запас устойчивости?
27. Что означают коэффициенты  $k_\sigma$ ,  $\epsilon_\sigma$ ,  $\psi_\sigma$ , входящие в формулу запаса прочности по пределу прочности?
28. Что такое предел выносливости материала?
29. Чему равно усилие пружины в предохранительном клапане насоса?
30. Как определяется жесткость пружины клапана?
31. Как определяется максимальная и минимальная осадка (сжатие) пружины клапана?
32. Как осуществляется настройка клапана на срабатывание?
33. Какой вид напряжения возникает в витках пружины и как это напряжение определяется?
34. Как определяется зазор между витками пружины?
35. Чему равна максимальная и минимальная рабочая длина пружины клапана?

## Варианты заданий для самостоятельной работы студентов

Исходные данные для расчета передней крышки корпуса гидроблока (см. рис. 5.1) помещены в табл. 6.1.

Таблица 6.1 – Исходные данные для расчета передней крышки корпуса гидроблока

№ п/п	Давление нагнетания $p_{\max}$ кгс/см <sup>2</sup>	$d$ мм	$h$ мм	Материал крышки	$\sigma_B$ кгс/см <sup>2</sup>
1	2	3	4	5	6
1	60	130	15	сталь 35Л	5000
2	50	120	12	сталь 30Л	4800
3	62	125	14	сталь 35Л	5000
4	70	150	18	сталь 50Л	5800
5	40	135	15	сталь 25Л	4500
6	65	140	12	сталь 30Л	5300
7	75	160	15	сталь 45Л	5500
8	48	145	14	сталь 35Л	5000
9	55	150	15	сталь 30Л	4800
10	60	140	12	сталь 40Л	5300
11	58	130	14	сталь 35Л	5000
12	62	140	15	сталь 45Л	5500
13	65	135	16	сталь 55Л	6000
14	55	130	12	сталь 40Л	5300
15	68	140	15	сталь 55Л	6000

Исходные данные для расчета тарелки клапана (см. рис. 5.2) помещены в табл. 6.2.

Таблица 6.2 – Исходные данные для расчета тарелки клапана

№ п/п	Давление нагнетания $p_{\max}$ кгс/см <sup>2</sup>	$d$ мм	Требуемый запас прочности $n$	Материал тарелки клапана	$\sigma_B$ кгс/см <sup>2</sup>
1	2	3	4	5	6
1	60	70	2,0	20X	8000
2	50	65	2,0	20X	8000
3	62	70	2,2	30X	9000
4	70	80	2,1	40X	10000
5	40	60	2,5	35X	9300
6	65	75	2	15X	7000
7	75	80	2,5	38XA	9500
8	48	55	2,4	20X	8000
9	55	60	2,3	45X	10500
10	60	65	2,0	30X	9000
11	58	65	2,1	35X	9300
12	62	75	2,4	35X	9300
13	65	80	2,5	45X	10500
14	55	70	2,1	15X	7000
15	68	75	2,2	38XA	9500

Исходные данные к расчету дифференциального предохранительного клапана бурового насоса и его пружины (см. рис. 5.3, 5.4) помещены в табл. 6.3.

Таблица 6.3 – Исходные данные для расчета дифференциального предохранительного клапана бурового насоса и его пружины

№ п/п	Давление нагнетания $p_{\max}$ , кгс/см <sup>2</sup>	$D$ , мм	$d_1$ , мм	$h$ , мм	Число рабочих витков $n_{\text{раб}}$	$d_{\text{пр}}$ , мм	$D_{\text{ср}}$ , мм	$l_{\text{св}}$ , мм	Материал пружины
1.	60	35	25	15	14	7	40	205	сталь 60С2А
2.	50	37	27	12	13	8	38	206	сталь 60С2А
3.	62	34	25	14	14	8	38	204	сталь 60С2А
4.	70	38	28	15	15	7	40	202	сталь 60С2А
5.	40	36	27	12	15	7	36	200	сталь 60С2А
6.	65	34	24	14	14	7	36	205	сталь 60С2А
7.	75	40	31	15	15	8	38	204	сталь 60С2А
8.	48	37	28	12	14	8	38	206	сталь 60С2А
9.	55	35	26	14	13	6	36	202	сталь 60С2А
10.	60	36	28	12	12	7	36	203	сталь 60С2А
11.	58	34	26	12	14	7	34	202	сталь 60С2А
12.	62	38	28	15	14	6	40	205	сталь 60С2А
13.	65	34	26	14	15	8	42	206	сталь 60С2А
14.	55	35	27	15	14	7	38	208	сталь 60С2А
15.	68	40	30	15	13	8	40	204	сталь 60С2А

Исходные данные для расчета штока поршня бурового насоса помещены в табл. 6.4.

Таблица 6.4 – Исходные данные для расчета штока поршня бурового насоса

№ п/п	Усилие сжатия $P_{сж}$ кгс	Диаметр штока $d$ мм	Расчетная суммарная длина штока $l_p$ мм
1	4000	25	570
2	3800	30	600
3	3500	25	585
4	3750	28	590
5	4100	30	600
6	4000	28	580
7	4200	32	550
8	3700	24	500
9	4300	32	560
10	3600	20	550
11	4250	30	500
12	3650	28	520
13	3500	22	530
14	3900	25	575
15	3850	28	540

### Список литературы

1. Абубакиров В. Ф. Буровое оборудование: Справочник. / В. Ф. Абубакиров и др. – Том 1. – М: Недра, 2000, 269 с.
2. Аваков В. А. Расчёт бурового оборудования / В. А. Аваков. – М.: Недра, 1973. – 232 с.
3. Ануриев В.И. Справочник конструктора –машиностроителя / Кн. 1. М., Машиностроение, 1973. 416 с.
4. Ануриев В.И. Справочник конструктора –машиностроителя / Кн. 2. М., Машиностроение, 1973. 576 с.
5. Баграмов Р. А. Буровые машины и комплексы / Р. А. Баграмов. – М.: Недра, 1988. – 452 с.
6. Биргер И. А. Расчет на прочность деталей машин / И. А. Биргер, Б. Ф. Шор, Р. М. Шнейдерович. – М.: Машиностроение, 1966 – 166 с.
7. Булатов А. И. Справочник инженера по бурению / А. И. Булатов, А. Г. Аветисов. – Том 1. – М: Недра, 1985, 414 с.
8. Верзилин О. И. Современные буровые насосы / О. И. Верзилин. – М.: Машиностроение, 1971. – 105 с.
9. Волков А. С. Буровые геолого-разведочные насосы / А. С. Волков, В. И. Ермакова. – М.: Недра, 1978. – 205 с.
10. Гусман А. М. Буровые комплексы. Современные технологии и оборудование: научное издание / А. М. Гусман, К. П. Порожский. – Екатеринбург: УГГГА, 2002. 592 с.
11. Ильский А. Л. Буровые машины и механизмы / А. Л. Ильский, А. П. Шмидт. – М.: Недра, 1989. – 432 с.
12. Ильский А. Л. Оборудование для бурения нефтяных скважин / А. Л. Ильский. – М.: Машиностроение, 1980. – 352 с.

13. Ильский А. Л. Расчет и конструирование бурового оборудования / А. Л. Ильский, Ю. В. Миронов, А. Г. Чернобыльский: учеб. пособие для вузов. – М.: Недра, 1985. – 452 с.
14. Караев М. А. Гидравлика буровых насосов / М. А. Караев. – М.: Недра, 1975. – 105 с.
15. Мислюк М. А. Буріння свердловин: довідник: у 5 т. / М. А. Мислюк, І. Й. Рибчич, Р. С. Яремійчук. – Т. 1. – К.: Інтерпрес ЛТД, 2002. – 367 с.
16. Насосы буровые. Основные параметры. ГОСТ 6031-81.
17. Николич А. С. Поршневые буровые насосы / А. С. Николич. – М.: Недра, 1973. – 224 с.
18. Палашкин Е. А. Справочник механика по глубокому бурению / Е. А. Палашкин. – М.: Недра, 1981. – 510 с.
19. Пономарев С. Д. Расчеты на прочность в машиностроении / С. Д. Пономарев, В. Л. Бидерман, К. К. Лихарев и др. – Т. 1. – М.: Машиностроение, 1959. – 477 с.
20. Пономарев С. Д. Расчеты на прочность в машиностроении / С. Д. Пономарев, В. Л. Бидерман, К. К. Лихарев и др. – Т. 3. – М.: Машиностроение, 1959. – 1118 с.
21. Поршневые буровые насосы. Каталог. М: 1990.
22. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. — М.: Машиностроение, 1989.— 496 с.
23. Северинчик Н. А. Машины и оборудование для бурения скважин / Н. А. Северинчик. – М.: Недра, 1986. – 368 с.
24. Серенсен С. В. И др. Валы и оси. Расчет и конструирование. – М.: Машиностроение, 1970. – 118 с.
25. Справочник машиностроителя. Т. 4. – М.: Машгиз, 1956. – 851 с.

Навчальне видання

ЦЕХМІСТРО Людмила Миколаївна  
КРУПА Євгеній Сергійович  
ДРАНКОВСЬКИЙ Віктор Едуардович  
ХАНДУРІН Анатолій Миколайович  
РЄЗВА Ксенія Сергіївна

## РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ БУРОВИХ НАСОСІВ

Навчальний посібник до практичних занять з дисципліни «Розрахунок на міцність обладнання для нафтогазової промисловості» для студентів спеціальності «Машини та механізми нафтових і газових промислів»

Російською мовою

Відповідальний за випуск доц. Гасюк О.І.  
Роботу до видання рекомендував проф. Г.А. Крутиков

Редактор Л.Л. Яковлева

План 2016 р., п. 102

Підп. до друку 11.10.2016 р. Формат 60\*84 1/16. Папір офсетний.  
Riso -друк. Гарнітура Times New Roman. Ум. друк. арк. 6,4.  
Наклад 50 прим. Зам №\_\_\_\_\_. Ціна договірна

---

Видавничий центр НТУ «ХПІ».  
Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 3657 від 24.12.2009 р.  
61002, Харків, вул. Фрунзе, 21.

---