

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ РФ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ**

«Томский политехнический университет»

Институт физики высоких технологий

Кафедра «Теоретической и прикладной механики»

ШЕСТЕРЕННЫЕ НАСОСЫ И ГИДРОМОТОРЫ

Методические указания к лабораторным занятиям по дисциплинам

«Гидравлические машины», «Гидромашины и компрессоры»,

«Гидропневмопривод нефтепромыслового оборудования»,

«Гидропневмопривод бурового оборудования» и

«Нефтегазопромысловое оборудование» для студентов специальностей 130602

(МОП), 130600 (НР) очной и заочной форм обучения

ВВЕДЕНИЕ

Целью лабораторной работы является знание шестеренных гидравлических машин и умение их эксплуатировать.

Задачи, решаемые для достижения поставленной цели:

- понять принцип действия шестеренных гидромашин;
- изучить устройство шестеренных гидромашин и область их применения;
- научиться эксплуатировать шестеренные гидравлические машины.

Из всего известного большого многообразия объёмных роторных гидравлических машин наибольшее распространение получили шестеренные и, прежде всего, - шестеренные насосы. Это объясняется рядом присущих им достоинствам, к числу которых относятся: простота конструкций и удобство обслуживания, малые габариты и вес, надёжность в работе и, относительно других насосов, меньшие закупочные цены на их приобретение.

Шестеренные насосы нашли применение практически во всех областях деятельности человека, в том числе и в нефтегазодобывающей промышленности. Они используются в системах смазки буровых насосов, насосов для закачки воды в пласты, транспортирования нефти, и нефтепродуктов по внутрипромысловым и магистральным трубопроводам. Их применяют в гидроприводах механизмов перемещения и выравнивания вышечно-лебёточных блоков буровых установок, подъёма вышек агрегатов для капитального и подземного ремонта скважин, приведения в действие гидравлических ключей для свинчивания и развинчивания насосно-компрессорных труб, переключения на замер продукции скважин в установках типа «Спутник» и в других технологических процессах.

Некоторые выпускаемые шестеренные насосы могут работать в режиме гидравлических моторов, поэтому их обозначают как насосы-моторы. Они удобны, с точки зрения взаимозаменяемости, в гидравлических приводах

вращательного действия в качестве однотипных машин, преобразующих как механическую энергию в гидравлическую, так и наоборот - гидравлическую энергию в механическую.

Последовательное изучение материала, представленного в настоящих методических указаниях, при одновременном знакомстве с натурными моделями шестеренных гидромашин, имеющимися в лаборатории кафедры, позволит студенту успешно достичь поставленной цели.

По окончании лабораторной работы студент оформляет отчет согласно единым требованиям, в котором указывается цель, задачи, приводятся необходимые конструктивные схемы и их описание. В конце отчёта необходимо сделать выводы из проделанной работы.

1 ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И СХЕМЫ КОМПОНОВКИ НАСОСОВ

1.1 Принцип действия

Работа всех роторных объёмных насосов основана на принципе переноса жидкости рабочими камерами из полости всасывания в противоположную полость нагнетания и последующего выдавливания жидкости из рабочих камер вытеснителями. В шестеренных насосах рабочей камерой является впадина между соседними зубьями шестерни, а вытеснителем - зуб шестерни. Независимо от варианта исполнения в насосе присутствует, как минимум, одна пара находящихся в зацеплении друг с другом шестерен.

На рисунке 1.1 показан простейший насос, состоящий из двух одинаковых шестерен, размещенных в плотно обхватывающем их корпусе с отверстиями подвода и отвода жидкости.

При вращении шестерен жидкость, заключенная во впадинах зубьев, переносится в камеру нагнетания (отмечено точечной штриховкой), которая образована корпусом насоса и зубьями a_1 , b_1 , b_2 и a_2 .

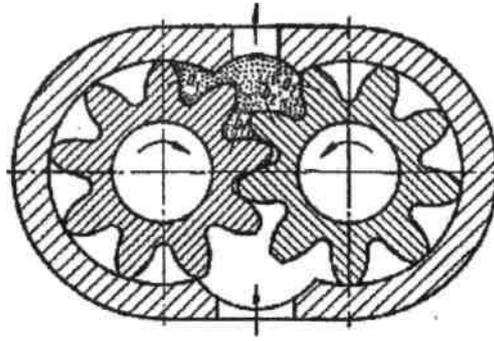


Рисунок 1. 1. Схема простого насоса

Процесс подачи шестеренной машины можно уяснить, рассмотрев схему на рисунке 1.2, *а*. Текущее значение подачи $Q_{нт}$ вытесняемой в полость p_2 , представляет собой алгебраическую сумму объемов, вытесняемых и поглощаемых в результате перемещения её условных подвижных стенок 1-2, 3-4 и 7-8-9:

$$Q_{i\delta} = Q_{1-2} + Q_{3-4} - Q_{7-8} - Q_{8-9}. \quad (1.1)$$

Соответственно расход, поступающий в полость А, определяется перемещением стенок 5–6, 10–11 и 7–8–9. Одному рабочему циклу машины соответствует поворот шестерен на угловой шаг $2\pi/i$ (i – число зубьев). При этом сечения 1–2 и 3–4 переходят в положение 1'–2' и 3'–4', а точка 8 контакта зубьев перемещается по линии *а-а* зацепления (рисунок 1.2, *б*), благодаря, чему длина отрезков 7–8 и 8–9 изменяется.

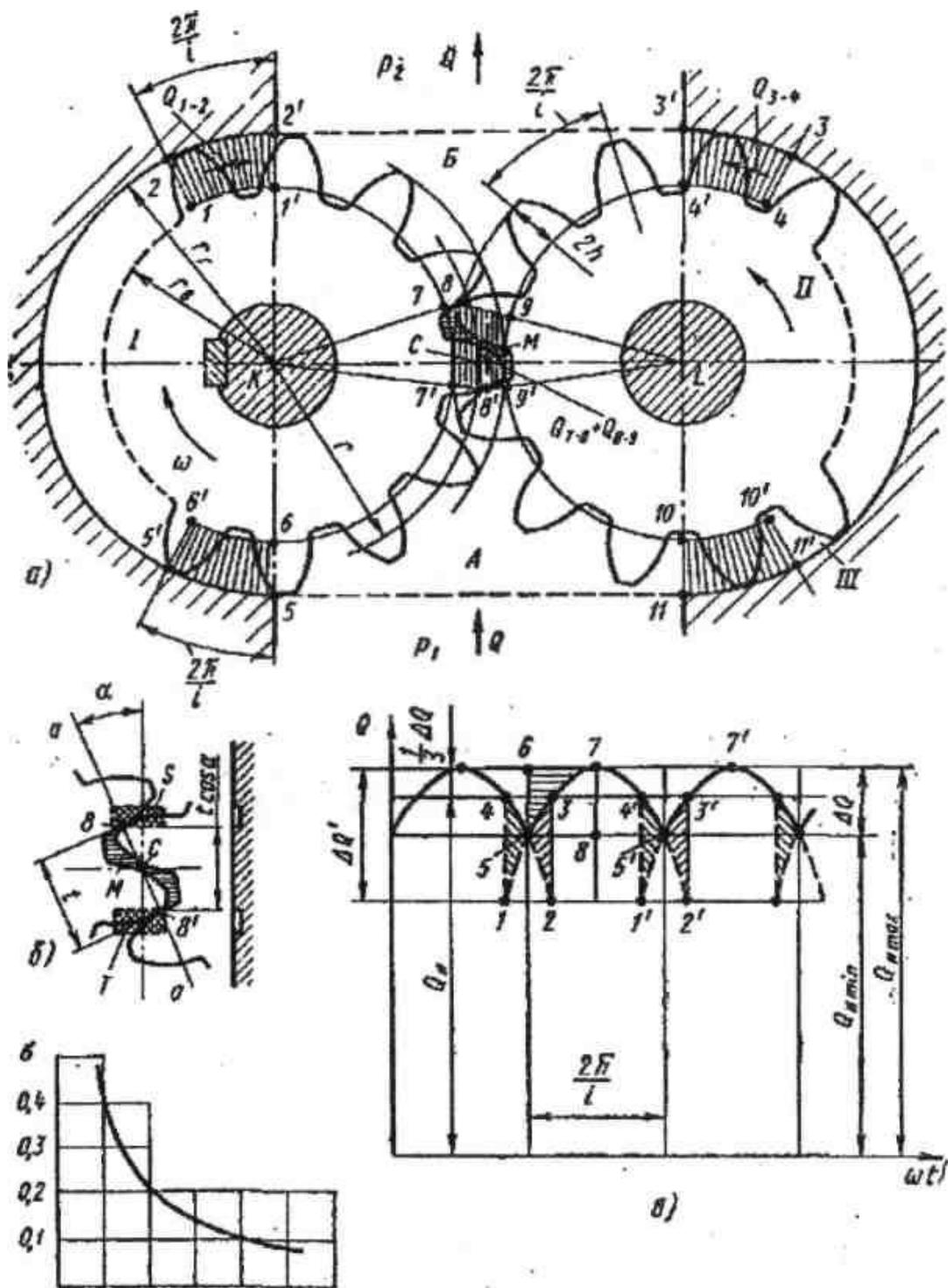


Рисунок 1.2. Схемы рабочего процесса шестеренного насоса

Это вызывает переменность подачи $Q_{\text{нт}}$ на протяжении рабочего цикла. Поскольку момент на валу машины определяется действием сил давления на те же подвижные стенки, то его величина пульсирует так же, как и $Q_{\text{нт}}$.

Из теории зубчатых зацеплений известно, что при повороте в пределах углового шага, длина отрезков 7–8 и 8–9 изменяется по параболическому закону. Соответственно изменяется и переменная часть $Q_{\text{нт}}$ (рисунок 1.2, б).

Геометрические величины, характеризующие зацепление (рисунок 1.2, а, б), позволяют выразить зависимость подачи от угла поворота шестерен ωt :

$$Q_{i\delta} = f(\omega t).$$

Максимальное значение $Q_{\text{нmax}}$ наблюдается при минимальной длине отрезков 7–8–9 в момент их совпадения с осью К-Л:

$$Q_{i\text{max}} = (r_a^2 - r^2)\omega b. \quad (1.2)$$

где r - радиус начальной окружности; b - ширина шестерен.

Величина $Q_{\text{нmin}}$ зависит от конструктивных особенностей машины. Обычно для улучшения герметичности и плавности хода шестерни выполняют с перекрытием зацепления, т. е. так, что угол поворота, соответствующий контакту двух зубьев (1-2' на рисунке 1.2, в) превышает угловой шаг $2\pi/i$.

Тогда на протяжении части цикла зацепления (1–2 и 1'–2') в контакте находятся одновременно две пары зубьев. Объем жидкости М (рисунок 1.2, а) между ними оказывается запертым. Вступление в контакт каждой последующей пары зубьев вызывает скачкообразное изменение $Q_{\text{нт}}$ (4–1 на рисунке 1.2, в) из-за внезапного изменения длины замыкающих отрезков от 7–8–9 до 7'–8'–9' (рисунок 1.2, а). При этом пульсация подачи $\Delta Q'$ будет максимальной. Велики и пульсации давления в запертом объеме М, который при вращении сначала уменьшается, а затем увеличивается.

На рисунке 1.2, в процессе уменьшения запертого объема соответствует площадь 4-1-5, а процессу увеличения - площадь 2-3-5. Запирание жидкости вызывает шум в машине и ударную нагрузку подшипников. В насосе это ведет к усилению пульсации момента на приводном валу, а в гидромоторе, нагруженном постоянным моментом сопротивления, - к усилению пульсаций давления в подводящей линии. Фактическая неравномерность подачи значительно превышает расчетную вследствие обратного потока жидкости в рабочие камеры насоса при переходе их из полости всасывания в полость нагнетания. Эта

дополнительная пульсация, в зависимости от полноты заполнения этих камер жидкостью под давлением всасывания, может значительно превышать расчётную пульсацию.

Опыт эксплуатации и расчеты показывают, что неравномерность подачи шестеренных насосов превышает неравномерность многих объемных насосов иных типов.

Описанный принцип действия шестеренного насоса не затрагивает вопросов, связанных с перетеканием жидкости через торцовые зазоры, надёжностью заполнения рабочих камер жидкостью, компрессией жидкости во впадинах между зубьями. Однако в реальных условиях все они имеют место и негативно влияют как на рабочие параметры шестеренных насосов, так и на их надежность в работе.

1.2 Схемы компоновки шестерен в насосах

В зависимости от поставленных задач существующие шестеренные насосы имеют различное исполнение. Большое многообразие существующих шестеренных насосов можно разбить на группы, объединяемые общими признаками, характерными для каждого входящего в неё насоса. В классификации, представленной на рисунке 1.3, в качестве объединяющих насосы в группы признаков принято количество рабочих и приводных шестерен, их компоновка в корпусе.



Рис. 1. 3. Классификация шестеренных насосов

1.2.1 Двухшестеренные насосы

Схема одноступенчатого двухшестеренного насоса с внешним зацеплением шестерен представлена на рисунке 1.1. Основным достоинством такого насоса является простота конструкции, поэтому они получили наибольшее распространение.

Более сложными в изготовлении являются двухшестеренные насосы с внутренним зацеплением шестерен. Их отличает от насосов с внешним зацеплением компактность и малые габариты конструкции, а также симметричное расположение приводного вала относительно корпуса.

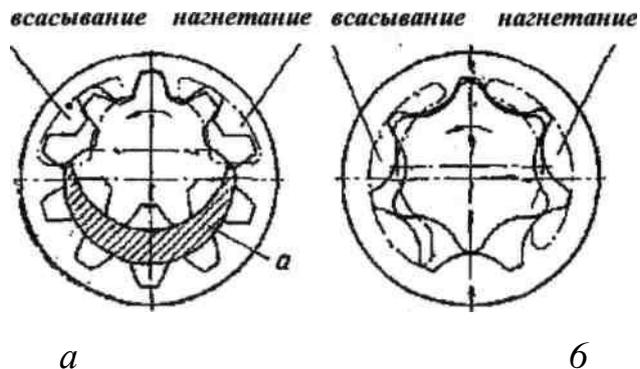


Рисунок 1. 4. Схемы насосов с шестернями внутреннего зацепления

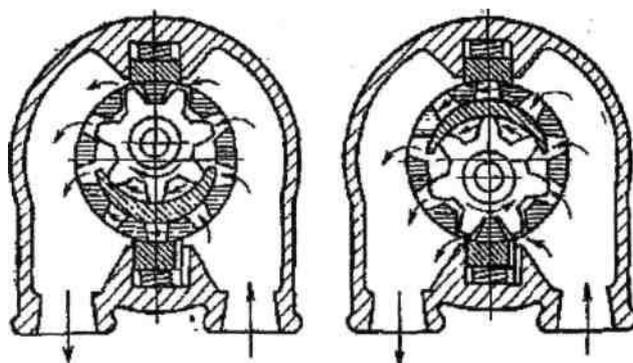


Рисунок 1. 5. Схемы насосов с питанием через радиальные сверления внешней шестерни

Принцип действия этих насосов аналогичен насосам с шестернями внешнего зацепления. Жидкость, заполняющая междузубовые впадины шестерен, переносится в полость нагнетания, где и выдавливается зацепляющимися зубьями через серпообразные окна в боковых крышках корпуса (рисунок 1.4) или через радиальные сверления в доньшках впадин внешней (кольцевой) шестерни (рисунок 1.5). Для отделения (уплотнения) полостей всасывания и нагнетания применен серпообразный разделительный элемент *a* (рисунок 1.4, *a*). Число зубьев внутренней шестерни (с внешними зубьями) обычно на 2–3 зуба меньше, чем кольцевой шестерни. Насосы пригодны для работы при числах оборотов до 5000 в минуту и давлении до 7 МПа (70 кгс/см²).

Применяются также насосы с шестернями внутреннего зацепления со специальным профилем зуба (рисунок. 1.4, б), в которых отсутствует разделительный элемент. Внутренняя шестерня этих насосов имеет на один зуб меньше, чем внешняя (кольцевая) шестерня, ввиду этого скорость относительного скольжения вращающихся элементов весьма мала, что обеспечивает большой срок службы и плавную работу насоса. Междузубовые впадины сообщаются с всасывающими и нагнетательными каналами с помощью серпообразных окон или радиальных сверлений во впадинах кольцевой шестерни. Кольцевая шестерня своей внешней поверхностью вращается в подшипнике скольжения.

Уплотнение по торцам шестерен обеспечивается с помощью подвижных в осевом направлении втулок. Схема действия такого насоса показана на рисунке 1.6. Насосы пригодны для работы при давлениях до 14 МПа (140 кгс/см²). Число оборотов 1800 в минуту для малых (до 100 л/мин) и 1200 – для больших (150 л/мин) подач. Подобные машины пригодны также для работы в качестве гидромоторов.

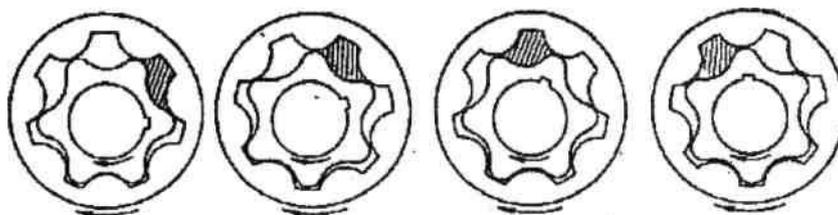


Рисунок 1.6. Схемы, иллюстрирующие работу насоса

1.2.2 Многошестеренные насосы

Многошестеренные насосы содержат от трёх и более рабочих шестерен, располагаемых в один ряд или несколько рядов попарно. К увеличению числа шестерен прибегают либо для увеличения подачи, или давления на выходе насоса.

1.2.2.1 Насосы с одной приводной шестерней

Многошестеренные насосы с одной ведущей (приводной) шестерней имеют нечетное общее число (до семи) шестерен, средняя из которых является приводной. На рисунке 1.7 приведена схема трёхшестеренного насоса.

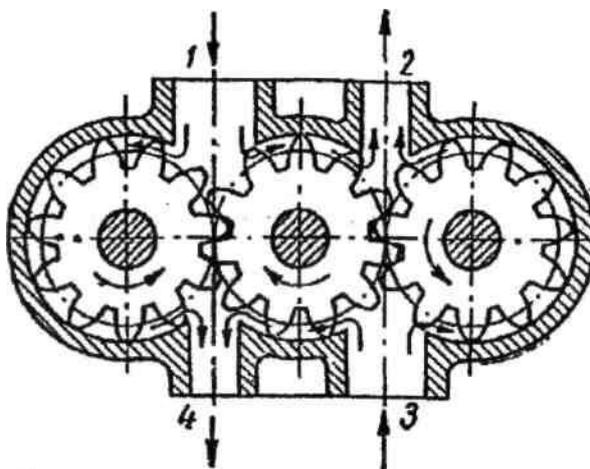


Рисунок 1.7. Схема трёхшестеренного насоса

При вращении средней приводной шестерни в направлении, указанном стрелкой, жидкость будет засасываться из каналов 1 и 3 и нагнетаться через каналы 2 и 4 в общий коллектор насоса, а из него - в нагнетательный патрубок.

Теоретически подача такого насоса должна быть в два раза больше в сравнении с насосом двухшестеренным такого же размера. Однако фактически она не может удвоиться из-за увеличения утечек жидкости.

При количестве ступеней больше трех ведомые шестерни могут размещаться вокруг ведущей (приводной) шестерни.

1.2.2.2 Насосы с отдельными приводными шестернями

Насосы с отдельными приводными шестернями представляют собой несколько находящихся в зацеплении пар одинаковых по размерам шестерен, расположенных параллельно одна другой и приводимых во вращение от одного вала.

Если у описанных выше насосов есть лишь одна приводная шестерня, то у многорядных - их число соответствует количеству зубчатых пар. Каждая зубчатая пара представляет собой двухшестеренный насос. При последовательном соединении пар увеличивается давление на выходе насоса, а при параллельном - его подача.

На рисунке 1.8 представлена схема трёхступенчатого насоса.

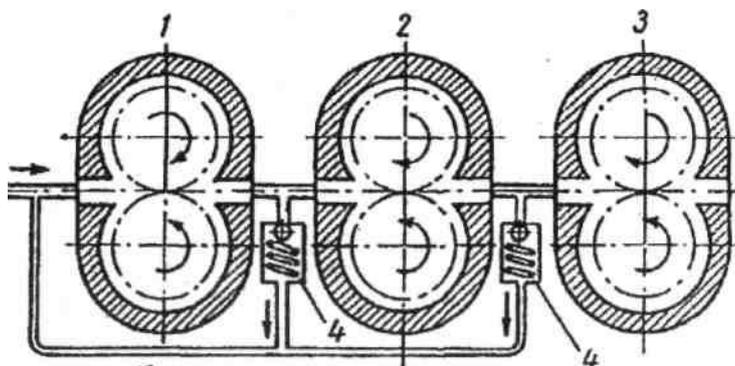


Рисунок 1. 8. Схема трёхступенчатого шестеренного насоса

На рисунке 1.8 цифрами 1, 2, 3 обозначены зубчатые пары (ступени) в последовательности прохождения через них жидкости. Они же показывают число раз повышения давления жидкости. Каждая ступень имеет переливной

клапан 4 для отвода излишка жидкости. Клапаны настраиваются на соответствующее давление.

Применением двух- и трёхступенчатого насоса можно практически удвоить и утроить давление, однако при этом понижается общий коэффициент полезного действия насосного агрегата, так как первые ступени должны быть рассчитаны на превышение потребной производительности, необходимой для обеспечения надежного (с запасом) питания последующих ступеней.

На рисунке 1.9 показана схема параллельного соединения трех зубчатых пар шестеренного насоса. Такая компоновка позволяет увеличить подачу насоса почти в три раза.

Жидкость из всасывающего патрубка поступает в канал 2, откуда во всасывающие камеры зубчатых пар, и далее вытесняется через нагнетательный коллектор 3 в нагнетательный патрубок 4. Если в однорядных насосах все ведомые шестерни вращаются одной ведущей (приводной) шестерней, то в многорядных - число ведущих шестерен соответствует количеству ведомых. Такая компоновка позволяет упростить каналы подвода и отвода жидкости, уменьшить силовые нагрузки на приводные шестерни. В насосах при двух, четырех, восьми зубчатых парах удобно применять косозубое зацепление с чередованием в них угла наклона зубьев на противоположное направление. Это позволяет разгрузить роторы от осевых сил, сделать насосы менее чувствительными к погрешностям изготовления и монтажа, более износоустойчивыми, плавно работающими и менее шумными.

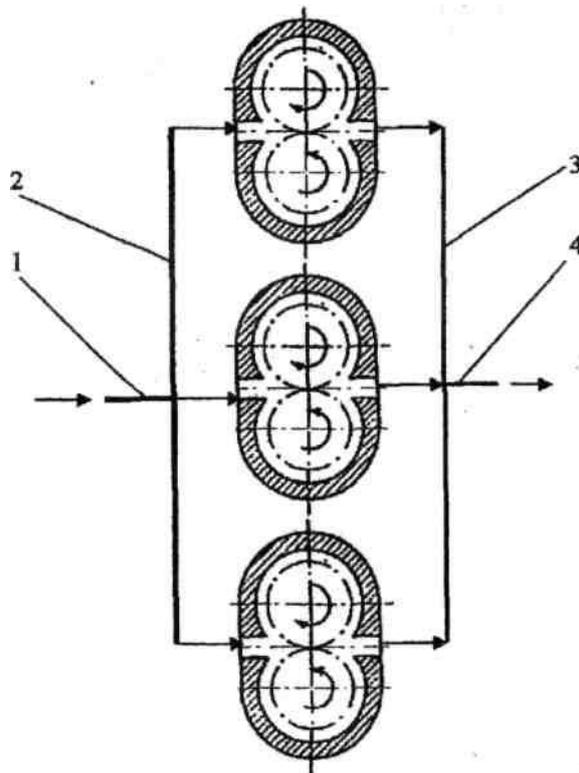


Рисунок 1. 9. Схема трёхрядного шестеренного насоса:

1 - всасывающий патрубок; 2 - всасывающий коллектор; 3 - нагнетательный коллектор; 4 - нагнетательный патрубок.

2 КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ НАСОСОВ

2.1 Насосы с косозубыми и шевронными шестернями

Прямозубое зацепление характеризуется прямолинейным контактом рабочих поверхностей (профилей) зубьев по всей их ширине (длине зуба), при неточном изготовлении которых возникает толчкообразное движение ведомой шестерни и шум, а также наблюдается быстрый износ рабочих поверхностей.

Эти недостатки устранены в косозубых и шевронных (рисунок 2.1) шестернях.

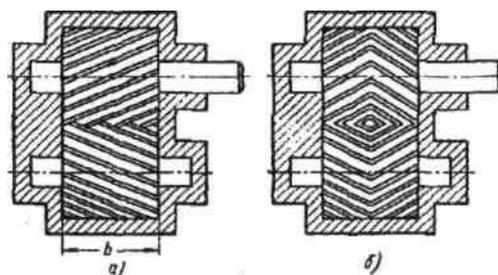


Рисунок 2. 1. Схемы зубчатых пар:

***a* - с косозубыми шестернями; *б* - с шевронными шестернями**

Чаще всего шевронные шестерни выполняют с проточкой, т.е. составляют из двух косозубых шестерён, как это показано на рисунке 2.2.

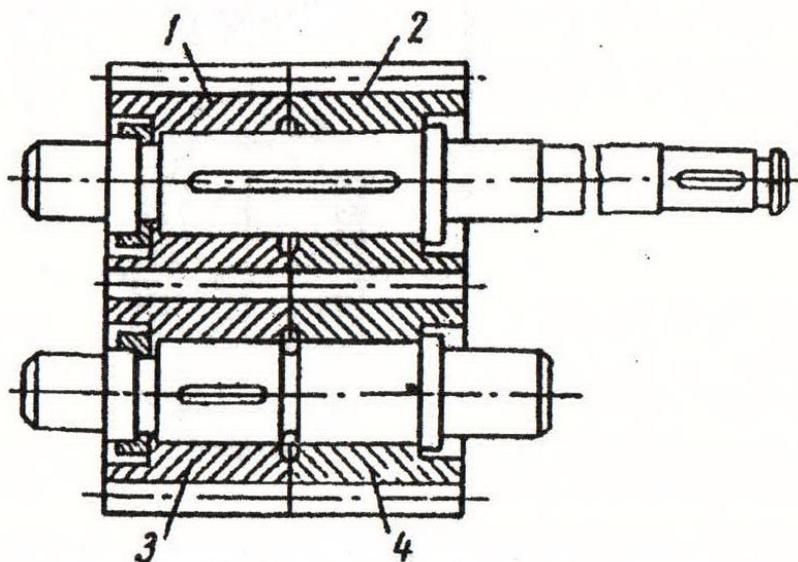


Рисунок 2. 2. Схема насоса с составными шевронными шестернями

Косозубая шестерня 1 (рисунок 2.2), посаженная на ведущий вал, имеет правую нарезку зубьев, а шестерня 2 на том же валу выполнена с левой нарезкой. Обе шестерни приводятся во вращение через общую шпонку. Косозубые шестерни 3 и 4 имеют соответственно левую и правую нарезки зубьев. Шестерня 3 со шпонкой посажена на вал, а шестерня 4 имеет свободную посадку что дает ей возможность самоустанавливаться при работе относительно ведущей шестерни.

Вход в зацепление зубьев и выход из него в зубчатых парах с косыми и шевронными шестернями происходит постепенно, благодаря чему уменьшается влияние погрешностей в профиле зуба и достигается плавная и относительно бесшумная работа.

В насосах с косозубыми шестернями (рисунок 2.1, а) пульсация подачи и крутящего момента, а также запираение жидкости во впадинах значительно ниже, чем в насосах с цилиндрическими шестернями. Для снижения пульсации необходимо обеспечить условие, чтобы произведение $\beta \cdot \operatorname{tg}\varphi$ равнялось t , $2t$, $3t$ и т. д., где φ – угол наклона зубьев и b – ширина шестерни. Угол (φ выбирают таким, чтобы сдвиг зубьев по окружности на

торцах шестерен составлял половину шага. Практически этот угол обычно не превышает 7... 10°.

При работе косозубых шестерен возникают осевые усилия, которые прижимают шестерни к торцам корпуса. Этот недостаток устранен в насосах с шевронными шестернями (рисунок 2.1, б), где возникающие осевые силы, равные по величине и противоположно направленные, уравнивают друг друга. Угол наклона зубьев φ последних обычно равен 20...25°.

Насосы с шевронными шестернями допускают более высокие скорости (числа оборотов) и имеют более высокий срок службы, чем насосы с прямозубыми шестернями.

Недостатком насосов с шевронными шестернями является трудность предотвращения обратного тока между шестернями. Поэтому насосы с такими шестернями в основном применяют при необходимости создания сравнительно небольших давлений и при потребности в больших подачах.

Насосы с шевронными шестернями хорошо зарекомендовали себя при перекачке высоковязких жидкостей. Их применяют также для перекачки жидкостей, содержащих газы и обладающих значительной упругостью насыщенных паров.

2.2 Средства снижения влияния компрессии во впадинах зубьев

При известных условиях часть жидкости может быть заперта (защемлена) во впадинах между зацепляющимися зубьями, в результате чего в этих впадинах возникает при вращении шестерен высокое давление (компрессия) жидкости, которое вызовет дополнительную нагрузку подшипников, приведет к нагреванию жидкости и повышению шума.

Компрессия жидкости во впадинах может возникнуть при плотном замыкании одной или нескольких впадин зацепляющимися зубьями. В частности, если зуб, входящий во впадину при повороте шестерен, плотно контактирует с сопрягаемыми поверхностями впадины по двум точкам c и d , произойдет запираение (блокирование) в ней некоторого объема жидкости (на рисунке 2.3, a отмечено точечной штриховкой).

Поскольку этот объем при повороте шестерен уменьшается, во впадине могут развиваться при известной плотности контакта в точке c и герметичности соединения по торцам шестерен большие давления.

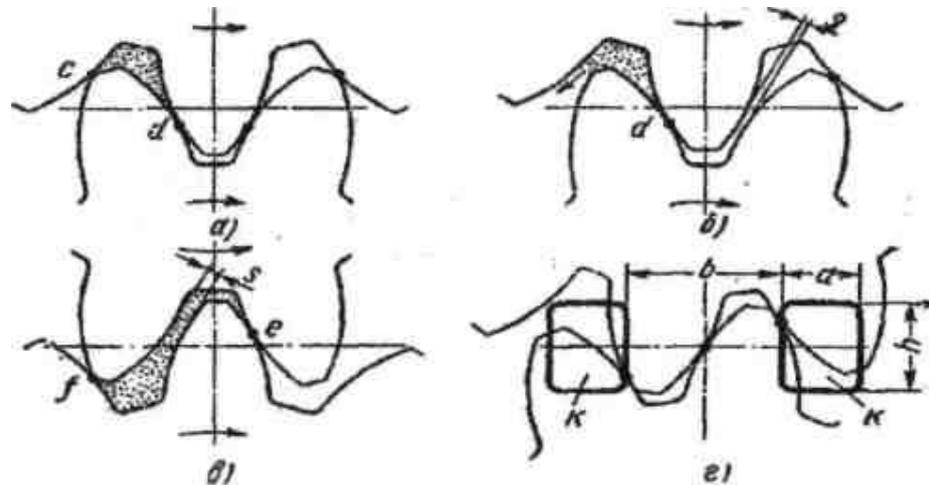


Рисунок 2.3. Схема запираания жидкости во впадинах

На схеме, показанной на рисунке 2.3, a , видно, что замкнутый объем достигает наименьшего значения при положении зуба, симметричном относительно межцентровой линии. Очевидно, что если уменьшить толщину зуба, устранить контакт в точке c , обеспечив зазор s по нормали к профилю (рисунок 2.3, $б$), то блокирования жидкости в этой впадине не произойдет. Однако, при большом значении коэффициента перекрытия ($\varepsilon > 1$) и плотном контакте второй пары зацепляющихся зубьев компрессия будет наблюдаться (в меньшей степени) и в последнем случае.

Из рисунка 2.3, $в$ видно, что при плотном контакте двух пар сцепляющихся зубьев в точках e и f образуется замкнутая полость (отмечена точечной штриховкой), состоящая из двух соединенных зазором s впадин зацепляющихся зубьев ведущей и ведомой шестерен. Нижняя часть этой полости при повороте шестерен в направлении, указанном стрелкой, будет уменьшаться, а верхняя - увеличиваться, в результате объем замкнутой полости изменяется, достигая минимального значения в положении, когда геометрический центр замкнутой площади совпадает с осевой линией (рисунок 2.3, $г$).

Запертый объем обычно разгружается с помощью глухих канализационных канавок k небольшой глубины, выполненных на боковых крышках насоса, через одну из которых запертый объем, уменьшающийся при вращении шестерен, соединяется с полостью нагнетания и увеличивающийся – с полостью всасывания. Расположение этих канавок относительно оси симметрии должно быть таким, чтобы при любом положении шестерен полости всасывания и нагнетания не соединялись между собой и было обеспечено некоторое положительное перекрытие. Для этого отсечка замкнутой камеры с уменьшающимся при вращении шестерен объемом от полости нагнетания должна происходить в тот момент, когда этот объем близок к наименьшему значению, и соединение этой камеры с полостью всасывания – когда объем ее будет больше минимального значения. Канавки рекомендуется располагать так, чтобы отсеченное межзубовое пространство соединялось с зоной нагнетания лишь на время уменьшения своего объема, а в последующий период, когда объем увеличивается, связывалось для предотвращения кавитации с зоной всасывания.

Расстояние b между канавками определяется кратчайшим расстоянием между профилями двух соседних зубьев или шагом по основной окружности. Глубину канавки выполняют равной 1 мм при модуле зацепления $m = 2$ мм; при модуле зацепления $m = 8$ мм глубину канавки принимают равной 6-8 мм. Ширина канавки обычно равна $h = 1,5 \dots 2m$, где m - модуль зацепления, а её длина $a = 1,2m$.

При расчете сечения канализационных канавок, предназначенных одновременно и для подвода жидкости в межзубовое пространство из камеры всасывания, скорость течения жидкости следует принимать не более 4...5 м/сек.

Разгрузку вала от действия одностороннего радиального давления жидкости, возникающего вследствие запираания жидкости, часто выполняют путем применения непересекающихся между собой радиальных сверлений в

шестернях, которые обеспечивают равенство давлений в диаметрально противоположных межзубовых впадинах шестерен (рисунок 2.4).

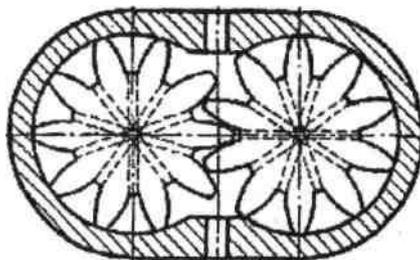


Рисунок 2.4. Схема разгрузки шестерен радиальными каналами

2.3 Способы снижения объёмных потерь мощности

Объемные потери обусловлены в основном утечками жидкости через радиальный зазор между дуговой поверхностью корпуса и внешней цилиндрической поверхностью шестерни, а также через торцовый зазор между боковыми стенками корпуса и торцами шестерен. Кроме этого, при дефектах профиля зубьев и их монтажа утечки жидкости могут происходить по линии контакта зубьев, находящихся в зацеплении, а также по более сложным каналам.

Жидкость, протекающая по пути радиального зазора, последовательно проходит через все впадины зубьев, отделяющих полость нагнетания от полости всасывания, поэтому давление во впадинах изменяется в зависимости от удаленности их от полостей нагнетания и всасывания. Характер изменения давления для концентричного положения шестерен в колодцах будет примерно линейным (рисунок 2.5) и для иного положения – степенным; для практических расчетов можно исходить из линейного закона изменения давления между полостями нагнетания и всасывания.

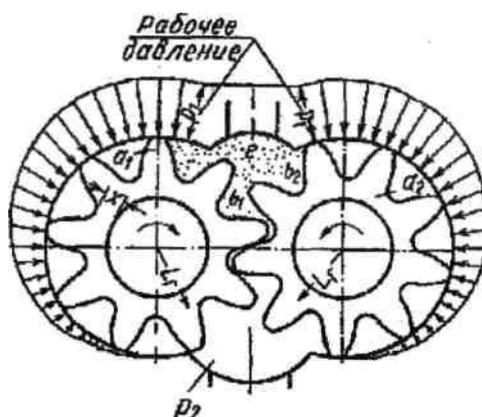


Рисунок 2.5. Изменение давления в насосе

Основным каналом утечек в насосе с некомпенсированным торцовым зазором является утечка через этот зазор, которая составляет около 75... 80% всех утечек в насосе.

В современных насосах, предназначенных для работы при высоких давлениях более 10 МПа (100 кгс/см²), применяют устройства для автоматического уплотнения шестерен по их торцам (рисунок 2.6). Для этой цели служат две подвижные плавающие втулки 3 и 7 из антифрикционного материала, которые давлением жидкости прижимаются к торцовым поверхностям шестерен 6 и 4. При работе насоса с нулевым давлением втулки поджимаются к шестерням пружинами 1. Втулки посажены в колодцы корпуса с минимальным радиальным зазором.

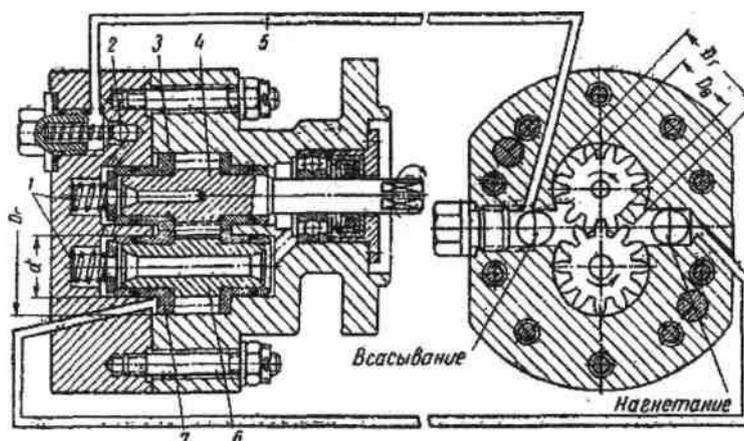


Рисунок 2.6. Схема насоса с плавающими торцовыми втулками

Насосы с подобными устройствами отличаются большим сроком службы и имеют высокий объемный к. п. д., величина которого для насоса средней мощности ($Q= 60$ л/мин. и $p = 12... 15$ МПа) достигает 0,94...0,96; механический к.п.д. подобного насоса равен 0,85. В отдельных случаях эти насосы удовлетворительно работают при давлениях 20 МПа и выше.

Некоторые иностранные фирмы выпускают подобные насосы на максимальное давление $p = 28$ МПа.

Утечки жидкости отводятся по каналу 5 во всасывающую полость насоса; клапан 2 создает незначительное противодействие и тем самым препятствует проникновению в насос воздуха.

Плавающие втулки 3 и 7 должны быть рассчитаны так, чтобы они поджимались к торцам шестерен с усилием, обеспечивающим надежное уплотнение. Однако это усилие не должно быть излишне высоким, так как оно увеличивает трение и понижает механический к. п. д. насоса.

Усилие затяжки пружины должно обеспечивать начальный контакт (прижим) плавающих втулок с шестернями при нулевом давлении. Это усилие выбирают практически равным 5...8 кгс.

В описанной выше конструкции насоса (см. рисунок 2.6) плавающие втулки одновременно служат подшипниками скольжения для цапф шестерен, однако при высоких давлениях жидкости применяют игольчатые подшипники (рисунок 2.7).

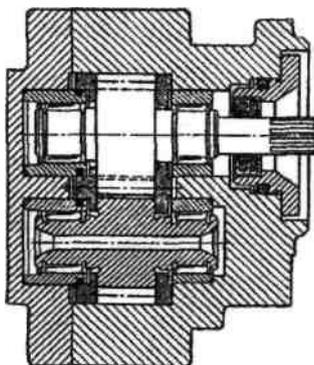


Рисунок 2.7. Шестеренный насос с плавающими втулками и игольчатыми подшипниками

Потери на всасывании шестеренного насоса определяются в основном полнотой заполнения жидкостью его рабочих камер (впадин между зубьями). Частичное заполнение камер жидкостью приводит к понижению объемного к. п. д. насоса, а также к возникновению пульсаций давления в гидравлической магистрали, которые обусловлены тем, что при соединении такой камеры с полостью нагнетания возникает обратный поток жидкости из последней в рабочую камеру, вызывающий гидравлический удар. Опыты показывают, что давление жидкости в рабочей камере насоса при этих ударах может

значительно превышать рабочее давление, в результате чего насос может выйти из строя.

Для того, чтобы смягчить гидравлический удар, необходимо обеспечить постепенное заполнение рабочих камер жидкостью и сжатие ее до величины рабочего давления до соединения камер с нагнетательной полостью. Для этого на цилиндрической поверхности колодцев под шестерни со стороны полости нагнетания прорезают узкие (0,5...0,6 мм) щели, через которые жидкость под давлением поступит в камеру, до того, как последняя соединится с полостью нагнетания.

Для надежного заполнения рабочих камер жидкостью при проходе их через полость всасывания необходимо обеспечить соответствующее давление в последней. Опыт показывает, что минимальное абсолютное давление в полости всасывания должно быть не ниже 300...400 мм.рт.ст. Это достигается повышением давления в баке выше атмосферного путем заполнения его газом под давлением, а также применением насосов подпитки и прочих средств. Площади каналов всасывания в корпусе насоса и подводящих труб должны быть такими, чтобы скорость движения жидкости в них не превышала 1,5...2 м/сек; длина труб должна быть возможно малой.

2.4 Способы разгрузки опор вала от радиальных нагрузок

Наиболее нагруженной частью шестеренного насоса являются его подшипники, на которые действуют радиальные силы гидростатического давления жидкости на шестерни со стороны камеры нагнетания (рисунок 2.5) и механические силы, обусловленные реакцией от вращающего момента.

Для определения полной нагрузки на подшипники ведомой шестерни можно пользоваться формулой

$$P = 0,85 p b D_a,$$

где p - перепад давления в кгс/см² между камерой нагнетания и камерой всасывания; b и D_r – ширина и диаметр окружности головок шестерни в см.

Подшипники ведущей шестерни испытывают несколько меньшую нагрузку, чем подшипники ведомой шестерни. Величина этой нагрузки составляет

$$P = 0,75 p b D_a$$

Формулы являются приближенными, но вполне приемлемыми для практических расчетов.

Имеются и более точные зависимости для расчета нагрузок на опоры шестерен, однако мало удобны в практическом применении, так как требуют проведения большой вычислительной работы.

Для уменьшения нагрузки на подшипники окно нагнетания в насосе делается узким и удлиненным на всю ширину камеры. С этой же целью целесообразно увеличивать модуль m при одновременном уменьшении числа зубьев z .

В насосах высокого давления для разгрузки подшипников шестерен от усилий давления рабочей жидкости применяют схему с гидравлическим противодавлением (рисунок 2.8).

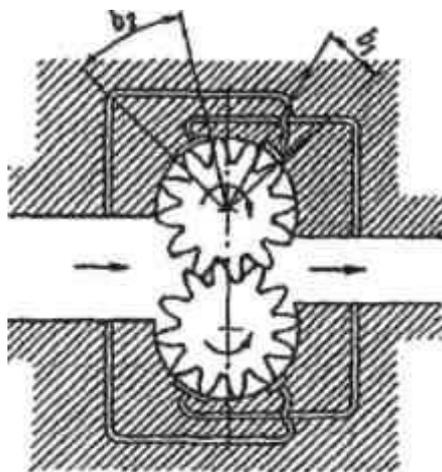


Рисунок 2. 8. Схема разгрузки опор вала от радиальных сил

Противодавление создается за счет соединения полостей нагнетания и всасывания с камерами, расположенными диаметрально противоположно этим полостям. При такой схеме давление нагнетания действует не только со стороны камеры нагнетания, но и с противоположной стороны, что в значительной мере разгружает подшипники от действия гидравлических сил.

Однако такая разгрузка приводит к увеличению утечек через радиальные зазоры и, следовательно, к некоторому снижению объемного к.п.д. Чтобы свести эти потери к минимуму, камеры, куда подводятся каналы (дуги b_1 и b_2), целесообразно отделять от ближайшей полости нагнетания или всасывания двумя зубьями, как показано на рисунке 2.8.

2.5 Способы улучшения питания насоса

Заполнению рабочих впадин шестеренного насоса будут препятствовать центробежные силы, действующие на жидкость во впадинах. Давление p_c в точке на радиусе окружности головок (выступов), развиваемое центробежной силой жидкости, находят по выражению

$$p_{\dot{o}} = \gamma \frac{u_{\dot{a}}^2 - u_i^2}{2g} \approx \gamma \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 \frac{1}{g} m^2 z$$

или

$$p_{\dot{o}} = \frac{\gamma}{2g} (r_{\dot{a}}^2 - r_i^2) \omega^2$$

где $u_{\dot{a}} = \omega r_{\dot{a}}$ и $u_i = \omega r_i$ – окружные скорости на окружностях головок и впадин (ножек);

$r_{\dot{a}}, r_i$ – радиусы окружностей головок и впадин (ножек);

ω – угловая скорость шестерен;

γ – объемный вес жидкости;

g – ускорение силы тяжести.

Под действием этой силы давление жидкости во впадинах, находящихся в камере всасывания, может значительно понизиться, что приведет к выделению из жидкости воздуха с насыщенным паром и к нарушению полноты заполнения впадин жидкостью.

С учетом последнего фактора окружную скорость u_2 ограничивают для распространенных вязкостен жидкостей (10...50 сСт) величиной 5...6 м/сек.

Заполнение впадин шестеренного насоса можно улучшить путем выполнения входного канала в виде диффузора (рисунок 2.9), входная часть

которого в поперечном направлении плавно расширяется до размера ширины шестерен.

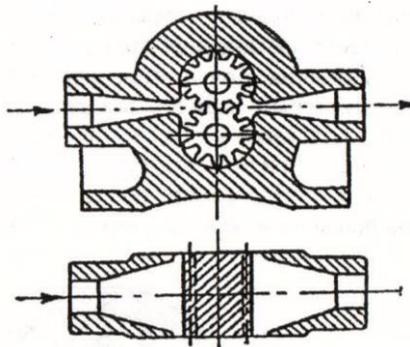


Рисунок 2. 9. Схема насоса с входным расширяющимся каналом

Для улучшения питания насоса жидкостью можно использовать энергию потока сливной магистрали, применив эжектор (рисунок 2.10). С помощью этого устройства можно повысить статическое давление на входе в насос, используя энергию скоростного напора жидкости, выходящей из сопла. Сливная магистраль 1 системы соединена с эжекторным устройством 2, с помощью которого во всасывающий канал насоса поступает некоторое дополнительное количество жидкости через канал 3, соединенный с баком.

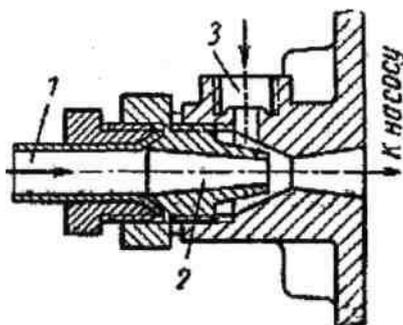


Рисунок 2. 10. Подсоединение эжектора к насосу для улучшения питания

Для надежного заполнения впадин шестерен жидкостью необходимо обеспечить соответствующее давление в полости всасывания насоса. Для жидкостей, применяемых в гидросистемах, минимальное абсолютное давление в полости всасывания должно составлять ~ 300 мм рт.ст., что достигается повышением уровня жидкости в баке над насосом или повышением давления в баке выше атмосферного путём заполнения баков газом под некоторым избыточным давлением. С этой же целью в

нереверсивных насосах камера всасывания выполняется более широкой, чем камера нагнетания. При этом входной канал охватывает междузубовые впадины не только по одному измерению (по длине зуба), но и по второму, т.е. как можно на больший угол охватывания шестерни (рисунок 2.11).

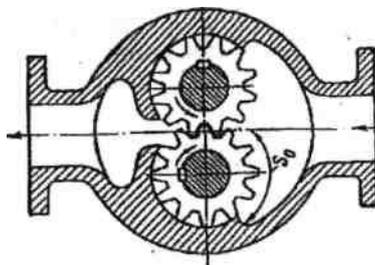


Рисунок 2.11. Насос с расширенной камерой всасывания

Всё выше рассмотренное направлено на преодоление центробежных сил, препятствующих заполнению жидкостью впадин шестерен. Однако в некоторых конструкциях центробежные силы, действующие на жидкость, дают положительный эффект для улучшения всасывающих качеств шестеренных насосов. На рисунке 2.12 представлены два варианта исполнения насосов, в которых жидкость подводится к ножкам зубьев.

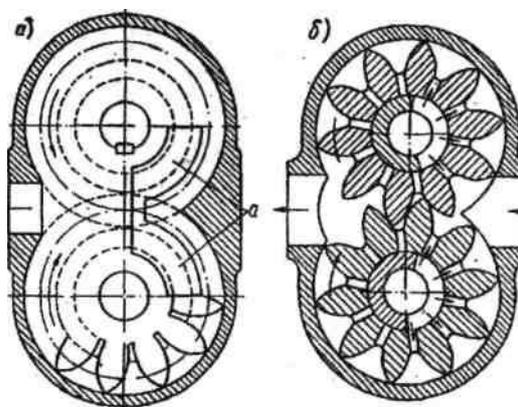


Рисунок 2.12. Схемы насосов с подводом жидкости к ножкам зубьев

По варианту, изображенному на рисунке 2.12, а, жидкость подводится к междузубным впадинам через специальные каналы в торцевой крышке корпуса насоса. Данные каналы выделены жирной линией и обозначены буквой а. Они расположены в зоне ножек зубьев шестерен. Такое расположение делает действие центробежных сил положительным, когда центробежные силы не освобождают от жидкости междузубные впадины, а, напротив, заполняют их. Кроме этого, в данном случае достигается двойной эффект: во-первых, не

образуется понижения давления, во-вторых, создаются условия для дополнительного подсоса жидкости в насос. Такой же эффект достигается подводом жидкости к межзубным впадинам через каналы в шестернях и в их осях, т.е. в валах насосов, как это показано на рисунке 2.12,6.

3 НАСОСЫ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ В НЕФТЕРОМЫСЛОВОМ ОБОРУДОВАНИИ

Ниже представлены шестеренные насосы только типа НШ, применяемые в системах смазки многих нефтепромысловых машин и гидравлических приводах буровых установок, агрегатов для подземного и капитального ремонта скважин. Входящие обозначения в марки насосов показывают их тип (НШ - насос шестеренный) и подачу в литрах на 100 оборотов вала насоса. Например, для насоса НШ-46:

Н - насос; Ш - шестеренный; 46 - подача, $\text{дм}^3/100\text{об.}$

3.1 Насосы типа НШ

Шестеренные насосы НШ-10, НШ-32, НШ-46, НШ-67, НШ-98 применяются для нагнетания чистого минерального масла в системы смазки насосов и компрессоров и гидравлические приводы машин и механизмов. Для насосов применяется масло, рекомендуемое заводами-изготовителями.

Производительность насосов нерегулируемая, направление потока масла постоянное.

В соответствии с заказом насосы собирают только для правого или только для левого вращения и поставляют с присоединительными или без присоединительных муфт.

Насосы НШ-10, НШ-32 и НШ-46 (рисунок 3.1) конструктивно одинаковы и состоят из алюминиевого корпуса 1, в расточках которого помещены ведущая 10 и ведомая 4 шестерни, выполненные заодно с цапфами, опирающимися на бронзовые втулки 2 и 11. Втулки служат подшипниками для шестерен и уплотняют их торцовые поверхности.

Для уменьшения внутренних перетечек масла через зазоры между торцовыми поверхностями шестерен и втулок в насосе применена

автоматическая компенсация величины зазоров по торцам шестерен, которая в зависимости от давления нагнетания происходит следующим образом.

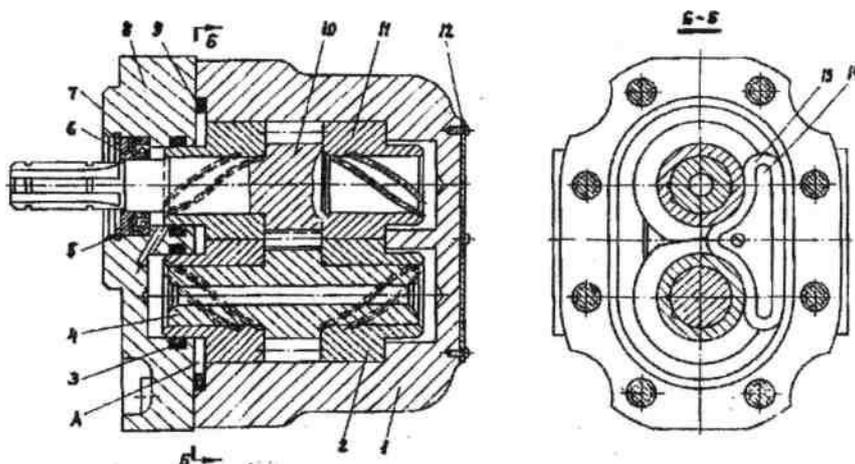


Рисунок 3.1. Схема насосов НШ-10, НШ-32, НШ-46

Масло из камеры нагнетания по каналу поступает в полость А между подвижными втулками и крышкой 8 и стремится поджать втулки к торцам шестерен, ликвидируя зазор между ними. Со стороны зубьев на втулки также давит масло, но на несколько меньшей площади. Таким образом, результирующее усилие, которое прижимает втулки к торцам шестерен, незначительно превосходит отжимающее усилие, сохраняя смазочную пленку. Давление масла со стороны зубьев шестерен неравномерно. Во избежание перекосов втулок вследствие неравномерной нагрузки часть их торцевой площади изолирована от действия поджимающего давления резиновым уплотнением 13, направляемым пластинкой 14. Вытекание масла из полости А предотвращается уплотнительными кольцами 9 и 3.

Масло, проникающее через зазоры внутри насоса и через подшипники, отводится системой каналов в полость всасывания. Приводной конец вала ведущей шестерни уплотнен резиновой манжетой 7, закрепленной упорным 6 и стопорным 5 кольцами. Направление вращения приводного вала показано на табличке 12. Крепление насоса фланцевое.

Шестеренные насосы НШ-67 и НШ-98 (рисунок 3.2) конструктивно отличаются от остальных насосов этой группы.

В цилиндрическом алюминиевом корпусе 1 расположены обойма-подшипник 4 и поджимная обойма 5, изготовленные из подшипникового

алюминиевого сплава; они образуют совместно наружную цилиндрическую поверхность. Обойма-подшипник имеет рабочие подшипниковые поверхности для цапф ведущей 12 и ведомой 13 шестерен. Поджимная обойма образует цилиндрические поверхности камеры нагнетания, которая для уменьшения нагрузки на подшипники имеет минимальные размеры.

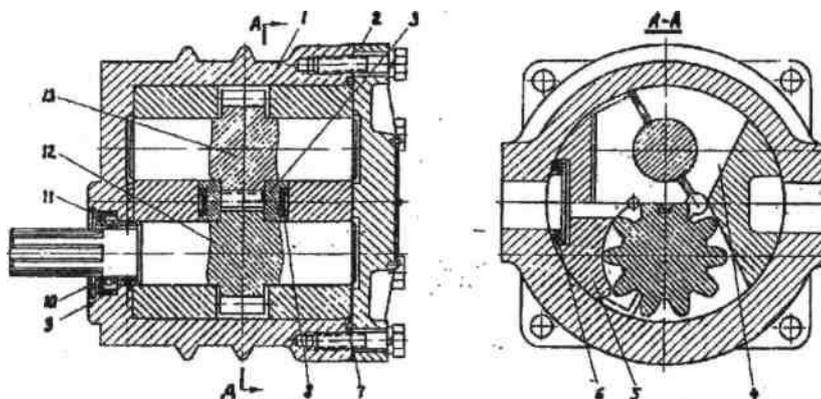


Рисунок 3.2. Насосы НШ-67 и НШ-98

Конструкция насосов обеспечивает компенсацию радиальных и торцовых зазоров. Радиальные зазоры в камере нагнетания выбираются прижатием поджимной обоймы к шестерням усилием подводимого рабочего давления в нажимную зону, уплотненную манжетой 6. Зазоры между торцами шестерен и пластиками 3 выбираются поджатием к торцам шестерен пластиков 3 усилием подводимого рабочего давления в нажимные зоны, уплотненные манжетами 8. Корпус закрыт крышкой 2 и уплотнен резиновым кольцом 7. Приводной вал уплотняется манжетой 9, закрепленной кольцами 10 и 11. Крепление насоса фланцевое.

Во время работы давление, создаваемое насосом, передается в нажимные зоны компенсации торцовых и радиальных зазоров и прижимает пластики и поджимную обойму к шестерням усилием, несомненно превосходящим усилие со стороны шестерен, сохраняя смазочную пленку и минимальные зазоры.

3.2 Насосы типа Ш

Шестеренные насосы типа Ш по ГОСТ 19027-73 предназначены для перекачивания чистых, неагрессивных, обладающих смазывающей

способностью жидкостей с кинематической вязкостью 0,2-6,0 Ст при рабочей температуре не более 70°C, дизельного топлива не более 40°C.

Обозначение насосного агрегата состоит из типоразмера насоса по ГОСТ 19027-73 и данных по подаче и рабочему давлению. Например, Ш2-25-1,4/16-2, где Ш-2-25 - типоразмер насоса; 1,4 - подача насоса в м³/ч при кинематической вязкости 0,75 Ст; 16 - давление на выходе из насоса, кгс/см²; 2 - модификация насосного агрегата в зависимости от комплектующего двигателя.

Насос представлен на рисунке 3.3.

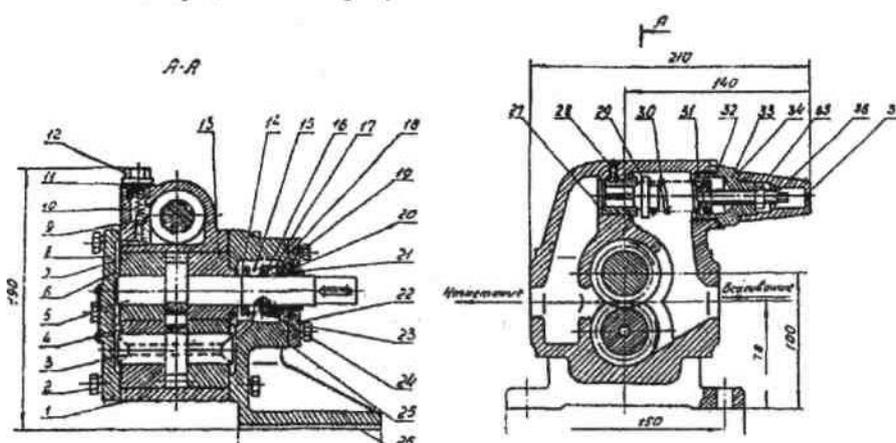


Рисунок 3.3. Схема насоса Ш: 1 - корпус; 2 - болт; 3 - ротор ведомый; 4 - втулка; 5 - ротор ведущий; 6 - прокладка; 7 - втулка; 8 - крышка задняя; 9 - шарик; 10 - пружина; 11 - прокладка; 12 - пробка специальная; 13 - втулка; 14 - кольцо упорное; 15 - пружина; 16 - втулка упорная; 17 - пята; 18 - кольцо уплотнительное; 19 - винт; 20 - кольцо уплотнительное; 21 - подпятник; 22 - крышка; 23 - болт; 24 - винт; 25 - прокладка; 26 - стойка; 27 - седло; 28 - винт; 29 - клапан; 30 - пружина; 31 - шайба; 32 - прокладка; 33 - крышка клапана; 34 - прокладка; 35 - гайка; 36 - винт регулировочный; 37 - колпачок

Работа уплотнения ведущего ротора происходит следующим образом: перекачиваемая жидкость через зазоры между втулкой 13, корпусом 1 и валом 5 попадает в полость уплотнения вала, откуда по каналу стойки 26 ведомого ротора 3 через разгрузочный канал попадает в камеру всасывания. Разгрузочный клапан состоит из шарика 9, пружины 10, прокладки 11 и специальной пробки 12. Разгрузочный клапан обеспечивает давление в полости уплотнения вала насоса 2...3 кгс/см².

Регулировка предохранительно-перепускного клапана производится регулировочным винтом 36, который стопорится гайкой 35 и закрывается колпачком 37. При поставке насоса предохранительно-перепускной клапан отрегулирован заводом-изготовителем на давление в 1,5 раза больше, чем давление нагнетания при вязкости перекачиваемой жидкости 0,75 Ст и опломбирован.

3.3 Насос - моторы типа НМШ

Шестеренные секционные насосы-моторы типа НМШ предназначены для подачи чистого минерального масла в гидросеть по одной или нескольким независимым магистральным линиям и для привода различных узлов машин и механизмов с обеспечением ступенчатого изменения числа оборотов в пределах изменения отношения объемных постоянных (и при реверсе).

Применение насосов-моторов типа НМШ в гидроприводах машин и механизмов уменьшает динамическую напряженность, расширяет диапазон их эксплуатационных характеристик, упрощает управление, уменьшает вес и габаритные размеры, повышает к. п. д., обеспечивает условия автоматизации процесса.

Насосы-моторы НМШ 0,03 и НМШ 0,06 реверсивные, имеют правое и левое вращение. Остальные насосы-моторы имеют только левое вращение вала. Насосы-моторы с правым вращением и реверсивные изготавливаются по особому заказу со специальной промежуточной секцией.

Номинальное число оборотов вала 1480 в минуту.

Конструкция насосов-моторов типа НМШ позволяет из одних и тех же узлов и деталей собирать девять модификаций.

Сочетание различных секций образует ряд насосов-моторов с рабочими объемами 0,03; 0,06; 0,09; 0,12; 0,15 и 0,18 дм³/об, что обеспечивает ступенчатые ряды производительностей для насосов и крутящих моментов для гидромоторов по соотношениям 1:2:3:4:5:6.

Базовой моделью для всего ряда является модель 2НМШ 0,09. Условное обозначение соответствует: 2 - исполнение; Н - насос; М - мотор; 0,09 - рабочий объём.

Насос-мотор 2НМШ 0,09 (рисунок 3.4) состоит из находящихся в зацеплении двух пар стальных шестерен 4, 9, 11, 17, помещенных в чугунных корпусах 1 и 3. Оси шестерен опираются на игольчатые подшипники 10, расположенные в передней крышке 5, промежуточной секции 2 и задней крышке 14. По торцам шестерни уплотняются бронзовыми торцовыми опорами 13, которые при помощи игольчатых подшипников центрируют корпуса относительно крышек и промежуточной секции.

Корпус 3, промежуточная секция и задняя крышка имеют места для подсоединения всасывающего и нагнетательного трубопроводов.

Рабочая жидкость при поступлении в полость всасывания В заполняет впадины между зубьями, после чего вращающимися шестернями переносится в полость нагнетания Н. Обратному перетеканию жидкости в полость всасывания препятствуют зубья, находящиеся в зацеплении.

Для уменьшения внутренних перетечек масла через зазоры между торцовыми поверхностями шестерен и торцовыми опорами применен гидравлический поджим.

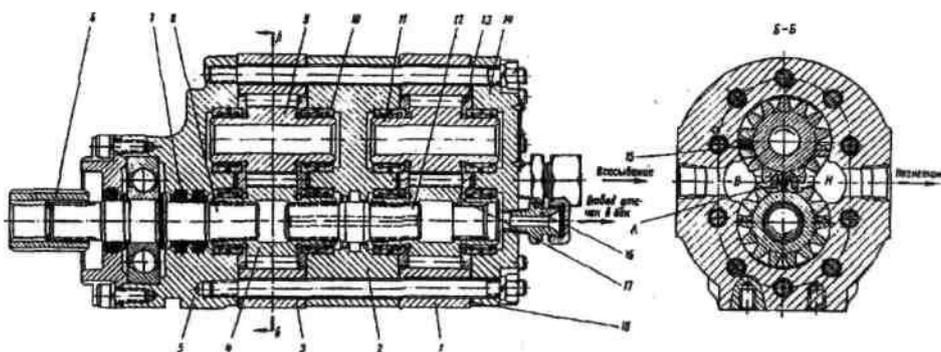


Рисунок 3.4. Схема насос - мотора НМШ

Торцовые зазоры уменьшены следующим образом. Камера нагнетания отделена от камеры всасывания пятью резиновыми уплотнениями 15, радиально расположенными в уплотнительных канавках торцовых опор. При этом образуются четыре отдельные камеры для поджатия опор к торцам

шестерен и частичной разгрузки шестерен от радиальных сил противоположными камерами со средним давлением. Со стороны зубьев на торцовые опоры также давит масло, но на меньшей площади. Общее результирующее усилие поджатия торцовых опор к торцам шестерен небольшое и не вызывает их повышенного износа.

Зазоры между шестернями 4, 9, 11, 17 и торцовыми опорами 13 обеспечиваются прокладками 18 из кальки толщиной 0,035 мм. Симметричное расположение камер поджатия торцовых опор позволяет работать насосу-мотору при реверсе в одинаковых условиях.

На торцовой опоре для предотвращения запираения масла во впадинах между зубьями предусмотрены разгрузочные отверстия А со стороны шестерен. Утечки масла через зазоры и уплотнения отводятся в маслбак штуцером 16.

Промежуточный приводной вал 8 ведущей шестерни в передней крышке уплотнен манжетами с пружинами 7 и соединяется эвольвентными шлицами с промежуточной муфтой 6 электродвигателя.

Следующие секции шестерен соединены с первой парой шестерен промежуточным валом 12 с эвольвентными шлицами.

Контрольные вопросы

1. Какой принцип действия шестеренных насосов?
2. Какими достоинствами обладают шестеренные насосы?
3. Какие недостатки присущи шестеренным насосам?
4. Как могут компоноваться шестеренные пары в насосах?
5. Каковы достоинства Шестеренных насосов с внутренним зацеплением?
6. Каковы достоинства насосов с шевронными шестернями?
7. Как можно снизить влияние компрессии в прямозубых шестеренных насосах?
8. Как уменьшить объёмные потери мощности в шестеренных насосах?
9. Какие имеются способы разгрузки опор вала от радиальных усилий в шестеренных насосах?

10. Какие имеются способы улучшения всасывающей способности шестеренного насоса?

11. Какие функции выполняют бронзовые втулки в насосах типа НШ?

12. Как происходит автоматическая компенсация величины зазоров по торцам шестерен в зависимости от давления нагнетания в насосах типа НШ?

13. Как выбираются радиальные зазоры в камере нагнетания насосов НШ-67 и НШ-98?

14. Для чего служит разгрузочный клапан в насосах типа Ш?

15. Что применяется в насос-моторах для уменьшения внутренних перетечек масла через зазоры между торцовыми поверхностями шестерен и торцовыми опорами?

16. Что позволяет работать насосу-мотору при реверсе в одинаковых условиях?

17. Как предотвращается запираение масла во впадинах между зубьями в шестеренных насос-моторах?

18. Каким образом производится изменение направления вращения (реверс) вала шестеренного гидромотора?

19. Что такое рабочий объем шестеренного насоса?

20. Что такое рабочий объем шестеренного гидромотора?

21. Как регулируется подача шестеренного насоса?