

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Оренбургский государственный университет»

Кафедра технической эксплуатации и ремонта автомобилей

Р.С. Фаскиев

ИЗУЧЕНИЕ ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА

Методические указания

Рекомендовано к изданию редакционно-издательским советом федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Оренбургский государственный университет» для обучающихся по программе высшего образования по специальности 23.05.01 Наземные транспортно - технологические средства

Оренбург
2018

УДК 629.33.063(076.5)

ББК 39.33-04я7

Ф 26

Рецензент - доцент, кандидат технических наук Р.Х.Хасанов

Фаскиев, Р.С.

Ф 26

Изучение шестеренного насоса: методические указания / Р.С.Фаскиев. - Оренбургский гос. ун-т. – Оренбург: ОГУ, 2018. – 19 с.

Методические указания предназначены для выполнения лабораторной работы по дисциплине «Гидравлика и теплотехника», обучающимися по специальности 23.05.01 Наземные транспортно -технологические средства.

УДК 629.33.063(076.5)

ББК 39.33-04я7

© Фаскиев Р.С., 2018

© ОГУ, 2018

Содержание

Введение.....	4
1 Общие сведения о проведении лабораторной работы	5
2 Теоретические сведения	6
3 Изучение конструкции шестеренного насоса	15
4 Структура отчета по лабораторной работе.....	16
5 Контрольные вопросы	17
Список использованных источников	19

Введение

Методические указания включают лабораторную работу по изучению шестеренного насоса, выполняемая на натурных образцах насосов.

В конце лабораторной работы помещены контрольные вопросы, которые составлены с таким расчетом, чтобы фиксировать внимание студентов на узловых моментах темы и способствовать лучшему усвоению ими изучаемого материала. Все это облегчит самостоятельную подготовку к лабораторным занятиям и работу студентов в лаборатории.

1 Общие сведения о проведении лабораторной работы

Цель лабораторной работы: изучение конструкции и проведение испытаний шестеренного насоса.

Задачи лабораторной работы:

- ознакомление с конструкцией и принципом действия шестеренных насосов;
- выполнение измерений деталей и расчет рабочего объема шестеренного насоса;
- эскизная проработка конструктивных элементов шестеренного насоса;
- анализ полученных результатов.

Оборудование для проведения лабораторной работы:

- насосы шестеренные: НШ 10, НШ 32, НШ 100;
- слесарно-монтажный инструмент;
- мерительный инструмент.

Техника безопасности при проведении лабораторной работы

К лабораторному занятию в лаборатории допускаются студенты, получившие инструктаж по технике безопасности у руководителя занятия и расписавшиеся в соответствующем журнале.

Запрещается:

- самовольно без ведома руководителя лабораторного практикума оставлять рабочее место.
- Выполнять с лабораторным оборудованием действия, не связанные с выполнением лабораторной работы.
- загромождать своё рабочее место одеждой, сумками, книгами и другими вещами, не относящимися к работе.
- окончив работу необходимо поставить в известность об этом руководителя занятия или лаборанта.

2 Теоретические сведения

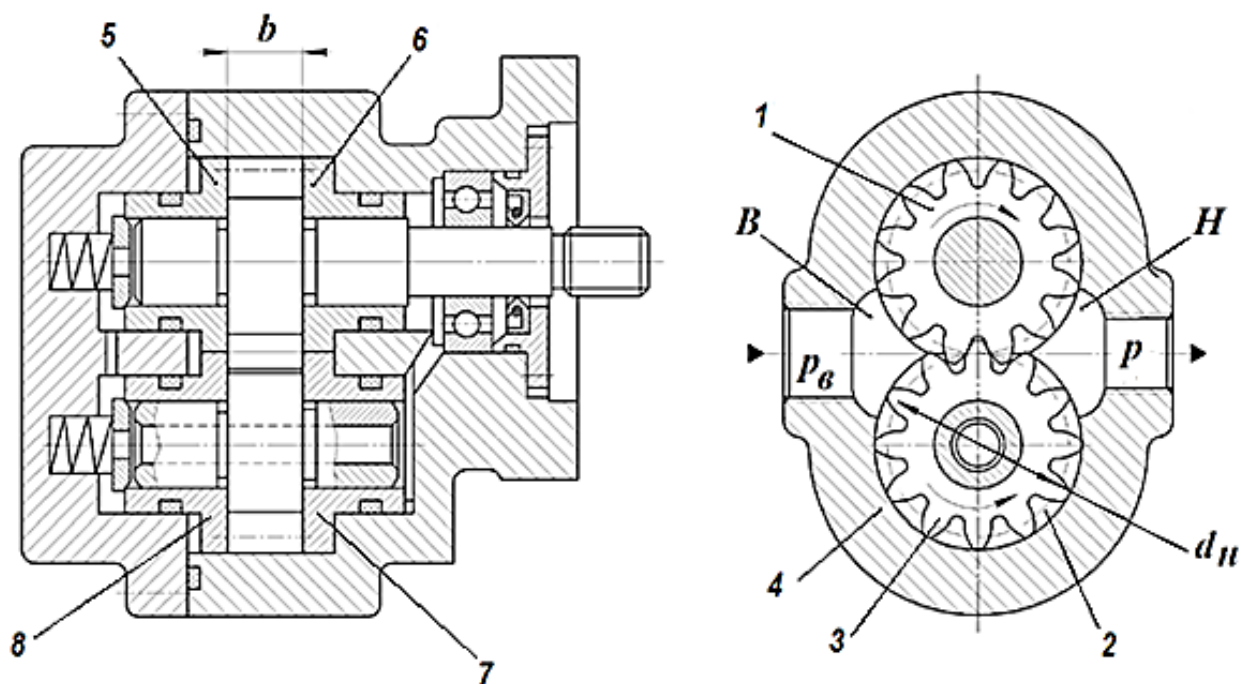
Шестеренные насосы (рисунок 1) получили широкое распространение в гидравлических системах самых различных технических объектов. Насосы выпускаются как для гидросистем с высокими давлениями (до 15...20 МПа), так и для гидросистем с относительно низкими давлениями (1...10 МПа). Первые применяются в гидросистемах тракторов, дорожно-строительных и сельскохозяйственных машин. Вторые используются в станочных гидроприводах, а также в гидросистемах поршневых двигателей.

В зависимости от вида зацепления шестерен различают насосы с внешним и внутренним зацеплениями. Рекомендованные частоты вращения большинства шестеренных насосов с внешним зацеплением лежат в пределах 1000...2500 об/мин. Полные КПД этих насосов обычно составляют 0,75...0,85, а объемные КПД – 0,85...0,95 [2].



Рисунок 1 – Общий вид шестеренного насоса

Распространенный тип шестеренного насоса с внешним зацеплением (рисунок 2) представляет собой пару чаще всего одинаковых прямозубых цилиндрических шестерен с эвольвентным профилем, находящихся в цилиндрических расточках корпуса 4 насоса с достаточно малыми зазорами. Одна из шестерен 1, находящаяся на приводном валу, является ведущей, а другая 3 - ведомой



1 – ведущая шестерня; 2 – рабочая камера; 3 – ведомая шестерня; 4 – корпус;
5, 6, 7, 8 – подшипники скольжения валов шестерен (втулок).

Рисунок 2 – Шестеренный насос с внешним зацеплением

Рабочую камеру 2 образуют поверхности зубьев, корпуса 4 и боковых поверхностей подшипников скольжения (втулок) 5, 6, 7, 8 валов шестерен. По обе стороны области зацепления в корпусе имеются полости B и H , соединенные со всасывающим и напорным трубопроводами, давления в которых соответственно равны p_v и p . Перекачиваемая из полости B жидкость заполняет впадины между зубьями и переносится в полость H . Вследствие разности давлений ($p_v < p$) шестерни подвержены воздействию радиальных сил, которые существенно нагружают опоры валов шестерен. Это сказывается на ресурсе подшипников.

С целью уменьшения утечек во многих конструкциях шестеренных насосов высокого давления предусматривается гидравлическая компенсация торцевых зазоров.

Обозначение типоразмера насосов (рисунок 3) включает в себя информацию о типе, рабочем объеме в см^3 , направлении вращения приводного вала, климатическом исполнении и конструктивных особенностях присоединительной части.

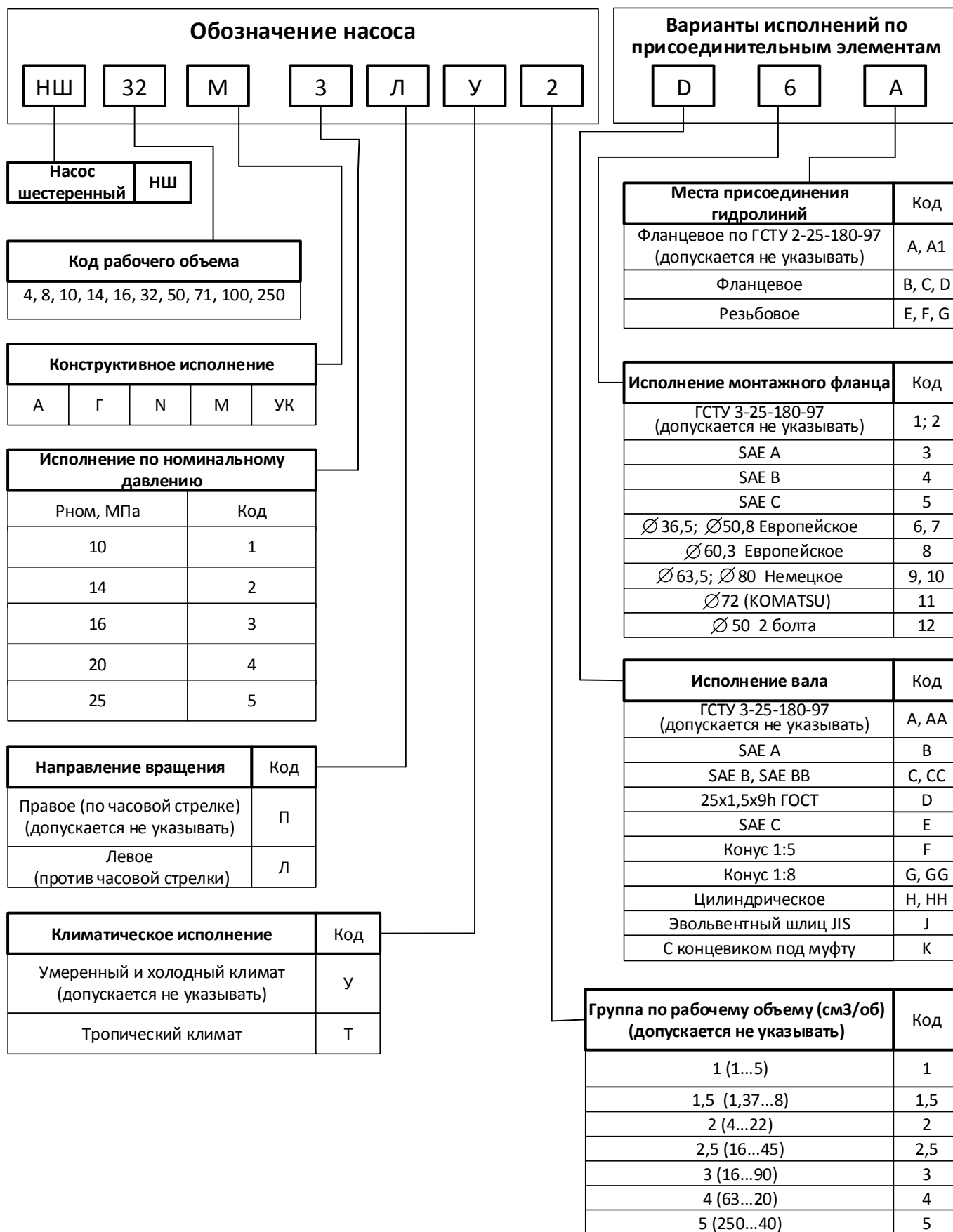


Рисунок 3 - Структура условного обозначения шестеренных насосов

Насосы шестеренные конструктивного исполнения «М» (МАСТЕР) предназначены для гидросистем с давлением от 16 МПа до 20 МПа. Главным отличием насосов данной серии является их высокий ресурс, при незначительно снижающемся КПД на протяжении всего срока службы.

Насосы шестеренные конструктивного исполнения А (АНТЕЙ) предназначены для работы в гидросистемах машин, эксплуатируемых на строительстве, землеройных работах, в тяжелых климатических условиях и в условиях большой запыленности.

Насосы шестеренные конструктивного исполнения «Г» имеют сквозной равнопрочный корпус из алюминиевого сплава, исключающий возможность перекоса исполнительных элементов.

Насосы шестеренные конструктивного исполнения «N» имеют рабочий объем - 4...45 см³. Насосы изготавливаются со сквозным корпусом из алюминиевого проката, с применением металлофторопластовых подшипников.

Насосы конструктивного исполнения «УК» и «УКФ» применяются в гидросистемах тракторов, сельскохозяйственных и других машин при номинальных давлениях до 16 МПа. В насосах «УКФ» применены металлофторопластовые подшипники, что повысило срок службы насосов, увеличило их долговечность.

Насосы шестеренные конструктивного исполнения «Т» выполнены из высокопрочного чугуна, что позволяет выдерживать большие гидравлические нагрузки и обеспечить высокую надежность и долговечность. Особенностью этих насосов является наличие узла привода, который воспринимает осевые и радиальные нагрузки и допускает установку на ведущий вал шкивов или приводных шестерен, в т.ч. косозубых. Применяются на самосвалах, мобильных кранах и прочей тяжелой мобильной технике.

Основными параметрами работы насосов являются производительность, напор, мощность и КПД [1].

Коэффициент полезного действия η характеризует совершенство конструкции и экономичность эксплуатации насоса. Различают: объемный КПД η_o , который учитывает наличие утечек жидкости через зазоры, уплотнения и т.п.;

гидравлический КПД η_{Γ} , который учитывает потери напора при движении жидкости через насос; механический КПД $\eta_{\text{м}}$, характеризующий потери мощности на механическое трение в насосе (подшипники, уплотнения и др.).

$$\eta = \eta_0 \eta_{\Gamma} \eta_{\text{м}}. \quad (1)$$

Значение η зависит от конструкции и степени износа насоса.

Объемная подача (производительность) насоса, л/мин

$$Q_{\text{н}} = \frac{W n \eta_0}{1000}, \quad (2)$$

где W – рабочий объем насоса, см³;

n – частота вращения приводного вала, мин⁻¹;

η_0 – объемный КПД насоса.

Крутящий момент на приводном валу, Нм

$$M = \frac{W \Delta p}{2\pi \eta_{\text{ГМ}}}, \quad (3)$$

где Δp – перепад давления на насосе, МПа;

$\eta_{\text{ГМ}}$ – гидромеханический КПД насоса.

Потребляемая насосом мощность, кВт

$$N = \frac{Q_{\text{н}} \Delta p}{60 \eta}, \quad (4)$$

где η – полный КПД насоса.

Рабочий объем насоса, это количество жидкости, которое насос может подать, без учета сжимаемости и утечек, за один цикл работы (за один оборот вала). Его можно определить из рабочей характеристики или расчетным путем

$$W = 7 \frac{D_e^2}{z + 1} z b, \quad (5)$$

где D_e – диаметр начальной окружности шестерни;

z – число зубьев шестерни;

b – ширина зуба.

Теоретическая производительность Q_T насоса определяется произведением рабочего объема W , м^3 , и частоты вращения вала n , с^{-1}

$$Q_T = Wn. \quad (6)$$

Достоинствами шестеренных насосов являются простота конструкции, низкая стоимость, малые габариты и вес, реверсивность, относительно малая чувствительность к чистоте рабочей жидкости.

Недостатками насосов являются нерегулируемость рабочего объема, неравномерность подачи, небольшая производительность, наличие запертых объемов из которых необходимо предусмотреть отвод жидкости во избежание роста момента сопротивления из-за не сжимаемости жидкости.

Равномерность подачи жидкости шестерным насосом зависит от числа зубьев шестерни и угла зацепления. Чем больше зубьев, тем меньше неравномерность подачи, однако при этом уменьшается производительность насоса.

При конструктивной простоте насосы требовательны к точности изготовления всех деталей и качественной обработке поверхностей.

Обычно шестерни изготавливают из стали 45 или из стали 40Х с закалкой при нагреве токами высокой частоты до твердости HRC 52-58. Вновь изготовленные или реставрированные шестерни должны удовлетворять следующим техническим условиям: торцевое биение шестерни - не более 0,01 мм; непараллельность торцов - не более 0,015 мм; биение наружной поверхности относительно отверстия - 0,015...0,02 мм; конусность и овальность по наружной поверхности - не более 0,02

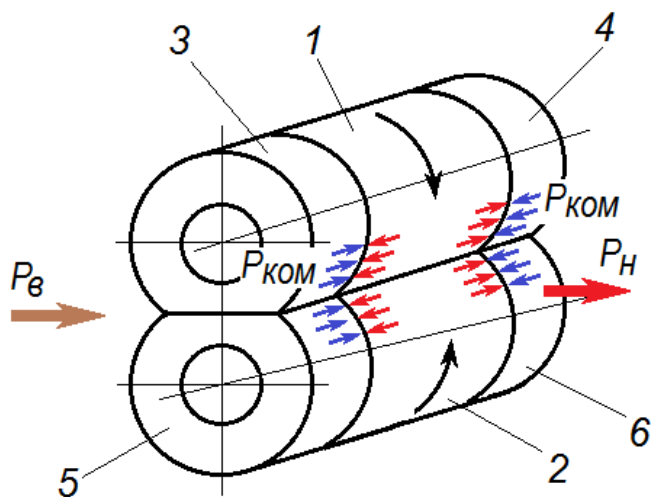
мм. Зазор между головками зубьев и внутренней поверхностью корпуса не должен превышать 0,02 мм.

Валики шестерен изготавливают из стали 20Х, цементируют на глубину до 1,2 мм и закаливают до твердости HRC 60-62. Шейки валиков, которые являются поверхностями качения игл, шлифуют и доводят до шероховатости $Ra = 0,10$ мкм.

Опорные втулки шлифуются попарно в один размер, при этом параллельность торцов должна быть в пределах 0,01 мм. Биение наружной цилиндрической поверхности втулки относительно оси ее отверстия допускается до 0,01 мм, а биение торцов относительно оси отверстия на наибольшем диаметре должно быть не более 0,01 мм. Соблюдение этих условий гарантирует отсутствие защемления шестерен при малых торцевых зазорах.

После сборки насоса между корпусом насоса и торцами втулок должен быть обеспечен зазор в пределах 0,01-0,02 мм.

В процессе работы шестеренного насоса давление жидкости на торцовую поверхность втулок 3, 4, 5, 6 (рисунок 4) передается неодинаково, нарастая от полости всасывания к полости нагнетания.



1, 2 – ведущая и ведомая шестерни; 3, 4, 5, 6 – втулки осей шестерен; p_v – давление всасывания; p_n – давление нагнетания; $p_{ком}$ – компенсирующее давление.

Рисунок 4 - Схема компенсации перекоса втулок насоса

В связи с этим может произойти перекося зубчатых колес 1, 2 с втулками в корпусе насоса. Для компенсации этого перекося на противоположную торцовую

поверхность втулок в зоне нагнетания при помощи специальных приспособлений подводят масло, имеющее давление, равное давлению нагнетания.

При работе шестеренного насоса в межзубовом пространстве возникают явления запираания жидкости (рисунок 5). В результате во впадине между зубьями повышается давление, достигая значений до 40 МПа. Вследствие чего происходит нагрев жидкости. При выходе зуба из зацепления давление со стороны всасывания падает и жидкость вскипает, что может сорвать всасывание насоса. Предупреждают закипание жидкости различными конструктивными мерами: создают зазор 0,2-0,5 мм в зацеплении; соединяют впадины ведомой шестерни разгружающими сверлениями; делают соединительные полости на торцевых крышках.

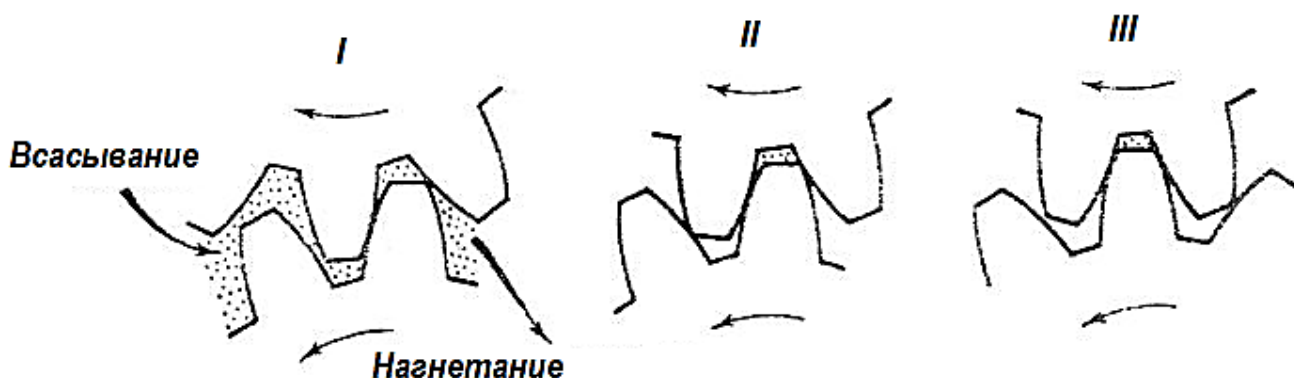


Рисунок 5 - Схема процесса запираания жидкости в межзубовом пространстве шестеренного насоса.

Основным условием работы насоса в сети является соответствие давления p , развиваемого насосом, сопротивлению сети. Изменение сопротивления сети неизбежно приводит к изменению давления насоса. В связи с этим изменяются и прочие параметры насоса: подача Q , мощность N и КПД η .

Характер изменения параметров насоса оценивают по рабочим характеристикам. Формы рабочих характеристик шестеренных насосов примерно одинаковы и представляет собой графическую зависимость подачи Q , мощности N и КПД η насоса от создаваемого давления p (рисунок 6) [1, 7].

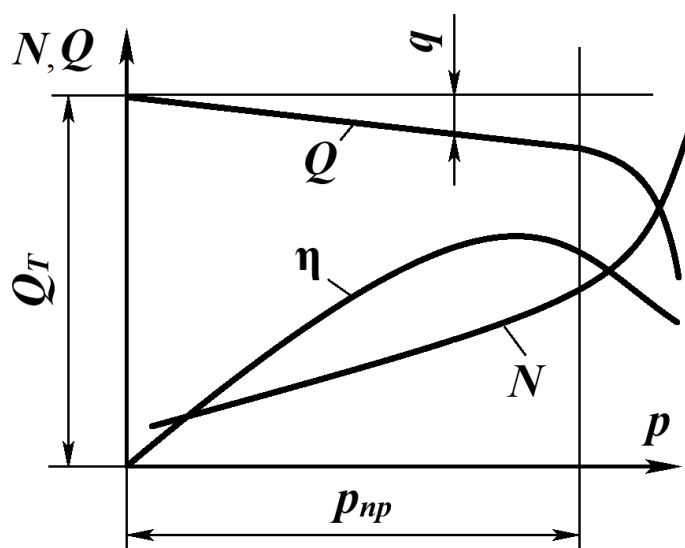


Рисунок 6 – Примерные формы рабочих характеристик шестеренных насосов

Действительная рабочая характеристика насоса НШ 32-М приведена на рисунке 7. Характеристика получена при работе насоса на масле с кинематической вязкостью $0,75 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$. Частота вращения вала насоса – 1500 мин^{-1} [4].

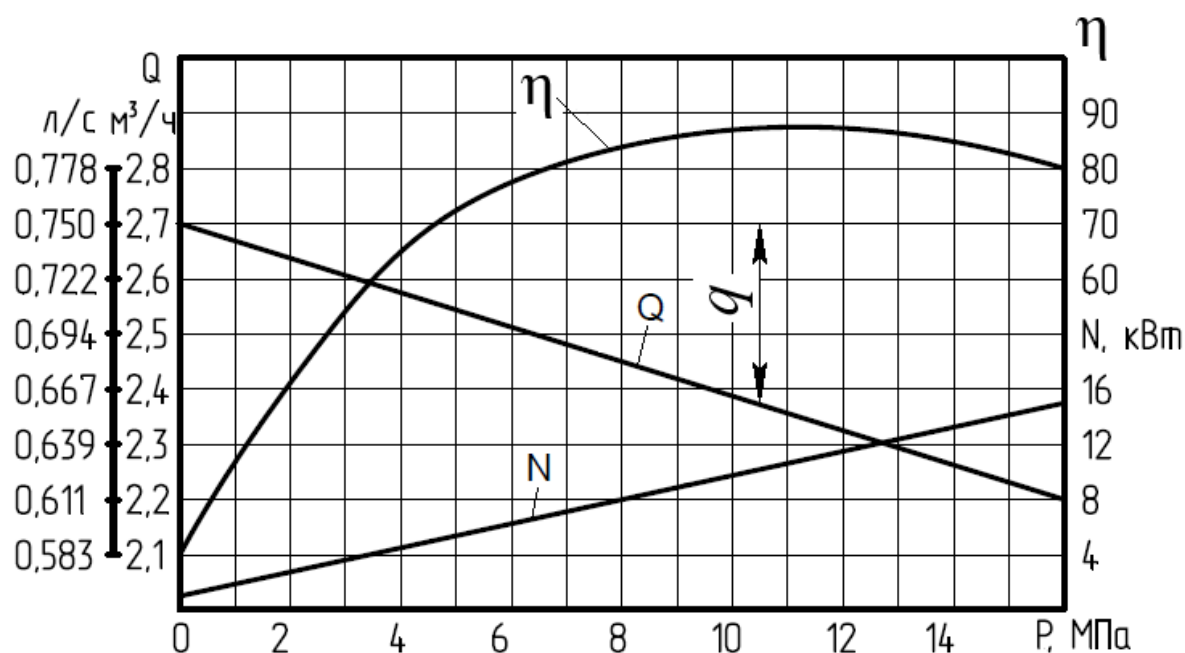


Рисунок 7 - Рабочая характеристика насоса НШ 32-М.

Анализируя характер изменения подачи, мощности и КПД шестеренного насоса в зависимости от давления нагнетания, можно сделать следующие выводы. Характер зависимости $Q=f(p)$ определяется в основном нарастанием утечек q с увеличением давления. При больших значениях давления сказывается также и уменьшение подаваемого объема вследствие сжимаемости жидкости.

В шестеренных насосах при отсутствии кавитации, объемные потери определяются утечками через зазоры между сопрягаемыми поверхностями деталей рабочих органов, корпусом насоса, уплотняющих втулок и через межзубовое пространство.

Нарастание утечек носит характер, близкий к линейному до определенной величины давления. Это объясняется тем, что большинство уплотнений объемных машин имеет вид узких протяженных зазоров, где режим течения близок к ламинарному, при котором зависимость расхода от перепада давлений линейная. Вид зависимости $\eta = f(p)$ определяется структурой баланса энергии насоса. При малых значениях давления величина η мала и соизмерима с мощностью механических потерь. Поэтому при $p \rightarrow 0$ КПД быстро уменьшается.

Дальнейшее увеличение давления ведет к ускорению возрастания утечек и особенно механических потерь. Последнее вызвано ухудшением режима трения в подвижных соединениях из-за перегрузки, что снижает КПД. При некотором предельном значении давления $p_{пр}$ в подвижных соединениях нарушается режим жидкостного и совершается переход к граничному трению. Это вызывает резкое увеличение мощности механических потерь и быстрое снижение КПД. Данная величина давления является пределом работоспособности насоса.

Вязкость жидкости влияет на величину утечек через малые зазоры между подвижными элементами машины, на мощность трения между ними, а следовательно, и на характеристику машины. Если характеристики снимают на рабочей жидкости, вязкость которой существенно изменяется с температурой, в опытной установке необходимо поддерживать условия $T = const$.

3 Изучение конструкции шестеренного насоса

Изучение конструкции шестеренного насоса выполняется на натурных образцах шестеренных насосов с использованием слесарно-монтажного и мерительного инструмента.

Порядок проведения работы:

1. Получить у преподавателя или лаборанта шестеренный насос для изучения.
2. Изучить маркировку на корпусе насоса и используя рисунок 3 расшифровать условное обозначение насоса.
3. При помощи слесарно-монтажного инструмента разобрать насос.
4. Выполнить эскиз приводной шестерни насоса и перечислить обработанные поверхности.
5. Выполнить необходимые замеры и расчетным путем по формуле 5 определить рабочий объем насоса в см^3 .
6. Сравнить значение полученного расчетным способом рабочего объема с указанным на корпусе.
7. Вращая приводной вал насоса пронаблюдать процесс запираания жидкости в межзубовом пространстве и выполнить эскиз разгружающего конструктивного элемента.
8. Изучить принцип действия механизма компенсации перекоса втулок насоса.
9. Выполнить эскиз конструктивного элемента насоса, выполняющего роль компенсатора перекоса втулок.
10. Выполнить сборку насоса.

П р и м е ч а н и е – работа считается выполненной после проверки преподавателем правильности сборки насоса.

4 Структура отчета по лабораторной работе

Отчет оформляется в соответствии с требованиями разделов 6 и 7 СТО 02069024.101-2015 «Работы студенческие. Общие требования и правила оформления» и должен содержать информацию по следующим пунктам:

- титульный лист;
- содержание;

- цель работы;
- задание;
- эскиз системы компенсации перекоса втулок насоса;
- эскиз конструктивного элемента для предупреждения запираания жидкости в межзубовом пространстве;
- данные замеров и расчет рабочего объема насоса;
- формулирование выводов по работе;
- список использованных источников;
- приложения (по необходимости).

При выполнении расчетов необходимо соблюдать правила приближенных вычислений и следить за точностью записи исходных данных, промежуточных и окончательных результатов [3]. В числах, фигурирующих в расчетах, как правило, должно быть не более трех значащих цифр.

Отчет должен быть написан простым литературным языком и иметь логическую последовательность. В отчете по лабораторной работе допускается писать выводы для каждого проведенного эксперимента и обобщающий вывод в конце отчета, где нужно систематизировать и обобщить полученные результаты.

5 Контрольные вопросы

1. Каково назначение насоса?
2. Сформулируйте принцип действия шестеренного насоса и перечислите основные элементы его конструкции.
3. В чем заключается физический смысл понятия «рабочий объем» шестеренного насоса?
4. Перечислите поверхности элементов шестеренного насоса, образующих рабочую камеру.
5. Каким образом в условном обозначении насосов отражают величину рабочего объема?

6. Чем отличаются насосы конструктивного исполнения «А» от насосов конструктивного исполнения «N»?
7. Чем отличаются объемный, гидравлический и механический КПД насоса?
8. Как связаны объемная подача и рабочий объем насоса?
9. Что называют производительностью насоса?
10. Каким образом, при известных значениях объемной подачи и перепаде давления, определяют мощность, потребляемую насосом?
11. Какова взаимосвязь между понятиями «Напор» и «Давление» создаваемые насосом?
12. Что такое теоретическая подача шестеренного насоса и как она может быть определена?
13. Какие замеры необходимо произвести для расчета рабочего объема шестеренного насоса?
14. Перечислите достоинства шестеренных насосов.
15. Перечислите недостатки шестеренных насосов.
16. К каким последствиям приводит уменьшение числа зубьев шестерен шестеренного насоса?
17. Какова цель повышенной точности изготовления деталей шестеренных насосов?
18. Повышению или понижению какого параметра способствует уменьшение зазоров в сопряжениях шестеренных насосов?
19. Какова причина возникновения перекосов втулок при работе шестеренных насосов?
20. Каким образом реализуется компенсация перекосов втулок при работе шестеренных насосов?
21. В чем заключается опасность запираания жидкости в межзубовом пространстве шестеренных насосов?
22. Перечислите конструктивные способы предупреждения запираания жидкости в межзубовом пространстве шестеренных насосов.
23. Что называют рабочей характеристикой шестеренного насоса?

- 24.Перечислите основные направления утечек жидкости в шестеренных насосах.
- 25.Почему испытания насосов проводят при постоянной частоте вращения вала.

Список использованных источников

1. Кузнецов, В.С. Испытания шестеренного насоса: метод. указания к выполнению лабораторной работы по дисциплине «Механика жидкости и газа»/ В.С. Кузнецов, А.С. Шабловский, В.В. Яроц; под ред. Б.П. Борисова. – М.:Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2014. – 18 с.
2. Лепешкин, А.В. Гидравлика и гидропневмопривод: учебник: в 2 ч./А.В. Лепешкин, А.А. Шейпак; под ред. А.А.Шейпака. – М.: МГИУ, 2003. – Ч.2 Гидравлические машины и гидропневмопривод. – 352 с. – ISBN 5-276-0048-3.
3. Информационный инженерный портал [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://helpeng.ru/>.
4. Насосы шестеренные типа НШ. Руководство по эксплуатации Н42.892.00.000 РЭ/Ливны: АО «ГМС Ливгидромаш», 2017. - 27 с.