



Рисунок 5. Насос шестеренчатый НШ-40 в разборе

#### Литература

1. Насос НШ-40 Д-4 (правый). // Авторитет Запчасть. [Электронный ресурс]. URL: <https://tdavzip.ru/magazin/product/nasos-nsh-40-d-4-pravyj>(дата обращения 18.05.2023).
2. НШ-40 М-4. // АрмаТрейд. [Электронный ресурс]. URL: [https://www.artr.ru/Gidravlik/Gidravlik\\_pumps/nsh/nsh\\_m\\_40\\_4\\_master.htm](https://www.artr.ru/Gidravlik/Gidravlik_pumps/nsh/nsh_m_40_4_master.htm) (дата обращения 18.05.2023).
3. НШ-40 М-4 (правого вращения). // ГидроСтандарт. [Электронный ресурс]. URL: <https://hidrostandart.com.ua/p/1302276618-nasos-shesterenny-nsh-40-m-4-pravogo-vrashcheniya-usilennyu/>(дата обращения 18.05.2023).
4. НШ-40.// Насос-Центр. [Электронный ресурс]. URL: <https://nasoscentr.ru/catalog/nasos-sh-40-4-19-5-4-1.html?oid=10125>(дата обращения 18.05.2023).

#### **Расчёт производительности шестерёнчатых насосов**

Студенты гр. 10706121 Розов Д.В., Семижон Е.Д.

Научный руководитель – Василёнок В.Д.,

Белорусский национальный технический университет

Минск, Республика Беларусь

#### **Описание и принцип работы шестеренчатых насосов.**

Шестеренный насос относится к категории объемных насосов прямого вытеснения. Шестерни насоса размыкаются на всасывающем патрубке, что

создает вакуумное всасывание. Жидкость попадает в насос в пространстве между шестернями и корпусом насоса, затем шестерни смыкаются и жидкость выталкивается в напорный патрубок. Насос отлично справляется с высоковязкими жидкостями и создает ровный поток без пульсаций. Популярность таких насосов обусловлена тем, что они имеют простую, надежную конструкцию и относительно невысокую стоимость.

Шестеренчатые насосы бывают двух основных исполнений: внешнего зацепления и внутреннего зацепления:

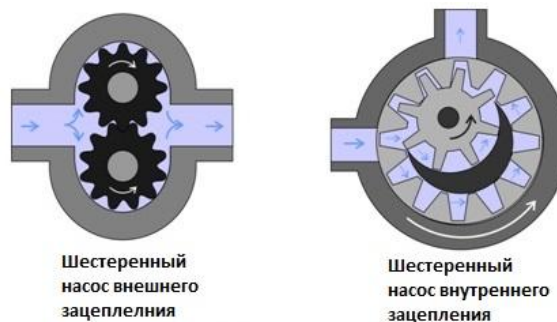


Рисунок 1. Виды шестеренчатых насосов

### **Конструктивное устройство и основные марки шестеренчатых насосов.**

Основными и самыми популярными являются насосы НШ-10, НШ-32, НШ-50, НШ-100), которые представляют собой шестеренные насосы для использования в машиностроительных системах с целью нагнетания рабочей жидкости в гидравлические системы приводов машин и других видов техники (автомобильной, тракторной, сельскохозяйственной, строительно-дорожной, коммунальной и др.).

Насос НШ крепят на валу отбора мощности, передача крутящего момента происходит с помощью шлицевого соединения валов насоса и отбора мощности.

Сам шестеренный насос НШ состоит из корпуса, ведущего и ведомого ротора, втулок опорных, резиновых манжет, уплотнительных колец, крышек передней и задней, болтов с пружинными шайбами.

Приводной вал насоса НШ выходит из отверстия, расположенного в передней крышке, уплотнение его манжетное. Ведущий ротор маслонасоса НШ имеет удлиненный шлицевой конец вала.

Как правило, электродвигатели для привода насоса не используются.

Таблица 1. Параметры и технические показатели насосов НШ

Наименование параметра	Марка насоса НШ			
	НШ-10	НШ-32	НШ-50	НШ-100
Рабочий объем, см <sup>3</sup>	10	32	50	100
Номинальная частота вращения, с <sup>-1</sup>	40	40	50	32
Номинальная подача, л/мин	21,0	68,6	107,2	173,4
Номинальное давление на выходе, Мпа	16	16	16	16
Максимальное давление на выходе, Мпа	21	21	21	21
Вязкость рабочей жидкости, мм <sup>2</sup> /с	30-70	30-70	55-70	30-70
Температура рабочей жидкости, °С	0-80	0-80	0-80	0-80
Коэффициент подачи, не менее	0,92	0,94	0,94	0,95
Количество шлицов вала, шт.	6 (4)	6	6	6
Номинальная мощность, кВт	8,6	26,6	41,5	66,4
Масса, кг	1,99	5,1	5,2	16,5

### **Достоинства, недостатки и применение шестеренчатых насосов.**

Уровень производительности шестеренчатых насосов высокий, благодаря следующим преимуществам: простота устройства, компактность, надежность, минимальные требования к очистке и отсутствие необходимости смазки.

Преимущества простоты устройства заключается в том, что поломки возникают редко, а значит не придется дополнительно на это тратить деньги. Это также предусматривает вероятность простоя. Преимущество легкости конструкции позволяет оператору самостоятельно решать большинство поломок. Для многих предпринимателей важна компактность агрегата, поскольку не всегда есть возможность разместить их комфортно. Горизонтальные модели удобнее операторы в работе, поскольку проще отрегулировать поломки и неисправности, а также проверить корректность работы. Тогда как вертикальные могут выполнять ту же задачу, но не

занимая при этом много места. Смазывать такие комплектующие не нужно, поскольку роль такого компонента выполняет рабочая жидкость.

Но такие насосы могут иметь и недостатки — не регулируется рабочий объем. Также они не способны функционировать при высоких давлениях. Чтобы шестеренные насосы работали действительно долгое время, важно обратить внимание на требования к материалам, из которых они произведены.

Насос НШ 10 используется для гидросистем рулевого управления погрузчиков, тракторов, экскаваторов на базе тракторов класса 1,4 тс, автогрейдеров, кормо- и свеклоуборочных комбайнов, для основных гидросистем тракторов класса до 0,6 тс. Насос НШ-10 имеет минимальную массу и габаритные размеры.

Насос НШ 32 используется для основных гидросистем комбайнов, автопогрузчиков, тракторов, грузовых автомобилей. Насос НШ-32 применяется в гидросистемах колесных тракторов класса 3 тс.

Насос НШ 50 применяется в гидросистемах тракторов, автогрейдеров, погрузчиков, автоскреперов и лесозаготовительной техники. Насос НШ-50 может использоваться в гидросистеме опрокидывающих устройств самосвалов грузоподъемностью 10-28.

Насос НШ 100 используется для гидросистем навесного оборудования тракторов с классом 5-35 тс, для основных и рулевых систем экскаваторов, карьерных большегрузных самосвалов, вилочных и фронтальных погрузчиков. Насос НШ-100 работоспособен при низком качестве рабочей жидкости и недостаточной фильтрации.

### Вывод основной формулы производительности.

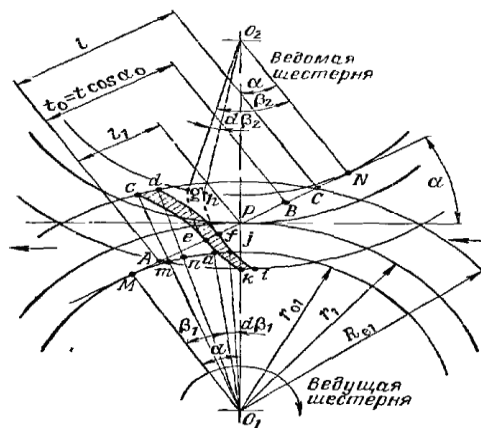


Рисунок 2. Чертеж для вывода формулы теоретической производительности НШ

Подача насоса  $dq$  за бесконечно малый промежуток времени  $dt$  может быть найдена путем определения объема жидкости, вытесняемой соприкасающимися профилями зубьев сцепляющихся шестерен за тот же элемент времени.

За исходное положение выбран момент времени, при котором профили зубьев касаются в точке  $e$  (рис. 2), расположенной от полюса зацепления  $P$  на расстоянии  $Pe = -x$  (условимся считать положительным вправо от полюса).

При этом положение профиля ведущего колеса  $sea$  характеризуется углом  $\beta_1$ , а положение профиля ведомого колеса  $keg$  – углом  $\beta_2$ .

При повороте шестерен на бесконечно малый угол  $d\beta$  профиль ведущей шестерни примет положение  $dfi$ , а профиль ведомой –  $ifh$ , и зацепление их произойдет в точке  $f$ , находящейся от точки  $e$  на расстоянии  $dx$ .

Объем вытесненной за время  $dt$  жидкости равен произведению заштрихованной площади между кривыми  $seki$  и  $dfi$  на ширину зуба  $b$ :

$$dq = (dS_{cdef} + dS_{ejki})b = (dS_1 + dS_2)b.$$

Но площадь  $dS_1 = dS_{cdef}$  можно рассматривать как разность площадей  $dS_3 = dS_{ajed}$  и  $dS_4 = dS_{ajef}$ :

$$dS_1 = dS_3 - dS_4.$$

Площадь  $dS_3 = dS_{ajed}$  равна площади  $dS_{cdmn}$  и равна по величине

$$dS_3 = \frac{(R_e^2 - r_0^2)d\beta}{2}.$$

Площадь  $dS_4 = dS_{ajef}$  согласно первому свойству эвольвенты равна

$$dS_4 = \frac{r_0^2}{6} [(\beta_1 + d\beta)^3 - \beta_1^3],$$

так как она равна разности площадей  $Mfi$  и  $Mea$ , ограниченных касательными  $Mei$  и  $Mf$ , дугами основной окружности  $Ma$  и  $Mj$  эвольвентами  $ea$  с углом  $\beta_1$  и  $if$  с углом  $(\beta_1 + d\beta_1)$ .

Отбрасывая бесконечно малые величины высших порядков, получим

$$dS_4 = \frac{r_0^2}{6} \cdot 3\beta_1^2 \cdot d\beta = \frac{r_0^2\beta_1^2}{2} \cdot d\beta.$$

Подставляя уравнения, получим

$$dS_1 = \left( \frac{R_e^2 - r_0^2}{2} - \frac{r_0^2\beta_1^2}{2} \right) d\beta.$$

Площадь  $dS_2 = dS_{efki}$  также найдем как разность площадей  $dS_5 = dS_{klgh}$  и  $dS_6 = dS_{efgh}$ :

$$dS_2 = dS_5 - dS_6.$$

Площадь  $dS_5 = dS_{klgh}$  аналогично предыдущему равна

$$dS_5 = \frac{(R_e^2 - r_0^2)d\beta}{2},$$

а площадь  $dS_6 = dS_{efgh}$  равна

$$dS_6 = \frac{r_0^2}{6} [\beta_2^3 - (\beta_2 - d\beta)^3].$$

Отбрасывая бесконечно малые величины высших порядков, получим

$$dS_6 = \frac{r_0^2}{6} \cdot 3\beta_2^2 \cdot d\beta = \frac{r_0^2\beta_2^2}{2} \cdot d\beta.$$

Зависимость между углами  $\beta_1$  и  $\beta_2$  можно найти из следующего:

Длина линии зацепления

$$MN = Me + Ne = Ma + Ng = r_0\beta_1 + r_0\beta_2 = r_0(\beta_1 + \beta_2);$$

$$MN = 2r_0 \cdot \operatorname{tg}\alpha,$$

следовательно:

$$r_0(\beta_1 + \beta_2) = 2r_0 \cdot \operatorname{tg}\alpha,$$

откуда

$$\beta_2 = \operatorname{tg}\alpha - \beta_1.$$

Подставляя уравнения, получим

$$dS_6 = \frac{r_0^2}{2} (4\operatorname{tg}^2\alpha - 4\operatorname{tg}\alpha\beta_1 + \beta_1^2)d\beta,$$

$$dS_2 = \left[ \frac{R_e^2 - r_0^2}{2} - \frac{r_0^2}{2} (4\operatorname{tg}^2\alpha - 4\operatorname{tg}\alpha\beta_1 + \beta_1^2) \right] d\beta.$$

Суммируя найденные площади  $dS_1$  и  $dS_2$  и подставляя их в выражение для  $dq$ , найдем формулу

$$dq = b[R_e^2 - r_0^2 - r_0^2(\beta_1^2 - 2\operatorname{tg}\alpha\beta_1 + 2\operatorname{tg}^2\alpha)]d\beta.$$

Упростим эту формулу:

$$dq = b[R_e^2 - r_0^2(1 + \operatorname{tg}^2\alpha) - r_0^2(\beta_1^2 - 2\operatorname{tg}\alpha\beta_1 + \operatorname{tg}^2\alpha)]d\beta$$

или

$$dq = b \left[ R_e^2 - \frac{r_0^2}{\cos^2\alpha} - r_0^2(\beta_1 - \operatorname{tg}\alpha)^2 \right] d\beta.$$

но так как  $\frac{r_0^2}{\cos^2\alpha} = r_0^2$  – радиусу начальной окружности  $r_0\beta_1 = U Ma$ , т. е. длине касательной  $Me$ ,  $r_0 \operatorname{tg}\alpha = MP$ . Следовательно:

$$r_0 \operatorname{tg}\alpha - r_0\beta_1 = r_0(\operatorname{tg}\alpha - \beta_1) = MP - Me = Pe = -x,$$

откуда

$$x = r_0(\operatorname{tg}\alpha - \beta_1); dx = r_0 d\beta; d\beta = \frac{dx}{r_0}.$$

Подставляя найденные значения  $x$  и  $d\beta$  в уравнение, получим

$$dq = \frac{b}{r_0} (R_e^2 - r^2 - x^2) dx.$$

Для определения закона изменения подачи от начала до конца зацепления пары зубьев необходимо найти мгновенную подачу  $\frac{dq}{dt}$ .

Заменяя в уравнении  $\frac{dx}{r_0}$  через  $d\beta$ , а  $d\beta$  через  $\omega dt$ , получим

$$dq = b(R_e^2 - r^2 - x^2)\omega dt$$

или

$$q_x = \frac{dq}{dt} = b\omega(R_e^2 - r^2 - x^2).$$

Из этой формулы видно, что максимальная подача имеет место при  $x = 0$ , т. е. в момент касания зубьев в полюсе зацепления, и по мере удаления точки зацепления от полюса подача будет убывать по параболическому закону.

Для определения подачи одной пары зубьев и насоса в целом необходимо перейти к интегрированию уравнения выше.

Рассмотрим, каковы должны быть пределы интегрирования.

Зацепление любой пары зубьев начинается в точке  $A$  пересечения окружности выступов ведомой шестерни с линией зацепления и кончается в точке  $C$  (рис. 2). Но в момент, когда зацепление рассматриваемой пары зубьев приходит в точку  $B$ , т. е. на расстояние от начала зацепления  $AB$ , равное  $t_0$  – основному шагу, вторая пара зубьев начинает вступать в зацепление в точке  $A$  и запирает объем жидкости.

Этот запертый объем при дальнейшем повороте сначала уменьшается, так что в этой зоне создается повышенное давление, а затем увеличивается.

Вопрос об изменении этого объема и мерах, которые могут быть приняты для устранения вредного действия на оси шестерен и подшипники резкого повышения давления запираемой жидкости, освещен ниже.

Если конструкция насоса не предусматривает никаких разгрузочных устройств, то в период уменьшения запертого объема и повышения в нем давления, произойдет утечка жидкости через зазоры.

Если конструкция насоса предусматривает разгрузочные устройства путем соединения замкнутой полости с линией всасывания, то произойдет тот же эффект, т. е. за период зацепления пары зубьев от точки В до точки С будет происходить перетекание жидкости в полость всасывания.

В этих случаях эффективная работа пары зубьев происходит за период зацепления ее от точки А до точки В, т. е. от начала ее зацепления до начала зацепления следующей пары.

Обозначив длину рабочего участка линии зацепления АС через  $t$ , получим пределы интегрирования

$$AP = -\frac{t}{2} \text{ и } PB = t_0 - \frac{t}{2}.$$

Следовательно, подача каждой пары

$$q = \frac{b}{r_0} \int_{-\frac{t}{2}}^{t_0 - \frac{t}{2}} (R_e^2 - r^2 - x^2) dx;$$

$$q = \frac{b}{r_0} \left\{ (R_e^2 - r^2) \left( t_0 - \frac{t}{2} + \frac{t}{2} \right) - \frac{1}{3} \left[ \left( t_0 - \frac{t}{2} \right)^3 + \left( \frac{t}{2} \right)^3 \right] \right\};$$

$$q = \frac{b}{r_0} \left\{ (R_e^2 - r^2) t_0 - \frac{t_0^3}{12} \left[ 4 - \frac{6t}{t_0} + 3 \left( \frac{t}{t_0} \right)^2 \right] \right\};$$

Но так как отношение  $\frac{t}{t_0}$  есть степень перекрытия  $\varepsilon$ , то

$$q = \frac{bt_0}{r_0} \left[ R_e^2 - r^2 - (4 - 6\varepsilon + 3\varepsilon^2) \frac{t_0^2}{12} \right].$$

Учитывая, что  $t_0 = \frac{2\pi r_0}{z}$ , имеем

$$q = \frac{2\pi b}{z} \left( R_e^2 - r^2 - k \frac{t_0^2}{12} \right),$$

где  $k$  – коэффициент, выражающийся следующей зависимостью:

$$k = 4 - 6\varepsilon + 3\varepsilon^2.$$

Переходя к определению теоретической производительности насоса в л/мин, надо  $q$  умножить на  $z$  и  $n$ , а так как  $R_e$ ,  $r$ ,  $t_0$  и  $b$  выражены в мм, то  $q$  надо еще умножить на  $10^{-6}$ . Следовательно:

$$Q_T = 2\pi b n \left( R_e^2 - r^2 - k \frac{t_0^2}{12} \right) \cdot 10^{-6} \left[ \frac{\text{л}}{\text{мин}} \right].$$



Данная формула является общей формулой, справедливой для любой пары шестерен эвольвентного профиля.

Для шестерен с нормальным некорригированным зубом, имеющим высоту головки, равную модулю  $m$  (коэффициент высоты зуба  $f = 1$ ):

$$R_e = \frac{m(z+2)}{2}; r = \frac{mz}{2}; t_0 = m \cos \alpha_0.$$

Для таких шестерен формула принимает такой вид:

$$Q_T = 2\pi b n m^2 \left( z + 1 - k \frac{m^2 \cos^2 \alpha_0}{12} \right) \cdot 10^{-6} \left[ \frac{L}{\text{МИН}} \right].$$

Так как для рассматриваемого нами в дальнейшем диапазоне  $z$  от 8 до 14 среднее значение  $k$  близко к 1,2, то данные формулы могут быть упрощены и принимают следующий вид:

$$Q_T = 2\pi b n (R_e^2 - r^2 - m^2 \cos^2 \alpha_0) \cdot 10^{-6} \left[ \frac{L}{\text{МИН}} \right];$$

$$Q_T = 2\pi b n m^2 (z + \sin^2 \alpha_0) \cdot 10^{-6} \left[ \frac{L}{\text{МИН}} \right].$$

Этими формулами следует пользоваться при расчетах шестеренных насосов, не имеющих конструктивных устройств, обеспечивающих полное использование запираемой полости. Как указано ниже, последней формулой можно пользоваться не только для шестерен с некорригированным зубом при  $f = 1$ , но и для шестерен, имеющих профиль зуба, корригированный по предлагаемому методу, при этом в формулу наодрессто  $z$  подставить число, на единицу больше действительного числа зубьев.

### **Вывод формулы максимальной производительности.**

Максимально возможную теоретическую производительность шестеренного насоса найдем, если к производительности пары зубьев добавим вытесняемый на линию нагнетания объем, запираемый каждой парой зубьев.

Ранее была получена формула для определения подачи пары зубьев

$$q = \frac{2\pi b}{z} \left( R_e^2 - r^2 - k \frac{t_0^2}{12} \right),$$

где

$$k = 4 - 6\varepsilon + 3\varepsilon^2.$$

К этой величине следует добавить вытесняемый одной парой зубьев объем, определяемый формулой

$$q_B = \frac{bt_0^3}{4r_0}(\varepsilon - 1)^2.$$

Или, подставляя в эту формулу  $t_0 = \frac{2\pi r_0}{z}$ , получим

$$q_B = \frac{2\pi b}{z} \cdot \frac{bt_0^2}{4}(\varepsilon - 1)^2.$$

Складывая  $q$  и  $q_B$ , получим максимально возможную подачу парой зубьев

$$q_{\Pi} = q + q_B = \frac{2\pi b}{z} \left[ R_e^2 - r^2 - k \frac{t_0^2}{12} + \frac{t_0^2}{4}(\varepsilon - 1)^2 \right].$$

Или, подставляя вместо  $k$  его значение, получим

$$q_{\Pi} = \frac{2\pi b}{z} \left( R_e^2 - r^2 - \frac{t_0^2}{12} \right).$$

Умножив полученное значение  $q_{\Pi}$  на  $z$  и  $n$ , найдем теоретическую производительность шестеренного насоса в случае полного использования защемленного объема:

$$Q_{\Pi} = \frac{2\pi b}{z} \left( R_e^2 - r^2 - \frac{t_0^2}{12} \right) \cdot 10^{-6} \left[ \frac{\text{л}}{\text{мин}} \right].$$

Тот же результат получили бы, если на участке зацепления первой пары зубьев от точки В до точки Е добавили разность между объемом, нагнетаемым этой парой, и объемом, нагнетаемым за этот период новой парой от точки А до точки D.

### Вывод.

Как итог, мы получили следующие формулы производительности шестеренчатых насосов:

$$Q_T = 2\pi b n m^2 \left( z + 1 - k \frac{m^2 \cos^2 \alpha_0}{12} \right) \cdot 10^{-6} \left[ \frac{\text{л}}{\text{мин}} \right].$$

$$Q_T = 2\pi b n (R_e^2 - r^2 - m^2 \cos^2 \alpha_0) \cdot 10^{-6} \left[ \frac{\text{л}}{\text{мин}} \right];$$

$$Q_T = 2\pi b n m^2 (z + \sin^2 \alpha_0) \cdot 10^{-6} \left[ \frac{\text{л}}{\text{мин}} \right].$$

Из данных формул можно понять, что производительность шестеренчатых насосов в первую очередь зависит от:

- Числа оборотов ротора насоса в минуту;
- Модуля зубчатых колёс;
- Ширины зубчатого венца;
- Числа зубьев зубчатых колес;

Диаметра основной окружности;  
Диаметра окружности головок;  
Угла зацепления основной рейки.

#### Литература

1. Юдин Е.М. Шестеренчатые насосы. Основные параметры и расчет. – Москва: Машиностроение, 1964. – 237 с.
2. Насосы НШ. // ПромКомплектЦентр. [Электронный ресурс]. URL: <https://www.promkomplektcentr.ru/catalog/nasosy-i-nasosnoe-oborudovanie/nasosy-shesterenchatye/nasos-nsh-shesterennyu-maslonasos-dlya-gidravlicheskih-sistem> (дата обращения 17.05.2023).
3. Шестеренчатые насосы для общего применения и тяжелых условий эксплуатации// ТЕХНО-ГРУПП. [Электронный ресурс]. URL: <https://tehno-grupp.com/katalog/nasosy-po-tipu/shesterennyye-nasosy> (дата обращения 17.05.2023).

### Применение общих теорем динамики к силовому расчету механизмов

Студент гр. 10403121 Маршалковский Р.С.

Научный руководитель – доцент Дубовская Е.М.,  
Белорусский национальный технический университет  
Минск, Республика Беларусь

В теории механизмов и машин для силового исследования механизмов традиционно используется метод кинетостатики, основанный на принципе Даламбера [1, 2]. Однако использование этого метода приводит к тому, что такие действенные методы исследования, как общие теоремы динамики, не находят применения в курсе теории механизмов и машин. В статье показано, как можно применить эти теоремы для силового расчета рычажного механизма (рис. 1).

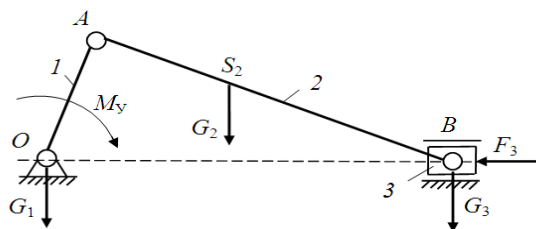


Рисунок 1. Схема кривошипно-ползунного механизма.