

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ОСОБЕННОСТЕЙ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА АКСИАЛЬНО-ШИБЕРНОГО НАСОСА

Описан рабочий процесс аксиально-шиберного насоса. Анализ кинематики и схемы распределения рабочей жидкости показывает, что рабочая жидкость в любой момент времени подается цилиндрической поверхностью только одного шибера, что указывает на равномерность мгновенной подачи.

Аксиально-шиберный насос (рис. 1) фирмы “ЛЮМЕКС” состоит из установленного в корпусе насоса ротора 1 с цилиндрическими шиберами 3, расположенными параллельно оси вращения ротора. Шибер, находясь в роторе, имеет возможность перемещаться в осевом направлении посредством опоры на внешнюю направляющую. Верхняя крышка 2, по свободной посадке входящая в кольцевой паз ротора, выполнена плоской с двумя каналами и имеет две перемычки: ВМТ — на торце в верхней мертвой точке и НМТ — в нижней мертвой точке. Нижняя крышка 5 имеет плоский торец. Траектория движения торца шибера на рис. 1 обозначена 4. Один из торцов ротора имеет кольцевой паз, выполненный на глубину H_{Π} .

Рабочая жидкость через входной канал в крышке 2 поступает в полость всасывания (Вс). При вращения ротора каждый шибер проходит через четыре зоны: перемычка НМТ–полость Вс–перемычка ВМТ–полость нагнетания (Наг)–перемычка НМТ, скользя по торцам крышки и перемычек НМТ и ВМТ.

При сходе с перемычки НМТ шибер, совершая ход всасывания, выдвигается из ротора в полость всасывания и рабочая жидкость заполняет пространство между шиберами. В то же самое время рабочая жидкость через канал в шибере заполняет объем полости, образованной нижним торцом шибера и поверхностью крышки 5. Оба торца

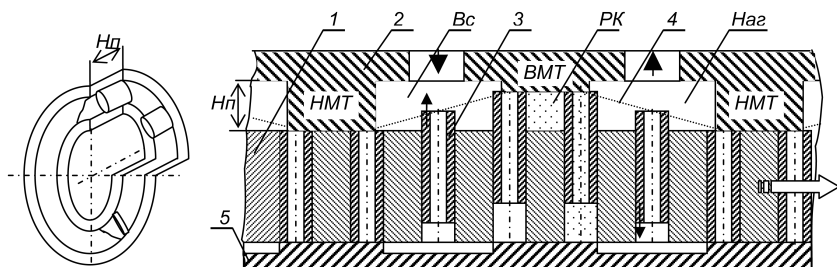


Рис. 1. Вид и развертка ротора по радиусу разности шиберов

шибера во время продольного перемещения не касаются поверхностей перемычки и крышки.

По окончании кинематического перемещения в зоне всасывания верхний торец шибера касается торцевой поверхности перемычки ВМТ. Далее при вращении ротора верхний торец шибера скользит по ней и происходит перенос объема рабочей жидкости (РЖ), заключенного между двумя шиберами, находящимися на перемычке ВМТ. Находясь на перемычке ВМТ шибера не совершает продольных перемещений, а верхний его торец скользит по плоскости перемычки ВМТ.

При сходе одного шибера с перемычки ВМТ и скольжении по ней другого шибера совершается процесс нагнетания, заключающийся в вытеснении объема рабочей жидкости в полость нагнетания. Объем подаваемой жидкости может быть разделен на две части. Первая часть состоит из объема рабочей жидкости, ограниченной двумя цилиндрическими поверхностями смежных шиберов. Вторая часть объема, вытесняемая нижним торцом, — это объем полости, образованный нижним торцом шибера, который был заполнен рабочей жидкостью при выдвигании шибера во время хода всасывания, и торцом крышки. Количество рабочей жидкости, которое было взято из полости всасывания, вытесняется нижним торцом шибера. Рабочая жидкость через выходной патрубок в крышке попадает в линию нагнетания.

Наличие сквозного канала в шибере обеспечивает равенство давлений на его торцах. Это позволяет разгрузить ротор от осевых и радиальных сил и упростить конструкцию.

В результате анализа кинематики и схемы распределения рабочей жидкости выявлено:

— в любой момент времени рабочая жидкость подается только одним шибера, находящимся в зоне перемычки ВМТ, а поэтому неравномерность мгновенной подачи рассматриваемого насоса, определяемая кинематикой, отсутствует, т.е. число шиберов на неравномерность подачи не влияет;

— нечетность и четность числа шиберов также не влияет на неравномерности подачи и силовых факторов;

— минимальное число шиберов 3...4.

Изучение закона изменения подачи насоса позволит определить подачу и другие параметры рабочего процесса насоса, и поэтому начнем с анализа геометрии системы распределения рабочей жидкости по торцам перемычек ВМТ и НМТ и торцов шиберов (рис. 2).

Геометрия системы распределения определяется числом шиберов z ; радиусом разности шиберов в роторе $R_c = 0,5(R_1 + R_2)$, где R_1 и R_2 — наружный и внутренний радиусы кольцевого паза; диаметрами

шибера $d_{ш}$ и канала d_k в нем, обычно $d_{ш} = 2d_k$. Кольцевой паз выполняется шириной $2\delta = R_1 - R_2 < d_{ш}$ для увеличения уплотнительного периметра пары “шибер–кольцевой паз”. Конструктивно ширина кольцевого паза определяется как $\delta = d_{ш}\sqrt{3}/4$.

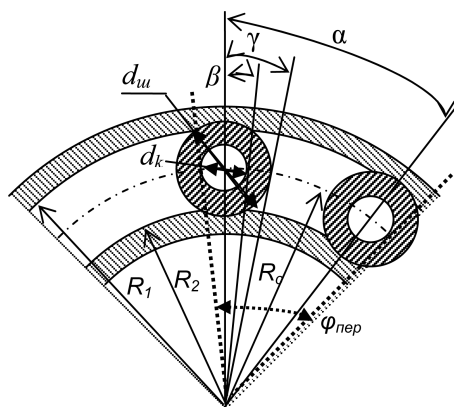


Рис. 2. Геометрия системы распределения

Передаваемый объем жидкости, как было отмечено, состоит из двух основных частей. Объем рабочей жидкости, ограниченный двумя цилиндрическими поверхностями смежных шиберов и находящийся в кольцевом пазе, будем называть верхним передаваемым объемом $V_в$. Объем полости шибера, заполняемой рабочей жидкостью при движении шибера, будем называть нижним передаваемым объемом $V_н$. Также с полостью нагнетания периодически соединяется объем жидкости, находящейся в канале шибера. Этот объем будем называть объемом канала $V_{кан}$, а объем, заключенный между перемычкой и стенками цилиндрического отверстия под шибером в роторе и уносимый из полости нагнетания, — дополнительным объемом $V_{доп}$. Объемы $V_{доп}$ и $V_{кан}$ влияют лишь на полный объем рабочей камеры, но не входят в объем подаваемой рабочей жидкости, так как жидкость в них переносится из одной полости в другую при движении шибера по перемычке как “мертвый” объем.

Получив выражения составляющих передаваемого объема рабочей жидкости можно определить функцию изменения объема рабочей камеры.

В начале участка нагнетания присоединенный объем представляет собой сумму $V_2 = V_{кан} + V_в + V_{сег} - V_{доп}$, т.е. в этот момент к полости нагнетания присоединен сегментный объем как часть нижнего передаваемого объема и только что соединившийся с зоной нагнетания верхний передаваемый объем, а отделяется дополнительный объем $V_{доп}$.

Рассмотрим участок движения шибера от угла β до γ (см. рис. 3). В начале участка присоединенный объем составляет $V_2 = W \pm V_{кан} + V_в + V_{сег} - V_{доп}$, т.е. в этот момент к объему полости нагнетания W присоединены объем канала $V_{кан}$ в крышке 5, сегментный объем $V_{сег}$ как часть нижнего передаваемого объема и только что соединившийся с зоной нагнетания верхний передаваемый объем $V_в$, отделяется дополнительный объем $V_{доп}$. Объем полости нагнетания без каких-либо

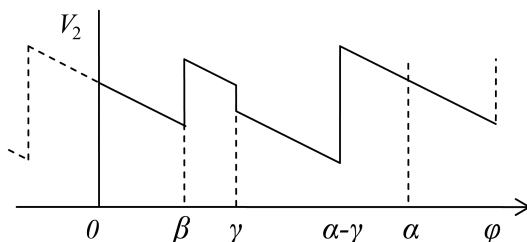


Рис. 4. Изменение присоединяемого объема при повороте вала насоса

На рис. 4 показано суммарное последовательное присоединение к рабочей камере верхнего и нижнего объемов и канала, а также отделение объема канала при возвращении шиберов в зону всасывания.

На рис. 4 приведено графическое изображение полученной в результате аналитических выкладок кусочно-заданной функции изменения объема рабочей камеры (присоединяемый объем V при работе насоса):

$$V_1(\alpha) = W + hr_{\text{ш}}^2 \left[2\pi - k_{\text{сер}} + a(-\beta - \varphi) \sqrt{3} \right], \quad 0 < \varphi < \beta;$$

$$V_2(\alpha) = W + hr_{\text{ш}}^2 \left[\pi - k_{\text{сер}} + a(\alpha - \beta - \varphi) \sqrt{3} \right], \quad \beta < \varphi < \gamma;$$

$$V_3(\alpha) = W + hr_{\text{ш}}^2 \left[-k_{\text{сер}} + a(\alpha - \beta - \varphi) \sqrt{3} \right], \quad \gamma < \varphi < \alpha - \gamma;$$

$$V_4(\alpha) = W + hr_{\text{ш}}^2 \left[2\pi - k_{\text{сер}} + a(\alpha - \beta - \varphi) \sqrt{3} \right], \quad \alpha - \gamma < \varphi < \alpha.$$

Видно, что имеются скачки — два максимума “положительных” (при $\varphi = \beta$ и $\varphi = \alpha - \gamma$) и один “отрицательный”.

Исследование функции изменения объема рабочей камеры проводится в целях определения влияния параметра a на поведение функции изменения объема. Рассмотрим два случая: равенство положительных скачков объема и равенство объемов при экстремумах.

Первый случай обусловлен тем, что при одинаковом рабочем объеме понижение одного из экстремумов ниже уровня общего максимума вызывает повышение другого, а значит и увеличение общих габаритных размеров насоса.

Второй случай при определении влияния параметра a заключается в уравнении объемов, подключаемых к линии нагнетания. В точках $\varphi = \beta$ и $\varphi = \alpha - \gamma$ происходит подключение камер, содержащих жидкость с давлением равным давлению в линии всасывания. Давление в линии нагнетания значительно выше давления в линии всасывания, поэтому появляются так называемые компрессионные пульсации

подачи насоса в момент соединения рабочих камер с полостью нагнетания. За один поворот ротора камеры всасывания и нагнетания подключаются два раза, и для большей равномерности подачи желательно уравнивать объемы подключаемых камер.

Определим, при каких a будут получены оба рассматриваемых варианта. Для этого сначала приравняем положительные скачки объема: $V_B = V_{\text{кан}} + V_H$.

Отсюда получаем уравнение

$$\alpha - \frac{2}{a\sqrt{3}}(\pi + k) = 2 \arcsin \frac{1}{2a}.$$

Допущение, что углы β и γ малы, позволит записать:

$$\beta = \arcsin \beta = 1/2a, \quad \gamma = \arcsin \gamma = 1/a.$$

В результате можно найти приближенное значение параметра a :

$$a = \frac{2\pi + 2k + 2\sqrt{3}}{\alpha\sqrt{3}}.$$

Далее находим значение a , при котором достигается равенство максимумов. Для этого приравниваем значения функций V_2 в точке $\varphi = \beta$ и V_4 в точке $\varphi = \alpha - \gamma$, т.е. $V_2(\beta) = V_4(\alpha - \gamma)$.

С учетом подстановок и допущения малости углов β и γ можно получить следующее выражение: $a = \frac{2\pi + 3\sqrt{3}}{\alpha 2\sqrt{3}}$.

Для двух значений параметра a определяются значения скачков объемов V_B , $V_H + V_{\text{кан}}$, максимумов $V_2(\beta)$ и $V_4(\alpha - \gamma)$ и минимумов $V_1(\beta)$ и $V_3(\alpha - \gamma)$.

Из полученных результатов можно сделать следующие выводы:

1) на значения минимумов объемов параметр a практически не влияет; 2) при уравнивании максимумов объемов они получаются меньше, чем наибольший максимум объема в случае равных скачков; 3) значительные изменения фактически претерпевает только объем V_B .

Отсюда можно заключить, что предпочтительнее вести расчеты для случая равных максимумов, так как это уменьшает габаритные размеры насоса и он используется более рационально.

Для определения функции мгновенной подачи необходимо продифференцировать по времени функцию изменения присоединяемого объема. Это допустимо в рамках предположения, что весь объем рабочей жидкости, вытесненной из рабочей камеры, попадет в линию нагнетания:

$$Q = -\frac{dV_i(\varphi)}{dt} = -\frac{dV_i}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt},$$

где $i = 1, 2, 3$ и 4 .

При исследовании полученных функций dV_i/dt , выявлено, что закон движения шибера не влияет на мгновенную подачу; мгновенная подача без учета сжимаемости рабочей жидкости для всех описанных участков имеет одинаковое значение $Q = \sqrt{3} \cdot ar^2 h \pi n / 30$, где n — частота вращения вала насоса.

Как было показано ранее, рабочая жидкость при переносе из полости всасывания, где сравнительно низкое давление, попадает в полость нагнетания, где давление определяется нагрузкой. При соединении с линией нагнетания объем переносимой жидкости уменьшается вследствие ее сжимаемости. При этом создается обратный ток жидкости из полости нагнетания в переносимый объем. Подача насоса становится неравномерной и могут наблюдаться колебания давления в рабочей камере.

Давление в присоединяемой камере с учетом сжимаемости рабочей жидкости определяется из закона

$$\frac{dp}{E} = \frac{d\rho}{\rho},$$

где dp — изменение давления в камере; E — модуль упругости рабочей жидкости (принимаяем $E = \text{const}$); ρ и $d\rho$ — плотность рабочей жидкости и ее изменение.

Учитывая обратный ток жидкости, изменение давления в камере можно описать уравнением

$$\frac{dp}{dt} = -\frac{E}{V_i} q,$$

где $q = \sigma(\theta) \sqrt{p_{\text{наг}} - p_\varphi}$ — расход обратного тока; $\sigma(\theta)$ — проводимость и θ — угловая протяженность канала обратного тока; $p_{\text{наг}}$ и p_φ — давления в полости нагнетания и присоединяемой камере; ρ — плотность рабочей жидкости.

Введя $d\varphi/dt = \omega$ и разделив переменные, получим дифференциальное уравнение $\frac{dp}{\sqrt{p_{\text{наг}} - p_\varphi}} = \frac{1}{\omega} \frac{E}{V_i} \sigma(\theta) d\varphi$, частное решение которого можно представить в виде:

$$p_\varphi = p_{\text{наг}} - \left(\sqrt{p_{\text{наг}}} - \frac{E\sigma(\theta)}{\omega V_i} \varphi \right)^2 = \varphi \frac{E\sigma(\theta)}{\omega V_i} \left(2\sqrt{p_{\text{наг}}} - \frac{E\sigma(\theta)}{\omega V_i} \varphi \right).$$

Из полученного решения видно влияние проводимости канала $\sigma(\theta)$ и объема полости нагнетания V_i на давление в присоединяемой камере.

На рис. 5 проиллюстрирован закон изменения мгновенной подачи во время нагнетания рабочей жидкости, определенный для $\sigma(\theta) \rightarrow \infty$ ($\theta \approx 0$ — мгновенное открытие присоединяемой камеры) и $\sigma = \sigma_{\text{дейст}}$ (штриховая кривая, выполнена профилированная канавка).

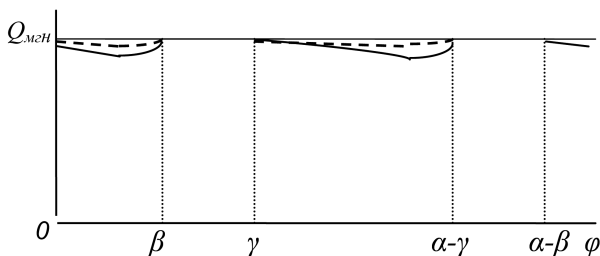


Рис. 5. Изменение мгновенной подачи во время хода нагнетания (сплошная линия – $\sigma(\theta) \rightarrow \infty$; штриховая – $\sigma_{дейст}$)

Численная оценка неравномерностей мгновенной подачи, определенные по формуле $\sigma = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\text{ср}}}$, соответствуют 0,031 и 0,012.

Проведенные исследования особенностей рабочего процесса аксиально-шиберного насоса показывают, что рассмотренная схема насоса обеспечивает равномерную безударную подачу рабочей жидкости.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Stroganov A. A., Volkov Y. M. and Ryadnov S. A. Active and adaptive annihilation of the pressure pulsations in the vane-in-groove pumps, 2005.
2. Stroganov A. A., Volkov Y. M. New adaptive rotor in the vane-in-groove pumps: significant reduction of the mechanical losses, 2005.
3. Зайченко И. З., Мышлевский Л. М. Пластинчатые насосы и гидромоторы. – М.: Машиностроение, 1970.
4. Башта Т. М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. – М.: Машиностроение, 1982.
5. Основы теории и конструирования объемных гидropередач / А.В. Кулагин и др. – М.: Высшая школа, 1968.
6. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод / В.Н. Прокофьев и др. – М.: Машиностроение, 1969.

Статья поступила в редакцию 26.12.2006

Олег Филиппович Никитин, родился в 1936 г., окончил МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1960 г. Канд. техн. наук, доцент каф. Э10 МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор 25 научных работ в области машиностроения, гидроприводов и гидравлических машин.

O.F. Nikitin (b. 1936) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1960. Ph. D. (Eng.), assoc. professor of “Technology of Processing by Pressure” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of 25 publications in the field of mechanical engineering, hydraulic drives and machines.

Николай Андреевич Сафонов, родился в 1985 г., студент 5-го курса МГТУ им. Н.Э. Баумана.

N.A. Safonov (b. 1985) – student of the Bauman Moscow State Technical University.

Андрей Олегович Хорев, родился в 1986 г., студент МГТУ им. Н.Э. Баумана.

A.O. Khorev (b. 1986) – student of the Bauman Moscow State Technical University.