

4. Романенко П.Н., Башкирцев М.П., Светашов И.Т. Пожарная профилактика систем отопления и вентиляции. М.: Высшая школа МВД СССР, 1973.
5. Методика оценки пожарной опасности и взрывоопасности теплогенерирующих установок, работающих на жидком топливе. М., 1972.

*О. Бугаёв, В. Колесник*

#### **Система автоматического мониторинга параметров техногенно небезопасных объектов**

В статье рассмотрена система, которая обеспечивает постоянный сбор информации, наблюдения и контроль за технологическими параметрами техногенно и естественно опасных объектов, с целью раннего выявления угрозы возникновения чрезвычайных ситуаций и обеспечения максимально возможного интервала времени для выполнения соответствующих действий службами реагирования на чрезвычайную ситуацию.

*О. Bugayov, V. Kolesnik*

#### **Automatic monitoring system of the parameters technogenic dangerous objects**

The system, that provides permanent collection of information, supervisions and control after technological parameters technogenic and naturally dangerous objects, is considered in the article, with the purpose of early exposure of threat of origin of emergencies and providing of maximally possible time domain for implementation of corresponding actions services of reacting on an emergency.

Одержано 18.10.12

УДК 621.664

**Ю.В. Кулешков, проф., канд. техн. наук, К.Ю. Кулешкова, асп., Т.В. Руденко, канд. техн. наук, М.В. Красота, доц., канд. техн. наук**  
*Кировоградский национальный технический университет*

## **Физическая и математическая модели повышения давления рабочей жидкости в шестеренном насосе**

В работе рассмотрены пути повышения давления, развиваемого шестеренным насосом. Предложена физическая модель, предполагающая, что давление, развиваемого шестеренным насосом определяется внутренним гидравлическим сопротивлением насоса. Получено уравнение, описывающее указанную физическую модель. В качестве основных способов повышения технического уровня насосов по давлению предложены ряд направлений повышения внутреннего гидравлического сопротивления насоса.

**шестеренный насос, давление насоса, внутреннее гидравлическое сопротивление, внутренние утечки**

Давление, которое способен развивать объемный насос, определяет технический уровень насоса и гидросистемы в целом. Следовательно, повышение давления, создаваемого насосом, является важной задачей машиностроительного производства.

Потребляемая шестеренным насосом (НШ) механическая мощность, непосредственно преобразуемая в гидравлическую энергию потока рабочей жидкости (РЖ) под давлением, может быть найдена из зависимости:

$$N_n = \frac{p Q_\phi}{\eta_{mex} \eta_V}, \quad (1)$$

где  $p$  - развиваемое насосом давление, Па;

$Q_\phi$  - фактическая подача насоса, м<sup>3</sup>/с;

$\eta_V$  - коэффициент подачи НШ;

$\eta_{mex}$  - механический КПД НШ.

Теоретическую подачу насоса можно определить, как

$$Q_m = V_0 n, \quad (2)$$

где  $V_0$  - рабочий объем насоса (РОН), м<sup>3</sup>;

$n$  - частота вращения НШ, об/с;

Теоретическая подача насоса через угловую скорость определяется в соответствии с зависимостью

$$Q_m = V_0 \frac{\omega}{2\pi}, \quad (3)$$

где  $\omega$  - угловая скорость, рад/с или с<sup>-1</sup>.

Тогда зависимость (1) можно выразить через теоретическую подачу в виде

$$N_n = \frac{p}{\eta_{mex}} Q_m \eta_V. \quad (4)$$

Или с учетом зависимости (3), имеем

$$N_n = \frac{p}{\eta_{mex}} V_0 \frac{\omega}{2\pi} \eta_V. \quad (5)$$

Коэффициент подачи, можно записать как отношение вида

$$\eta_V = \frac{V_0 - q_{ym1}}{V_0} = 1 - \frac{q_{ym1}}{V_0}, \quad (6)$$

где  $q_{ym1}$  - объем утечек за один оборот НШ, м<sup>3</sup>;

$V_0$  - РОН, м<sup>3</sup>.

Тогда, подставив в (5) зависимость коэффициента подачи из (6), получим

$$N_n = \frac{p}{\eta_{mex}} \frac{\omega}{2\pi} (V_0 - q_{ym1}). \quad (7)$$

Откуда, найдем, что

$$p = \frac{2 \pi \eta_{mex} N_n}{\omega (V_0 - q_{ym1})} \quad (8)$$

или

$$p = \frac{\eta_{mex} N_n}{\frac{\omega}{2\pi} (V_0 - q_{ym1})} = \frac{\eta_{mex} N_n}{n (V_0 - q_{ym1})}. \quad (9)$$

И через крутящий момент

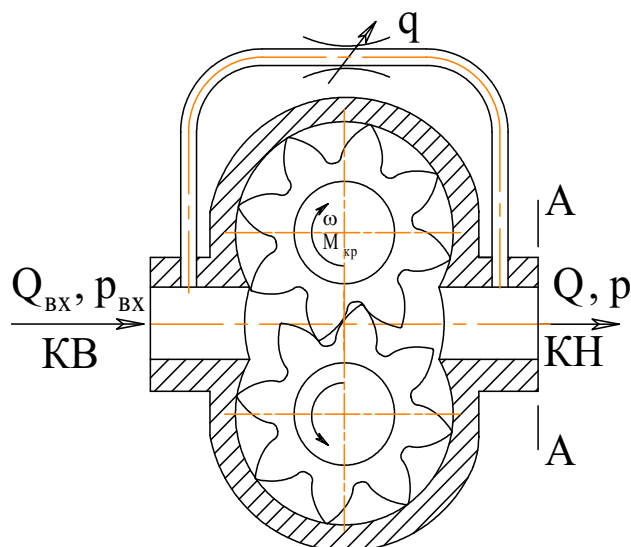
$$p = \frac{2 \pi M \eta_{mex}}{V_0 \eta_v}. \quad (10)$$

### Физическая и математическая модель повышения давления в НШ

Определим необходимые и достаточные условия для перекачивания РЖ НШ под давлением.

На рис. 1 представлена схема, позволяющая объяснить, как создается давление в

НШ в ответ на внешнюю нагрузку.



KB – камера всасывания; KM – камера нагнетания,  $q$  – внутренние утечки РЖ  
Рисунок 1 - Схема создания давления в шестеренном насосе

Необходимым условием для перекачивания РЖ под давлением является подведение механической энергии к НШ.

Обратившись к модели НШ, представленной на рис. 1 проведем плоскость А – А в произвольном сечении в камере нагнетания. В соответствии с законом Паскаля давление передается одинаково по всем направлениям, а поэтому давление вправо от плоскости А – А передается к гидромотору на преодоление внешней нагрузки, а влево от плоскости А – А воспринимается внутренним гидравлическим сопротивлением НШ. Тогда давление, развиваемое НШ равно падению давления на внутренних гидросопротивлениях. Его можно определить в соответствии с выражением

$$p_{\max} = \sum_{i=1}^n G_{\text{внт}i} q_{\text{ут}i}, \quad (11)$$

где  $G_{\text{внт}i}$  -  $i$ -е внутреннее гидросопротивление через  $i$ -е сопряжение НШ;  
 $q_{\text{ут}i}$  - объем утечек через  $i$ -е сопряжение НШ.

Это уравнение следует считать основным, определяющим развиваемое НШ максимальное давление.

Аналог закона Ома в гидравлике можно сформулировать следующим образом: фактический расход жидкости с одной стороны и объем внутренних утечек (ВУ) с другой стороны между двумя фиксированными сечениями потока пропорционален перепаду давления между этими сечениями и обратно пропорционален гидравлическому сопротивлению этого участка. Аналитически эта зависимость может быть представлена в виде

$$Q_{\phi} = \frac{p}{G_{\text{внт}i}}, \quad (12)$$

где  $p$  - перепад давления между сечениями потока жидкости, Па,  
 $G_{\text{внт}i}$  - внешнее гидравлическое сопротивление, определяемой нагрузкой и сопротивлением трубопроводов.

По аналогии с (12) можно записать для ВУ в насосе -  $q_{\text{ут}}$

$$q_{ym} = \frac{p}{G_{внт}}. \quad (13)$$

Исходя из выражений (12) и (13) можем записать, что важнейшим условием работоспособности насоса является выполнение условия

$$Q_{\phi} G_{внш} = q_{ym} G_{внт}, \quad (14)$$

где  $Q_{\phi}$  - фактическая подача насоса, м<sup>3</sup>/с;

$q_{ym}$  - внутренние утечки РЖ, м<sup>3</sup>/с;

$G_{внш}$  - внешнее гидравлическое сопротивление, Па с/м<sup>3</sup>;

$G_{внт}$  - внутренне гидравлическое сопротивление насоса, Па с/м<sup>3</sup>;

Из выражения (13) получим зависимость для давления, которое может развить НШ

$$p = q_{ym} G_{внт}. \quad (15)$$

Физическая сущность зависимости (15) состоит в том, что развиваемое НШ давление пропорционально внутреннему гидравлическому сопротивлению  $G_{внт}$  насоса на пути ВУ через зазоры в сопряжениях деталей насоса.

Из зависимости (13) и (15) и рис. 1 видим, что уменьшая гидравлическое сопротивление ВУ НШ -  $G_{внт}$  возможно достичь такого момента, при котором насос будет не в состоянии преодолеть внешнюю нагрузку. В этот момент внешнее и внутреннее ГС выровняются  $G_{внт} = G_{внш}$ , в результате чего станут равны подача и ВУ, т.е. будет выполняться условие  $Q_{\phi} = q_{ym}$ , что является аналогом отсутствия подачи РЖ. При этом, вся механическая энергия, подводимая к насосу, будет преобразовываться во внутреннюю энергию РЖ – идти на ее нагрев.

Из зависимости (15) и рис. 1 видим, что наоборот увеличивая гидравлическое сопротивление ВУ НШ -  $G_{внт} \rightarrow \infty$ , тем самым возможно добиться снижения ВУ  $q_{ym} \rightarrow 0$ , что даст возможность увеличить давление, развиваемое насосом  $p \rightarrow \infty$  и теоретически, считая РЖ несжимаемой, исключить преобразование механической энергии во внутреннюю.

Представим зависимость (14) в виде

$$\frac{Q_{\phi}}{q_{ym}} = \frac{G_{внт}}{G_{внш}}. \quad (16)$$

Из зависимости (16) видим, что фактическая подача НШ при данном давлении, во столько раз больше ВУ, во сколько раз внутреннее гидравлическое сопротивление насоса больше внешнего. При этом внешнее сопротивление определяется нагрузкой на гидромотор. Отсюда следует, что, уменьшая объем суммарных ВУ путем увеличения внутреннего гидросопротивления, тем самым увеличиваем отношение вида:  $\frac{Q_{\phi}}{q_{ym}}$ , что

по своей сути является увеличением коэффициента подачи (КП) насоса.

С учетом того, что

$$Q_{\phi} = Q_m \eta_v \quad \text{и} \quad q_{yt} = Q_m (1 - \eta_v)$$

из выражения (14) получаем

$$\eta_v = \frac{G_{внт}}{G_{внш} + G_{внт}}; \quad (17)$$

$$\eta_v = \frac{1}{\frac{G_{внш}}{G_{внт}} + 1}. \quad (18)$$

Из выражения (18) следует, что чем больше внутреннее гидравлическое сопротивление НШ -  $G_{внт}$ , тем выше КП НШ. Следует отметить, что современные НШ обладают внутренним гидравлическим сопротивлением, которое больше внешнего не менее чем на порядок.

**Анализ влияния гидравлического сопротивления внутренним утечкам на повышение давления, развиваемого НШ**

Анализ многочисленных научно-технических источников [1-10] показал, что математические модели внутренних утечек рабочей жидкости в НШ были получены путем частных решений системы уравнений Навье–Стокса путем значительного упрощения исходной системы и введением ряда ограничений. В результате были получены зависимости, представленные в табл. 1.

Из приведенных зависимостей (19)-(25) видим, что с целью уменьшения ВУ и соответственно повышения давления, развиваемого НШ необходимо стремиться к проектированию щелей в сопряжениях НШ прямоугольного сечения (см. (15), (27)), в которых коэффициент  $k$ , характеризующий геометрические особенности зазора и входящий в знаменатель (19)-(25) - равен максимальному значению  $k = 48$ .

Поскольку в знаменатель выражений (19) - (25) входит длина щели -  $l$ , то следующей рекомендацией снижения ВУ в НШ будет увеличение длины щели на пути ВУ.

Уменьшение ширины щели -  $b$ , как следует из (19) - (25) также будет способствовать уменьшению ВУ и повышению давления РЖ, развиваемого НШ.

Из приведенных зависимостей (19)-(25) следует, что при использовании РЖ с высокой вязкостью ВУ будут уменьшаться пропорционально, а, значит, будет расти и давление, развиваемое НШ. Но чрезмерное увеличение вязкости РЖ может привести к существенным потерям на всасывании, т.е. к снижению объемного КПД НШ.

Таблица 1 - Зависимости для определения внутренних утечек через зазоры в сопряжениях деталей НШ

Наименование зазора, через который направлены внутренние утечки	Зависимость	№ формулы
Торцовый зазор – $\delta_1$ в сопряжении «торец шестерни – торец втулки»	$q_1 = \frac{\Delta p \cdot \delta_1^3 \cdot (\beta_{не} + \beta_{вс})}{12\mu \cdot \ln \frac{R_i}{r_u}}$	(19)
Радиальный зазор – $\delta_2$ вдоль периметра в сопряжении «шестерня - корпус» (окружные утечки)	$q_2 = \left( \frac{\Delta p \cdot \delta_2^3}{12\mu \cdot l_2} - \frac{R_e \cdot \omega \cdot \delta_2}{2} \right) \cdot b$	(20)
Зазор через плоский зазор в сопряжении зубьев шестерен между собой по эвольвентным профилям - $\delta_3$	$q_3 = \frac{\Delta p \cdot b_3 \cdot \delta_3^3}{48\mu \cdot l_3}$	(21)
Цилиндрический зазор вдоль периметра сопряжения «втулка - корпус» - $\delta_4$	$q_4 = \frac{\Delta p \cdot L_4 \cdot \delta_4^3}{12\mu \cdot l_4}$	(22)

Цилиндрический зазора в сопряжении «цапфа-втулка» - $\delta_5$ при движения жидкости вдоль оси	$q_5 = \frac{\Delta p \cdot \pi \cdot r_e \cdot \delta_5^3}{12\mu \cdot l_5}$	(23)
Плоский зазор - $\delta_6$ в сопряжении стыков втулок	$q_6 = \frac{\Delta p \cdot b_6 \cdot \delta_6^3}{48\mu \cdot l_6}$	(24)
Закон Гагена — Пуазейля, определяющий расход в тонкой цилиндрической трубе круглого сечения	$q_7 = \frac{\pi \Delta p \cdot R \cdot R^3}{8 \mu \cdot l} = \frac{\pi \Delta p \cdot R^4}{8 \mu \cdot l}$	(25)

где  $q_i$  - объем внутренних утечек рабочей жидкости через зазоры, в соответствующем сопряжении НШ ( $i = 1, 2 \dots 6$ ), м<sup>3</sup>/с;

$\Delta p$  - перепад давления в сопряжениях насоса, Па;

$\delta_i$  - величина зазора в соответствующем  $i$ -м сопряжении ( $i = 1, 2 \dots 6$ ), м;

$\mu$  - коэффициент динамической вязкости РЖ, Па с;

$l_i$  - длина щели в соответствующем  $i$ -м сопряжении деталей насоса ( $i = 1, 2, 3 \dots 6$ ), м;

$r_b$  - радиус отверстия втулки, м;

$b_i$  - ширина щели в соответствующем  $i$ -м сопряжении деталей насоса ( $i = 1, 2, 3 \dots 6$ ), м;

$L$  - периметр сопряжения «корпус - втулка», м;

$z$  - число зубьев шестерен, м;

$l_2$  - длина дуги зуба на внешнем радиусе венца шестерни  $R_e$ , м;

$R_e$  - внешний радиус венца шестерни, м;

$R_i$  - радиус впадин шестерни, м;

$\beta_{нт}$  - угол нагнетания, град;

$\beta_{вс}$  - угол всасывания, град;

$R$  - радиус трубки круглого сечения, м.

Обращает внимание зависимость (20), в которую входит вязкая составляющая ВУ, препятствующая ВУ НШ. Из (20) следует, что при увеличении частоты вращения НШ вязкая составляющая возрастает, что способствует уменьшению ВУ и соответственно росту давления, развиваемого НШ. Но чрезмерное увеличение частоты вращения может отрицательно сказаться на объемном КПД НШ из-за уменьшения времени на стадии всасывания РЖ в НШ.

Отдельно остановимся на величине зазора -  $\delta$ , который входит в формулы (19)–(25) в третьей степени и определяется, в первую очередь, точностью изготовления деталей и точностью сборки НШ.

Обратим внимание также на понятие гидравлической шероховатости, увеличение которой может повысить гидравлическое сопротивление соответствующих щелей в сопряжениях деталей НШ.

Из вышеизложенного видим, что существует целый ряд параметров, изменяя которые в нужном направлении можно повышать внутреннее гидросопротивление НШ, что обеспечивает повышение давления, развиваемого НШ.

Рассмотрим некоторые из них. Зависимость для определения внутренних утечек в НШ в самом общем виде можно представить в виде  $q = \frac{\Delta p \cdot b \cdot \delta^3}{k \cdot \mu \cdot l}$ . Тогда объем

внутренних утечек за один оборот НШ составит

$$q_{yml} = \frac{\Delta p \cdot \delta_{эkv}^3 \cdot b}{n \cdot k \cdot \mu \cdot l}, \quad (26)$$

где  $\delta_{эkv}^3$  - эквивалентный зазор, м

Подставляя в зависимость (9) значение внутренних утечек в общем виде за один оборот НШ из формулы (26), получим

$$p = \frac{\eta_{mex} N_n}{n \left( V_0 - \frac{p \cdot \delta_{эkv}^3 \cdot b}{n \cdot k \cdot \mu \cdot l} \right)}, \quad (27)$$

Откуда получим квадратное уравнение относительно давления -  $p$

$$p^2 \cdot \delta_{эkv}^3 \cdot b - k \cdot \mu \cdot l \cdot n V_0 \cdot p - k \cdot \mu \cdot l \cdot \eta_{mex} \cdot N_n = 0 \quad (28)$$

Действительное решение уравнения (28) имеет вид

$$p = \frac{\sqrt{\mu \cdot k \cdot l (\mu \cdot k \cdot l \cdot V_0^2 \cdot n^2 + 4 \cdot \eta_{mex} \cdot N_n \cdot b \cdot \delta_{эkv}^3)} + V_0 \cdot \mu \cdot k \cdot l \cdot n}{2 \cdot b \cdot \delta_{эkv}^3} \quad (29)$$

Воспользовавшись равенством (29) построим графики зависимости давления от внутренних параметров НШ для насоса типа НШ-32 ЗУК при следующих значениях параметров

- эквивалентный зазор  $\delta_{эkv} = 0,20 \cdot 10^{-3}$  , м;
- коэффициент  $k = 48$  ;
- динамическая вязкость РЖ  $\mu = 0,054$  Па·с;
- суммарная длина зазоров НШ  $l = 3 \cdot 10^{-3}$  м;
- суммарная ширина зазоров НШ  $b = 163 \cdot 10^{-3}$  м;
- мощность, развиваемая НШ  $N = 25000$  Вт;
- номинальная частота вращения НШ  $n = 40$  об/с;
- механический КПД НШ  $\eta_{mex} = 0,9$ ;
- рабочий объем НШ  $V_0 = 32 \cdot 10^{-6}$  м<sup>3</sup>.

На рис. 2 представлена зависимость давления, развиваемого НШ от эквивалентного зазора -  $\delta_{эkv}$  в сопряжениях насоса.

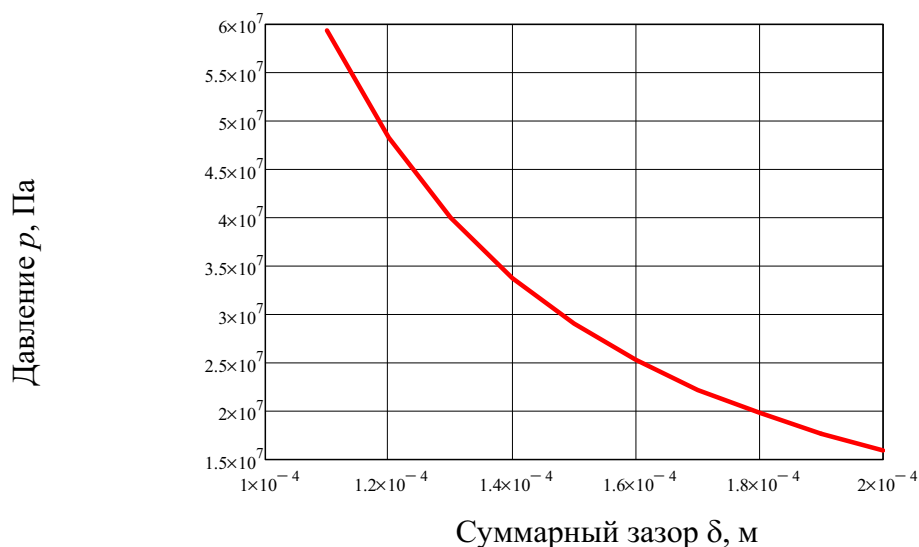


Рисунок 2 - Зависимость давления, развиваемого НШ, от суммарного зазора в сопряжениях насоса

Из рис. 2 видим, что зависимость давления от суммарного зазора -  $\delta$  отображается кубической параболой.

При значении суммарного зазора -  $\delta = 0,20 \cdot 10^{-3}$  м, НШ развивает номинальное для данного НШ-32 ЗУК давление  $p = 16$  МПа.

На рис. 3 представлена зависимость давления, развиваемого НШ от динамической вязкости РЖ.

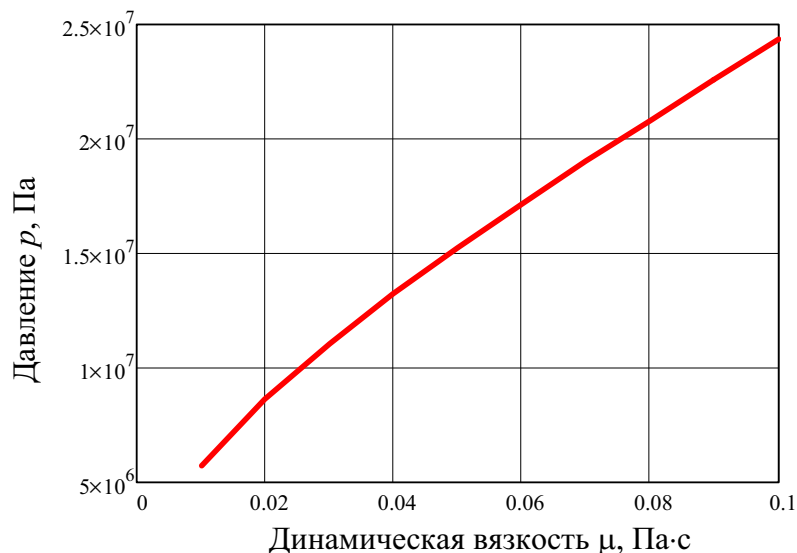
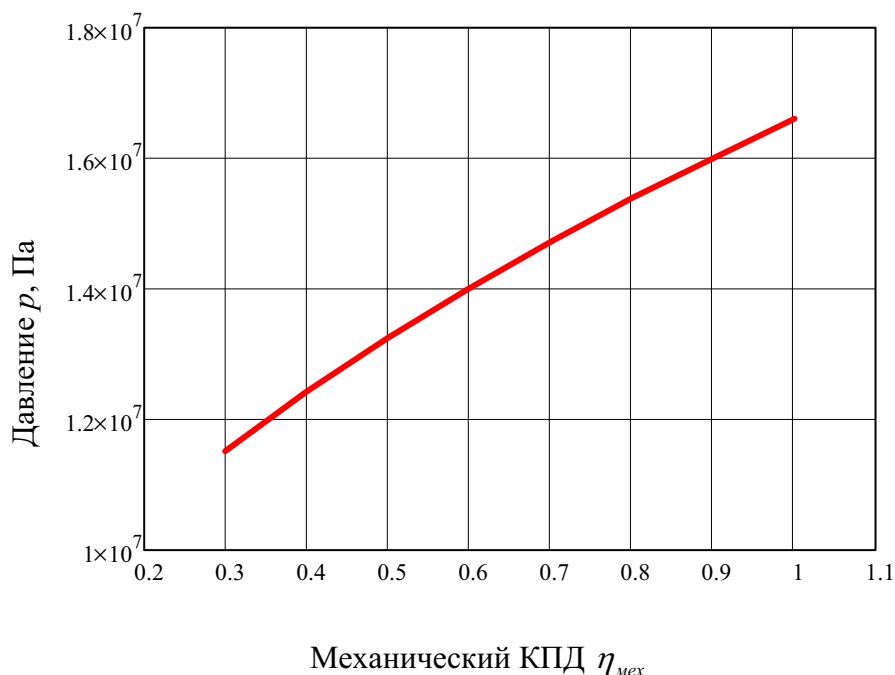


Рисунок 3 - Зависимость давления, развиваемого НШ от динамической вязкости РЖ

Из рис. 3 видим, что зависимость давления от динамической вязкости отображается возрастающей нелинейной зависимостью. При динамической вязкости  $\mu = 0,054$  Па·с, НШ развивает номинальное для данного типоразмера насоса давление  $p = 16$  МПа.

На рис. 4 представлена зависимость давления, развиваемого НШ от механического КПД НШ.



Механический КПД  $\eta_{мех}$

Рисунок 4 - Зависимость давления, развиваемого НШ от механического КПД  $\eta_{мех}$



Из рис. 4 видим, что с ростом механического КПД, давление, развиваемое НШ возрастает по нелинейной зависимости. При механическом КПД  $\eta = 0,9$ , НШ развивает номинальное для данного типоразмера насоса давление  $p = 16$  МПа. Таким образом, работоспособность НШ, в частности, развиваемое насосом давление всецело определяется внутренним гидравлическим сопротивлением насоса. В свою очередь, гидравлическое сопротивление определяется состоянием и величиной зазоров, сопрягаемых деталей, через которые и происходят ВУ РЖ в насосе. Это условие является достаточным для создания давления рабочей жидкости в НШ и в насосе объемного типа вообще.

#### **Выводы**

1. Нашли дальнейшее развитие физическая и математическая модели, формулирующие условия повышения давления в процессе подачи РЖ НШ. Для повышения давления, развиваемого насосом, необходимо повысить гидросопротивления внутренним утечкам через зазоры в сопряжениях деталей насоса. Это, в свою очередь, приведет к уменьшению внутренних утечек насоса и повышению его коэффициента подачи.

2. Подача НШ при определенном давлении во столько раз больше внутренних утечек, во сколько раз гидросопротивление внутренним утечкам больше сопротивления внешней нагрузке.

3. Предложен целый ряд мер, способствующих повышению давления насоса путем повышения внутреннего гидросопротивления, которые позволят снизить внутренние утечки и повысить коэффициент подачи НШ.

#### **Список литературы**

1. Машиностроительный гидропривод / [Прокофьев В.Н., Кондаков Л.А., Никитин Г.А. и др.]. – М.: Машиностроение, 1978. – 495 с.
2. Основы теории и конструирования объемных гидропередач / [Кулагин Л.В., Демидов Ю.С., Прокофьев В.Н., Кондаков А.А.]; под ред. д.т.н., проф. В.Н Прокофьева. – М.: Высшая школа, 1968. – 399 с.
3. Башта Т.М. Расчеты и конструкция самолетных гидравлических устройств / Башта Т.М. – [3-е изд. перераб. и доп.] – М.: Гос. научно-технич. издат. Оборонгиз, 1961. – 475 с.
4. Рыбкин Е.А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков / Рыбкин Е.А., Усов А.А. – Г.: Машгиз, 1960. – 189 с.
5. Осипов А.Ф. Объемные гидравлические машины коловратного типа / Осипов А.Ф. // Теория, конструкция, проектирование. – М.: Машиностроение, 1971. – 207 с.
6. Леонов А.Е. Насосы гидравлических систем и машин / Леонов А.Е. – М.-К.: Машгиз, 1960 – 226 с.
7. Кудрявцев П.Р. Исследование характера износа деталей и ремонтоспособности шестеренных насосов типа НШ. / Кудрявцев П.Р. // Труды ГОСНИТИ. - М.:, 1964. т. 4 с. 77 -93.
8. А.Ф. Осипов. Объемные гидравлические машины. М., / А.Ф. Осипов. - «Машиностроение», 1966 – 159 с.
9. Ибрагимов Р.А. Исследование влияния продолжительности эксплуатации шестеренного насоса типа НШ-УР на его объемный КПД. / Ибрагимов Р.А. // Гидросистемы и приводы машин для хлопководства. Труды ТИИИМСХ, вып. 115, Ташкент 1981.– С. 29 – 66.
10. Кулешков Ю.В. Технология ремонта шестеренных насосов путем восстановления его шестерен пластическим деформированием. Дисс. на соиск. ученой степени канд. техн. наук. / Кулешков Юрий Владимирович. - Саратов СИМСХ, 1990. – 372 с.

*Ю. Кулешков, К. Кулешкова, Т. Руденко, М. Красота*

#### **Фізична і математична моделі підвищення тиску робочої рідини в шестеренному насосі**

У роботі розглянуті шляхи підвищення тиску, що розвивається шестеренним насосом. Запропоновано фізичну модель, яка передбачає, що тиск, який розвивається шестеренним насосом, визначається внутрішнім гідравлічним опором насоса. Отримано рівняння, яке описує вказану фізичну

модель. Запропоновані способи підвищення технічного рівня шестеренного насоса по тиску спрямовані на підвищення внутрішнього гідравлічного опору насоса.

*Y.Kuleshkov, K.Kuleshkova, T. Rudenko, M. Krasota*

**A physical and mathematical models of increase of pressure of working liquid is in a cog-wheel pump**

In the examined ways to increase the pressure supplied by gear pump. As a physical model put forward the position that the pressure supplied by gear pump is an internal hydraulic resistance pump. Suggested an analytical expression, describing dependence, отображающего specified physical model.

Получено 10.10.12