

Р.А. Осин, инж., Ю.В. Кулешков, проф., канд. техн. наук, Т.В. Руденко, доц., канд. техн. наук, А.А Матвиенко, инж.

Кировоградский национальный технический университет

## Анализ известных методов повышения подачи шестеренных насосов

В предлагаемой статье приведены результаты анализа известных методов повышения подачи и удельной подачи шестеренного насоса. Также проанализированы литературные источники, в которых содержатся сведения о принципах нагнетания рабочей жидкости, о зависимостях для определения подачи, о степени влияния параметров зубчатого зацепления на увеличение подачи, о критериях оценки совершенства зубчатого зацепления шестерен с точки зрения повышения подачи, о методах повышения подачи, которые реализованы в конструкциях существующих шестеренных насосов.

**шестеренный насос, рабочая жидкость, зубчатое зацепление, эвольвентный профиль, подача, удельная подача**

Одним из основных параметров любого насоса объемного типа, в том числе и шестеренного, является развиваемая мощность, которая определяется зависимостью:

$$N = P \cdot Q, \quad (1)$$

где  $P$  - развиваемое шестеренным насосом давление, Па;

$Q$  - подача шестеренного насоса, м<sup>3</sup>/с.

Поскольку давление на данный момент развития техники есть стандартной величиной, то на первое место выходит подача насоса, которая является одной из основных технических характеристик шестеренного насоса (НШ), во многом определяющая величину преобразуемой НШ энергии. О важности этого параметра говорит уже тот факт, что в обозначение НШ обязательно входит рабочий объем насоса (РОН), выражаемый в см<sup>3</sup>. Подача зависит от РОН и от частоты вращения НШ:

$$Q = q \cdot n, \quad (2)$$

где  $Q$  - подача насоса, см<sup>3</sup>/с;

$q$  - рабочий объем насоса, см<sup>3</sup>;

$n$  - частота вращения приводного вала насоса, об/с.

А поэтому исследования, направленные на повышение подачи НШ, всегда являются актуальными.

*Целью исследования* является определение технического уровня и перспектив совершенствования шестеренного насоса в направлении повышения подачи.

*Состояние вопроса, технический уровень шестеренных насосов по подаче.*

При исследовании этого вопроса искали первоисточники, в которых содержится сведения, дающие ответ на вопросы:

- о моделях, описывающих принцип нагнетания рабочей жидкости (РЖ) в НШ;
- о математических моделях и зависимостях для определения подачи РЖ в НШ;
- о зависимостях и степени влияния параметров зубчатого зацепления (ЗЗ) на увеличение подачи НШ;
- о критериях оценки совершенства ЗЗ шестерен, с точки зрения повышения

подачи;

- о методах повышения подачи, которые реализованы в конструкциях существующих НШ;

- о методах расчета ЗЗ НШ, которые направлены на повышение подачи.

Традиционно подачу НШ повышают, увеличивая РОН НШ путем увеличения размеров его рабочих элементов - шестерен. В литературе встречается более полутора десятков формул для определения подачи НШ [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7].

Результаты теоретических исследований, отображающие зависимость подачи НШ от параметров зубчатого зацепления Т.М. Башта предлагает представить в виде [9]:

$$q_1 = 4 z^2 m^2 \cos \alpha_0 \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \alpha} \left( 1 - \frac{1}{z} - \frac{\cos^2 \alpha_0 \operatorname{tg}^2 \alpha}{3} \right), \quad (3)$$

где  $m$  - модуль зацепления, мм;

$\alpha$  - угол зацепления, град;

$\alpha_0$  - угол исходного профиля, град;

$b$  - ширина венца шестерни, мм;

$z$  - число зубьев шестерен.

Анализируя зависимость (3) видим, что подача НШ пропорциональна квадрату модуля зацепления и квадрату количества зубьев шестерен.

В работе [11] представлена упрощенная зависимость для определения подачи НШ вида:

$$Q = 2 \pi n b m^2 (z + 1). \quad (4)$$

Анализ полученной зависимости (4) показывает, что подача НШ пропорциональна квадрату модуля зацепления и числу зубьев шестерен в первой степени.

Анализ известных методов расчета подачи НШ, проведенный в работе [12], показал, что наиболее точно определить подачу НШ можно по тем зависимостям, которые отображают принцип работы НШ. Автор [12] рекомендует для точного расчета РОН использовать следующие модели:

$$q = 0,5 \pi b \left( D_e^2 - d^2 - \frac{t_o^2}{3} \right), \quad (5)$$

$$q = 2 b z (S_w - 0,5 S_{v \min}), \quad (6)$$

где  $S_w$  - площадь межзубовой впадины (МЗВ), мм<sup>2</sup>;

$S_{v \min}$  - площадь минимального объема отсеченной полости (ОП), мм<sup>2</sup>.

Для дальнейшего анализа выпишем зависимости взаимосвязи основных элементов ЗЗ от исходных параметров:

- диаметр основной окружности:

$$d_0 = m z \cos \alpha_0; \quad (7)$$

- наружный диаметр шестерен:

$$D_e = \frac{d_0}{\cos \gamma_e}, \quad (8)$$

$$D_e = m(z + 2\chi + 2\xi - 2\xi_y); \quad (9)$$

- диаметр начальной окружности:

$$d = \frac{d_0}{\cos \alpha}; \quad (10)$$

- шаг зубчатого зацепления по основной окружности:

$$t_0 = m \pi \cos \alpha_0, \quad (11)$$

где  $t_0$  - шаг зубчатого зацепления по основной окружности, мм;

$\gamma_e$  - угол вершины эвольвенты, град, рад;

$\alpha_0$  - угол исходного профиля;

$n$  - частота вращения насоса,  $\text{с}^{-1}$ ;

$\xi$  - коэффициент профильного смещения (КПС);

$\xi_y$  - коэффициент уравнивающего смещения;

$\chi$  - коэффициент высоты головки зуба.

Анализ зависимостей (2) и (5)...(11) показывает, что подачу НШ можно увеличить несколькими путями:

- во-первых увеличением частоты вращения шестерен;
- во-вторых увеличением РОН НШ.

Из зависимостей (5)...(11) видим, что увеличение геометрических параметров ЗЗ НШ влечет за собой увеличение РОН, а значит и увеличение подачи НШ и добиться этого можно:

- увеличением ширины венца шестерни -  $b$ , м (мм);
- увеличением числа зубьев шестерен -  $z$ ;
- увеличением модуля зацепления -  $m$ , м (мм);
- увеличением коэффициента профильного смещения -  $\xi$ ;
- увеличением коэффициента высоты головки зуба шестерни -  $\chi$ .

В работах Т.М. Башты [9, 11] представлены результаты теоретико-эмпирического исследования зависимости габаритных размеров НШ от параметров ЗЗ его шестерен. При этом Т.М. Баштой [9, 11] установлено, что для уменьшения габаритов НШ число зубьев шестерен -  $z$  желательно выбирать как можно меньше. Из рис. 1 видим, что с уменьшением числа зубьев с  $z_3 = 18$  до  $z_1 = 7$  габаритные размеры НШ уменьшаются более чем вдвое при сохранении РОН.

Таким образом Т.М. Башта (см. рис. 1) [9, 11] установил, что при проектировании НШ для увеличения удельных показателей по подаче рекомендуется число зубьев шестерен выбирать, как можно меньшим, при прочих равных условиях. При этом скорость роста подачи НШ превосходит скорость роста ее габаритных размеров.

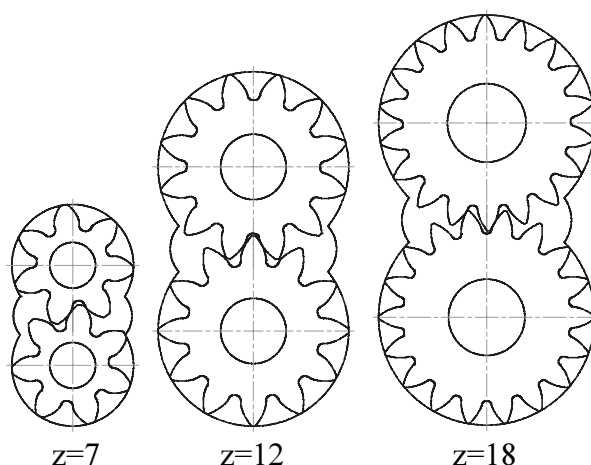


Рисунок 1 - Сравнительные габариты шестеренных насосов равной производительности в зависимости от числа зубьев шестерен  $z_1 = 7$ ,  $z_2 = 12$ ,  $z_3 = 18$  [9, 11]

Сущность предлагаемой Юдиным Е.М. [1] методики повышения подачи НШ сводится к одновременному воздействию на РОН двух исходных параметров – КПС -  $\xi$  и коэффициента высоты головки зуба шестерен -  $\chi$ . Оба указанных коэффициента направлены на увеличение наружного диаметра шестерен -  $D_e$ , что, как следует из зависимостей (5)...(11), способствует увеличению РОН.

В работе Козерода Ю.В. исследовалось влияние числа зубьев шестерен -  $z$  и КПС -  $\xi$  на подачу НШ [13]. В качестве критерия оптимизации для оценки влияния исследуемых параметров ЗЗ на подачу НШ был принят коэффициент, определяемый зависимостью:

$$K = \frac{q - q_0}{q_0} 100\%, \quad (12)$$

где  $q_0$  - РОН, при КПС, равном нулю -  $\xi = 0$ ;

$q$  - текущее значение РОН, при положительном значении КПС  $\xi > 0$ .

На рис. 2 представлена зависимость коэффициента  $K$  в процентах от КПС -  $\xi$  и числа зубьев шестерен [13].

Из рис. 2 видим, что оптимальное значение КПС лежит в пределах [13]:

$$0,2 \leq \xi \leq 0,3. \quad (13)$$

Помимо этого из рис. 2 видим, что наибольшее влияние на повышение подачи НШ оказывает КПС на ЗЗ с минимальным числом зубьев [13].

Работа Лурье З.Я [14] посвящена многокритериальной оптимизации параметров ЗЗ НШ. В качестве критериев оптимизации были выбраны параметры, определяющие качество работы ЗЗ. К этим параметрам авторы относят: КПЗЗ -  $\epsilon$ , удельный коэффициент скольжения -  $\lambda$ , толщину зуба у вершины зуба -  $S_e$ , а также отсутствие интерференции зубьев шестерен. Работа посвящена исследованию ММ ЗЗ, которая описывает основные зависимости расчета ЗЗ, с соответствующими ограничениями на область существования ЗЗ, а также взаимосвязь параметров ЗЗ с функциональными параметрами НШ. Но поскольку авторы работы [14] ставили задачу найти оптимальные

параметры, которые бы одновременно удовлетворяли многим критериям работоспособности ЗЗ внутри существующей системы расчета, то естественно, найти ответ, как повысить удельную подачу НШ не удалось.

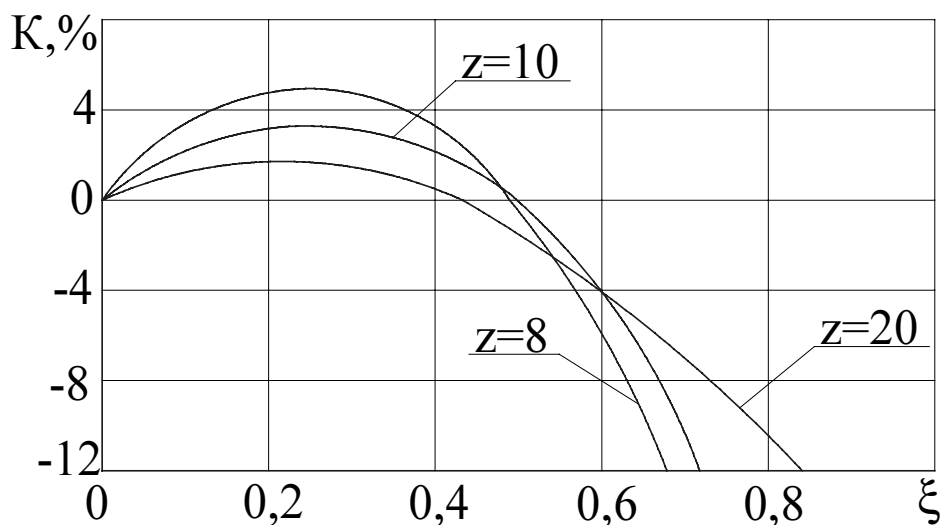


Рисунок 2 – Зависимость коэффициента К от КПС -  $\xi$  по Козероду Ю.В. [13]

Помимо увеличения РОН одним из методов увеличения подачи НШ, как следует из зависимости (2), является увеличение частоты его вращения -  $n$ . Метод обладает целым рядом преимуществ, а именно:

- прямо пропорциональной зависимостью подачи НШ -  $Q$  частоте его вращения -  $n$ , а поскольку, при этом масса и габариты НШ остаются без изменения, то это позволяет пропорционально увеличить и удельную подачу НШ;
- увеличением несущей способности гидродинамических подшипников скольжения;
- увеличением давления, развиваемого НШ.

К существенным недостаткам метода является проблема, возникающая в процессе всасывания РЖ. С увеличением частоты вращения НШ пропорционально сокращается время на заполнение камеры всасывания. Поскольку, при этом возрастают и центробежные силы, препятствующие процессу всасывания, которые пропорциональны квадрату угловой скорости, то острота проблемы еще более возрастает.

Существует проблема и с частотой вращения привода, которая определяется, как правило, частотой вращения электродвигателя или ДВС, чаще всего дизеля, частота вращения, которого, как правило, не превосходит  $n = 40 \text{ об/с}$ .

Из вышеизложенного, видим, что в известных работах возникает некоторая неоднозначность и несоответствие результатов, в частности по степени влияния параметров ЗЗ на подачу. Это может быть объяснено различными исходными предпосылками, которые использовали авторы при получении приведенных зависимостей, а также отсутствием критерия оценки степени совершенства ЗЗ по подаче, что предполагает необходимость дальнейшего развития теоретических основ повышения подачи НШ.

*Анализируя конструктивные решения повышения подачи НШ рассмотрим увеличение РОН НШ следующими путями:*

- увеличением ширины венцов шестерен -  $b$ , мм;

- увеличением внешнего диаметра шестерен насосов -  $D_e$ , мм, что может быть реализовано:

- 1) путем увеличения числа зубьев шестерен -  $z$ , при постоянном модуле  $m - const$ ;
- 2) путем увеличения модуля зацепления -  $m$ , при постоянном числе зубьев шестерен -  $z - const$ .

Одним из простых методов увеличения подачи НШ посредством увеличения РОН является увеличение ширины венца шестерен -  $b$ . Этот метод очень удобен для увеличения типоразмера НШ в пределах типоразмерного ряда.

Для оценки степени совершенства НШ используют такой интегральный показатель, как удельная мощность, которая показывает какая мощность приходится на единицу массы НШ и которая определяется в соответствии с зависимостью [15]:

$$K_N = \frac{N}{m}, \quad (13)$$

где  $N$  - мощность, развиваемая шестеренным насосом, кВт;  
 $m$  - масса шестеренного насоса, кг.

При переходе от меньшего типоразмерного ряда к большему показатель удельной мощности падает, однако в конце типоразмерного ряда этот показатель возрастает и достигает значений, превосходящие значения предыдущего ряда [8].

На рис. 3 представлены эскизы шестерен насосов, отличающихся друг от друга только шириной венцов. На рис. 4 фотографии шестерен насосов, выпускаемых на ОАО «Гидросила» с одинаковым модулем -  $m - const$  и одинаковым количеством зубьев  $z - const$ , но разной ширины венцов шестерен -  $b$ .

Из рис. 3 и рис. 4 видим, что с увеличением ширины венца пропорционально растет, как РОН, так и габариты шестерен, а значит и габариты всего качающего узла в целом.

К большим преимуществам способа повышения РОН за счет увеличения ширины венца шестерни -  $b$  следует отнести простоту его осуществления в условиях производства. Способ позволяет легко, с точки зрения организации производства, создать внутри типоразмерного ряда, насос с любым РОН, необходимым заказчику.

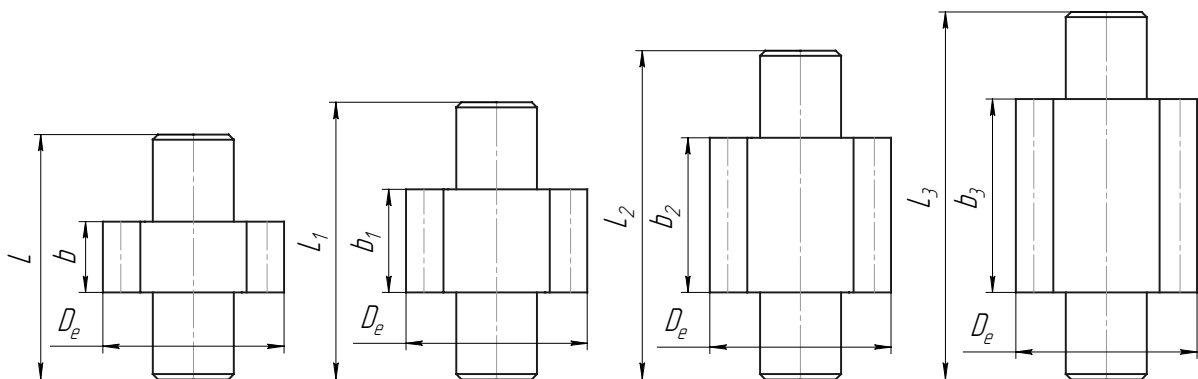


Рисунок 3 - Эскизы шестерен одного типоразмерного ряда, отличающихся шириной венцов

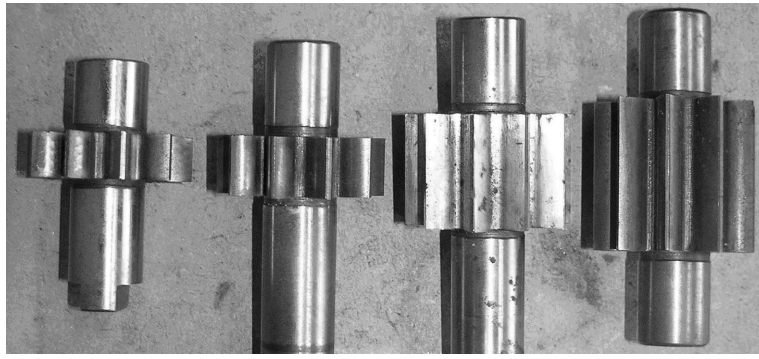


Рисунок 4 - Фотографии шестерен НШ, подачу которых увеличивают путем увеличения ширины венцов шестерен -  $b$  (Кировоградское ОАО «Гидросила»)

К недостаткам способа увеличения РОН увеличением ширины венцов шестерен следует отнести:

- конструктивные ограничения способа из-за чрезмерно растущей нагрузки на подшипники насоса;
- технологические ограничения, связанные с уменьшением точности такого параметра, как погрешность направления зубьев шестерен при изготовлении шестерен с увеличенной шириной венцов;
- пропорциональное увеличение, как РОН, так и габаритов шестерен и всего насоса в целом, что не способствует повышению удельного показателя мощности, а значит и не способствует росту технического уровня НШ.

Для дальнейшего увеличения мощности насоса переходят к следующему типоразмерному ряду, в котором используют 33 шестерен с увеличенными геометрическими параметрами, в частности по наружному диаметру [8]. Из зависимостей (5)...(11) следует, что увеличение наружного диаметра шестерен способствует росту РОН в квадратичной зависимости.

Увеличение наружного диаметра шестерен возможно либо путем увеличения числа зубьев шестерен -  $z$ , либо путем увеличения модуля зацепления -  $m$ , либо путем одновременного увеличения числа зубьев -  $z$  и модуля -  $m$ .

На рис. 5 представлены эскизы венцов шестерен, рассчитанных для модуля  $m = 5$  мм и разного числа зубьев  $z = 8, 10, 12, 16$ . На рис. 6 представлены фотографии шестерен насосов НШ с разным числом зубьев и одинаковым модулем, выпускаемых Кировоградским ОАО «Гидросила». Для исследования влияния изменения модуля -  $m$  на РОН были рассчитаны шестерни с постоянным числом зубьев  $z = 8$  и значением модуля  $m = 4, 5, 6$  и  $8$  мм. Эскизы рассчитанных по указанным параметрам шестерен представлены на рис. 7.

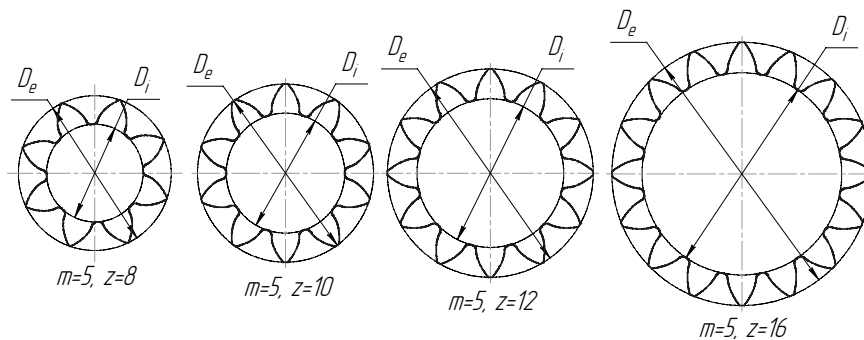


Рисунок 5 - Эскизы венцов шестерен при постоянном модуле  $m = 5$  мм и числе зубьев  $z = 8, 10, 12, 16$

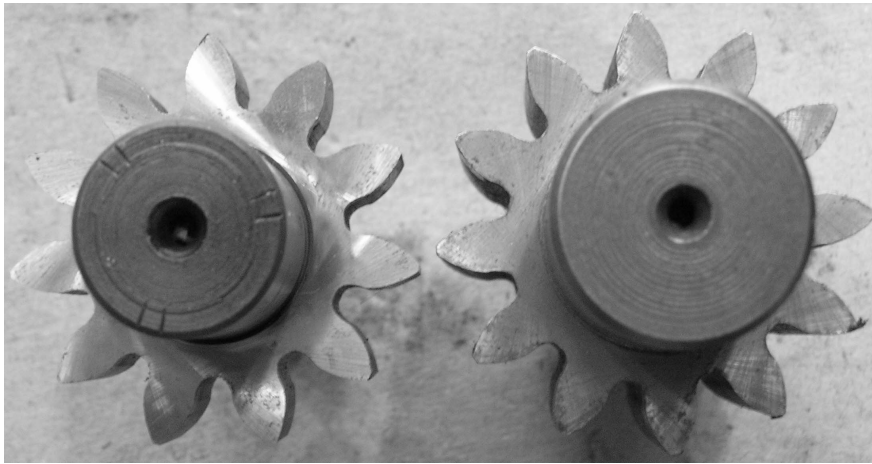


Рисунок 6 - Фотографии шестерен НШ, выпускаемых Кировоградским ОАО «Гидросила» с разным числом зубьев и одинаковым модулем  $m = 4,5$  мм

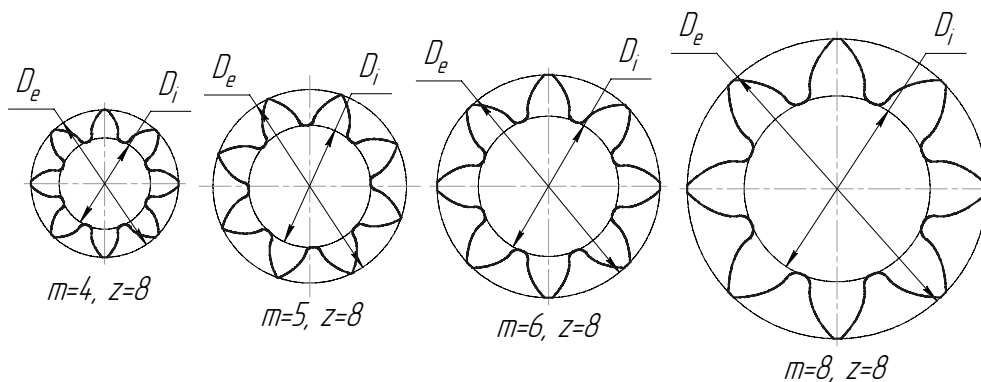


Рисунок 7 - Эскизы венцов шестерен при модуле  $m = 4, 5, 6$  и  $8$  мм и постоянном числе зубьев  $z = 8$

Анализируя результаты, представленные на рис 5 - рис. 7 видим, что с увеличением числа зубьев -  $z$  и модуля зацепления -  $m$  диаметр шестерен возрастает, а, значит, увеличивается и РОН, притом по квадратичной зависимости (см. зависимость (5)). Но при этом растут и габаритные размеры шестерен, габариты качающего узла и всего насоса в целом.

При этом, в отличие от предыдущего способа увеличения РОН увеличением ширины венца -  $b$ , рост качающего узла по диаметру практически не сказывается на росте нагрузок на подшипники. Это объясняется тем, что с ростом диаметра шестерен появляется возможность и для роста диаметра цапф шестерен.

Для дальнейшей оценки описанных способов повышения подачи НШ очень важно было заметить при анализе данных тенденцию, состоящую в том, что с ростом наружного диаметра шестерен уменьшается частота вращения насоса [8]. Это объясняется тем, что с ростом наружного диаметра возрастает линейная скорость вершин зубьев при вращении шестерен и возникает опасность перехода от ламинарного к турбулентному режиму течения РЖ, что приводит к резкому снижению объемного КПД НШ [16, 17]. А поэтому у НШ РОН, который повышают традиционными методами - увеличением габаритных размеров шестерен показатель удельной мощности падает. Исходя из этого, можно сделать следующие выводы.

Увеличение числа зубьев шестерен -  $z$  и модуля -  $m$  способствуют росту



диаметра шестерен -  $D_e$ , а поскольку при определении РОН диаметр шестерен -  $D_e$  входит в расчетные формулы (1.7)...(1.15)) в квадрате, то РОН является квадратичной функцией от исследуемых параметров - числа зубьев шестерен -  $z$  и модуля -  $m$ .

Вместе с тем работами Т.М. Башты [9, 11] и собственными исследованиями установлено, что увеличение модуля -  $m$  при одновременном уменьшении числа зубьев -  $z$  способствует росту подачи насоса при одновременном уменьшении диаметра шестерен. Этот метод способствует повышению удельной подачи НШ, а значит и технического уровня НШ по подаче.

На рис. 8 представлена классификация известных способов повышения подачи НШ, составленная на основании анализа литературных источников [1-14].

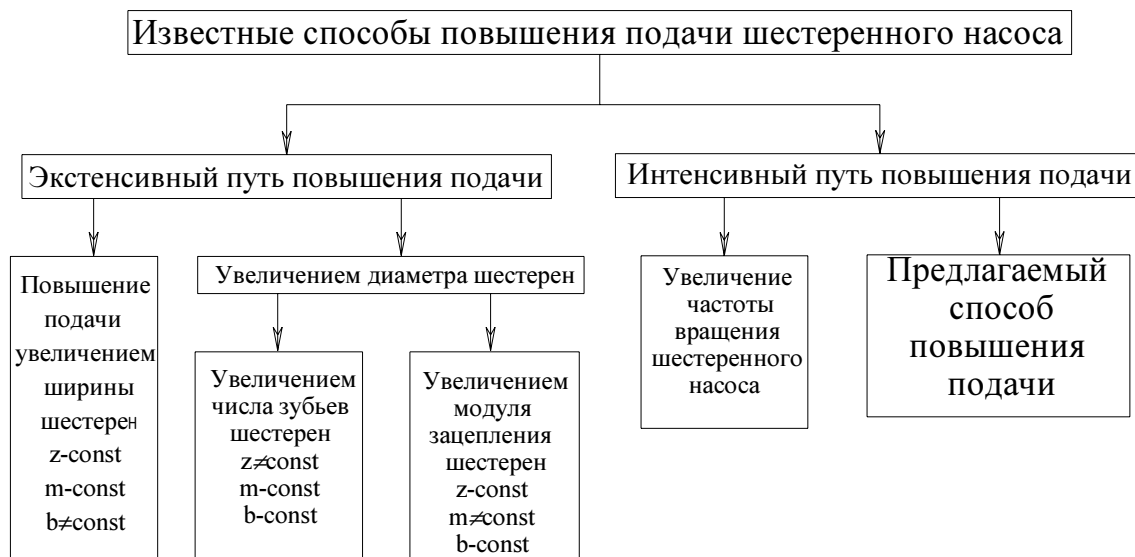


Рисунок 8 - Классификация известных методов повышения подачи шестеренного насоса

Из вышеизложенного следует, что практически все известные способы повышения подачи НШ сопряжены с ростом габаритных размеров подвижных элементов насоса - шестерен. Такое лобовое решение задачи увеличения подачи НШ сопряжено с одновременным ростом габаритных размеров и массы, как всего качающего узла, так и насоса в целом. Поэтому эти методы повышения подачи следует отнести к экстенсивному пути развития НШ, которые на сегодняшний день исчерпали свои возможности и не способствуют повышению технического уровня НШ по удельным показателям.

Предлагаемый нами способ повышения удельной подачи относится к интенсивному пути повышения подачи, поскольку обеспечивает повышение подачи без роста габаритных размеров и массы НШ. Указанный способ повышения удельной подачи НШ основывается на глубоком понимании принципа подачи РЖ и обеспечивается уменьшением отрицательной составляющей в процессе подачи РЖ в НШ [15].

Анализируя известные методы расчета ЗЗ НШ особое внимание следует обратить на то, как оценить технический уровень того или иного ЗЗ с точки зрения эффективности его использования при конструировании НШ. Использование для оценки совершенства ЗЗ такого показателя, как РОН, приходящийся на единицу ширины венца шестерни:

$$q_b = \frac{q}{b} = 0,5 \pi \left( D_e^2 - d^2 - \frac{t_o^2}{3} \right), \quad (14)$$

возможно лишь в случае если сравниваемые шестерни имеют одинаковый диаметр. Это негативное свойство не дает возможности этому параметру быть используемым для оценки совершенства ЗЗ по подаче в общем случае. Из этого следует, что до настоящего времени отсутствуют критерии оценки степени совершенства ЗЗ, в частности по подаче, что естественно предполагает необходимость проведения теоретических исследований с целью определения такого критерия.

При расчете геометрических параметров ЗЗ НШ по методике Е.М. Юдина стремились получить конструкцию с максимально возможными удельными показателями. Для этого стремятся спроектировать ЗЗ с минимально возможным количеством зубьев при максимально возможном модуле зацепления. Стремление к использованию минимального количества зубьев сопряжено с опасностью получения подрезанного зуба, что может сказаться на его прочности на изгиб. Единственным выходом из такой ситуации является коррекция зуба - использование ЗЗ с положительным смещением.

Увеличение КПС влечет за собой уменьшение КПЗЗ -  $\varepsilon$ , что также является положительным явлением для НШ, так как уменьшает вредное влияние запираемой в МЗВ жидкости в ОП.

Величина смещения лимитируется толщиной зуба по окружности головок -  $S_e$ : вершины зубьев шестерен являются уплотняющими перемычками, разделяющими камеры нагнетания и всасывания по окружности головок шестерен. По данным испытания НШ высокого давления, можно считать допустимой величину  $S_e$ , определяемую из условия [1, 2, 6, 11, 14]:

$$S_e \geq 0,2 m. \quad (15)$$

Специальный подбор КПС позволяет существенно упростить расчет геометрических параметров ЗЗ, вплоть до возможности расчетов в уме. С появлением современных средств и возможностей численного решения математических задач – это преимущество было утрачено.

К недостаткам предлагаемой методики следует отнести следующее.

Однозначный выбор КПС существенно ограничивает выбор эвольвентных профилей зубьев шестерен, что не дает возможности выбора того профиля при проектировании ЗЗ насоса, который в наибольшей степени соответствует предъявляемым к ним требованиям.

Методика расчета ЗЗ, предлагаемая Е.М. Юдиным, не дает критерия оценки технического уровня (совершенства) спроектированного ЗЗ НШ.

Стандартная методика расчета геометрических параметров ЗЗ отличается от предыдущей тем, что позволяет получить весь спектр эвольвентных профилей [18].

Ограничения, накладываемые на разнообразие эвольвентных профилей, заключаются в том, что при расчете геометрических параметров ЗЗ используют специальный профиль исходного контура, который определяет форму инструмента и, как правило, выбирается стандартным. Помимо этого модуль зацепления тоже выбирается из стандартного ряда.

К недостаткам предлагаемой методики следует отнести невозможность избежать уравнений для определения искомых геометрических параметров, которые выражают соответствующие взаимосвязи в неявном виде, решение которых представлено в стандарте в виде номограмм, что сдерживает использование вычислительной техники.

Аналогично предыдущей методике актуальным остается отсутствие критерия оценки технического уровня (совершенства) спроектированного ЗЗ НШ.

Расчет геометрических параметров ЗЗ в обобщающих параметрах по методике Э.Б. Вулгакова [19] представляет собой результаты принципиально новой

методики расчета геометрических параметров ЗЗ, позволяющей проектировать ЗЗ, параметры которых максимально соответствуют параметрам, предъявляемым к ним конструктором, а не технологом, заботящемся как это ЗЗ изготовить и собрать. Она снимает ограничения, накладываемые на разнообразие эвольвентных профилей при расчете ЗЗ по стандартной методике.

В результате появилась возможность получить ЗЗ с КПЗЗ  $\epsilon > 2$ , ЗЗ с асимметричным профилем, ЗЗ с числом зубьев шестерни  $z = 3$ , что невозможно при проектировании ЗЗ по стандартной методике. Расширены области существования ЗЗ и по другим параметрам.

К недостаткам данной методики можно отнести невозможность избежать уравнений для определения искомых геометрических параметров, которые выражают соответствующие взаимосвязи в неявном виде.

Актуальным остается также отсутствие критерия оценки технического уровня (совершенства) спроектированного ЗЗ НШ.

Помимо этого у расчетчиков нет достаточного опыта для расчета ЗЗ по методике Э.Б. Вулгакова.

Необходимость использования специального инструмента для нарезания каждой новой шестерни с новыми геометрическими параметрами является основным сдерживающим фактором для распространения этого метода.

Однако следует отметить, что при некотором совершенствовании описываемой методики можно получить ЗЗ, позволяющее существенно расширить функциональные возможности НШ.

*Из вышеизложенного можно сделать следующие выводы.*

1. Существующие математической модели не в полной мере объясняют принцип нагнетания РЖ в НШ, что сдерживает развитие НШ в направлении повышения его подачи.

2. Известные работы по увеличению подачи в большинстве случаев, по своему содержанию тяготеют к теоретико-эмпирическому характеру и их анализ показал, что в настоящее время все они достигли своего предела возможностей.

3. Отсутствие постановки задачи повышения удельной подачи НШ сопровождается неоднозначностью и противоречивостью приводимых результатов, в частности о степени влияния параметров ЗЗ на повышение подачи НШ, а также объясняет то, что до сих пор не был предложен критерий оптимизации ЗЗ в направлении повышения удельной подачи насоса. Дальнейшее повышение подачи и удельной подачи сопряжено с необходимостью проведения новых углубленных теоретических исследований этого вопроса.

4. Анализируя известные способы расчета геометрических параметров ЗЗ НШ приходим к выводу о том, что дальнейшее развитие насосостроения предъявляет к ЗЗ НШ новые требования, которые не могут быть реализованы и при использовании известных методик расчета. Одним из направлений дальнейших теоретических исследований является разработка новой методики расчета ЗЗ, которая направлена на повышение подачи и удельной подачи НШ и которая направлена на проектирование и расчет ЗЗ, адаптированного к особенностям НШ.

6. Предварительными поисковыми исследованиями установлено, что, изменяя параметры ЗЗ можно существенно повысить технический уровень НШ по подаче, что является предпосылкой для дальнейшего развития теоретических и экспериментальных исследований по оптимизации ЗЗ НШ в направлении повышения его удельной подачи.

Целью дальнейших исследований является повышение технического уровня шестеренного насоса увеличением его функциональных возможностей по удельной подаче путем совершенствования и оптимизации параметров ЗЗ шестерен насоса.

## Список литературы

1. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1964. – 236 с.
2. Рыбкин Э.А., Усов А.А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков. – Г.: Машгиз, 1960. – 189 с.
3. Кудрявцев П.Р. Повышение точности определения теоретической производительности шестеренных насосов. //Труды ГОСНИТИ.- Т.2.- 1963.- С. 51– 68.
4. Черновол М.И., Коваленко П.А. Восстановление шестерен гидронасосов методом свободных ремонтных размеров.// Механизация и электрификация сельского хозяйства.- № 2.- 1989.- С. 50-51.
5. Савин И. Ф., Сафонов П.В. Основы гидравлики и гидропривод.- М.: Высшая школа, 1978. – 222 с.
6. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. Справочное пособие.- М.: Машиностроение, 1977. – 672 с.
7. Кудрявцев П.Р. Повышение ресурса шестеренных насосов.// Техника в сельском хозяйстве.- 1970., №3.- С. 67-72.
8. Насоси шестеренні об'ємного гідроприводу. Технічні умови. ГСТУ 3-25-180-97. Мінпром політики України. М. Київ. – 1998. – 48 с.
9. Башта Т.М. Расчеты и конструкция самолетных гидравлических устройств. Изд. 3-у перераб. и доп. Гос. научно-технич. издат. Оборонгиз. М.: 1961 – 475 с.
10. ГОСТ 17298-72. Насосы. Термины и определения. Издательство стандартов, 1978 – 33 с.
11. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. Учебник для вузов. М.: «Машиностроение», 1974. – 606 с., С. 10 – 12.
12. Кулешков Ю.В. Оценка методов определения объемной подачи шестеренных насос НШ. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Випуск № 34 -Кіровоград: КДТУ, 2004. - С. 178-186.
13. Козерод Ю.В. Исследование влияния геометрических параметров зацепления на качественные показатели шестеренного насоса. Диссертация на соискание ученой степени канд. техн. наук., М.: Московский институт инженеров железнодорожного транспорта., 1977. – 150 с.
14. Лурье З.Я., Коваленко И.В. Математическая модель качающего узла шестеренного насоса, как объекта многокритериальной оптимизации.// Вибрации в технике и технологиях.- № 3 (29).- 2003. – С.9-13.
15. Кулешков Ю.В., Осин Р.А., Руденко Т.В., Матвиенко О.О. Усовершенствование математической модели мгновенной подачи шестеренного насоса.// Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету: Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація, Випуск 20.- Кіровоград.- 2008.- С. 253-262.
16. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. Издание 4-е доп. и перераб. Гл. ред. Физ.- мат. литературы. «Наука», М.: 1973. – 848 с.
17. Кулагин Л.В., Демидов Ю.С., Прокофьев В.Н., Кондаков А.А. Основы теории и конструирования объемных гидропередач. Под ред. д.т.н., проф. Прокофьева В.Н., М.: «Высшая школа», 1968. - 399 с.
18. ГОСТ 16532-70 Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии. Введен с 01.01.1972. Переиздан в августе 1983 г.
19. Вулгаков Э.Б. Васина Л.В. Эвольвентные зубчатые передачи в обобщающих параметрах. Справочник по геометрическому расчету. М.: Машиностроение, 1978. -174 с.

У запропонованій статті приведені результати аналізу відомих методів підвищення подачі і питомої подачі шестеренчастого насоса. Також проаналізовані літературні джерела, в яких містяться відомості про принципи нагнітання робочої рідини, про залежності для визначення подачі, про ступінь впливу параметрів зубчатого зачеплення на збільшення подачі, про критерії оцінки досконалості зубчатого зачеплення шестерень, з погляду підвищення подачі, про методи підвищення подачі, які реалізовані в конструкціях існуючих шестеренчастих насосів.

The results of analysis of the known methods of increase of serve and specific serve of cog-wheel pump are resulted in the offered article. And also literary sources in which contained taking about principles of festering of working liquid are analysed, about dependences for determination of serve, about the degree of influence of parameters of the toothed hooking on the increase of serve, about the criteria of estimation of perfection of the toothed hooking of cog-wheels, from point of increase of serve, about the methods of increase serves which are realized in the constructions of existent cog-wheel pumps.