

5. Патент на полезную модель №2340 ВУ МПК G 01M 15/00. Стенд для диагностирования гидростатических трансмиссий/ БГАТУ, Тимошенко В.Я., Крот Д.А., Ярош В.В. и др. – Заявл. 19.04.2005.

УДК 621.664

АНАЛИЗ СПОСОБОВ ПОВЫШЕНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА ТРАКТОРА

Жданко Д.А., к.т.н, Новиков А.В., к.т. н., доцент, Шимчук В.С., студент
УО «Белорусский государственный аграрный технический университет»,
г. Минск, Республика Беларусь

Введение

На рисунке 1 представлена классификация известных способов повышения подачи шестеренного насоса, составленная на основании анализа литературных источников [1-5]. Анализ известных методов расчета подачи шестеренных насосов [1-5], показывает, что ее увеличения можно добиться: увеличением ширины венца шестерни – b ; увеличением числа зубьев шестерен – z ; увеличением модуля зацепления – m ; увеличением коэффициента профильного смещения – ξ ; увеличением коэффициента высоты головки зуба шестерни – χ .

Основная часть

В работах [2, 5] представлены результаты теоретическо-эмпирического исследования зависимости габаритных размеров шестеренного насоса от параметров зубчатого зацепления его шестерен. При этом установлено, что для уменьшения габаритов насоса число зубьев шестерен необходимо выбрать как можно меньшим.



Рисунок 1 — Классификация известных способов повышения подачи шестеренного насоса

С учетом этого Т.М. Башта [2, 5] установил, что при проектировании шестеренного насоса с высоким удельным значением подачи (m^3/kg массы) рекомендуется число зубьев шестерен выбирать, как можно меньшим, при прочих равных условиях. При этом скорость роста подачи насоса превосходит скорость роста его габаритных размеров.

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

К недостаткам этого способа следует отнести: конструктивные ограничения 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 рабочего объема, так и габаритов шестерен и всего насоса в целом, что не способствует повышению удельного показателя мощности, а следовательно не способствует росту технического уровня насоса.

Из вышеизложенного следует, что практически все известные способы повышения подачи шестеренного насоса сопряжены с ростом габаритных размеров подвижных элементов насоса – шестерен. Поэтому их следует отнести к экстенсивному пути совершенствования шестеренных насосов, которые на сегодняшний день исчерпали свои возможности и не способствуют повышению их технического уровня по удельным показателям.

Наряду с увеличением рабочего объема насоса одним из путей увеличения подачи, как следует из классификации, является увеличение частоты его вращения, дающее ряд преимуществ, а именно: прямо пропорциональная зависимость подачи насоса от частоты вращения его вала, а поскольку, при этом масса и габариты насоса остаются без изменения, то это позволяет пропорционально увеличить и удельную подачу насоса; увеличение несущей способности гидродинамических подшипников скольжения; увеличение давления, развиваемого шестеренным насосом.

Однако с увеличением частоты вращения вала насоса пропорционально ему сокращается время на заполнение камеры всасывания. Поскольку, при этом возрастают и центробежные силы, препятствующие процессу всасывания, которые пропорциональны квадрату угловой скорости, то проблема всасывания жидкости еще более возрастает.

На рисунке 2 изображена кавитационная характеристика $Q=f(n)$ при постоянных давлениях нагнетания и всасывания и переменной частоте вращения. Так как утечки в насосе зависят в основном от отношения $\Delta p/\mu$ (Δp – перепад давления, создаваемый насосом, μ – коэффициент вязкости ра-

бочей жидкости), а это отношение является постоянным, то до наступления кавитации действительная производительность насоса изменяется по прямой, весьма близкой к прямой, параллельной прямой теоретической производительности.

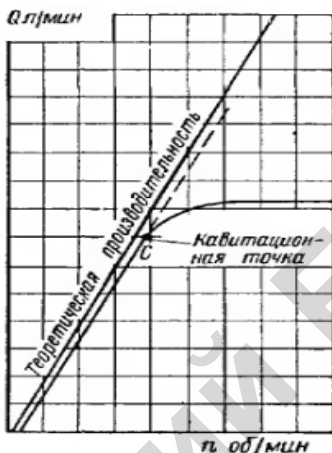


Рисунок 2 — Кавитационная характеристика насоса $Q=f(n)$

В точке C наступает кавитационный режим: кривая производительности начинает отклоняться от прямой и, начиная с определенных чисел оборотов, увеличение производительности насоса прекращается.

Кавитационный запас насоса определяется по выражению [1]

$$\Delta p_{\text{кав}} = p_{\text{вс}} - p_t, \quad (1)$$

где $p_{\text{вс}}$ — давление жидкости во впадинах зубьев шестерен насоса, Па; p_t — упругость паров жидкости, Па.

Давление жидкости во впадинах зубьев, необходимое для полного их заполнения, выразится следующей формулой [1]:

$$p_{\text{вс}} = p_n \pm z_h \gamma - p_\xi - p_j - \frac{v^2 \gamma}{2g}, \quad (2)$$

где p_n — давление воздуха в баке; z_h — разность между уровнем жидкости в баке и уровнем установки насоса; p_ξ — потери давления жидкости на пути прохождения ее от бака до впадин зубьев, вызываемые сопротивлениями труб, фильтров, расходомеров и др.; p_j — давление от центробежных сил инерции жидкости во впадинах зубьев; v — скорость жидкости на входе в насос; γ — удельный вес жидкости.

Знак «минус» относится к тому случаю, когда уровень жидкости в баке ниже уровня насоса, а знак «плюс» – когда уровень жидкости в баке выше уровня насоса.

Анализируя зависимости (1) и (2), можно сделать вывод, что увеличить кавитационный запас шестеренного насоса и повысить тем самым частоту вращения его вала, возможно двумя путями: изменением уровня жидкости в баке по отношению к уровню установки насоса, что конструктивно сложно, а иногда и невозможно; повышением давления внутри гидробака (наддув), т.е. создание эффекта «подавливания» жидкости.

Заключение

Создание избыточного давления в гидробаке вызовет эффект «подавливания» рабочей жидкости во всасывающей линии, что значительно повысит порог кавитации, особенно при низких температурах эксплуатации. Это позволит работать насосу на более высокой частоте вращения и повысить тем самым полезную мощность насоса без увеличения его габаритов. Избыточное давление в гидробаке исключит попадание с воздухом механических примесей в рабочую жидкость гидросистемы, что является важнейшей составляющей ее надежности и долговечности.

Литература

1. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет. Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1964.
2. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. Справочное пособие. – М.: Машиностроение, 1977.
3. Башта Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта [и др.]. – 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1982.
4. Жданко, Д.А. Повышение производительности шестеренного насоса / Д.А. Жданко, А.В. Новиков, Г.И. Кошля, В.С. Шимчук // Изобретатель. – 2013. – №1. – С. 40-42.
5. Международный Интернет-портал [Электронный ресурс] / Поисковая система Google. – Режим доступа: <http://www.www.nbuv.gov.ua>. – Дата доступа: 22.10.2012.
6. Патент на полезную модель №3975 ВУ МПК F 03В 15/00. Гидравлическая система трактора/ БГАТУ, Тимошенко В.Я., Жданко Д.А, Кецко В.Н. – Заявл. 12.04.2007, № u 20070273.
7. Тимошенко, В.Я. Наддув гидравлических систем сельскохозяйственной техники / В.Я. Тимошенко, Д.А. Жданко, Н.В. Кецко, Л.Г. Шейко, О.Ф. Смолякова // Современная сельскохозяйственная техника: исследование, проектирование, применение: материалы Международной научно-практической конференции, Минск, 26-28 мая 2010 г. в 2-х ч. Ч1 /редкол. В.Н. Дашков [и др.]. – Минск, 2010. – С. 22-25.