

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ОБЪЕМНЫЙ КПД ШЕСТЕРЕНЧАТОГО НАСОСА

Матмуродов Ф.М. (ИМуСС, г.Ташкент, Республика Узбекистан)

*Expected mechanical and hydraulic forces and losses of working liquid in the interfaces of senary pump. It is certain that admittances of rational gaps in the interfaces of cog-wheel pumps on details. Developed recommendation on the way of increase of the productivity and by volume output-input (KPD) of senary pumps ratio.*

Введение

Конструктивные особенности шестеренных насоса допускают возникновение значительных сил в сопряжениях, неравномерный износ деталей и перекос качающего узла. Проводить необходимые исследований дают возможность разработать рекомендации для совершенствования конструкции насосов, т.е. равномерное распределение гидравлических и механических сил на поверхностях, уменьшение максимальных нагрузок деталях, сокращение объем течение жидкости в крепленных парах деталей, обеспечение устойчивый режим работы узлов шестеренных насосов. Применение вышеперечисленных работ улучшить конструкции и повысить объемный КПД шестеренных насосов. Для этих целей ниже ведем определенные исследования.

Основное содержание и результаты работы

Проведенными ранее исследованиями [1,2] определены силы, действующие на детали шестеренного насоса (рис.1) Расчет усилий, возникающих в опорах шестеренного насоса, показал, что за счет технологического серповидного зазора со стороны нагнетания, увеличивается зона распределения давления. Тем самым со стороны всасывания создается противодействие, что позволяет уменьшить: величину результирующей  $P_p$ , распорное усилие между втулками, а также усилить контакт межзубового зацепления, стыковых поверхностей втулок и внешней поверхности шорных втулок с колодцами. Результаты расчета результирующей механических и гидравлических сил (рис.1) показывает, что с повышением давления в нагнетательной магистрали насоса пропорционально растет механических и гидравлических сил, в нем силы  $N_{пот}$  и  $P_g$  активно повышается, а  $P_p$  и  $P_o$  пассивно уменьшается. Эти закономерности относятся к обоим насосам НШ-32УР и НШ-32УР, потому что на обоих насосах почти одинаковые изменения силы.

Выражение для определения зазора при изменении температуры от  $t_0$  до  $t_{рж}$  имеет вид:

$$\delta(t_{рж}) = \delta_0 + 2(R \cdot \beta - r \cdot L)(t_{рж} - t_0), \quad (1)$$

где  $\delta(t_{рж})$  - номинальный зазор при температуре  $t_{рж}^M$ ;  $L, \beta$  - коэффициенты теплового расширения материала цапфы и втулки;  $R, r$  - радиус втулки и цапфы, соответственно, м.

Изменение зазора "втулка-цапфа", обусловленное деформацией цапфы под давлением жидкости, определяют [1]:

$$\delta(P) = \delta_0 + \frac{2P \cdot R^2 \cdot r}{E_k R^2 - E_r \cdot r^2}, \quad (2)$$

где  $P$  - перепад давления жидкости, МПа;  $E_r, E_k$  - модуль упругости втулки и цапфы, соответственно, Па.

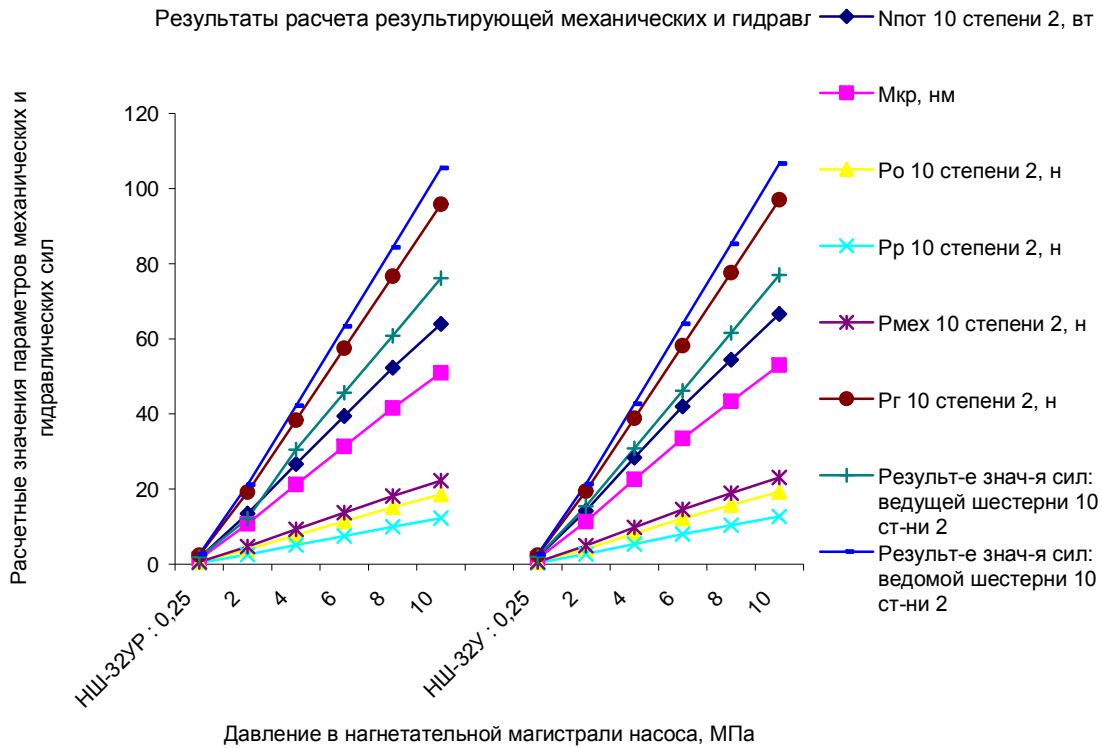


Рис.1

Расчеты утечек РЖ проводились при начальных значениях размеров деталей и заданных эксплуатационных параметров. Предварительные расчеты РЖ (по круглым и плоским щелям) для трех состояний (P – тр.ж.). Из расчета следует отметить, что наибольшие утечки приходятся на сопряжение «корпус-шестерня»-  $Y_1$ , «стыковая поверхность»-  $Y_7$ , «междузубовой контакт»- $Y_2$ . С увеличением давления и температуры от  $P_{1t_1}$  до  $P_{3t_3}$  утечки  $U_3(Y_4+Y_8)$ ,  $Y_5$ ,  $Y_6$  изменяются незначительно. При расчете суммарных утечек и объемного КПД насоса их можно считать неизменными ( $K_2=1,1...1,15$ ). Получена аналитическая зависимость изменения объемного КПД насоса от конструктивных и эксплуатационных параметров вида:

$$\eta_v = 1 - \frac{P}{6\mu Q_T} \cdot K_2 \left[ \delta_{2,7}^3 \left( \frac{b_2}{8l} + \frac{b_7}{4h} \right) + \frac{b_1}{Z \cdot l_s} (1 - r \omega l_s Z \cdot K_1) X \{ \delta_1 + 2(R \cdot \beta - r \cdot L)(t_{pжс} - t_0) + \frac{2P \cdot R^2 \cdot r}{E_R \cdot R^2 - E_r \cdot r^2} \}^3 \right], \quad (3)$$

где  $K_1 = \frac{P}{6\mu} \delta_1^2$ . Уравнение (3) позволяет в зависимости от технического состояния

шестеренных насосов определять их объемные характеристики для различных температур и давлений нагнетания РЖ и выявлять возможность дальнейшей эксплуатации, также - оптимальное, значение объемного КПД насоса с учетом конструктивных параметров и условий эксплуатации. К 700 часам работы величина износа в сопряжении "втулка-цапфа" достигает своего продольного значения (0,19 мм), т.е. с этого времени следует ожидать нарушения нормальной работы сопряжения, повышения утечек и снижения рабочих характеристик насоса. В то время как износ в других сопряжениях не превышает допусковых значений даже к 2100 часам работы, когда объемный КПД насоса достигает своего предельного значения 0,6. Согласно рис.3 наибольшему износу подвержено сопряжение "втулка-шестерня-втулка". НШ-У

предельная величина утопания качающего узла равна 1,0...1,2 мм, т.е. до момента отказа системы компенсации торцевого зазора, обеспечивается постоянство показателей работоспособности. Из числа рассматриваемых сопряжений, предопределяющих ресурс шестеренных насосов, наибольшему износу подвержены сопряжения «втулка-цапфа», «корпус-шестерня». Интенсивность изнашивания этих сопряжений в 2,5...3,3 раза больше, чем в сопряжении «корпус-втулка».

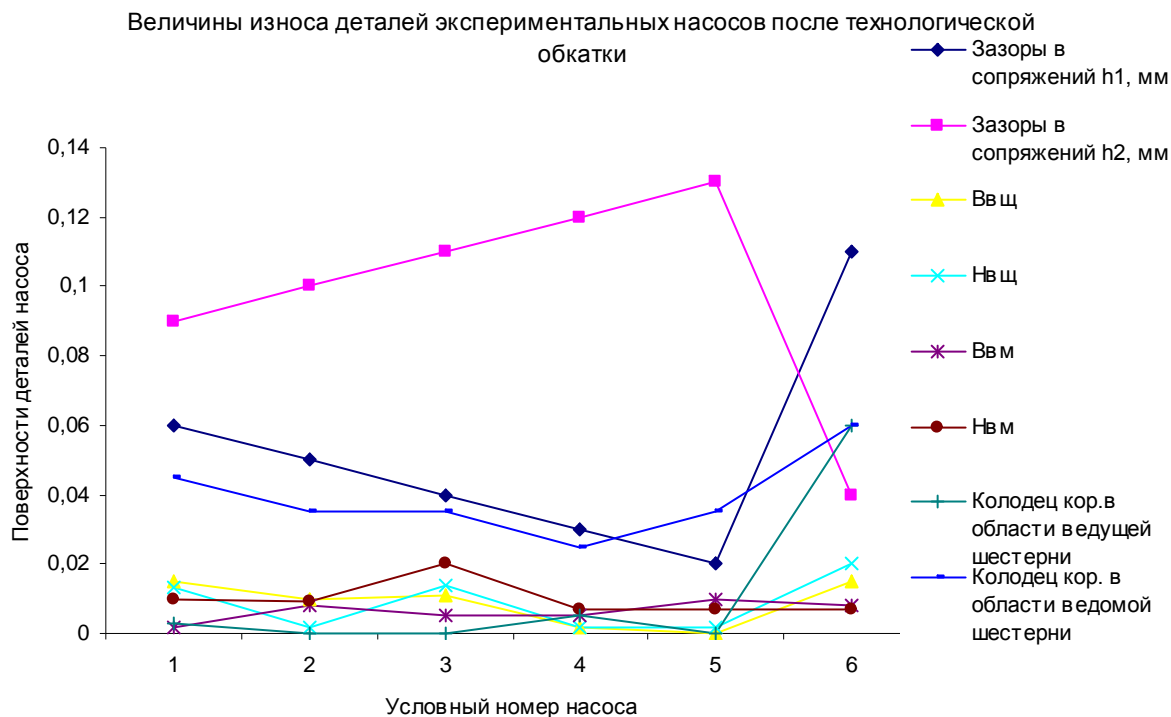
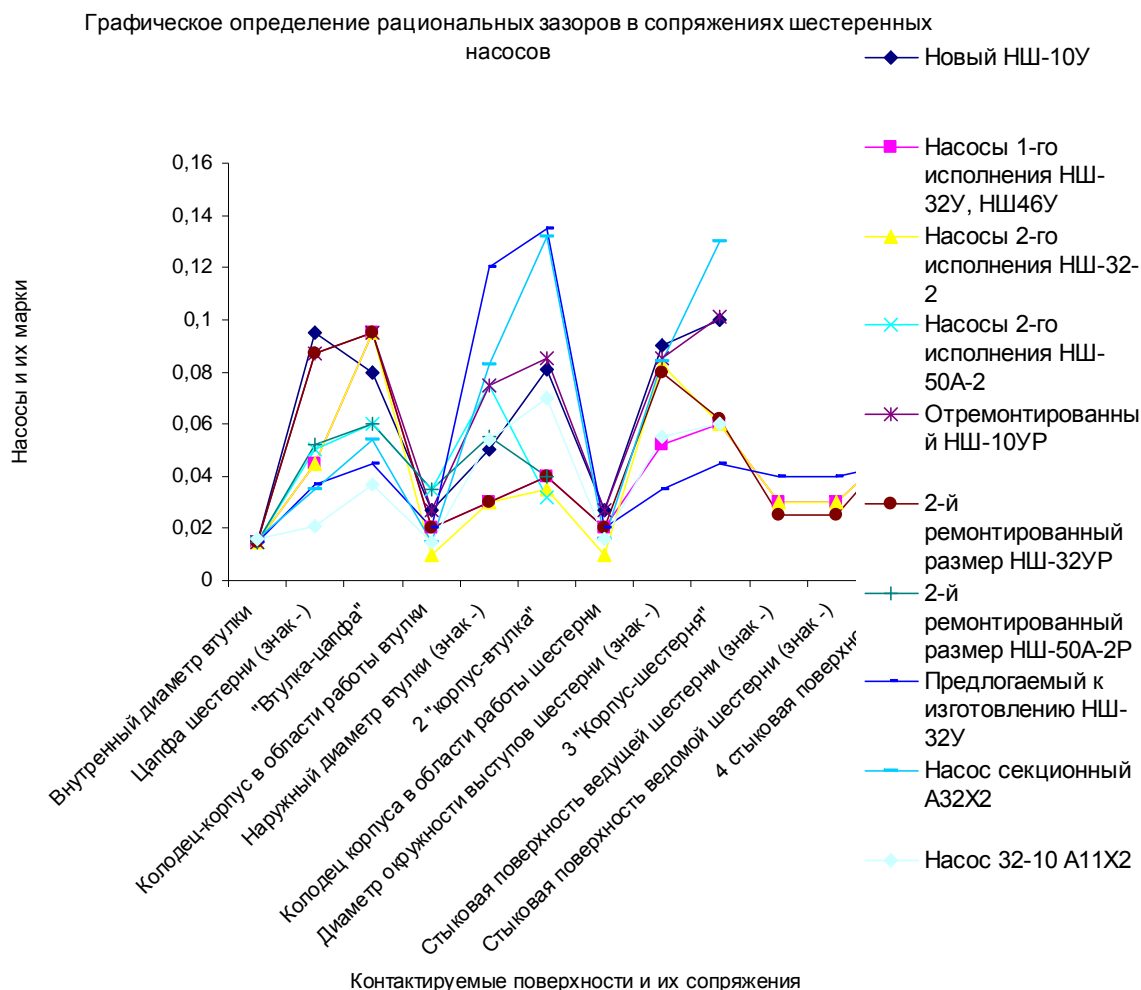


Рис.2

В результате проведенных исследований выявлено преобладающее влияние радиальных утечек на изменение объемного КПД насоса по сравнению с торцевыми. С уменьшением зазора примерно до 0,04 мм, следует ожидать увеличения объемного КПД и уменьшения износа в других сопряженных поверхностях насоса. Постановкой дополнительных экспериментов выявлена область устойчивой работы насоса в зависимости от величины зазора в сопряжении "втулка-цапфа" ( $h_1$ ). Объемные показатели насоса достигают максимальных значений при  $h_1 = 0,05...0,08$  мм (рис.2). Уменьшение или же увеличение зазоров приводит к интенсивной потере объемных показателей насоса. В первом случае это происходит за счет нарушения участка уплотнения (герметизации) насоса, увеличения утечек в сопряжении "корпус-шестерня"; во - втором - за счет перекоса качающего узла: нарушения начального положения трущихся поверхностей, и возрастания утечек через клиновидные, серповидные зазоры. Таким образом, одним из путей повышения работоспособности шестеренного насоса является уменьшение зазора в сопряжении "втулка-цапфа". Величины износа деталей экспериментальных насосов после технологической обкатки (рис.2) свидетельствуют, что величины зазоров в сопряжении  $h_1$  меняются обратно пропорционально к зазорам в сопряжении  $h_2$ , остальные параметры отношения с друг другом мало меняются.

Из графического определения видно (рис.3), что допуски рациональных зазоров в сопряжениях шестеренных насосов на деталях: во внутренний диаметр втулки, втулка-цапфа, колодец-корпус в области работы втулки, 2 "корпус-втулка" колодец

корпуса в области работы шестерни, 3 "корпус-шестерня" и 4 стыковая поверхность должны быть в пределах 0,015-0,13 мм в деталях допуски цапфа шестерни, наружный диаметр втулки, диаметр окружности выступов шестерни, стыковая поверхность ведущей шестерни и стыковая поверхность ведомой шестерни должны быть в пределах минус 0,02-0,12.



Р

Рис.3

Внедрение рациональных зазоров позволяет повысить объемные характеристики и диапазон эксплуатационных условий насосов, а также уменьшить износ деталей в период приработки (рис.4) [3,4]. За счет разности предложенных величин зазоров в сопряжениях "втулка-цапфа", "корпус-втулка", втулки относительно корпуса насоса, за счет создания противодействия со стороны камеры всасывания, находятся в плавающем" положении. Тем самым, уменьшаются удельные нагрузки на втулки, а отсюда и интенсивность изнашивания деталей насоса в период приработки. Ресурс насосов с рациональными зазорами возрос до 2170 мото-ч, что на 390...570 мото-ч больше, чем у серийных (рис.4). Внедрения рациональных зазоров в технологию изготовления шестеренных насосов повышаются их объемные характеристики. Так, в частности, производительность насосов возрастает на 1,3 л/мин или на 2,8 % коэффициент подачи - на 3,2 %. В то же время, как видно из рис. 5.10, за счет увеличения площадей контактирования трущихся поверхностей, возрастают потери на трение, что в итоге приводит к снижению механического КПД, возрастанию потребляемой мощности насосом.

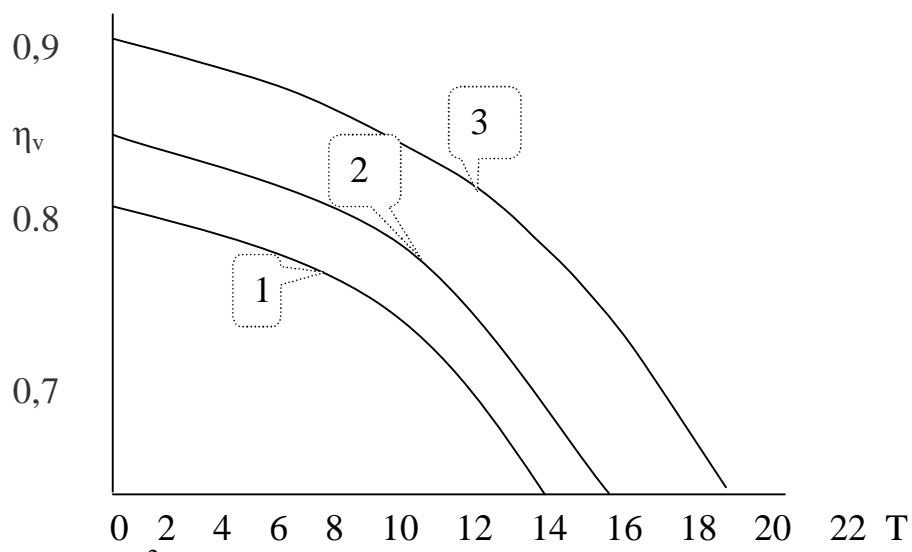


Рис.4. Зависимость изменения объемного КПД шестеренных насосов от наработки при: 1-фактических; 2-предупредительных техническими условиями; 3-рациональных зазорах.

Из зависимости изменения объемного КПД шестеренных насосов от наработки (рис.4) можем сказать, если применить рациональных зазоров тогда объемные КПД насоса чем фактических зазоров растет на 15%.

Заключение: результаты расчета результирующей механических и гидравлических сил показывает, что с повышением давления в нагнетательной магистрали насоса пропорционально растут механических и гидравлических сил, в нем силы  $N_{пот}$  и  $P_g$  активно повышается, а  $P_p$  и  $P_o$  пассивно уменьшается; выявлено преобладающее влияние радиальных утечек на изменение объемного КПД насоса по сравнению с торцевыми. С уменьшением зазора примерно до 0,04 мм, следует ожидать увеличения объемного КПД и уменьшения износа в других сопряженных поверхностях насоса; графическим путем определено, что допуски рациональных зазоров в сопряжениях шестеренных насосов на деталях: во внутреннем диаметре втулки, втулка-цапфа, колодец-корпус в области работы втулки, 2 "корпус-втулка" колодец корпуса в области работы шестерни, 3 "корпус-шестерня" и 4 стыковая поверхность должны быть в пределах 0,015-0,13 мм. А деталях допуски цапфа шестерни, наружный диаметр втулки, диаметр окружности выступов шестерни, стыковая поверхность ведущей шестерни и стыковая поверхность ведомой шестерни должны быть в пределах минус 0,02-0,12; внедрения рациональных зазоров в технологию изготовления шестеренных насосов повышаются их объемные характеристики. Так, в частности, производительность насосов возрастает на 1,3 л/мин или на 2,8 % коэффициент подачи - на 3,2 % и объемные КПД насоса растет на 15%.

**Список литературы:** 1.Лебедев О.В., Ибрагимов Р.А. Отчет о НИР «Исследование динамики и надежности гидроприводов перспективных машин». ИМиСС. – Т. 1988. с.115-146. 2.Лебедев О.В., Матмуродов Ф.М. Динамические исследования силовых механизмов наземных машин. Т., 2007, 202 с. 3. Матмуродов Ф.М. Динамика и моделирование движения гидроэлектрических приводов. Т., 2007, 203 с. 4. Матмуродов Ф.М. Анализ результатов испытаний гидронасосов. Аграрные науки Узбекистана. 2006, №4 с.31-33.

Сдано в редакцию 16.05.07