

ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ПОТЕРИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА ГСТ-112

*П.А. Ионов, канд. техн. наук
(ФГБНУ ГОСНИТИ, тел. 8-8342-254439, e-mail: resurs-ime@yandex.ru)
П.В. Сенин, доктор техн. наук, А.В. Столяров, канд. техн. наук,
А.М. Земсков, аспирант
(Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарёва)*

Аннотация. *Статья посвящена исследованию механизма потери работоспособности объемного гидропривода ГСТ-112 и поиску путей повышения долговечности агрегатов.*

Ключевые слова: *объемный гидропривод, гидростатическая трансмиссия, насос, мотор, коэффициент полезного действия, давление, подача, утечка, износ.*

В трансмиссиях современной отечественной и зарубежной сельскохозяйственной техники для передачи крутящего момента от двигателя внутреннего сгорания к исполнительным механизмам применяются объемные гидроприводы, составной частью которых являются гидростатические трансмиссии (ГСТ). Например, все зерно- и кормоуборочные комбайны производства ОАО «Россельмаш», зарубежных фирм «John Deere», «Challenger», «New-Holland», «Claas» и др. оснащены подобными трансмиссиями.

В настоящее время объемные гидроприводы, аналоги ГСТ, выпускаются многими зарубежными фирмами, в том числе: EATON (США), Parker Hydraulics (США), Denison (США), Rexroth-Bosch Group (Германия), Kawasaki Precision Machinery (Япония), BONDOLI & PAVESI (Италия), Poclair hydraulics (Франция), HIDRAULICA UM PLOPENI (Румыния), EUROPARTS (Словакия), ОАО «Гидросила» (Украина) [1].

В России производство объемных гидроприводов налажено на ОАО «Гидромаш» (г. Салават), ОАО «Пневмостроймашина» (г. Екатеринбург) и ОАО «Шахтинский завод Гидропривод» (г. Шахты). В настоящее время на заводах выпускается весь типоразмерный ряд гидростатических трансмиссий с рабочим объемом 33-227 см³/об. Однако наибольшее распространение в нашей стране и странах ближнего зарубежья получили агрегаты аналоги 20 серии «Sauer-Danfoss». Наиболее характерным представителем является ГСТ-112, устанавливается на комбайны «ДОН», «АКРОС».

Анализ работоспособности и долговечности объемных гидроприводов показал, что доля их отказов в доремонтный период эксплуатации составляет в среднем 20% от общего числа отказов машин, а наработка до отказа не более 1500 час работы при номинальных режимах. Средний межремонтный ресурс отремонтированных агрегатов в условиях реальной эксплуатации не превышает 60% от ресурса нового изделия [2]. В связи с этим исследование механизма потери работоспособности и поиск путей повышения долговечности объемных гидроприводов является актуальной задачей.

За критерий предельного состояния объемного гидропривода ГСТ-112 разработчиком и производителем установлено снижения **объемного КПД** насоса или мотора на номинальных режимах работы более чем на 20% [2].

Объемный КПД отдельных агрегатов гидропривода определяется выражением:

$$\eta_{об}^H = \frac{1000 \cdot Q^H}{V_g \cdot n} = \frac{Q^H}{Q_m^H}$$

$$\eta_{об}^M = \frac{V_g \cdot n}{1000 \cdot Q^M} = \frac{Q_m^M}{Q^M}, \quad (1)$$

где $z_{об}^H, z_{об}^M$ – объемные КПД насоса и мотора, Q^H, Q^M – фактическая подача насоса и расход мотора, л/мин; V_g – рабочий объем, см³/об; n – частота вращения, мин⁻¹; Q_m^H, Q_m^M – теоретические подача насоса и расход мотора, л/мин.

Значения фактической подачи (расхода) агрегата можно определить из уравнения баланса расхода (подачи) жидкости:

$$Q^H = Q_m^H - \Sigma q_{ум}^H, \quad \text{тогда} \quad \eta_{об}^H = \frac{Q_m^H - \Sigma q_{ум}^H}{Q_m^H}$$

$$Q^M = Q_m^M - \Sigma q_{ум}^M, \quad \text{тогда} \quad \eta_{об}^M = \frac{Q_m^M}{Q_m^M - \Sigma q_{ум}^M} \quad (2)$$

где $\Sigma q_{ум}^H, \Sigma q_{ум}^M$ – суммарная объемная внутренняя утечка жидкости в насосе и моторе при номинальной частоте вращения и номинальном давлении, л/мин.

Анализ конструкции объемного гидропривода ГСТ-112 и данные ряда исследователей [2, 3, 4] показали, что конструктивно качающие узлы насосов и моторов ГСТ-112 идентичны и позволили установить возможные пути утечек жидкости в агрегатах гидропривода (рис. 1).

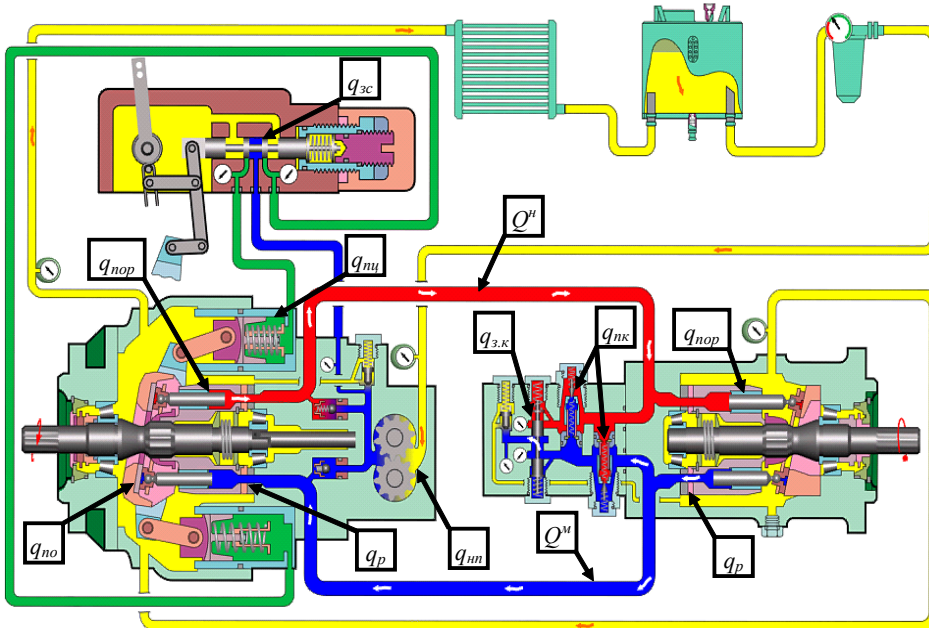


Рис. 1. Пути утечек жидкости в объемном гидроприводе ГСТ-112

Тогда уравнение баланса основных источников суммарной объемной внутренней утечки жидкости для насоса можно записать в виде [2]:

$$\Sigma q_{ум}^H \approx K(q_{пор} + q_{но}) + q_p + q_{зс} + q_{пц} + q_{з.к} + q_{пк} + q_{пн} + \dots + q_v, \quad (3)$$

где K – количество поршней насоса, находящихся в зоне высокого давления, шт.; $q_{пор}$ – утечка в соединении «поршень–отверстие втулки блока цилиндров» насоса и мотора; $q_{но}$ – утечка в соединении «пята–опора люльки» насоса; q_p – утечки в соединении «латунный–стальной распределители» насоса и мотора; $q_{зс}$ – утечка в соединении «золотник–отверстие корпуса сервоклапана» на-

соса; $q_{пц}$ - утечка в соединении «поршень–сервоцилиндр» насоса; $q_{з.к}$ - утечка в соединении «золотник–отверстие корпуса клапанной коробки» мотора; $q_{пк}$ - утечка в предохранительном клапане; $q_{нп}$ - утечки в соединениях насоса подпитки; q_v - расход потерь сжатия (заполнение «мёртвых» объемов), при прочих равных условиях допускается принимать его постоянным.

Проведенный нами анализ работы агрегатов объемного гидропривода ГСТ-112 показал, что в зоне высокого давления, когда происходит утечка, находятся 4 поршня из 9. Остальные 5 поршней в этот момент, наоборот, засасывают рабочую жидкость в качающий узел, поэтому коэффициент К в нашем случае равен 4.

С учетом всех допущений выражение (3) примет следующий вид:

$$\Sigma q_{ум}^H = 4(q_{пор} + q_{по}) + q_p + q_{зс} + q_{пц} + q_{з.к} + q_{пк} + q_{нп} \quad (4)$$

Согласно закону Пуазейля, суммарная объемная внутренняя утечка жидкости, при прочих равных условиях, пропорциональна величине зазоров в третьей степени, разности давлений в полости нагнетания и полости всасывания Δp и обратно пропорциональна вязкости рабочей жидкости μ .

Тогда качественную оценку влияния суммарной объемной внутренней утечки жидкости в насосе на объемный КПД, с учетом выражений (2) и (4), можно представить в виде:

$$\eta_{об}^H = f_1(\Sigma q_{ум}^H) = f_1\left(\frac{\Delta p}{\mu} (4 \cdot (k_1 z_{пор}^3 + k_2 z_{по}^3) + k_3 z_p^3 + k_4 z_{зс}^3 + k_5 z_{пц}^3 + k_6 z_{з.к}^3 + k_7 z_{пк}^3 + k_8 z_{нп}^3)\right) \quad (5)$$

где k_1, \dots, k_8 - постоянные коэффициенты, определяющие характеристики истечения жидкости, зависящие от формы зазора; $z_{пор}$ - кольцевой зазор в соединении «поршень–отверстие втулки блока цилиндров»; $z_{по}$ - торцовый зазор в соединении «пята–опора люльки»; z_p - торцовый зазор в соединении «латунный–стальной распределителя»; $z_{зс}$ - кольцевой зазор в соединении «золотник – отверстие корпуса сервоклапана»; $z_{пц}$ - кольцевой зазор в соединении «поршень – сервоцилиндр»; $z_{з.к}$ - кольцевой зазор в соединении «золотник – отверстие корпуса клапанной коробки»; $z_{пк}$ - кольцевой зазор в предохранительном клапане; $z_{нп}$ - зазоры в соединениях насоса подпитки.

В настоящее время существует несколько гипотез влияния суммарной объемной внутренней утечки жидкости на работоспособность объемного гидропривода. Наиболее распространенная гипотеза отказа объемного гидропривода вытекает из уравнения (2), когда суммарная утечка напрямую снижает фактическую подачу (расход). Данное утверждение, несомненно, справедливо для отдельных агрегатов и открытых гидросистем, что доказано в работах [1, 5]. Для закрытых гидросистем с подпиткой данная гипотеза требует подтверждения.

Часть авторов [3, 4] считают, что наибольшее влияние на отказ оказывает утечка в распределительной паре. При достижении зазора в соединении «латунный–стальной распределителя» некоторого значения происходит резкая разгерметизация качающего узла. Однако проведенные в работе [2] расчеты показали, что данная гипотеза для объемного гидропривода 20 серии не нашла подтверждения.

По нашему мнению, в объемном гидропривode ГСТ-112 суммарная объемная внутренняя утечка жидкости оказывает более сложное влияние на фактическую объемную подачу и объемный КПД. С одной стороны, в процессе эксплуатации гидропривода жидкость, протекая через зазоры распределительной, поршневой и золотниковой пар насоса и мотора (рис. 1), снижает фактическую подачу (расход) на величину утечки. С другой стороны, повышенная утечка влияет на систему управления люльки, не позволяя наклонить качающий узел насоса на необходимый угол, что влияет на величину теоретической подачи агрегата.

Согласно Т.М. Башты, средняя расчетная теоретическая подача насоса равна объему, описываемому поршнями в единицу времени:

$$Q_m = \frac{\pi d_n^2}{4} \cdot k \cdot D_6 \cdot n \cdot \operatorname{tg} \gamma, \quad (6)$$

где $\frac{\pi \cdot d_n^2}{4}$ – площадь доньшка поршня, см²; d_n^2 – диаметр поршня, см; k – число поршней; D_6 – диаметр окружности на блоке цилиндров, на которой расположены оси поршней; n – частота вращения, мин⁻¹; γ – угол наклона люльки.

Анализ зависимости (6) показал, что при постоянных значениях d_n^2 , k , D_6 , n наибольшее влияние на теоретическую подачу насоса оказывает угол наклона люльки. Следовательно, при одинаковых значениях суммарной объемной утечки Σq_{ym}^H , чем меньше угол наклона люльки, тем меньше теоретическая подача и меньше величина объемного КПД насоса.

В закрытых гидросистемах, к которым относится объемный гидропривод ГСТ-112, насос подпитки выполняет несколько важных функций: обеспечение давления на всасывании, фильтрация и охлаждение рабочей жидкости, компенсация суммарной объемной утечки в соединениях и поддержание давления в линии управления люлькой.

При достижении суммарной объемной утечки в соединениях некоторого предельного значения происходит падение давления в линии управления, уменьшение угла наклона люльки и объемного КПД, т.е. справедлива следующая зависимость:

$$p_n = f_2(\Sigma q_{ym}^H) = f_2\left(\frac{\Delta p}{\mu} (4 \cdot (k_1 z_{nop}^3 + k_2 z_{no}^3) + k_3 z_p^3 + k_4 z_{zc}^3 + k_5 z_{nc}^3 + k_6 z_{3,k}^3 + k_7 z_{nk}^3 + k_8 z_{nn}^3)\right) \quad (7)$$

Наиболее достоверным способом определения влияния различных факторов на работоспособность агрегата является полнофакторный эксперимент, который позволит оценить коэффициенты значимости факторов, определяющих параметр оптимизации и доказать или опровергнуть выдвинутую гипотезу механизма отказа ГСТ-112. Исходными математическими моделями, качественно описывающими влияние зазоров в соединениях на работоспособность ГСТ, могут служить выражения (5) и (7).

Предварительный эксперимент показал, что влияние зазоров в соединениях «пята–опора люльки», «золотник–отверстие корпуса сервоклапана», «поршень–сервоцилиндр», зазоров в предохранительном клапане и соединениях насоса подпитки на объемный КПД и давление в линии управления менее 5%. Поэтому эти факторы из дальнейших исследований исключены. Наибольшее влияние оказывают соединения «поршень–отверстие втулки блока цилиндров», «латунный–стальной распределители», «золотник–отверстие корпуса клапанной коробки». Эти соединения приняты за факторы полного факторного эксперимента по плану 2³. Для соединения «латунный–стальной распределители» в качестве фактора вместо торцового зазора z_p принято среднее значение суммарной площади износа распределителей. Многофакторный эксперимент проведен с интервалами факторов, представленных в таблице 1.

Таблица 1

УРОВНИ ВАРЬИРОВАНИЯ ИССЛЕДУЕМЫХ ФАКТОРОВ
В ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫХ И КОДИРОВАННЫХ ЗНАЧЕНИЯХ

Уровень	Факторы процесса					
	$X_1 - z_{3,k}$, мкм		$X_2 - S_{сум}$, мм ²		$X_3 - z_{пор}$, мкм	
Верхний	250	5,521	0,129	-2,048	175,5	5,168
Нижний	12	2,485	0,008	-4,828	71	4,263
Основной	131	4,875	0,069	-2,674	123,3	4,815
Интервал варьирования	119	4,779	0,061	-2,797	52,3	3,957
Кодовое обозначение	X_1	$\ln X_1$	X_2	$\ln X_2$	X_3	$\ln X_3$

где $X_1 - z_{3,k}$ – зазор в соединении «золотник – отверстие корпуса клапанной коробки», мкм; $X_2 - S_{сум}$ – суммарная площадь износа в соединении «латунный – стальной распределители», мкм; $X_3 - z_{пор}$ – зазор в соединении «поршень – отверстие втулки блока цилиндров», мкм.

Нижний уровень факторов соответствует средним величинам технологических параметров, верхний уровень определяли по результатам микрометражных исследований и предварительного однофакторного эксперимента.

Результаты многофакторного эксперимента позволили получить математические модели связи объемного КПД насоса и давления в линии управления льюлькой с факторами, влияющими на утечку рабочей жидкости:

$$\eta_{об}^H = \frac{1,5732 \cdot z_{з.к}^{0,043-0,00436 \ln S_{сум} - 0,019 \ln z_{пор}}}{S_{сум}^{0,066+0,015 \ln z_{пор}} \cdot z_{пор}^{0,25}}; \quad (8)$$

$$p_n = \frac{z_{з.к}^{0,3205+0,052 \ln S_{сум} - 0,06 \ln z_{пор}} \cdot S_{сум}^{0,082 \ln z_{пор} - 1,1143}}{5,2147 \cdot z_{пор}^{0,28}}. \quad (9)$$

Проверка адекватности математических моделей (8) и (9) показала, что относительное отклонение расчетных и экспериментальных значений: объемного КПД для верхнего уровня – $\Delta = 1,4\%$, для нижнего уровня – $\Delta = 0,63\%$; давления в линии управления для верхнего уровня $\Delta = 2,06\%$; для нижнего уровня – $\Delta = 2,08\%$. Следовательно, математические модели с высокой точностью описывают исследуемые процессы.

Степени влияния факторов на снижение объемного КПД и давления в линии управления представлены на рис. 2а и 2б.

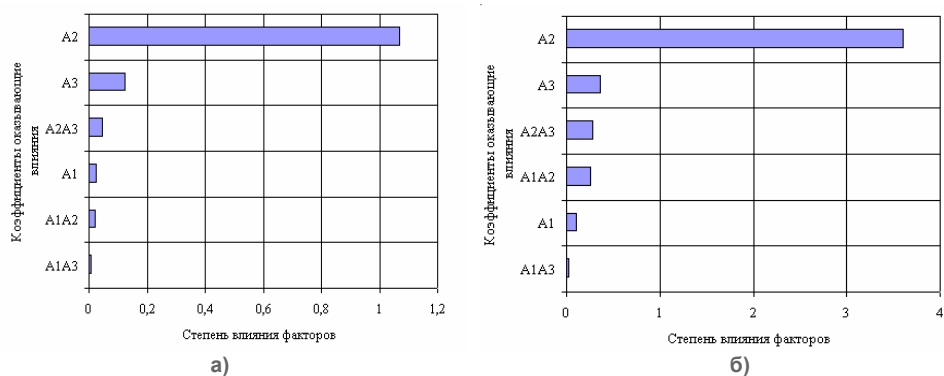


Рис. 2. Степени влияния величин износов и зазоров в соединениях на: а) объемный КПД насоса; б) давление в линии управления

Анализ карт Парето показывает, что износы и зазоры в соединениях оказывают практически одинаковое влияние на объемный КПД и давление в линии управления. Наибольшее влияние оказывает «латунный–стальной распределитель». Повышение износостойкости данного соединения путем применения современных методов технологического воздействия позволит существенно повысить межремонтный ресурс ГСТ-112 [6, 7].

Полученные результаты косвенно подтверждает предложенный механизм потери работоспособности ГСТ. Для окончательного подтверждения степени влияния давления развиваемого в линии управления на объемный КПД проводились дополнительные исследования.

На рис. 3 представлена зависимость подачи насоса ГСТ-112 в линии нагнетания Q^H от развиваемого насосом подпитки давления в линии управления p_n и утечки $q_{ут.}$. Давление в линии нагнетания во время эксперимента составляло $P = 270 \text{ bar}$.

По результатам эксперимента установлено, что при снижении давления в линии управления до $p_{n.1} = 4,8 \text{ bar}$ подача в линии нагнетания остается номинальной $Q_{ном} = 212,8 \text{ л/мин}$, при этом значения утечки в линии управления составляет $q_{ут.1} = 21 \text{ л/мин}$. Снижение давления в линии управления до $p_{n.2} = 2,9 \text{ bar}$ вызывает

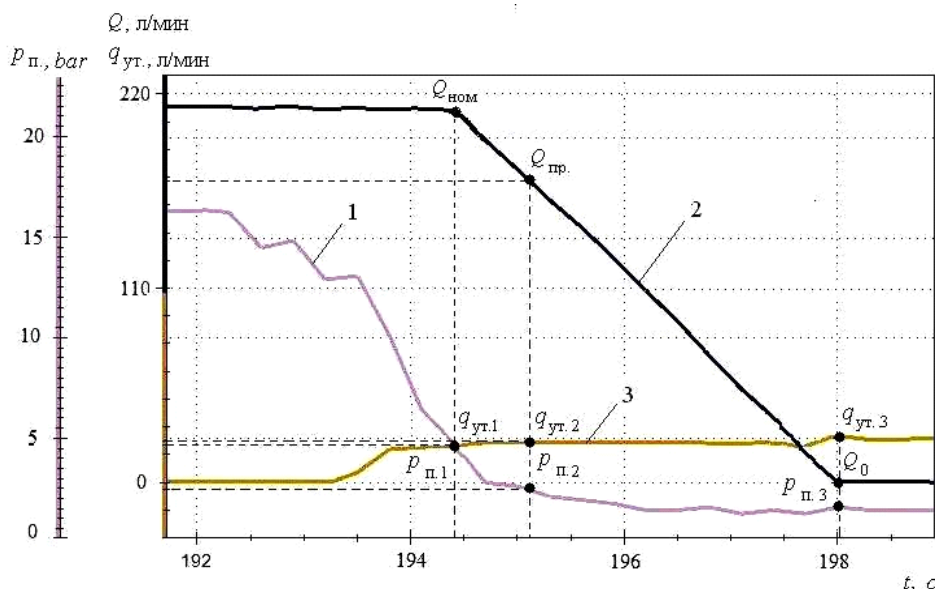


Рис. 3. Зависимости подачи насоса ГСТ-112 в линии нагнетания Q от развигаемого насосом подпитки давления в линии управления p_p и утечки $q_{ум}$:
 1 – кривая измерения давления в линии управления (красным цветом); 2 – кривая измерения подачи насоса в линии нагнетания (синим цветом); 3 – кривая измерения утечки в линии управления (желтым цветом); $Q_{ном} = 212,8$ л/мин – номинальная подача в линии нагнетания, соответствующая объемному КПД = 0,95; $Q_{пр} = 170,2$ л/мин – предельно допустимая подача в линии нагнетания, соответствующая падению объемного КПД на 20%; $Q_0 = 0$ л/мин – нулевая подача в линии нагнетания; $p_{п.1} = 4,8$ bar, $p_{п.2} = 2,9$ bar, $p_{п.3} = 1,5$ bar – значения давления в линии управления; $q_{ум.1} = 21$ л/мин, $q_{ум.2} = 24$ л/мин, $q_{ум.3} = 26,2$ л/мин – значения утечки в линии управления при фиксированных значениях подачи

плавное снижение подачи в линии нагнетания до предельно допустимой $Q_{пр} = 170,2$ л/мин, при этом значения утечки в линии управления составляет $q_{ум.2} = 24$ л/мин. Дальнейшее снижение давления в линии управления до $p_{п.3} = 1,5$ bar приводит к полной потере подачи гидронасоса в линии нагнетания $Q_0 = 0$ л/мин. При этом значения утечки в линии управления составляет $q_{ум.3} = 26,2$ л/мин.

Эксперимент показал, что система управления с давлением ниже $p_{п.1} = 4,8$ bar неспособна отклонять люльку качающего узла на максимальный угол.

Согласно предложенному механизму потери работоспособности ГСТ, снижение давления в линии управления связано с предельной утечкой рабочей жидкости из-за износов и зазоров в соединениях. Тогда для поддержания необходимого значения давления в линии управления, необходимо насосу подпитки увеличить производительность, которая позволит компенсировать все утечки рабочей жидкости в соединениях.

На рис. 4 представлены функции подачи в линии нагнетания насоса ГСТ-112, линия управления которого питалась насосами подпитки НШ-18 (установленный заводом-изготовителем ООО «Гидромаш») и НШ-32, при различном значении суммарной площади износа в соединении «латунный–стальной распределители». При этом зазоры в соединениях: «золотник–отверстие корпуса клапанной коробки» и «поршень–отверстие втулки блока цилиндров» соответствовали средним технологическим зазорам новых соединений.

Анализ результатов показал, что для ГСТ с установленным насосом подпитки НШ-18 предельно допустимая подача в линии нагнетания соответствует суммарной площади износа распределителей $S_{сум.пр.1} = 0,125$ мм². При том же значении суммарной площади износа для насоса, линия управления которого питалась от насоса подпитки НШ-32, подача в линии нагнетания в 1,1 раз выше и

соответствует $Q = 186$ л/мин, предельно допустимая подача достигается при суммарной площади износа распределителей $S_{\text{сум.пр.2}} = 0,19$ мм².

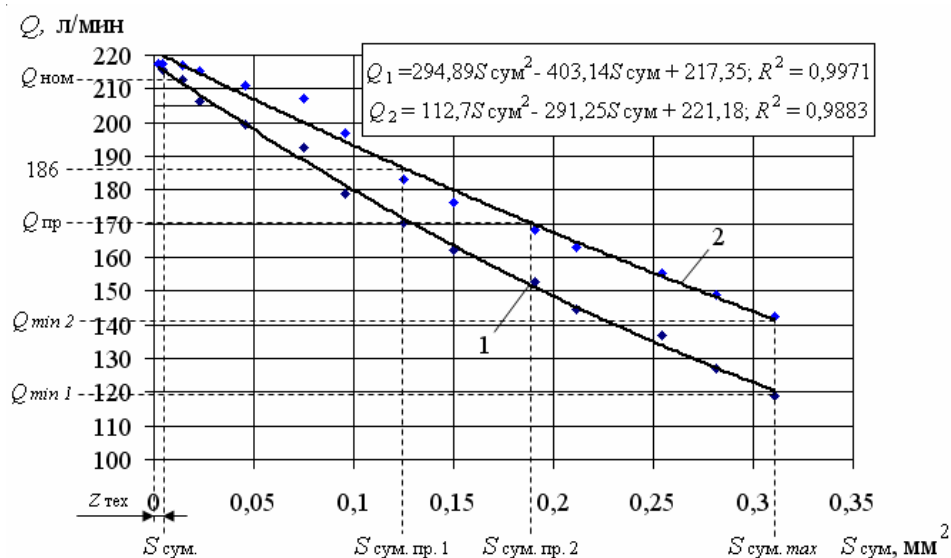


Рис. 4. Поддачи насоса ГСТ-112 в линии нагнетания Q в зависимости от типа насоса подпитки:

1 – НШ-18 (заводской); 2 – НШ-32; $Q_{\text{ном}} = 212,8_{7,6}$ л/мин – номинальная подача в линии нагнетания, соответствующая объемному КПД = 0,95; $Q_{\text{пр}} = 170,2$ л/мин – предельно допустимая подача в линии нагнетания, соответствующая падению объемного КПД на 20%; $Q_{\text{мин}1} = 119$ л/мин и $Q_{\text{мин}2} = 141$ л/мин – минимальные подачи в линии нагнетания насоса с НШ-18 и НШ-32 соответственно, при максимальной суммарной площади износа распределителей по результатам микрометричных исследований; $S_{\text{сум}} = 0,004$ мм² – средняя суммарная площадь износа новых распределителей; $S_{\text{сум.пр.1}} = 0,125$ мм² и $S_{\text{сум.пр.2}} = 0,19$ мм² – суммарные площади износа распределителей соответствующие предельно допустимой подаче в линии нагнетания насоса с НШ-18 и НШ-32 соответственно; $S_{\text{сум.мах}} = 0,311$ мм² – максимальная суммарная площадь износа распределителей насоса полученная по результатам микрометричных исследований

Для максимальной суммарной площади износа распределителей $S_{\text{сум.мах}} = 0,311$ мм² подача в линии нагнетания насоса с НШ-18 составляет $Q_{\text{мин}1} = 119$ л/мин. При том же значении суммарного износа распределителей для насоса с НШ-32, подача в 1,18 раза (18%) выше и составляла $Q_{\text{мин}2} = 141$ л/мин. Это говорит о том, что применение насоса подпитки большей производительности (НШ-32) позволяет компенсировать все утечки рабочей жидкости в соединениях и поддерживать давление в линии управления более длительное время. Эксперимент показал, что применение более производительного насоса подпитки позволит повысить доремонтный ресурс ГСТ-112.

Таким образом, проведенные исследования полностью доказали предложенный механизм потери работоспособности ГСТ. Установлено, что износы и зазоры в ресурсолимитирующих соединениях: «латунный–стальной распределители»; «поршень–отверстие втулки блока цилиндров»; «золотник–отверстие корпуса клапанной коробки» приводят к снижению давления развиваемого насосом подпитки в линии управления p_n и косвенно – к падению объемного КПД агрегатов.

Полученные результаты позволили более точно описать механизм потери работоспособности ГСТ и предложить пути повышения его долговечности. Особое внимание должно быть обращено на соединение «латунный–стальной распределители» и его влияние на давление в линии управления люлькой качающего узла. Повышение износостойкости данного соединения и сочетании с насосом подпитки большей производительности позволит существенно повысить доремонтный и межремонтный ресурсы объемного гидропривода ГСТ-112.

Литература

1. *Бурумкулов Ф.Х.* Оценка работоспособности и повышение долговечности объемного гидропривода // Ф.Х. Бурумкулов, П.А. Ионов, Д.А. Галин, А.В. Столяров // Труды ГОСНИТИ. 2008. Т. 102. С. 187-190.
2. *Бурумкулов Ф.Х.* Пути повышения долговечности объемного гидропривода ГСТ-90 // Ф.Х. Бурумкулов, П.А. Ионов, Д.А. Галин, А.М. Земсков // Тракторы и сельхозмашины. 2012. №10. С. 39-42.
3. *Камчугов Н.В.* Причины появления ресурсных отказов и оценка долговечности гидростатических трансмиссий сельскохозяйственной техники: автореф. дис. канд. техн. наук. Челябинск, ЧИМЭСХ, 1992. - 16 с.
4. *Балыков Н.М.* Обеспечение работоспособности и повышение ресурса гидроприводов сельскохозяйственной и мелиоративной техники применением комплексных покрытий: автореф. дис. канд. техн. наук. Саратов, СГАУ 2002. - 16 с.
5. *Бурумкулов Ф.Х.* Новая технология ремонта аксиально-поршневых гидромашин // Ф.Х. Бурумкулов, П.А. Ионов, А.В. Столяров, А.П. Сенин // Тракторы и сельхозмашины. – 2012. - №9. С. 50-53.
6. *Сенин П.В.* Новая технология ремонта регулируемых гидронасосов // П.В. Сенин, П.А. Ионов, А.В. Столяров, А.М. Земсков // Сельский механизатор, №12, 2013. – С.42-44.
7. *Ионов П.А.* Исследование работоспособности и разработка технологических рекомендаций по ремонту объемного гидропривода ГСТ-90 / П.А. Ионов, Ф.Х. Бурумкулов, Д.А. Галин, А.М. Земсков – Труды ГОСНИТИ, 2011, Т. 107, №1, С. 78-85.

STUDY OF THE MECHANISM OF THE AVAILABILITY Hydrostatic transmissions GST-112

*P.A. Ionov, Candidate of Technical Sciences,
«GNU GOSNITI»
P.V. Senin, Doctor of Technical Sciences,
A.V. Stolyarov, Candidate of Technical Sciences,
A.M Zemskov, Post-Graduate Student
«The Mordovian state university of N.P.Ogaryov»*

Annotation. *The article investigates the mechanism of incapacitation volume hydraulic drive GST-112, and finding ways to increase the durability of aggregates.*

Keywords: *volumetric hydraulic drive, hydrostatic transmission, pump, motor, efficiency, pressure, flow, leak, wear.*

REFERENCES

1. Burumkulov F.H. Assessment of performance and increased durability volume hydraulic drive / F.H. Burumkulov, P.A. Ionov, D.A. Galin, A.V. Stolyarov // Proceedings GOSNITI. 2008. T. 102. p. 187-190.
2. Burumkulov F.H. Ways to improve the durability of GST-volume hydraulic drive 90 / F.H. Burumkulov, Ionov P.A, Galin D.A, Zemskov A.M - Tractors and farm machinery, 2012, № 10, p.39-42.
3. Kamchugov N.V. Causes of failures and resource assessment durability hydrostatic transmissions of agricultural machinery: Author. dis. Candidate of Technical Sciences Chelyabinsk, CHIMESKH, 1992. – 16 p.
4. Balykov N.M. Ensuring and improving resource efficiency of hydraulic drives and agricultural reclamation techniques using complex coatings: Author. dis. Candidate. of Technical Sciences. Saratov, SSAU in 2002. – 16 p.
5. Burumkulov F.H. New Technology Repair axial piston hydraulic machines. / F.H. Burumkulov, P.A. Ionov, A.V. Stolyarov, A.P. Senin - Tractors and farm machinery, 2012. - № 9. p. 50-53.
6. Senin P.V. New technology controlled hydraulic pump repair / P.V. Senin, P.A. Ionov, A.V. Stolyarov, A.M. Zemskov - Rural mechanic, № 12, 2013. - p.42-44.
7. Ionov P.A. Health research and development of technological repair recommendations volume hydraulic drive GST-90 / P.A. Ions, F.H. Burumkulov, D.A. Galin, A.M. Zemskov - GOSNITI Proceedings, 2011, volume 107, № 1, p. 78-85.