

## АНАЛИЗ ИЗМЕНЕНИЯ КПД ГИДРОМАШИН ОТ ВЯЗКОСТИ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ С УЧЕТОМ ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО ИЗНОСА

## ANALYSIS OF CHANGES EFFICIENCY OF HYDRAULIC MACHINES ON THE VISCOSITY OF THE FLUID TO THE ACCOUNT OF SERVICE WEAR

*Проведен анализ теоретических и экспериментальных исследований изменения КПД гидромашин в зависимости от вязкости рабочей жидкости при наличии нормального износа, который свидетельствует о возможности обеспечения эксплуатации с заданной повышенной вязкостью рабочей жидкости, не выходящей за рекомендуемые производителями ограничения.*

*Ключевые слова: гидропривод, вязкость, ресурс, эксплуатация, износ.*

### Введение

Применение гидравлического привода в различных машинах является общей тенденцией современного машиностроения. Поддержание гидропривода в работоспособном состоянии и увеличение его ресурса являются основными задачами. При этом вязкость рабочей жидкости оказывает влияние на КПД, работоспособность и безотказность машин с гидроприводом.

### Основная часть

Выходными параметрами объемных гидромашин являются [1]:

- для насоса подача (расход) рабочей жидкости, давление и потребляемая мощность, потери мощности оценивают общим КПД и коэффициентом подачи;
- для гидромотора крутящий момент, давление, частота вращения и эффективная (выходная или полезная) мощность, потери мощности оценивают общим и гидромеханическим КПД.

Регламентированным критерием предельного технического состояния гидромашин является снижение КПД на 20% от начального значения согласно технической характеристике изделия [1]:

- коэффициента подачи для насосов;
- общего для гидромоторов.

Значение коэффициентов в 20% регламентируются как предельно-допустимые, однако на практике для получения эффективной эксплуатации объемного гидропривода с точки зрения сохранения скоростных характеристик и экономии топлива потребитель гидрофицированной машины, а в ряде случаев и изготовитель, считают целесообразным ограничить указанное значение [2]. Например, по данным фирмы «M. REXROTH», объемные потери мощности в аксиальнопоршневых гидромашинках

при работе на номинальном давлении составляют порядка 4% от номинального расхода для новой гидромашинки и повышаются до 7% при эксплуатации, т.е. коэффициент подачи снижается от 96 до 93% [3].

Представляет интерес рассмотреть характер изменения КПД гидромашин во взаимосвязи с факторами, способствующими его стабилизации при длительной эксплуатации объемного гидропривода.

Для насоса коэффициент подачи рассчитывают по формуле

$$k_Q = \frac{Q_T - \Delta Q_{ут}}{Q_T} = 1 - \frac{\Delta Q_{ут}}{Q_T}, \quad (1)$$

где  $Q_T$  — теоретическая подача насоса, определяемая как произведение частоты вращения на рабочий объем насоса

$$Q_T = 10^{-3} \cdot V_p \cdot n, \text{ л/мин}, \quad (2)$$

где  $V_p$  — рабочий объем насоса,  $см^3$ ,  $n$  — частота вращения вала насоса,  $мин^{-1}$ ,  $\Delta Q_{ут}$  — наружные утечки в дренаж и внутренние перетечки между полостями нагнетания и всасывания в распределительном узле насоса,  $л/мин$ .

Основные виды утечек и перетечек в насосе характеризуются течением рабочей жидкости при ламинарном режиме через прецизионные зазоры кольцевого и плоского видов, в основе определения которых лежит формула Гагена–Пуазейля [4], полученная при допущениях о недеформируемости стенок контртел (постоянстве зазора) и постоянстве вязкости рабочей жидкости в зазоре:

– для кольцевой щели

$$\Delta Q_{ут,щелу} = 0,06 \frac{k \cdot \pi \cdot D \cdot h^3}{12 \cdot \rho \cdot v \cdot L_{щ}} \Delta p, \text{ л/мин}, \quad (3)$$

где  $k$  — коэффициент эксцентриситета расположения золотника во втулке, принимающий значения:  $k = 1$  при концентричном расположении деталей;  $k = 2,5$  при максимальном эксцентриситете между осями золотника и

втулки и  $k = 1,75$  — среднее значение, принимаемое обычно при расчетах из-за неопределенности расположения золотника во втулке,  $D$  — диаметр золотника, мм,  $h$  — радиальный зазор между втулкой и золотником (полуразность их диаметров), измеряемый в микрометрах, мкм,  $L_{щ}$  — длина уплотнительной щели, мм,  $\Delta p$  — перепад давлений, МПа,  $\rho$  — плотность рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup>,  $\nu$  — коэффициент кинематической вязкости рабочей жидкости, мм<sup>2</sup>/с,

- через плоскую щель

$$\Delta Q_{\text{ут, щ}} = 0,06 \frac{l \cdot h^3}{12 \rho \cdot \nu \cdot L_{щ}} \Delta p, \text{ л/мин}, \quad (4)$$

где  $l$  — ширина щели, мм,  $L_{щ}$  — длина уплотнительной щели в направлении потока рабочей жидкости, мм,  $h$  — зазор, мкм.

С учетом эксплуатационного износа насоса, вследствие которого увеличиваются зазоры между контртелами поршневых и распределительной пар и растут утечки рабочей жидкости, запишем формулы для расчета коэффициента подачи для двух экстремальных значений — для максимального значения, характерного для нового насоса в начале эксплуатации и соответствующее значению, полученному на предприятии-изготовителе при приемосдаточных испытаниях, например,  $k_Q = 97\%$ , и при максимальном износе, например, на 15%, т.е. при  $k_Q = 82\%$

$$k_{Q_{97/\nu}} = \frac{Q_{\tau} - \Delta Q_{\text{ут } 97/\nu}}{Q_{\tau}} = 1 - \frac{\Delta Q_{\text{ут } 97/\nu}}{Q_{\tau}}, \quad (5)$$

$$k_{Q_{82/\nu}} = \frac{Q_{\tau} - \Delta Q_{\text{ут } 82/\nu}}{Q_{\tau}} = 1 - \frac{\Delta Q_{\text{ут } 82/\nu}}{Q_{\tau}},$$

где первая цифра в индексе обозначает коэффициент подачи ( $k_Q = 97\%$  и  $k_Q = 82\%$ ), а под чертой текущее значение коэффициента кинематической вязкости рабочей жидкости —  $\nu$ , мм<sup>2</sup>/с (сСт).

Так как все параметры в формулах (3) и (4), влияющие на значение утечек и перетечек рабочей жидкости при установившемся режиме работы объемного гидропривода, кроме вязкости, могут быть приняты постоянными значениями, то запишем вышеприведенные формулы в следующем виде

$$k_{Q_{97/\nu}} = 1 - \frac{A_{97/\nu}}{Q_{\tau} \cdot \nu} \text{ и } k_{Q_{82/\nu}} = 1 - \frac{A_{82/\nu}}{Q_{\tau} \cdot \nu}, \quad (6)$$

где  $A_{97/\nu}$  и  $A_{82/\nu}$  — коэффициенты, характеризующие утечки в зазорах по формулам (3) и (4) с соответствующей размерностью (точнее, утечки, отнесенные к единице вязкости, по аналогии с общепринятым коэффициентом утечек, отнесенным к единице

$$A_{97/\nu} = \frac{\Delta Q_{\text{ут } 97/\nu}}{\nu}, \text{ откуда,} \quad (7)$$

$$A_{82/\nu} = \frac{\Delta Q_{\text{ут } 82/\nu}}{\nu}, \text{ откуда } \Delta Q_{\text{ут } 82/\nu} = \frac{A_{82/\nu}}{\nu}.$$

Задаваясь в качестве примера теоретической подачей насоса  $Q_{\tau} = 100$  л/мин и номинальным для современных аксиально-поршневых насосов коэффициентом кинематической вязкости рабочей жидкости  $\nu_{30} = 30$  мм<sup>2</sup>/с, получим значения коэффициентов  $A_{97/\nu}$  и  $A_{82/\nu}$

$$A_{97} = (1 - k_{Q_{97/30}})(Q_{\tau} \cdot \nu_{30}) = (1 - 0,97)(100 \cdot 30) = 90, \quad (7)$$

$$A_{82} = (1 - k_{Q_{82/30}})(Q_{\tau} \cdot \nu_{30}) = (1 - 0,82)(100 \cdot 30) = 540$$

Задаваясь экстремальными значениями вязкости рабочей жидкости, например, максимальной  $\nu_{90} = 90$  мм<sup>2</sup>/с и минимальной  $\nu_{10} = 10$  мм<sup>2</sup>/с, получим

$$k_{Q_{97/90}} = 1 - \frac{A_{97}}{Q_{\tau} \cdot \nu_{90}} = 1 - \frac{90}{100 \cdot 90} = 0,99, \quad (8)$$

$$k_{Q_{97/10}} = 1 - \frac{A_{97}}{Q_{\tau} \cdot \nu_{10}} = 1 - \frac{90}{100 \cdot 10} = 0,91,$$

$$k_{Q_{82/90}} = 1 - \frac{A_{82}}{Q_{\tau} \cdot \nu_{90}} = 1 - \frac{540}{100 \cdot 90} = 0,94,$$

$$k_{Q_{82/10}} = 1 - \frac{A_{82}}{Q_{\tau} \cdot \nu_{10}} = 1 - \frac{540}{100 \cdot 10} = 0,46.$$

Построение графической зависимости коэффициента подачи нового насоса и находящегося на предельно низком допуске уровне от значения коэффициента кинематической вязкости показывает (рисунок 1), что в зоне повышенной в 3 раза по отношению к номинальной вязкости  $\nu_{30} = 30$  мм<sup>2</sup>/с, разность коэффициентов  $k_Q$  составляет 8% (0,99 и 0,91), при номинальном значении  $\nu_{30} = 30$  мм<sup>2</sup>/с эта разность увеличивается до 15% (0,97 и 0,82), а при работе в зоне минимальной для большинства конструкций насосов вязкости  $\nu_{10} = 10$  мм<sup>2</sup>/с достигает 48% (0,94 и 0,46).

Полученные результаты позволяют сделать вывод о том, что поддержание заданного технологического скоростного режима гидрофицированной машины при достижении насосом предельного состояния по коэффициенту подачи и работе на номинальном значении вязкости рабочей жидкости может быть достигнуто путем ее повышения за счет снижения температуры.

Графическая типовая зависимость износа насоса (падения коэффициента подачи) при наработке ресурса показана на рисунке 2. При постоянной эксплуатационной вязкости (30 мм<sup>2</sup>/с), обычно равной номинальной по технической характеристике насоса, наблюдается падение коэффициента подачи на 15% от начального значения (при заводских приемосдаточных испытаниях). При корректировке вязкости путем ее повышения от 30 до 90 мм<sup>2</sup>/с интенсивность снижения коэффициента подачи может быть существенно снижена и благодаря этому повышается эксплуатационный ресурс насоса, не выходя за его предельное состояние.

Если целью эффективной эксплуатации объемного гидропривода ставится повышение ресурса насоса, то необходимо подобрать оптимальный температурный режим, исходя из фактической вязкостно-температурной

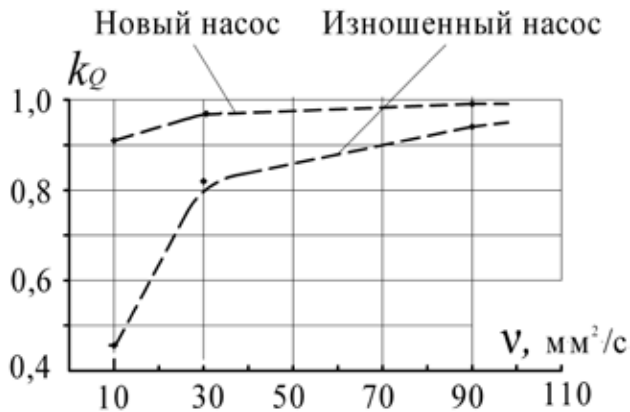


Рисунок 1 — Зависимости коэффициента подачи от вязкости рабочей жидкости для нового и изношенного насосов

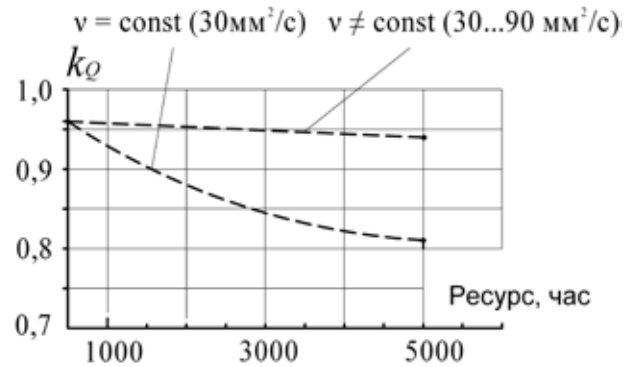


Рисунок 2 — Изменение коэффициента подачи насоса при наработке ресурса с постоянной номинальной кинематической вязкостью рабочей жидкости и путем ее коррек-тировки в сторону увеличения с целью повышения коэффициента подачи

характеристики рабочей жидкости, заправленной в гидросистему. На представленных на рисунке 3 расчетных зависимостях в качестве примера показано, что при постоянной вязкости рабочей жидкости ресурс насоса достигает нормативного (по техническим условиям — ТУ) в 5000 часов, при котором коэффициент подачи принимает минимальное значение  $k_{Q_{миним}} = 0,82$ .

При введении оптимального по вязкости режима работы объемного гидропривода возможно повышение ресурса насоса за счет обеспечения более высокого коэффициента подачи при достижении значения наработки в 5000 часов.

Для гидромотора вышеприведенные результаты расчетов могут быть распространены в случае постоянства значения гидромеханического КПД при наработке ресурса, что следует из формальной записи для его общего КПД

$$\eta_M = \eta_{M,ГМ} \cdot \eta_{M,O} \quad (9)$$

где  $\eta_{M,ГМ}$  и  $\eta_{M,O}$  — гидромеханический и объемный КПД, соответственно, по мере наработки ресурса, как и в насосе, основными факторами, приводящими к снижению общего КПД, являются утечки рабочей жидкости в зазорах прецизионных пар.

В качестве подтверждения на рисунке 4 представлены экспериментально полученные зависимости изменения объемных потерь (утечек и перетечек) по зазорам поршневых пар и распределительного узла и КПД гидромотора МРФ-400/25М1 в период наработки ресурса при стендовых заводских периодических испытаниях [5]. Испытания проводились при номинальных параметрах: частоте вращения  $n = 300 \text{ мин}^{-1}$ , давлении  $p = 25 \text{ МПа}$  и коэффициенте кинематической вязкости на рабочей жидкости порядка  $\nu_{50} = 26 \text{ мм}^2/\text{с}$  ( $cSt$ ) (смесь масел МГ30 и И-20А). Гидромоторы нагружались по рекуперативной схеме по ГОСТ 20719 с чередованием этапов постоянной и циклической работы по давлению. Измерение выходных параметров, объемных потерь и КПД гидромоторов проводили при вязкости рабочей жидкости  $\nu_{50} = (36 \pm 3) \text{ мм}^2/\text{с}$ . В результате испытаний в течение более 4000 ч установлено:

- гидромеханический КПД гидромотора  $\eta_{M,ГМ}$  стабилен на протяжении всего периода испытаний;

- общий КПД  $\eta_M$  падает в результате снижения объемного КПД из-за роста утечек и перетечек рабочей жидкости;

- наиболее интенсивно, более чем в шесть раз, увеличиваются утечки рабочей жидкости по поршням и распределительному узлу, перетечки имеют место только по распределительному узлу и при этом их рост не превышает 10%;

- падение общего КПД гидромотора не превышает 5% от начального значения за весь период испытаний, свидетельствуя о существенном запасе ресурса гидромотора относительно регламентированного в технических условиях (15%).

Оценку влияния вязкости рабочей жидкости на механические потери, и соответственно, на общий КПД гидромотора проведем на основании рассмотрения зависимости для определения его гидромеханического КПД

$$\eta_{M,ГМ} = \frac{M}{M_T} = \frac{M_T - \Delta M_{\Pi}}{M_T} = 1 - \frac{\Delta M_{\Pi}}{M_T} = 1 - \frac{\Delta p_{\Pi}}{\Delta p_T}, \quad (10)$$

где  $M_T$  — теоретический крутящий момент, развиваемый гидромотором,

$$M_T = \frac{1}{2 \cdot \pi} V_p \cdot \Delta p = 0,159 \cdot V_p \cdot \Delta p_T, \text{ Н.м}, \quad (11)$$

где  $M = M_T - \Delta M_{\Pi}$  — измеренный крутящий момент гидромотора (фактический, развиваемый гидромотором крутящий момент, который создается внешней нагрузкой со стороны рабочего органа или стендового тормозного устройства и который подлежит измерению на выходном валу гидромотора),  $H.м, V_p$  — рабочий объем гидромотора,  $см^3, \Delta p_T$  — теоретический перепад давлений, под которым понимают разность показаний манометров или преобразователей с аналоговым выходом, установленных на входе и выходе из гидромотора (в технических характеристиках гидромоторов указывают номинальный перепад давлений, а в эксплуатации — рабочий, т. е.

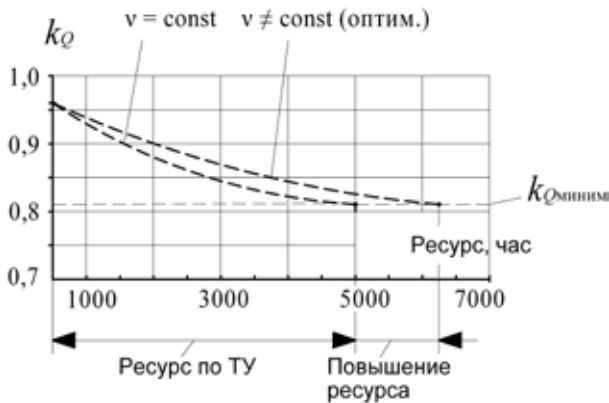


Рисунок 3 — Повышение ресурса насоса путем оптимальной корректировки коэффициента кинематической вязкости

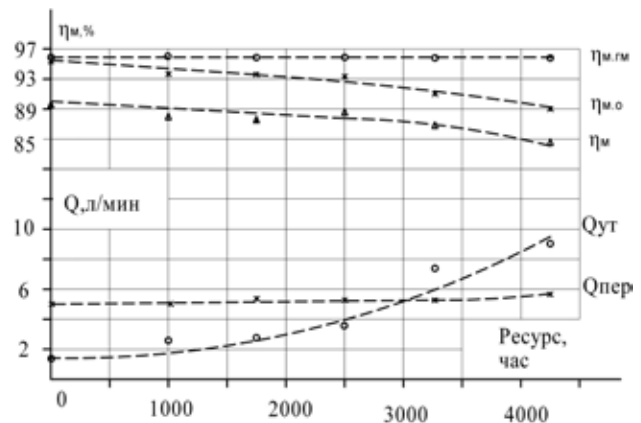


Рисунок 4 — Изменение утечек и перетечек рабочей жидкости и КПД радиальнопоршневого гидромотора однократного действия МРФ-400/25М1 в зависимости от времени наработки ресурса при стендовых испытаниях

фактичний, зависящий от нагрузки, создаваемой рабочим органом объемного гидропривода, причём в зависимости от технологического режима работы машины таких перепадов может быть несколько, например, при максимальном тяговом усилии или максимальной скорости движения транспортного средства),  $\Delta M_{\text{г}}$  — гидромеханические потери мощности в гидромоторе, включающие гидравлические в каналах при турбулентном режиме течения рабочей жидкости, барботажные на перемешивание рабочей жидкости в корпусе, и механические на трение в уплотнениях, поршневых парах, распределительном узле и подшипниках опор вала и блока цилиндров, которые компенсируются ростом разности (перепада) давлений  $\Delta p_{\text{г}}$ , затраченной на преодоление вышеуказанных потерь,

$$\Delta M_{\text{г}} = 0,159 V_p \cdot \Delta p_{\text{г}} \cdot H. \text{м.} \quad (12)$$

Следует отметить, что в общем балансе гидромеханических потерь  $\Delta M_{\text{г}}$  существенную долю занимают так называемые потери холостого хода (гидравлические, барботажные и в уплотнениях), поэтому наиболее простым и достоверным способом оценки потерь при изменении вязкости рабочей жидкости являются характеристики холостого хода гидромоторов, т.е. зависимости перепада давлений от частоты вращения при постоянном значении вязкости рабочей жидкости [6]

$$\Delta p_{\text{г.хх}} = f(n_{\text{м}}) \text{ при } v_i = \text{const.} \quad (13)$$

Проведем анализ данных ведущих производителей гидромашин относительно рекомендованных значений вязкости рабочей жидкости в эксплуатации [6].

Выбор рабочей жидкости по кинематической вязкости предусматривает оптимальное значение, при котором достигается максимальный КПД гидропривода, и экстремальные, при которых допускается его функционирование. Как правило, при экстремальных значениях вязкости вводятся ограничения по продолжительности работы и максимальным значениям частоты вращения и давления гидромашин во избежание возникновения

режимов смешанного трения и повреждения поверхностей контртел (поршневых групп, распределительного узла, подшипников качения и скольжения). Отрицательные температуры изменяют характеристики объемного гидропривода, что вызвано изменением зазоров и натягов в сопряженных парах, ухудшением упругих свойств уплотнений и повышением вязкости рабочей жидкости. Следствием изменения зазоров и натягов является уменьшение утечек рабочей жидкости и увеличение потерь на трение движущихся деталей. Ухудшение упругих свойств уплотнений приводит к потере герметичности. Повышение вязкости увеличивает сопротивление во всасывающей магистрали насоса, приводя к недозаполнению камер всасывания и кавитации, а в линии нагнетания к значительным тепловым потерям. Последствием отрицательных температур может быть разрушение отдельных устройств объемного гидропривода, угрожающее безопасности и отрицательно влияющее на окружающую среду. Кроме того, подготовка гидросистемы к эксплуатации при низких температурах окружающего воздуха связана с таким важным фактором, как поддержание минимального перепада температур между гидроустройствами и рабочей жидкостью во избежание заклинивания прецизионных пар скольжения (поршневых и золотниковых) и подшипников качения.

Например, фирма «HAGGLUNDS» для радиальнопоршневых гидромоторов многократного действия серии Viking, используемых в грузоподъемных механизмах судов с арктической зоной плавания, допускает возможность эксплуатации при температуре окружающего воздуха до «минус»  $60^{\circ}\text{C}$ , но при этом номинальное значение перепада температур между рабочей жидкостью и корпусом гидромотора (окружающей средой) ограничивается в  $20^{\circ}\text{C}$ , а для «холодного пуска» в  $35^{\circ}\text{C}$  [7]. Таким образом, недостаточно прогретая гидросистема ограничивает эксплуатационные возможности машины.

Таблица 1 — Допускаемые фирмой «POCLAIN HYDRAULICS» режимы работы гидромоторов серии S в зависимости от вязкостно-температурных свойств рабочей жидкости

Вязкостно-температурный диапазон работы	Допускаемые режимы и ограничения в работе гидромотора
Зона «А»: 20–100 <i>cCm</i> ; от 0 до 80 °C	Частота вращения и давление согласно технической характеристике. Температура РЖ не оказывает существенного влияния на КПД и ресурс гидромотора
Зона «В»: 100–1000 <i>cCm</i> ; от «минус» 20 до 40 °C Зона «С»: 9–20 <i>cCm</i> ; от 40 до 80 °C	Высокая частота вращения может привести к вибрациям в гидроприводе. Сохраняется высокий КПД гидромотора. Давление согласно зоне «А» Максимальная мощность не более 20–50% относительно зоны «А» (для длительной работы). Необходимо использовать рабочую жидкость с противоизносными присадками
Зона «Е»: Температура От 80 до 100° C	Допускается работа при ограничении по мощности и продолжительности. Температура в корпусе гидромотора не должна превышать 80 °C, а разность температур между корпусом и подводимой РЖ не должна превышать 20°С

Фирма *POCLAIN HYDRAULICS* рекомендует для гидроприводов, использующих высокомоментные радиальнопоршневые гидромоторы многократного действия серии S, оценивать технические возможности работы последних по частоте вращения, давлению или мощности в зависимости от вязкостно-температурного диапазона рабочей жидкости (от 9 до 2000 *cCm* и от «минус» 20 до 100°С) [8]. Такие рекомендации (таблице 1) являются очень важными для разработчика ОГП, позволяя уже на стадии проектирования подготовить последний к эксплуатации с учетом ограничений, налагаемых изготовителем гидромотора.

Относительно оптимальной зоны работы «А» при вязкости от 20 до 100 *cCm*, не создающей ограничений по частоте вращения и давлению гидромотора и соответствующей его технической характеристике по каталогу, выделяются зоны «В» и «С» с экстремальными отклонениями значений вязкости и зона «Е» предельных температур рабочей жидкости от 80 до 100°С.

Рекомендуемая фирмой «M. REXROTH» минимальная кинематическая вязкость рабочей жидкости для аксиальнопоршневых гидромашин устанавливается, исходя из недопущения развития режима смешанного трения, и может кратковременно (не более 3 *мин* [9]) составлять 5 и 10 *мм<sup>2</sup>/с (cCm)* при максимальной температуре 115 и 90 °C, соответственно. В период «холодного» пуска рекомендуется ограничивать частоту вращения до 1000

*мин<sup>-1</sup>* и давление нагнетания до 3 *МПа*. Для ОГП с аксиальнопоршневыми гидромашинами, работающими в условиях низких температур, фирма рекомендует учитывать следующие факторы [10]:

1) предельная низкая температура не должна быть ниже «минус» 25°С при работе на полной мощности, более низкие температуры требуют выполнения специальных рекомендаций фирмы;

2) предельная вязкость рабочей жидкости при работе без давления и расхода (при «нулевом» положении наклонного диска или блока цилиндров) —  $v_1 \leq 5000$  *cCm*;

3) предельная вязкость рабочей жидкости без нагрузки давлением, но при расходе менее 30 % от максимального —  $v_2 \leq 2500$  *cCm*;

4) предельная вязкость рабочей жидкости при кратковременной работе с полной нагрузкой и расходом одновременно —  $v_3 \leq 1000$  *cCm*;

5) важно убедиться в том, что после стартового периода работы объемного гидропривода с указанными выше граничными значениями вязкости рабочей жидкости происходит разогрев гидросистемы и при стабилизации температуры будет достигнута оптимальная вязкость  $v_{\text{опт}} = 16\text{--}36$  *cCm*;

Таблиця 2 — Требования к вязкости и чистоте рабочей жидкости для гидромашин [13]

Серии гидромашин	$V_p, \text{см}^3$	$P, \text{МПа}$	Класс (код) чистоты по ISO 4406	Температура РЖ, $T, \text{°C}$	Вязкость РЖ, $\text{мм}^2/\text{с}$ ( $\text{сСт}$ )		
					мин.	оптим.	макс.
90	30...250	42/48	18/13	-40...+115	7	12...60	500 /1600
A4VG	28...250	40/45	18/15; 17/14	-40...+115	5	16...36	/1600
HD2	68...500	/41	18/13	-40...+135	15	-	500 /2000
G. Cup	98...502	/42	17/14	-	10	30	162 /1612
SH	50...1200	40/80	18/12	-40...+120	5	40...60	3000
CA	3140...8880	/35	19/15; 16/13	-35...+100	-	40...150	1000
MS	260...15000	/45	18/13	-20...+80	9	20...50	2000
МК	2358...38001	/32	$\beta_{20} = 75$ (*)	-60...+70	20	40	10000
ГСТ	33...112	23/36	19/17/14	-12...+80	12	30	600/1000
310/313	12...250	20/35	19/17/14	-40...+75	10	20...35	/1500

Примечания: 1. Обозначения: — рабочий объем гидромашин; — давление (номинальное над чертой, пиковое под чертой); 2. Обозначения серий гидромашин: аксиальнопоршневые: 90 — фирма «SAUER-DANFOSS»; A4VG — фирма «M. REXROTH»; HD2 — фирма «PARKER HYDRAULICS»; G. Cup (серия Gold Cup) — фирма «DENISON HYDRALICS»; ГСТ — ОАО «Гидросила» (г. Кировоград); 310/313 — ОАО «Пневмостроймашина» (г. Екатеринбург); радиальнопоршневые однократного действия SH — фирма «SAI»; радиальнопоршневые многократного действия: MS — фирма «POCLAIN HYDRAULICS»; CA и МК — фирма «HAGGLUNDS»; 3. (\*) — со-ответствует классу чистоты 17/14 при работе на повышенных температурах и нагрузках; 4. Значение максимальной вязкости под чертой допускается при «холодном» пуске.

б) заполнение гидросистемы рабочей жидкости возможно при вязкости менее 3000  $\text{сСт}$ , что связано с возможностью ее протекания через подшипники гидромашин;

7) если привод аксиальнопоршневого насоса осуществляется от двигателя внутреннего сгорания, то необходимо следить за тем, чтобы при разогреве двигателя обеспечивался и разогрев рабочей жидкости гидросистемы, так как после разогрева двигателя у персонала складывается ошибочное впечатление о разогретости гидросистемы и возможности работы под нагрузкой;

8) способ разогрева рабочей жидкости путем прокачки последней через предохранительный клапан недопустим в связи с возможными негативными последствиями.

В таблице 2 приведены эксплуатационные значения минимальной, оптимальной и максимальной вязкости

рабочей жидкости для гидромашин разных типов, а также требования к чистоте рабочей жидкости [11].

В целом для гидромашин минимальное значение вязкости составляет 5–15  $\text{сСт}$ , оптимальное 12–60  $\text{сСт}$  и максимальное — не более 1600–2000  $\text{сСт}$ . Следует подчеркнуть, что хотя в последние годы на западноевропейском рынке появились гидромашини и гидрооборудование, адаптированные к работе на повышенных температурах рабочей жидкости до 100–135°C, эти достижения являются уникальными и получены в результате большого объема исследований и экспериментального опыта в области новых конструкторских решений и материалов, и не снижают важности проблем, связанных с износом, снижением КПД и долговечности гидропривода и рабочей жидкости.

Таким образом, можно предположить, что назначаемые значения оптимальной вязкости рабочей жидкости

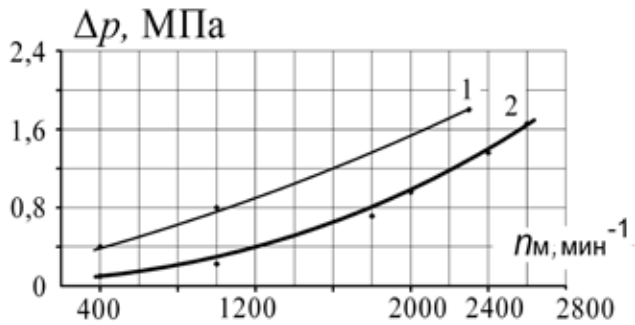


Рисунок 4 — Изменение перепада давлений холостого хода в гидромоторе моноблочной гидропередачи с шариками-поршнями ГОП-900 в зависимости от частоты вращения и температуры рабочей жидкости (масло ТАД-17и): 1 — 52–63°C (120–100 сСт); 2 — 103–117°C (17–10 сСт) [13]

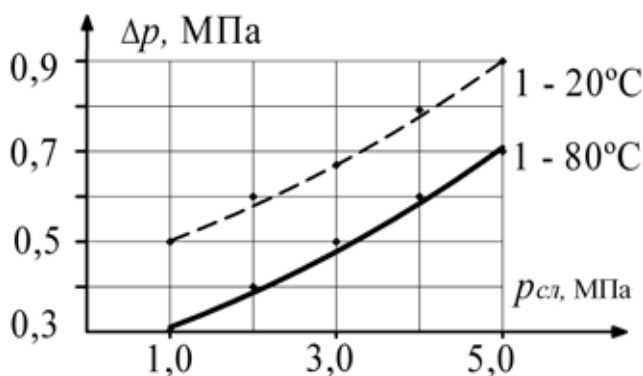


Рисунок 5 — Зависимость перепада давлений холостого хода аксиальнопоршневого гидромотора типа 410.56 от противодействия в сливной магистрали при различных температурах рабочей жидкости (масло ТАД-17и): 1—20–22° С (700 сСт); 2 — 80° С (35 сСт)

в диапазоне экстремальных значений до 5, не должны оказывать существенного влияния на КПД гидромашин и их ресурс. Для получения количественной оценки воспользуемся результатами экспериментальных исследований, связанными с оценкой функционирования гидромашин на различных температурно-вязкостных режимах рабочей жидкости и нагрузках по частоте вращения и давлению [12; 13].

На рисунке 4 изображены результаты изменения перепада давлений холостого хода на гидромоторе гидропередачи ГОП-900 разработки НИИ гидропривода, в которой был осуществлен переход с гидравлического масла МГЕ-46В на трансмиссионное ТАД-17 и, обладающее высокими трибологическими характеристиками на уровне лучших зарубежных аналогов и обеспечившее функционирование на температурах рабочей жидкости до 130°С. Устойчивая работа гидропередачи наблюдалась в широком скоростном (от 400 до 2600 мин<sup>-1</sup>) и температурном (от 53 до 117°С) диапазонах при изменении коэффициента кинематической вязкости в 6–12 раз.

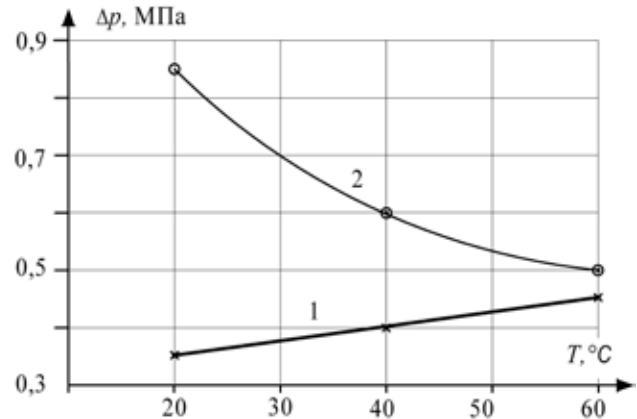


Рисунок 6 — Зависимость перепада давлений холостого хода аксиальнопоршневого моттонасоса МНА-63/200 от температуры рабочей жидкости (масло ИГП-30) и при различной частоте вращения: 1 — 100 мин<sup>-1</sup>; 1 — 1000 мин<sup>-1</sup>

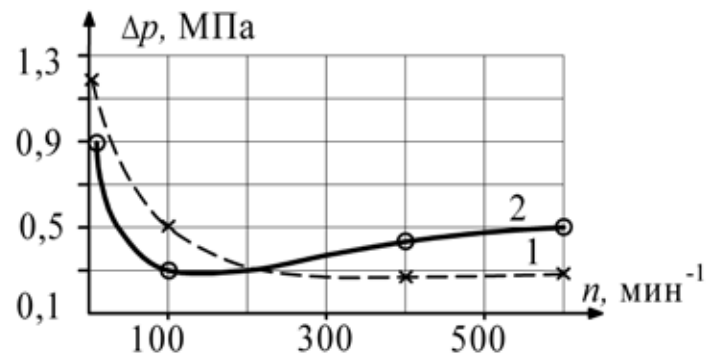


Рисунок 7 — Изменение перепада давлений холостого хода аксиальнопоршневого гидромотора Г15-22Р от частоты вращения при температуре рабочей жидкости (масло ИГП-30): 1 — 55° С (30 сСт); 2—20° С (150 сСт). Постоянное противодействие на сливе 2,5 МПа [12]

При частотах вращения 2000 и 2400 мин<sup>-1</sup> — перепады давлений составляют 1,2 и 1,7; 1,4 и 1,8 МПа, что при номинальном значении перепада давлений в гидромоторе

$\Delta p_T = 25 \text{ МПа}$  дает согласно формуле (9) при  $\Delta p_{T, \text{до}} \approx \Delta p_{T, \text{н}}$  отклонение гидромеханического КПД на 2 и 1,6%, соответственно.

В то же время, как показано выше (рисунок 2), увеличение вязкости в 3 раза позволяет увеличить коэффициент подачи (объемный КПД для гидромотора) на 12%.

Характеристики потерь холостого хода аксиальнопоршневого гидромотора с наклонным блоком цилиндров типа 410.56 проверялись при повышенном противодействии на сливе, моделируя режим диагностического нагружения пар трения [12].

При двух различных значениях температуры рабочей жидкости (в 4 раза) и вязкости (в 20 раз) получены практически симметричные кривые потерь давления, а разница в перепадах давлений оказалась практически

постоянной 0,2 МПа, составляя примерно 1% от номинального давления, развиваемого гидромотором.

На рисунке 6 представлены зависимости изменения перепада давлений холостого хода аксиальнопоршневого гидромотора с наклонным диском и разгрузкой поршней с помощью гидростатических подпятников типа МНА-63/200 в зависимости от температуры рабочей жидкости (масло ИПП-30), но при различных частотах вращения. Характерным для данного эксперимента является повышение перепада давлений от роста температуры рабочей жидкости при частоте вращения гидромотора в 100 мин<sup>-1</sup> и снижение перепада при частоте вращения 1000 мин<sup>-1</sup>. Причем при температуре в 20° С (вязкость 150 сСт) перепад давлений между режимами по частоте вращения составляет 0,45 МПа, а при достижении 60° С (вязкость 25 сСт) снижается до 0,05 МПа, т.е. в 9 раз при изменении вязкости в 6 раз.

Исследованиям потерь мощности на трение посвящен эксперимент, проведенный с аксиальнопоршневым гидромотором с точечным контактом поршней типа Г15-22Р, целью которого явилось изучение потерь преимущественно в зоне минимальных, так называемых «ползучих» частот вращения (рисунок 7) [12].

Обнаружено, что характер изменения перепада давления не зависит от температуры рабочей жидкости: зафиксированный при минимальных скоростях наибольший перепад давления с увеличением частоты вращения резко уменьшается, а затем возрастает. Принципиальная разница заключается в том, что, во-первых, снижение при малых частотах вращения и на холодной рабочей жидкости (кривая 2 — 20° С) происходит более интенсивно, чем на горячей (кривая 1 — 55° С), и во-вторых, при переходе через минимум возрастание при повышенных скоростях на холодной рабочей жидкости более значительно, чем на горячей.

При определенной частоте вращения (~200 мин<sup>-1</sup>) кривые пересекаются. Очевидно, что этому соответствует не какая-то строго фиксированная частота вращения, а диапазон частот. Причиной такого характера изменения потерь давления является, по видимому, зависимость вязкости рабочей жидкости (минерального масла) от температуры (чем выше температура, тем меньше вязкость). С уменьшением вязкости ухудшаются смазочные свойства в области гранично-го режима трения, имеющего место на низких частотах вращения (выше для горячей рабочей жидкости).

В то же время меньшая вязкость рабочей жидкости при высоких частотах вращения способствует снижению таких видов потерь, как барботажные (на перемешивание рабочей жидкости в корпусе гидромашин) и перепад давлений ниже.

Указанные закономерности проявляются тем существеннее, чем больше вязкость данной рабочей жидкости зависит от температуры, т.е. чем «круче» вязкостно-температурная характеристика рабочей жидкости. С точки

зрения выбора режима диагностирования представляет интерес диапазон частот, соответствующий переходной зоне, в которой перепад давления близок к минимальному. Именно в этой зоне имеет место пересечение кривых потерь давления, т.е. температурный фактор минимально влияет на возможный разброс контролируемых параметров. Наличие зоны диагностирования позволяет контролировать параметры гидромоторов без учёта температурного фактора, что упрощает испытания и повышает достоверность диагностирования.

### Выводы

Таким образом, показано, что одним из путей повышения ресурса объемных гидромашин при наличии нормального износа, связанного с ростом зазоров в прецизионных парах и соответствующего увеличения утечек и перетечек рабочей жидкости, приводящего к снижению коэффициента подачи насосов и общего КПД гидромоторов, является обеспечение эксплуатации с заданной повышенной вязкостью рабочей жидкости, не выходящей за рекомендуемые производителями ограничения.

В то же время не следует ожидать существенного роста гидромеханических потерь мощности и снижения общего КПД гидромашин.

### Литература

1. Гидроприводы объемные. Насосы объемные и гидромоторы. Общие технические требования (ДСТУ 2192-93. — [Введен 1994-07-01]. — 32 с. — Державний стандарт України.
2. Горбатов, В.В. Аналіз впливу зміни технічного стану гідроприводів циклічної дії сільськогосподарських машин на перевитрати палива / В. В. Горбатов // Вісник ХНТУСГ, 2009. — Вип. 80. — С. 315—321.
3. Экспериментальные исследования потерь мощности в современных аксиально-поршневых гидромашин для мобильной техники / Г.А. Аврунин, О.И. Белый, И.В. Кабаненко и др. // Промислова гідроліка і пневматика. Всеукраїнський науково-технічний журнал. — Вінниця. — 2006. — № 4(14). — С. 69—74.
4. Никитин, Г.А. Щелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов / Г. А. Никитин — М. : Машиностроение, 1982. — 135 с.
5. О модернизации высокомоментных гидромоторов однократного действия типа МРФ / Г. А. Аврунин Г.А., В. В. Гордеев В.В., Ю. М. Юров и др. // Вестник машиностроения. — 1989. — № 12. — С. 25—28.
6. Аврунин, Г.А. Гидравлическое оборудование строительных и дорожных машин: учебное пособие / (Г.А. Аврунин, И. Г. Кириченко, В. Б. Самородов); под ред. Г. А. Аврунина. — Х. : ХНАДУ, 2012. — 467 с.



7. DESIGNER'S GUIDE FOR VIKING MOTORS. Production: Reklamburan, Ornskoldsvik, Printed by Ruter Press, Laholm, Sweden, 1985. — 68 p.
8. Каталог фирмы «POCLAIN HYDRAULICS». INSTALLATION — SETTIG-UP. Hydraulic motors S25-S35-S50-S83. REF IMG4/2583(CR77 777-666), Edition Oct. 1987.
9. Фирма «M. REXROTH». Axial Piston Variable Displacement Pump A4VG. RE 92 003/11.03. Каталог.
10. Фирма «M. REXROTH» — «Brueninghaus Hydromatik». Подготовка к эксплуатации гидростатических приводов с аксиально-плунжерными машинами). RRS 90301-B.
11. Аврунін, Г.А. Основи об'ємного гідропривода і гідропневмоавтоматики: [навчальний посібник] / (Г.А. Аврунін, І. Г. Кириченко, І. І. Мороз); під ред. Г.А. Авруніна. — Харків : ХНАДУ, 2009. — 424 с
12. Объемные гидромашины. Методы заводской обкатки, диагностирование технического состояния: Метод. Рекомендации / Г.А. Аврунин, Л.Н. Альбошчая, Г.Н. Бакакин и др. / ВНИИ гидропривод. — М. : ВНИИТЭМР. — 1980. — 80 с.
13. Результаты экспериментальных исследований объемной гидропередачи с шариковыми поршнями / Г.А. Аврунин, М.Д. Борисюк, Ю. М. Бусяк и др. // Промислова гідроліка і пневматика. — 2004. — № 2(4). — С. 77—81.
7. DESIGNER'S GUIDE FOR VIKING MOTORS. Production: Reklamburan, Ornskoldsvik, Printed by Ruter Press, Laholm, Sweden, 1985. — 68 p.
8. Katalog firmy «POCLAIN HYDRAULICS». INSTALLATION — SETTIG-UP. Hydraulic motors S25-S35-S50-S83. REF IMG4/2583(CR77 777-666), Edition Oct. 1987.
9. Firma «M. REXROTH». Axial Piston Variable Displacement Pump A4VG. RE 92 003/11.03. Katalog.
10. Firma «M. REXROTH» — «Brueninghaus Hydromatik». Podgotovka k ekspluatatsii hidrostaticeskikh privodov s aksialno-plungernymi mashinami). RRS 90301-B.
11. Avrunin, G.A. Osnovy obiomnogo hidroprivoda i hidropnevmoavtomatyky: [navch. posibnyk] / (G.A. Avrunin, I.G. Kirichenko, I. I. Moroz); pid red. G.A. Avrunina. — Kharkiv: KHNADU, 2009. — 424 s.
12. Obiomnyie hidromashiny. Metody zavodskoy obkatki, diagnostirovanie tekhnicheskogo sostoyania: Metod. rekomendatsii / G.A. Avrunin, L.N. Alboshchaya, G.N. Bakakin i dr. / VNIИhidroprivod. — M.: VNIITEMR. — 1980. — 80 s.
13. Rezultaty eksperimentalnykh issledovaniy obiomnoi hidropredachi s sharikovymy porshnyamy / G.A. Avrunin, M.D. Borysukh, Yu. M. Busiakh i dr. // Promyslova hidravlika i pnevmatykha. — 2004. — № 2(4). — S. 77—81.

## References

1. Hidroprivody obiomnye. Nasosy obiomnye i hidromotory. Obschie tekhnicheskie trebovaniya (DCTU 2192-93. — [Vveden 1994-07-01]. — 32 s. — Derzhavnyi standart Ukrainy.
2. Ghorbatov, V.V. Analiz vplyvu zminy tekhnichnogo stanu hidroprivodiv tsykhlichnoi dii silskogospodarskikh mashin na perevytraty palyva / V.V. Ghorbatov // Visnyk KHNTUSG, 2009. — Vyp. 80. — S. 315—321.
3. Eksperimentalnyie issledovaniya poter moshchnosti v sovremennykh aksialno-porshnevnykh hidromashinakh dlya mobilnoi tekhniky / G.A. Avrunin, O.I. Bielyi, I.V. Kabanenko i dr. // Promyslova hidravlika i pnevmatykha. — 2006. — № 4(14). — S. 69—74.
4. Nikitin G.A. Shechelevyie i labirintnyie uplotneniia hidroagregatov / G.A. Nikitin. — M.: Mashinostroyeniye, 1982. — 135 s.
5. О модернизации высокомоментных гидромоторов однократного действия типа МРФ / G.A. Avrunin, V.V. Gordeyev, Yu.M. Yurov i dr. // Vestnik mashinostroyeniya. — 1989. — № 12. — S. 25—28.
6. Avrunin, G.A. Hidravlicheskiye oborudovaniye stroitelnykh i dorozhnykh mashin: uchebnoye posobiye / (A.G. Avrunin, I.G. Kirichenko, V.B. Samorodov); pod red. G.A. Avrunina. — Kharkiv: KHNADU, 2012. — 467 s.

Надійшла 23.01.2015 року

УДК 621-22

## Аналіз зміни ККД гідромашин від в'язкості робочої рідини з урахуванням експлуатаційного зносу

Г.А. Аврунін, І.Г. Пімонов

Запропоновано новий підхід до збільшення ресурсу гідроагрегатів гідропривода. Експериментально отримані і проаналізовані залежності зміни об'ємних втрат від часу напрацювання. Проведено аналіз даних світових виробників гідромашин щодо рекомендованих значень в'язкості робочих рідин. Встановлено і обґрунтований характер зміни перепаду тиску від температури робочої рідини. Показано шляхи підвищення ресурсу об'ємних гідромашин при наявності нормального зносу.

*Ключові слова:* гідропривод, в'язкість, ресурс, експлуатація, знос.

UDC 621.22

**Analysis of changes efficiency  
of hydraulic machines on the viscosity  
of the fluid to the account of service wear**

**G.A. Avrunin, I.G. Pimonov**

The new approach allowing to increase the resource of the hydraulic units of the hydraulic drive is offered in this article.

The dependencies between the changes of the volume loss and the term of use are received experimentally and analyzed. The data on hydraulic machines manufacturers' recommended viscosity values of working fluids is analyzed. The character of change of the pressure drop caused by the temperature of the working fluid is determined and justified. The ways to improve the resource of the volume hydraulic machines under the conditions of normal wear and tear are shown.

*Keywords: hydraulic drive, viscosity, resource exploitation, wear and tear.*