

## РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ В ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДАХ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

### ADJUSTING OF TEMPERATURE OF WORKING FLUID IN HYDRAULIC TRANSMISSION OF MOBILE MACHINES

*Проведен анализ способов охлаждения рабочей жидкости и узлов трения отдельных гидромашин в гидравлических принципиальных схемах объемных гидроприводов с разомкнутой и замкнутой цепями циркуляции рабочей жидкости. Рассмотрены вопросы расчета потерь мощности в объемном гидроприводе для выбора маслоохладителя и расхода рабочей жидкости, необходимого для прокачки через корпуса насосов и гидромоторов для реализации режимов локального охлаждения узлов трения во избежание риска их заклинивания. Приведены данные о способах регулирования температуры рабочей жидкости в объемном гидроприводе на экстремальных режимах эксплуатации — охлаждении при перегреве и нагреве при пуске в условиях отрицательных температур окружающего воздуха, в том числе путем применения современных универсальных масел с высокими вязкостно-температурными свойствами.*

*Ключевые слова: объемный гидропривод, рабочая жидкость, регулирование температуры, потери мощности, автоматизация режимов прокачки рабочей жидкости.*

#### Введение

Создание объемных гидроприводов (ОГП) для современной мобильной техники (строительно-дорожных, сельскохозяйственных, подъемно-транспортных и специальных машин) сопровождается непрерывным увеличением скоростных, удельных, контактных и температурных нагрузок, в связи с чем рабочая жидкость должна обладать эксплуатационными характеристиками, удовлетворяющими ряду функциональных требований: рабочего тела, смазывания контртел высоконагруженных узлов трения качения и скольжения гидромашин и гидроаппаратов, удаления механических загрязнений из зазоров, вызванных износом контртел, путем переноса к фильтроэлементам гидросистемы, обеспечивая при этом высокий уровень фильтруемости, отвода тепла от узлов трения гидроустройств, защиты от коррозии. Выбор рабочей жидкости проводят прежде всего исходя из соответствия трибологическим (смазочным) и вязкостно-температурным характеристикам гидромашин проектируемого объемного гидропривода.

При оптимальном значении кинематической вязкости рабочей жидкости достигается максимальный КПД объемных гидроприводов, при экстремальных значениях вязкости, как правило, 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).

Подготовка объемных гидроприводов к эксплуатации при низких температурах окружающего воздуха связана с таким важным фактором, как поддержание минимального перепада температур между гидроустройствами и рабочей жидкости во избежание заклинивания прецизионных пар скольжения (поршневых и золотниковых) и подшипников качения. Обычно этот перепад температур не должен превышать 20–35 °С.

Вязкостно-температурные свойства рабочей жидкости характеризуются индексом вязкости, расчет которого регламентирован ГОСТ 25371. Чем больше его значение, тем более пологой является вязкостно-температурная характеристика рабочей жидкости. Значения индекса вязкости для применяемых в объемных гидроприводах рабочей жидкости:

— ИВ = 90–100 — для объемных гидроприводов стационарных машин, работающих в помещении,

— ИВ = 120–200 — для объемных гидроприводов, работающих на открытом воздухе, в том числе мобильных машин,

— ИВ = 200–360 — для объемных гидроприводов, эксплуатирующихся в условиях предельных низких температур окружающего воздуха.

В целом для объемных гидроприводов минимальное значение вязкости составляет 5–15 *сСт*, оптимальное 12–60 *сСт* и максимальное не более 1600–2000 *сСт*. Следует подчеркнуть, что хотя в последние годы на западноевропейском рынке появились гидромашин и гидрооборудование, адаптированные к работе на повышенных температурах рабочей жидкости до 100–135 °С, 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 долговечностью объемных гидроприводов и рабочей жидкости.

В объемных гидроприводах мобильных машин температура в баке превышает 60–70 °С, а в корпусах гидромашин достигает 100 °С и более, поэтому возникает проблема локального отвода тепла от узлов трения (поршневых пар, распределительного узла, подшипников качения и скольжения). Негативными последствиями неэффективного отвода тепла являются задиры на поверхностях контртел или их заклинивание, повышенный износ подшипников и др. Для обеспечения локального охлаждения гидромашин вводят прокачку рабочей жидкости через их корпуса или конкретные узлы трения.

Особое внимание следует обратить на предотвращение местного перегрева при проведении стендовых испытаний или при подготовке к эксплуатации на холостом ходу и повышенных частотах вращения гидромашин, когда из-за низких давлений собственные утечки малы и не обеспечивают эффективное охлаждение.

Поддержание оптимального теплового режима с помощью рабочей жидкости является также одной из важнейших задач, решаемых для обеспечения надежной работы объемных гидроприводов и достижения максимального КПД.

## Анализ публикаций

Для обеспечения надежной работы объемного гидропривода применяют кондиционеры рабочей жидкости (рабочей жидкости), к которым относят гидроустройства, предназначенные для обеспечения необходимых качественных показателей и состояния рабочей жидкости [1], и которые называются теплообменниками, обеспечивающими нагрев и охлаждение рабочей жидкости. Теплообменником называется устройство, предназначенное для снижения, поддержания или повышения температуры рабочей жидкости путем теплообмена с другой средой. Нагревателем называется теплообменник, предназначенный для нагрева рабочей жидкости. Охладителем называется теплообменник, предназначенный для охлаждения рабочей жидкости. С помощью теплообменников в объемных гидроприводах поддерживают оптимальный температурный режим рабочей жидкости, соответствующий требованиям

производителей гидромашин и гидроаппаратов. В объемных гидроприводах находят применение охладители масловоздушного и масловодяного типов.

Представляет интерес изучение современных систем кондиционирования рабочей жидкости с целью повышения технического уровня отечественных мобильных машин с объемным гидроприводом. При этом рассмотрены публикации ведущих специалистов в области кондиционирования рабочей жидкости для объемных гидроприводов, и информационные материалы фирм, специализирующихся на производстве маслоохладителей и систем терморегулирования рабочей жидкости, а также опытные данные, накопленные авторами настоящей статьи [2–7].

Целью настоящей статьи является анализ современных систем кондиционирования рабочей жидкости для выработки рекомендаций по повышению технического уровня отечественных мобильных машин с объемными гидроприводами.

## Основная часть

Рассмотрим гидравлическую принципиальную схему объемного гидропривода с разомкнутой цепью циркуляции рабочей жидкости (рисунок 1).

Сдвоенный насос Н1+Н2 приводится во вращение от ДВС и нагнетает рабочую жидкость двумя потоками: насос Н1 (основной) с регулируемым рабочим объемом обеспечивает вращение гидромотора М1, насос Н1 с постоянным рабочим объемом приводит во вращение гидромотор М2 вентилятора маслоохладителя АТ. Для реверсирования вращения гидромотора М1 служит гидрораспределитель Р1 — трехпозиционный, четырехлинейный, с электрогидравлическим управлением (магниты обозначены У1 и У2), в нейтральной позиции каналы (линии) А и В разобщены, а р (нагнетания насоса Н1) и слива Т сообщены с гидробаком Б для разгрузки насоса. Защита от перегрузок обеспечивается предохранительными клапанами КП1 и КП2. Для очистки рабочей жидкости служит фильтр Ф с индикатором загрязненности и перепускным клапаном. Контроль давления в линии нагнетания насоса Н1 осуществляется с помощью манометра МН. Для охлаждения рабочей жидкости установлен маслоохладитель АТ с перепускным клапаном КО (при количестве отводимой тепловой мощности потерь до 60 кВт в качестве привода вентилятора используют электродвигатель (Э), при большем значении гидромотор М2 (шестеренного типа или аксиально-поршневого с регулируемым рабочим объемом). Температура рабочей жидкости в гидробаке контролируется с помощью электроконтактного термометра Т1, обеспечивая при росте температуры запуск гидромотора М2 вращения вентилятора путем подачи электропитания на магнит У3 гидрораспределителя Р2 или останов гидромотора путем сброса рабочей жидкости в гидробак Б.

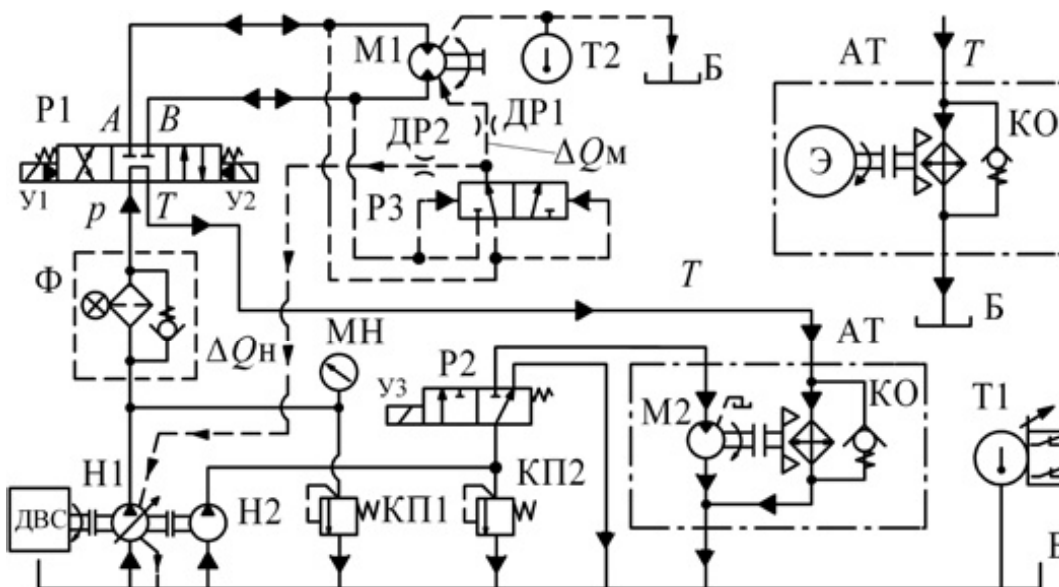


Рисунок 1 — Гидравлическая принципиальная схема объемного гидропривода с масловоздушным охладителем АТ и приводом вентилятора от гидромотора М2 или электродвигателя «Э»

Для обеспечения отвода тепла от узлов трения гидромашин служит гидрораспределитель Р3 с гидравлическим управлением, с помощью которого часть сливного потока рабочей жидкости прокачивается через корпуса гидромотора М1 ( $\Delta Q_M$ ) и насоса Н1 ( $\Delta Q_H$ ). Расход прокачиваемой рабочей жидкости регламентируется дросселями ДР1 и ДР2. Температура в корпусе гидромотора М1 контролируется термометром Т2. Значения расхода прокачиваемой рабочей жидкости через корпуса гидромашин устанавливают их изготовители на основании опытных данных. Например, для радиальнопоршневых высокомоментных гидромоторов однократного действия серии MR фирмы *Riva Calzoni* (Италия) прокачка рабочей жидкости составляет от 6 до 20 л/мин и позволяет повысить мощность гидромоторов в 1,3–1,5 раза [2].

Схема объемного гидропривода с замкнутой системой циркуляции рабочей жидкости с использованием аксиально-поршневых гидромашин ОАО «Гидросила» представлена на рисунке 2. В состав объемного гидропривода входят блок насоса БН со встроенными гидроцилиндрами Ц1 и Ц2 для перемещения наклонного диска насоса Н, насос подпитки и управления Нп, клапан давления КПп, обратные подпиточные (антикавитационные) клапаны КО1 и КО2, и дроссели ДР1–ДР3 системы управления и блок гидромотора БМ. В состав блока входят гидромотор с постоянным рабочим объемом М, клапаны предохранительные КП1 и КП2, «промывочный» гидрораспределитель Рп и клапан давления КД. Блоки насоса и гидромотора соединены рукавами высокого давления РВД1 и РВД2. На всасывании в насос подпитки Нп установлен фильтр Ф с моновакуумметром МН, в линии слива утечек рабочей жидкости из корпусов насоса и гидромотора в гидробак Т установлен маслоохладитель АТ (привод вращения вентилятора условно не показан).

Стрелками показано направление течения рабочей жидкости в основных, подпитки и дренажных магистралях объемного гидропривода. В частности, показано, что поток прокачки  $\Delta Q_M$  из гидрораспределителя Рп и клапана давления КД поступает в корпус гидромотора М, из которого выходит поток  $\Delta Q_M + \Delta Q_{\text{ут.М}}$  (добавляются утечки по прецизионным парам гидромотора) и поступает в насос Н. На выходе из корпуса насоса Н в маслоохладитель АТ поступает суммарный поток

$$\Delta Q_{\Sigma} = \Delta Q_M + \Delta Q_{\text{ут.М}} + \Delta Q_{\text{ут.Н}} + \Delta Q_{\text{КПп}}$$

где  $\Delta Q_{\text{ут.Н}}$  — утечки по прецизионным парам насоса Н,  $\Delta Q_{\text{КПп}}$  — расход рабочей жидкости через клапан давления КПп (работающий в режиме переливного).

Регулирование рабочего объема, подачи насоса  $\Delta Q_H$  и частоты вращения гидромотора  $n_M$  осуществляется путем перемещения  $\pm x$  следящего золотника гидрораспределителя Р1 на угол  $\pm 30^\circ$ .

Мероприятия по обеспечению охлаждения и снижению риска перегрева гидромашин реализуются путем установки:

- «промывочного гидрораспределителя» Рп с гидравлическим управлением от основных магистралей А и В, который обеспечивает автоматически сброс части сливного потока (от насоса подпитки Нп) в корпус гидромотора М и далее к насосу Н (см. выше);
- регулятора предельного давления для снижения подачи насоса до минимального значения при достижении регулятором значения его срабатывания. Встречаются термины «регулятор или компенсатор давления» («pressure compensator») или клапан «cut off». При нормальной работе ОГП, т.е. до тех пор, пока давление в гидросистеме не достигло настройки пружин золотников гидрораспределителей Р2 и Р3, оба золотника находятся в крайнем левом положении, как показано на гидросхеме.

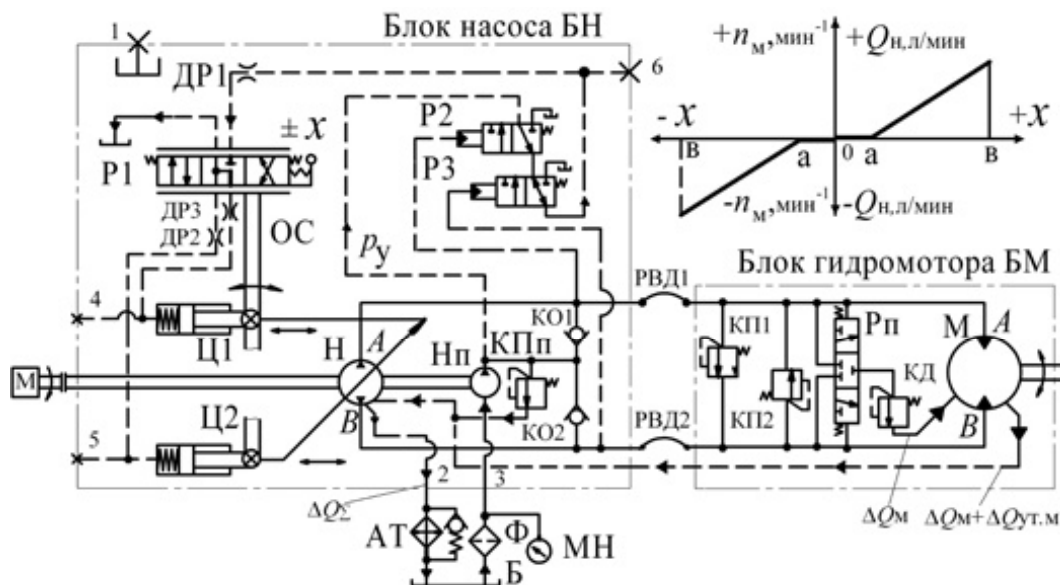


Рисунок 2 — Гидравлическая принципиальная схема объемного гидропривода (ГСТ) ОАО «Гидросила» с гидромеханической системой управления

При этом давление управления от насоса подпитки Нп поступает к гидрораспределителям Р2, Р3 и через дроссель ДР1 к Р1. При достижении давления более значения настройки пружины гидрораспределителя Р2, золотник последнего смещается вправо и питание от насоса подпитки к гидрораспределителям Р3 и Р1 не поступает. Отсутствие давления управления в гидрораспределителе Р1 приводит к тому, что наклонный диск насоса стремится занять нейтральное положение, снижая подачу до нулевого значения. При достижении давления более значения настройки пружины гидрораспределителя Р3, золотник последнего смещается вправо и сообщает линию управления гидрораспределителя Р1 с баком, что также приводит к снижению подачи насоса. Таким образом, автоматически исключается работа объемного гидропривода на максимальном давлении, соответствующем срабатыванию одного из предохранительных клапанов КП1 или КП2, и исключается дросселирование потока, приводящее к перегреву объемного гидропривода.

Охладители устанавливают в линиях низкого давления, как правило, на сливе рабочей жидкости из гидросистемы или автономно для охлаждения рабочей жидкости, находящейся в гидробаке Б, что обусловлено ограничениями по прочности трубной решетки охладителя. Эффективная работа охладителя обеспечивает энергосбережение и надежность объемного гидропривода путем поддержания оптимальной температуры рабочей жидкости при длительной эксплуатации на установившемся режиме и сокращает время прогрева гидросистемы при пуске в зимнее время.

Кроме приведенных выше способов охлаждения узлов трения гидромашин путем прокачки рабочей жидкости через их корпуса, встречается способ так называемой локальной («жиклерной») прокачки рабочей жидкости, когда с целью снижения потерь на перемешивание

рабочей жидкости в корпусе (барботажных потерь) из последнего проводится откачка рабочей жидкости (работа гидромашин при «сухом» корпусе).

Основными характеристиками маслоохладителей являются зависимости отводимого количества тепла (мощности) и перепада давлений от расхода рабочей жидкости (рисунок 3).

Для расчета выделяемой тепловой мощности фирмой HYDAC предлагается упрощенный метод путем определения потерь пропорционально приводной мощности объемного гидропривода: 15–20% при машинном и до 30% при дроссельном управлении расходом рабочей жидкости [3]

$$\Delta P_{\text{МАШ}} = (0,15-0,2) \cdot P_{\text{ГПР}} \text{ кВт}, P_{\text{ДР}} = 0,3 P_{\text{ГПР}} \text{ кВт}, \quad (1)$$

где  $P_{\text{МАШ}}$  и  $P_{\text{ДР}}$  — потери мощности при машинном и дроссельном способах управления объемным гидроприводом, соответственно, кВт,  $P_{\text{ГПР}}$  — приводная мощность объемного гидропривода, кВт.

По значению потерь подбирают требуемый по рассеиваемой мощности охладитель (рисунок 3, а) и определяют расход рабочей жидкости, который необходимо прокачивать через охладитель и создаваемый при этом на нем перепад давлений (рисунок 3, б). Так как охладители имеют ограничения по давлению на входе в 0,6 и 1,6 МПа (в зависимости от модели), то необходимо подобрать трубопровод на выходе из охладителя соответствующего сечения. При этом давление на входе в охладитель определяют по формуле

$$p_{\text{ВХ}} = \Delta p_{\text{ОХЛ}} + \Delta p_{\text{ТР}} < [p_{\text{ВХ}}], \text{ МПа}, \quad (2)$$

где  $\Delta p_{\text{ОХЛ}}$  — перепад давлений между входом и выходом, МПа,  $\Delta p_{\text{ТР}}$  — потери давления по длине трубопровода на выходе из охладителя, которые определяют по формуле [3]

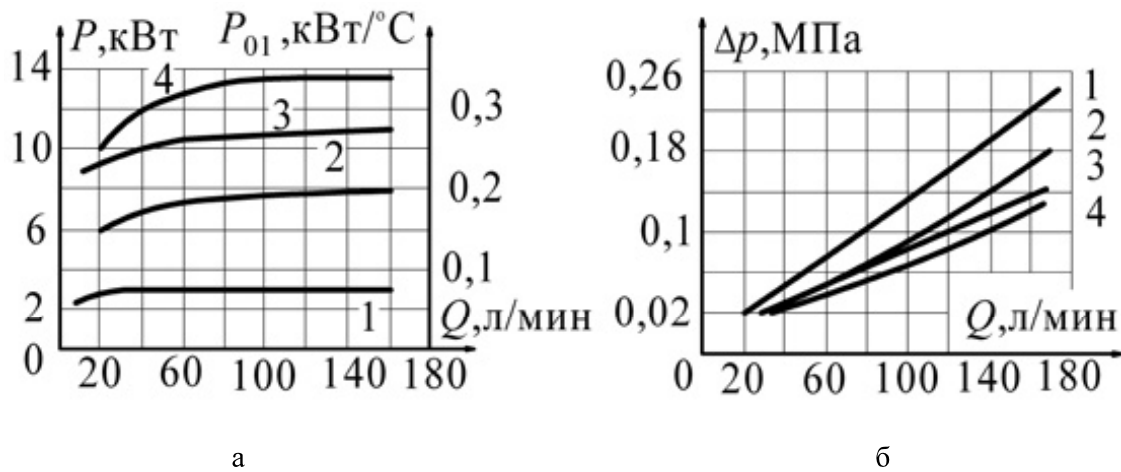


Рисунок 3 — Технические характеристики маслоохладителей серии OKELD фирмы «HYDAC» (ФРГ): а — зависимость отводимого тепла  $P$  и коэффициента эффективности охладителя  $P_{01}$  (на  $1^\circ\text{C}$ ) от расхода рабочей жидкости при перепаде температур  $40^\circ\text{C}$ , б — зависимость перепада давлений между входным и выходным патрубками от расхода рабочей жидкости

$$\Delta p_{\text{тр}} = 0,584 \cdot \frac{L}{d^4} \cdot Q \cdot v_{\text{вязк}}, \text{ МПа}, \quad (3)$$

где  $L$  — длина трубопровода, м,  $d$  — внутренний диаметр трубопровода, мм,  $Q$  — расход рабочей жидкости, л/мин,  $v_{\text{вязк}}$  — коэффициент кинематической вязкости рабочей жидкости,  $\text{сСт}$ ,  $[p_{\text{вх}}]$  — допускаемое давление на входе в охладитель (максимальное значение по технической характеристике), МПа.

В связи с тем, что характеристики перепада давлений охладителей даны фирмой при кинематической вязкости рабочей жидкости в  $30 \text{ сСт}$ , то при отличающейся вязкости вводят соответствующую поправку  $K$  (таблица 1)

$$\Delta p_{\text{охл},v_i} = \Delta p_{\text{охл},v=30} \cdot K, \quad (4)$$

где  $\Delta p_{\text{охл},v=30}$  и  $\Delta p_{\text{охл},v_i}$  — перепад давлений на охладителе при вязкости  $30 \text{ сСт}$  и отличном от  $30 \text{ сСт}$  значении, соответственно.

Следует отметить, что при повышении вязкости рабочей жидкости от  $32$  до  $150 \text{ сСт}$  (в  $4,7$  раза) перепад давлений возрастает в  $5,3$  раза, а при снижении вязкости от  $32$  до  $10 \text{ сСт}$  (в  $3,2$  раза) перепад давлений уменьшается в  $2$  раза.

Значение расхода прокачки рабочей жидкости через корпус гидромотора рекомендуется определять по формуле [4], правомерность применения которой подтверждена экспериментальными данными.

$$Q_{\text{пр}} = k_{\text{пр}} \cdot \Delta P = 0,6 \cdot \Delta P, \text{ л/мин}, \quad (5)$$

где  $\Delta P$  — потери мощности в гидромоторе, кВт,  $k_{\text{пр}} = 0,6$  — коэффициент прокачки, определяемый как отношение

расхода прокачки рабочей жидкости, приходящегося на единицу потерь мощности, л/(мин кВт).

Потери мощности в гидромоторе определяют по разности затрачиваемой и выходной мощности (эти оба вида потерь существенны при работе под нагрузкой)

$$\Delta P = P_{\text{затр}} - P_{\text{вых}} = \frac{Q_{\text{вх}} \cdot \Delta p}{60} - \frac{M \cdot n}{9550} \text{ кВт}, \quad (6)$$

где  $P_{\text{затр}}$  — затрачиваемая гидромотором мощность, кВт,  $P_{\text{вых}}$  — выходная (полезная) мощность гидромотора, кВт,  $Q_{\text{вх}}$  — расход на входе в гидромотор, л/мин,  $\Delta p$  — перепад давлений (номинальный или рабочий, т.е. на эксплуатационном режиме), МПа,  $n$  — частота вращения гидромотора,  $\text{мин}^{-1}$ ,  $M$  — крутящий момент, развиваемый гидромотором

$$M = 0,159 \cdot V_p \cdot \Delta p \cdot \eta_{\text{ГМ}}, \text{ Нм}, \quad (7)$$

где  $V_p$  — рабочий объем гидромотора,  $\text{см}^3$ ,  $\eta_{\text{ГМ}}$  — гидромеханический КПД гидромотора.

При холостом ходе потери мощности определяют по формуле

$$\Delta P_{\text{х.х}} = \frac{M_{\text{х.х}} \cdot n}{9550} = \frac{0,159 \cdot V_p \cdot \Delta p_{\text{х.х}} \cdot n}{9550}, \text{ кВт}, \quad (8)$$

где  $M_{\text{х.х}} = 0,159 \cdot V_p \cdot \Delta p_{\text{х.х}}$  — момент трения холостого хода гидромотора при определенной максимальной частоте вращения, Нм,  $\Delta p_{\text{х.х}}$  — перепад давлений при холостом ходе между входной и выходной магистралями гидромотора, МПа,  $n$  — частота вращения гидромотора,  $\text{мин}^{-1}$ .

Таблица 1 — Поправка  $K$  для определения перепада давлений при вязкости рабочей жидкости (минерального масла), отличной от  $30 \text{ мм}^2/\text{с}$  ( $\text{сСт}$ )

Вязкость РЖ, $\text{мм}^2/\text{с}$ ( $\text{сСт}$ )	10	15	22	32	46	68	100	150
Поправка, $K$	0,5	0,65	0,77	1,0	1,3	1,9	2,8	5,3



Рисунок 4 — Способы изменения температуры рабочей жидкости в объемном гидроприводе [6]

Рекомендуемое значение коэффициента прокачки  $k_{пр} = 0,6 \text{ л/(мин·кВт)}$  является ориентировочным и в ряде случаев завышенным, так как для конкретного гидромотора и условий его эксплуатации могут быть достаточными и меньшие значения. Минимизация коэффициента прокачки требует проведения большого объема экспериментальных работ и связана с риском выхода из строя гидромашин.

Вопросы автоматизации и эффективности работы систем охлаждения с объемным гидроприводом фирмы SAUER-DANFOSS, в том числе с применением аксиальнопоршневых насосов с регулируемым рабочим объемом, рассмотрены в работе [5].

На рисунке 4 показаны три группы способов изменения температуры рабочей жидкости в объемном гидроприводе за счет изменения потерь энергии (мощности), условий естественного теплообмена и его искусственного регулирования [6]. Безусловно эффективным с точки зрения энергосбережения и повышения КПД объемного гидропривода является первый способ, второй способ в мобильных объемных гидроприводах малоэффективен в связи с минимальными массогабаритными параметрами

гидрооборудования и количеством заправляемой рабочей жидкости, третий способ обеспечивает достижение требуемых температурных значений в объемном гидроприводе при любых значениях установочной мощности, КПД и поверхностей гидрооборудования, но является наиболее затратным для реализации в связи с необходимостью приобретения охладителей и нагревателей и затрат мощности при их эксплуатации.

Все виды потерь энергии в объемном гидроприводе превращаются в тепловую, которая расходуется на нагревание гидроустройств и в основном за счет конвективного теплообмена рассеивается в окружающую среду. Тепловое состояние объемного гидропривода с устройством регулирования температуры рабочей жидкости выражается уравнением теплового баланса [7]

$$Q_{огп} \cdot d\tau = m_{огп} \cdot c_{огп} \cdot dt + kS(t_{рж} - t_0) \cdot d\tau \pm Q_{т} \cdot d\tau, \quad (9)$$

где  $Q_{огп} \cdot d\tau$  — количества тепла, выделяемого объемным гидроприводом за время  $d\tau$ ,  $m_{огп} \cdot c_{огп} \cdot dt$  — количество тепла, затрачиваемого на нагревание объемного гидропривода на температуру  $dt$ ,  $kS(t_{рж} - t_0) \cdot d\tau$  — количество тепла, рассеиваемого в пространстве за время  $d\tau$ ,  $Q_{огп}$  — количество тепла, выделяемого объемным

гідроприводом за одиницю часу,  $m_{\text{огп}}$  — маса гідрооборудовання і робочої рідини,  $c_{\text{огп}}$  — середня удельна теплоємність робочої рідини і матеріалів, з яких виготовлен об'ємний гідропривід,  $k$  — коефіцієнт теплопередачі,  $S$  — площа ізлучаючих поверхностей гідрооборудовання,  $t_{\text{рж}}$  і  $t_0$  — температури робочої рідини і оточуючого повітря, відповідно,  $Q_T$  — кількість тепла, необхідного об'ємному гідроприводу для нагріву або охолодження з метою підтримання температури робочої рідини в оптимальному експлуатаційному діапазоні.

Аналіз цього рівняння показує, що регулювання температури робочої рідини можна здійснювати зміною кількості тепла, виділяемого об'ємним гідроприводом, його масою і робочою рідиною, коефіцієнтом теплопередачі, площею поверхні теплообміну і тривалістю роботи об'ємного гідроприводу під навантаженням. При цьому в якості навантаження слід розглядати тиск (силове навантаження) і швидкість переміщення або обертання робочих зв'язок гідромашини (швидкісне навантаження), причому останнє може бути суттєвим навіть в режимі холостого ходу по тиску і внаслідок малих на такому режимі витоків робочої рідини в прецизійних парах гідромашин призводить до їх перегріву.

Основними факторами виділення тепла в об'ємному гідроприводі є:

- внутрішнє тертя робочої рідини,
- дроселювання робочої рідини в гідроапаратах, гідромашинах і щелевих ущільненнях,
- тертя в гідромашинах і гідроапаратах,
- місний нагрів внаслідок кавітації робочої рідини,
- температура оточуючого повітря і сонячна радіація,
- зовнішні джерела — ДВС, опалювачі і др.,
- спеціальні підігрівачі робочої рідини (електричні, з використанням оброблених газів і др.).

Ураховуючи вплив перерахованих факторів на температурний режим об'ємного гідроприводу, при його конструюванні слід домогтися мінімізації виділяемого кількості тепла.

Інтенсивність охолодження робочої рідини в об'ємному гідроприводі можна регулювати природною конвекцією:

1. Збільшенням ємності гідробака, поверхні теплообміну і маси гідрооборудовання.
2. Використанням спеціальних покриттів гідрооборудовання з високим коефіцієнтом теплопередачі.
3. Використанням охолоджувачів типу «робоча рідина—повітря» і «робоча рідина—вода».
4. Примусовим обдувом.
5. Використанням захисних екранів від впливу сонячних променів і теплового випромінювання зовнішніх джерел.

Можливо також штучне охолодження робочої рідини, наприклад, компресором з випарником, встановленим в гідробаку. В об'ємних гідроприводах мобільних машин найбільш широко використовуються охолоджувачі типу «робоча рідина—повітря», як найбільш ефективні і адаптовані.

Структурна схема функціональної взаємодії між тепловим станом і параметрами об'ємного гідроприводу, пристроями регулювання температури робочої рідини і техніко-економічними показателями мобільної машини показана на рисунку 5, на якому позначені [6]:  $k_n$  — коефіцієнт тривалості роботи під навантаженням,  $k_u$  — коефіцієнт використання номінального тиску,  $k_v$  — коефіцієнт використання машини в період зміни,  $n$  — кількість переключень керуючої і регулюючої апаратури в зміну,  $t_0$  — температура оточуючого середовища,  $v_0$  — швидкість вітру,  $r_0$  — інтенсивність сонячної радіації,  $h$  — висота снігового покриву,  $P_H$  — потужність, споживана об'ємним гідроприводом,  $Q_H$  — подача насоса (насосів в насосній установці),  $p_{\text{ном}}$  — номінальний тиск,  $L_{\text{тр}}$  — протяженість трубопроводів,  $v_{\text{рж}}$  — швидкість течії робочої рідини,  $\xi$  — сумарний коефіцієнт гідроспротивлення,  $k$  — коефіцієнт теплопередачі,  $S$  — площа теплоізлучаючих поверхностей,  $t_{\text{рж}}$  — температура робочої рідини,  $\nu_{\text{в'язк}}$  — в'язкість робочої рідини,  $\delta$  — зазор в рухомих з'єднаннях гідроапаратури,  $\sigma$  — узагальнений показник фізико-механічних властивостей матеріалів, з яких виготовлені гідроапаратури, ПТ — перетворювач температури робочої рідини,  $S_T$  — площа теплообміну маслоохладителя,  $k_T$  — коефіцієнт теплопередачі маслоохладителя,  $V_0$  — ємність гідробака,  $m_{\text{рж}}$  — маса робочої рідини,  $Q_{\text{др}}$  — кількість тепла, виділяемого на дроселі,  $Q_{\text{ог}}$  — кількість тепла, виділяемого обробленими газами,  $Q_3$  — кількість тепла, виділяемого електронагрівачами,  $\eta_0$  — об'ємний КПД,  $I$  — знос гідрооборудовання,  $k_{\text{ин.рж}}$  — коефіцієнт інтенсивності окислення робочої рідини,  $\Delta p$  — втрати тиску,  $F_{\text{тр}}$  — втрати на тертя в гідрооборудованні, П — експлуатаційна продуктивність машини,  $\tau_{\text{ц}}$  — тривалість циклу машини,  $D_{\text{го}}$  — показник довговічності гідрооборудовання,  $G$  — витрата палива ДВС привода насоса,  $D_{\text{рж}}$  — показник строку служби робочої рідини,  $C_{\text{пр}}$  — собівартість одиниці продукції,  $\epsilon$  — економічна ефективність застосування пристрою регулювання температури робочої рідини.

На рисунку 6 показані гідравлічні принципи схем розігріву робочої рідини і ефективність їх застосування [6]:

- шляхом дроселювання витрат насоса (рисунки 6, а) з допомогою гідророзподільця Р2, в лінії перепуску робочої рідини якого встановлено дросель (жиклер),
- обробленими газами ДВС шляхом відбору їх із вихлопної труби і пропуску через робочу рідину з допомогою труби, розміщеної в гідробаку Б (рисунки 6, б),

- путем уменьшения объема гидробака (рисунок 6, в), где с помощью двухпозиционного четырехлинейного гидрораспределителя РЗ всасывание насоса осуществляется из бака большей вместимости Б (как показано на рисунке) или при переключении гидрораспределителя вправо и всасывание через гидробак Б1 малой вместимости;

- с помощью электронагревательного элемента (ТЭН), установленного в гидробаке Б (рисунок 6, г).

При отсутствии системы подогрева продолжительность прогрева рабочей жидкости составляет более 80 мин (линия 1), при искусственном уменьшении объема гидробака менее 60 мин (2в), при дросселировании потока рабочей жидкости менее 30 мин (3а) и менее 20 мин при использовании выхлопных газов ДВС (4б). Анализ эффективности и расчет приведенных способов разогрева рабочей жидкости подробно рассмотрен в работе [6].

Следует отметить, что приведенные способы разогрева рабочей жидкости разрабатывались порядка 30 лет тому назад без учета возможности использования рабочей жидкости с широкими вязкостно-температурными характеристиками. В настоящее время современной тенденцией является унификации рабочей жидкости для трансмиссий, двигателей и объемных гидроприводов тракторов, причем при использовании рабочей жидкости с высокими значениями индекса вязкости. Например, концерн *ADDINOL LUBE OIL GmbH* производит трансмиссионногидравлические минеральные масла серии *UTTO* для тракторов (*Universal Tractor Transmission Oil*), являясь одновременно продуктом серии *TOU* (*Tractor Oil Universal*). Масла *UTTO* соответствуют по классификации моторным *SAE 10W30, 10W40, 15W40* и *20W40* (*UTTO Extra 20W40* с температурой застывания «минус» 39 °С), трансмиссионным *GL4 (API)* и гидравлическим *HLPD* и *HVLP (DIN 51524 2/3)*. Так масло *UTTO 10W30* соответствует гидравлическому класса *HVLP 46* (H — масло гидравлическое, V — с улучшенными вязкостно-температурными свойствами, L — с антиокислительной присадкой, P — с противоизносной присадкой, 46 — коэффициент кинематической вязкости 41,4–50,6 *cSt* при температуре 40°С).

## Выводы

1. На основании проведенного анализа средств регулирования температуры рабочей жидкости в объемных гидроприводах и результатов опытноэкспериментальных работ рекомендуется предварительно рассчитывать суммарное значение потерь мощности для выбора маслоохладителя и обеспечивать локальный отвод тепла из наиболее температуронагруженных пар трения.

2. Для подогрева рабочей жидкости следует применять один из способов, рекомендуемых в работе [6], наиболее эффективным из которых является ее нагрев за счет использования выхлопных газов ДВС мобильной машины.

3. С учетом современной номенклатуры рабочих жидкостей рекомендуется более широкое использование

сортов с повышенными вязкостно-температурными свойствами серии *HVLP*.

## Литература

1. Гидроприводы объемные и пневмоприводы. Часть 4. Кондиционеры рабочей среды, гидроемкости и пневмоемкости, гидролинии и пневмолинии. Термины и определения (ДСТУ 3455.496). — [Введен 19980101]. — 30 с. — (Державний стандарт України).

2. Radial Piston Motor. Type MR, MRE. DENISON CALZONI. RCOa 1806/03.03. Bologna, Italy. — 36 p.

3. Oil/Air Cooler Units. Mobil series with DC motor. OKELD Type. HYDAC INTERNATIONAL : Catalogue 02 Section 10. — Brochure E 5.805.0/01.02. — 8 p.

4. 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.

5. Гуськов, С.А. Гидравлические приводы вентиляторов систем охлаждения / С. А. Гуськов // Строительные и дорожные машины. — 2006. — № 11. — С. 26—28.

6. Каверзин, С.В. Работоспособность гидравлического привода самоходных машин при низких температурах / С.В. Каверзин // Красноярск. — Изд. Красноярского Университета, 1986. — 144 с.

7. Башта, Т.М. Машиностроительная гидравлика / Т.М. Башта. — М.: Машиностроение, 1971. — 672 с.

## References

1. Hidroprivody ob'emnye i pnevmoprivody. Chast 4. Konditsionery rabochey sredy, gidroiomkosti i pnevmoeomkosti, gidrolinii i pnevmolinii. Terminy i opredeleniya (DSTU 3455.496). — [Vveden 19980101]. — 30 s. — (Derzhavnyi standart Ukrainy).

2. Radial Piston Motor. Type MR, MRE. DENISON CALZONI. RCOa 1806/03.03. Bologna, Italy. — 36 p.

3. Oil/Air Cooler Units. Mobil series with DC motor. OKELD Type. HYDAC INTERNATIONAL : Catalogue 02 Section 10. — Brochure E 5.805.0/01.02. — 8 p.

4. Avrunin, G.A. Gidravlichesкое oborudovanie stroitelnyih i dorozhnyih mashin: uchebnoe posobie / (G. A. Avrunin, I. G. Kirichenko, V. B. Samorodov), pod red. G. A. Avrunina. — H. : HNADU, 2012. — 467 s.

5. Guskov, S.A. Gidravlicheskie privody ventilyatorov sistem onhlazhdeniya / S.A. Guskov // Stroitelnyie i dorozhnyie mashiny. — 2006. — № 11. — S. 26—28.

6. Kaverzin, S.V. Rabotosposobnost gidravlichesкого privoda samohodnyih mashin pri nizkih temperaturah / S. V. Kaverzin // Krasnoyarsk. — Izd. Krasnoyarskogo Universiteta, 1986. — 144 s.

7. Bashta, T.M. Mashinostroitel'naya gidravlika / T.M. Bashta. — M.: Mashinostroenie, 1971. — 672 s.

Надійшла 5.01.2016



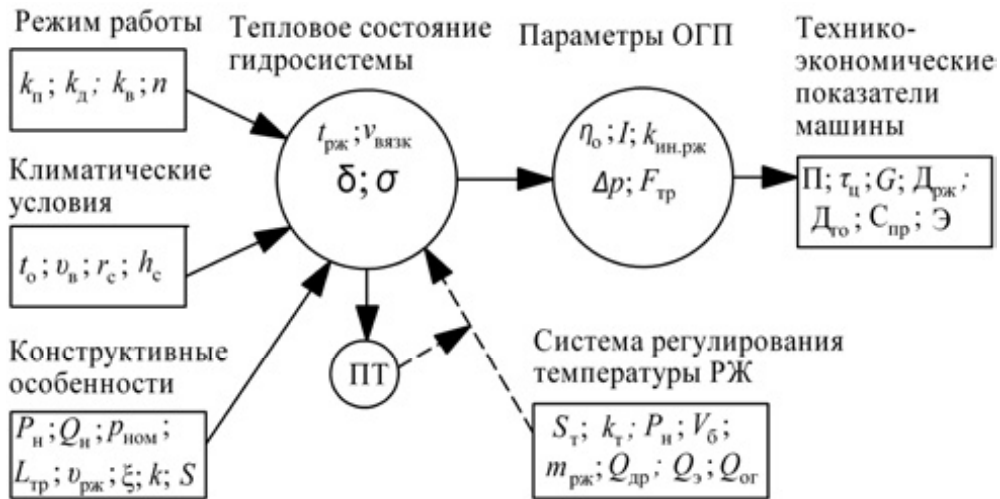


Рисунок 5 — Схема изменения теплового состояния гидросистемы и его влияние на техникоэкономические показатели машины [6]

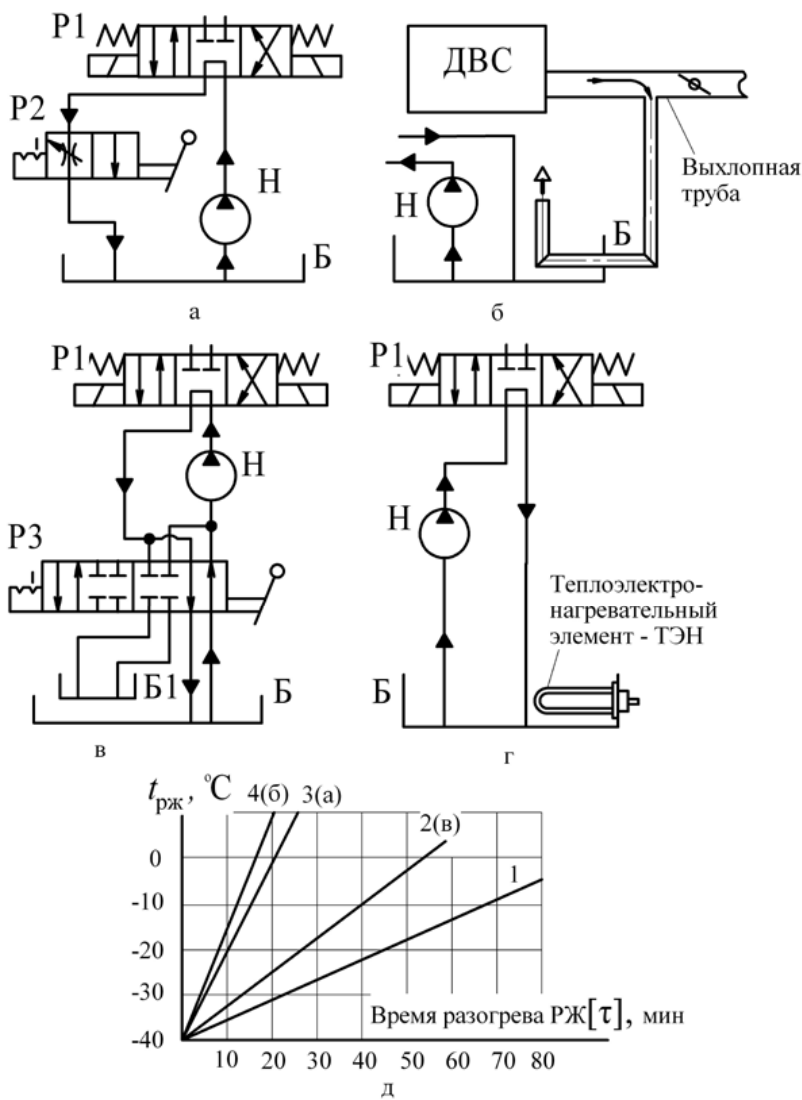


Рисунок 6 — Гидравлические принципиальные схемы разогрева рабочей жидкости в объемном гидроприводе (а–в) и продолжительность разогрева рабочей жидкости в объемном гидроприводе экскаватора ЭО4121А в зависимости от применяемого способа (д) [6]

## Регулювання температури робочої рідини в об'ємних гідроприводах мобільних машин

Г.А. Аврунін,  
І.Г. Пімонов,  
І.І. Мороз

Проведено аналіз способів охолодження робочої рідини і вузлів тертя окремих гідромашин в гідравлічних принципових схемах об'ємних гідроприводів з розімкненою і замкненою ланцюгами циркуляції робочої рідини. Досліджено витрати робочої рідини, необхідної для прокачування через корпуси насосів і гідромоторів для реалізації режимів локального охолодження вузлів тертя, щоб уникнути ризику їх заклинювання. Наведено способи регулювання температури робочої рідини в об'ємному гідроприводі на екстремальних режимах експлуатації — охолодженні при перегріванні і нагріві при пуску при експлуатації при низьких температурах навколишнього повітря, у тому числі шляхом застосування сучасних універсальних олій з високими в'язкістнотемпературними властивостями.

*Ключові слова:* об'ємний гідропривод, робоча рідина, регулювання температури, втрати потужності.

## Adjusting of temperature of working fluid in hydraulic transmission of mobile machines

G.A. Avrunin,  
I.G. Pimonov,  
I.I. Moroz

The ways of cooling of the working fluid and the friction knots of the particular hydrocars in hydraulic schematic diagrams of the volume hydraulic drives with open and closed circuit of circulation of the working fluid are analyzed. The aspects of calculation of the power losses in volume hydraulic drives due to the necessity of choosing of the oil cooler are considered. The consumption of the working fluid necessary for the pumping thru the casing assemblies of the pumps and motors for implementation of the modes of local cooling of the friction knots in order to avoid the risk of their jamming is considered. The ways of regulation of the temperature of the working fluid in the volume hydraulic drives in extreme modes of operation are shown.

*Keywords:* volume hydraulic drive, working fluid, regulation of the temperature, power loss.