

УДК 621.878.6

А. Е. Науменко

ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ И ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГИДРОСИСТЕМЫ НА ПОТЕРИ МОЩНОСТИ В ГИДРОСИСТЕМЕ НА ПРИМЕРЕ ПОГРУЗЧИКА М₀АЗ-4048

Рассмотрено влияние температуры рабочей жидкости и технического состояния гидросистемы на потери мощности. Предложена методика регулирования вязкости рабочей жидкости в зависимости от технического состояния (износа) элементов гидросистемы.

В настоящий момент одной из острых проблем, возникающих при эксплуатации строительно-дорожных машин, является увеличение цен на топливо, поэтому всё большую актуальность приобретают вопросы энергосбережения. Большинство современных строительно-дорожных машин оснащены объёмным гидроприводом, применительно для которого необходимо найти пути оптимизации как в конструкции, так и в условиях эксплуатации. Одним из направлений оптимизации работы гидропривода является минимизация потерь мощности в гидросистеме.

Эксплуатация строительно-дорожных машин происходит в широком диапазоне температур в зависимости климатических условий и времени года. Например, при работе машины в условиях

Республики Беларусь температура в зимний период времени достигает $-20...-30\text{ }^{\circ}\text{C}$, а при работе в летнее время $+25...+30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Важнейшей характеристикой рабочей жидкости гидросистемы, влияющей на её энергопотери, является её вязкость. Она во многом определяет режим течения рабочей жидкости в трубопроводах и гидроаппаратах (ламинарный или турбулентный), влияет на значение потерь давления в трубопроводах и гидроаппаратах и величину утечек через зазоры в гидрораспределителе, гидроцилиндрах и насосах. Большое влияние на вязкость рабочей жидкости оказывает её температура. Зависимость вязкости рабочей жидкости от температуры показана на рис. 1. Для большинства гидравлических масел эта зависимость изменяется по логарифмическому закону [1].

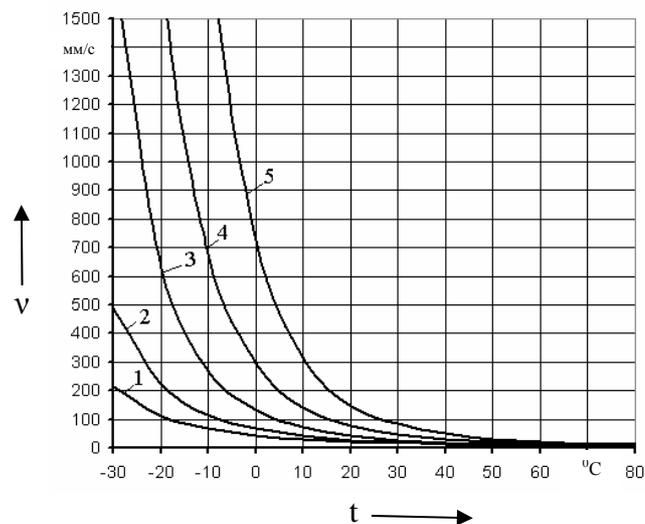


Рис. 1. Зависимость вязкости рабочей жидкости гидросистемы от температуры масла: 1 – АМГ-10; 2 – ВМГЗ; 3 – АУ; 4 – МГ-20; 5 – МГ-30

При таком широком диапазоне изменения кинематической вязкости от температуры целесообразно оценить её влияние на работу гидросистемы, прежде всего, на величину потерь мощности в гидросистеме.

Потери мощности в гидросистеме машины можно разделить на два типа – потери мощности на преодоление сопротивлений в трубопроводах и гидроаппаратах и потери мощности, связанные с наличием в гидросистеме утечек. Потери мощности на преодоление сопротивлений помимо температуры зависят от конструкции гидросистемы, т. е. количества и типоразмера гидроаппаратов и гидравлической арматуры.

В качестве объекта при оценке потерь мощности на преодоление сопротивлений в трубопроводах и гидроаппаратах была принята гидросистема одноковшового фронтального погрузчика МоАЗ–4048.

Исходными данными для расчёта явились свойства рабочей жидкости (её вязкость и плотность), подача насоса, параметры трубопроводов (длина, диаметр) и гидроаппаратов (условный проход, коэффициент сопротивления). Расчёт этих потерь производился по следующей методике.

Для трубопроводов скорость рабочей жидкости равна:

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2},$$

где Q – подача насоса; d – диаметр трубопровода.

Режим движения рабочей жидкости в трубопроводе (ламинарный или турбулентный). Для этого определяем число Рейнольдса:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu},$$

где ν – кинематическая вязкость рабочей жидкости.

Определяем коэффициент Дарси – коэффициент сопротивления трубопровода.

Число Рейнольдса позволяет определить характер движения рабочей жидкости в трубопроводе. При числе Рейнольдса меньше 2300 считают, что движение в трубопроводе ламинарное и коэффициент Дарси считают по формуле

$$\lambda = \frac{64}{Re}.$$

Если же число Рейнольдса больше 2300, то считают, что движение рабочей жидкости турбулентное и коэффициент Дарси рассчитывают по формуле

$$\lambda = 0,3164 \cdot Re^{-0,25}.$$

Определяем потери давления в трубопроводе:

$$\Delta P_{TP} = \frac{\lambda \cdot \rho \cdot l \cdot v^2}{2 \cdot d},$$

где l – длина трубопровода; ρ – плотность рабочей жидкости.

Для местных сопротивлений потери давления определяются по следующей формуле:

$$\Delta P_{MC} = \frac{\xi \cdot \rho \cdot v^2}{2 \cdot g},$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления (выбирается в зависимости от вида местного сопротивления) [2]; g – ускорение свободного падения.

Потери давления в гидроаппаратах можно также определить с помощью метода конечных элементов [3].

Потери давления для гидросистемы определяются для трёх режимов работы гидросистемы: транспортного режима и режимов подъёма и опускания рабочего оборудования. Это необходимо делать, потому что потери давления в гидросистеме не постоянны, так как рабочая жидкость в каждом из режимов двигается по разным контурам, и общая длина трубопроводов и количество местных сопротивлений непостоянны.

Потери давления в каждом из ре-

жимов суммируются. Задавшись дальностью перемещения и временем цикла работы погрузчика можно определить долю каждого режима в общем времени рабочего цикла и рассчитать средние потери мощности на преодоление сопротивлений в трубопроводах и гидроаппаратах.

$$\Delta N_p = \frac{\Delta P_{TR} \cdot Q \cdot t_{TR} + \Delta P_{ПОД} \cdot Q \cdot t_{ПОД} + \Delta P_{ОП} \cdot Q \cdot t_{ОП}}{t},$$

где ΔP_{TR} , $\Delta P_{ПОД}$, $\Delta P_{ОП}$ – потери давления в режимах транспортном, подъёма и опускания рабочего оборудования; t_{TR} , $t_{ПОД}$, $t_{ОП}$ –

продолжительность транспортного режима, режима подъёма и опускания рабочего оборудования соответственно; t – общее время рабочего цикла погрузчика.

Используя методику определения потерь мощности на преодоление сопротивлений в трубопроводах и гидроаппаратах и зная вышеуказанную зависимость вязкости рабочей жидкости от температуры, были определены зависимости этих потерь мощности от температуры рабочей жидкости для гидросистемы погрузчика МоАЗ-4048 (рис. 2).

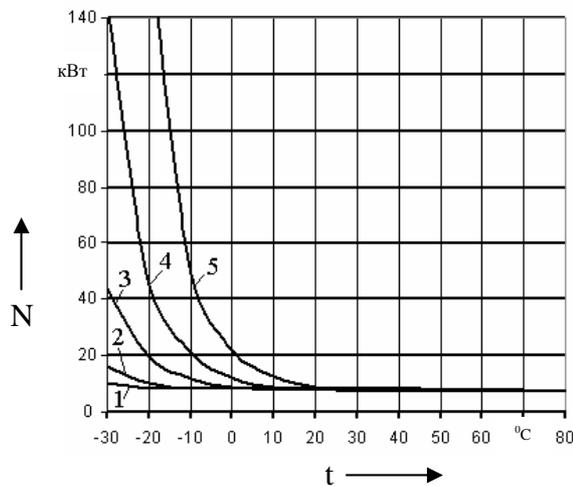


Рис. 2. Зависимость потерь мощности на преодоление сопротивлений трубопроводов и гидроаппаратов в гидросистеме погрузчика МоАЗ-4048 от температуры масла: 1 – АМГ-10; 2 – ВМГЗ; 3 – АУ; 4 – МГ-20; 5 – МГ-30

Как видно из графика, в зависимости от применяемых гидравлических масел потери мощности на преодоление сопротивлений изменяются довольно существенно. Поэтому необходимо заранее определять климатические условия работы машины и заливать с их учётом рабочую жидкость. Зона стабилизации потерь мощности для гидравлических жидкостей АМГ-10 и ВМГЗ лежит в диапазоне от -20 до -10 °С, а для жидкостей АУ, МГ-20, МГ-30 – в диапазоне от -0 до +20 °С. При температурах выше +20 °С потери мощности на преодоление сопротивлений изменяются незначительно и составляют примерно около 10 МПа. Однако для каждой гидросистемы значения потерь мощности

будет разным и будет зависеть от количества и параметров трубопроводов и гидроаппаратов, а также от величины подачи насосной установки.

Потери мощности из-за объёмных потерь рабочей жидкости зависят от состояния износа гидропривода (в основном, от износа золотников распределителя, износа поршней гидроцилиндров и плунжеров аксиально-поршневых гидромоторов). Однако наибольшая величина этих потерь наблюдается в гидрораспределителях, когда машина работает в режиме подъёма рабочего оборудования. В этом режиме перепад давления в напорной и сливной полостях гидрораспределителя максимален, и в зависимо-

сти от номинального давления в гидросистеме может достигать от 14 до 30 МПа.

Износ прецизионной пары «корпус–золотник» происходит постепенно в течение всего времени нахождения машины в эксплуатации, причём наибольшему износу подвергается именно золотник, так как корпус, в основном, выполняется из чугуна, а золотник – из более мягкой стали или бронзы.

Потери мощности за счёт объёмных потерь можно определить используя формулу определения утечек через плоскую щель [2]:

$$q = \frac{P_{TP} \cdot a^3}{12 \cdot \mu \cdot l},$$

где P_{TP} – перепад давления в начале и конце щели; a – ширина щели; μ – дина-

мическая вязкость рабочей жидкости; l – длина щели.

Зазор между корпусом и золотником распределителя a непостоянен по длине окружности неизношенной части золотника. На рис. 3 показано поперечное сечение плунжерной пары «корпус–золотник» с учётом износа золотника. При многократном взаимодействии с корпусом поверхность золотника изнашивается, изменяя радиус кривизны в изношенной части. Этот радиус кривизны будет равен радиусу корпуса, так как корпус выполнен из более твёрдого материала. При увеличении износа золотника его область (ограниченная точками A и B) с изменённым радиусом будет увеличиваться.

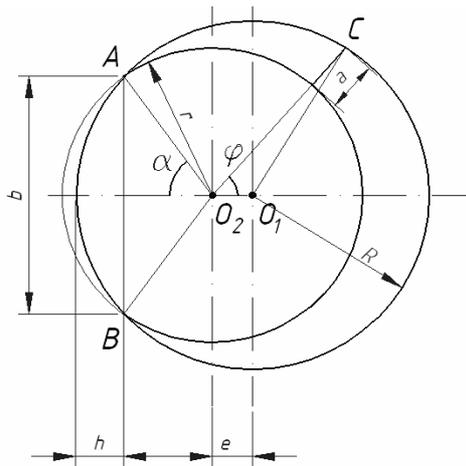


Рис. 3. Схема определения утечек в гидрораспределителе

Для определения расхода через зазор зададимся величиной износа золотника распределителя. Условимся за величину износа считать размер b прямой AB (см. рис. 3).

Определим размер угла α – угла между осью золотника и прямой O_2A :

$$\alpha = \arcsin \frac{b}{2 \cdot r},$$

где r – радиус золотника.

Далее определяем эксцентриситет e :

$$e = R - r \cdot \cos \alpha - h,$$

где R – радиус отверстия под золотник в корпусе гидрораспределителя; h – высота сегмента, образованного линией износа AB и отверстием в корпусе под золотник радиуса R [4].

$$h = R - \frac{1}{2} \sqrt{4R^2 - b^2}.$$

При условии, что зазор между отверстием под золотник в корпусе гидро-

распределителя и золотником мал по сравнению с их диаметрами, можно записать для произвольного угла φ , что

$$a = R + e \cdot \cos \varphi - r.$$

Рассматривая элемент зазора шириной $d\varphi$ как плоскую щель и используя [1, формула (1.88)], получаем:

$$dQ = \frac{P_{TP} \cdot a^3}{12 \cdot \mu \cdot l} r d\varphi = \frac{P_{TP}}{12 \cdot \mu \cdot l} (R + e \cdot \cos \varphi - r)^3 r d\varphi.$$

Далее для определения расхода через всю площадь поперечного сечения зазора между золотником и корпусом интегрируем полученное выражение в пределах от 0 до $\pi - \alpha$:

$$Q = \frac{P_{TP} \cdot r}{12 \cdot \mu \cdot l} \int_0^{\pi - \alpha} (R + e \cdot \cos \varphi - r)^3 d\varphi.$$

Учитывая, что данным образом мы получили расход через половину зазора, запишем окончательную формулу для определения расхода через зазор.

$$Q = 2 \cdot \frac{P_{TP} \cdot r}{12 \cdot \mu \cdot l} \int_0^{\pi - \alpha} (R + e \cdot \cos \varphi - r)^3 d\varphi.$$

Считая перепад давления на распределителе, равным давлению, создаваемым нагрузкой на гидроцилиндре, определяем потери мощности за счет утечек в единичном зазоре:

$$N_{OB} = Q \cdot P_{TP}.$$

По данной методике был произведен расчёт утечек в гидрораспределителе одноковшового фронтального погрузчика МоАЗ-4048.

При определении утечек, прежде всего, нужно определить распределение потоков рабочей жидкости в гидрораспределителе.

Определяем вначале зазоры, через которые будут происходить утечки, и определяем длину этих зазоров. Затем определяем перепад давления P_{TP} . В данном случае за перепад давления было принято давление, создаваемое нагрузкой

на гидроцилиндре $P_{TP} = 9,036$ МПа [5]. Из геометрии распределителя определяем размеры $R = 0,02$ м и $r = 0,01996$ м, считая зазор $\delta = 40 \cdot 10^{-6}$ м [2].

Задавшись величиной износа $b = 0 \dots 0,005$ м и учитывая зависимости вязкости рабочей жидкости от температуры, используя вышеизложенную методику, определяем зависимость объёмных потерь в данной гидросистеме (рис. 4).

Как видно из графика, при увеличении температуры объёмные потери мощности в гидросистеме возрастают и при достижении температуры $+80$ °С достигают в зависимости от типа применяемого масла значений $10 \dots 19$ кВт.

Анализируя кривые (рис. 2 и 4), можно заметить, что потери мощности на преодоление сопротивлений в трубопроводах и гидроаппаратах имеют обратную зависимость от объёмных потерь мощности, т. е. при повышении температуры первые снижаются, а вторые увеличиваются. Отсюда можно сделать вывод о существовании для данной гидросистемы и применяемого типа рабочей жидкости оптимальной температуры, для которой суммарные потери мощности будут минимальны. Для нахождения этой температуры необходимо суммировать потери мощности на трение и объёмные потери и построить кривую суммарных потерь мощности в гидросистеме. Для исследуемой гидросистемы эти кривые представлены на рис. 5.

Анализируя зависимости, представленные на рис. 5, можно сказать, что, в зависимости от типа применяемой рабочей жидкости для гидросистемы машины, существует своя оптимальная температура рабочей жидкости, при которой суммарные потери мощности минимальны. Для зимних масел (АМГ-30, ВМГ3) эта температура лежит в пределах $-20 \dots -10$ °С, для летних (АУ; МГ-20; МГ-30) – в пределах $0 \dots 20$ °С. При температуре рабочей жидкости, рекомендуемой в [1, 2], $50 \dots 60$ °С потери мощности отличаются от потерь мощности при оптимальной температуру примерно на 10 кВт.

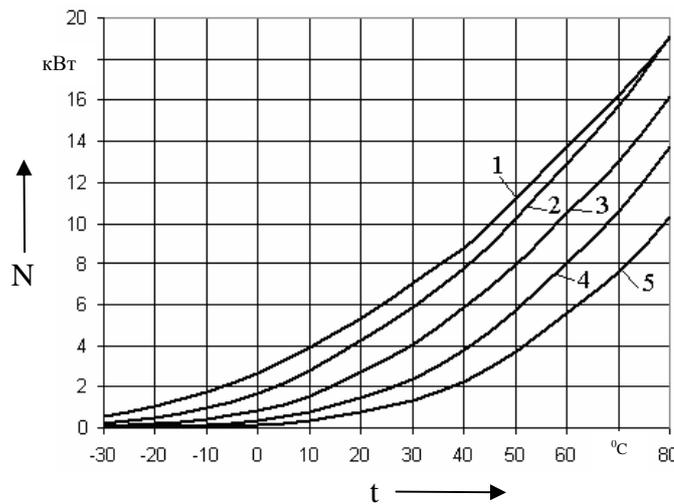


Рис. 4. Зависимость потерь мощности из-за объёмных потерь рабочей жидкости в гидросистеме погрузчика МоА3-4048 от температуры при использовании масел: 1 – АМГ-10; 2 – ВМГЗ; 3 – АУ; 4 – МГ-20; 5 – МГ-30

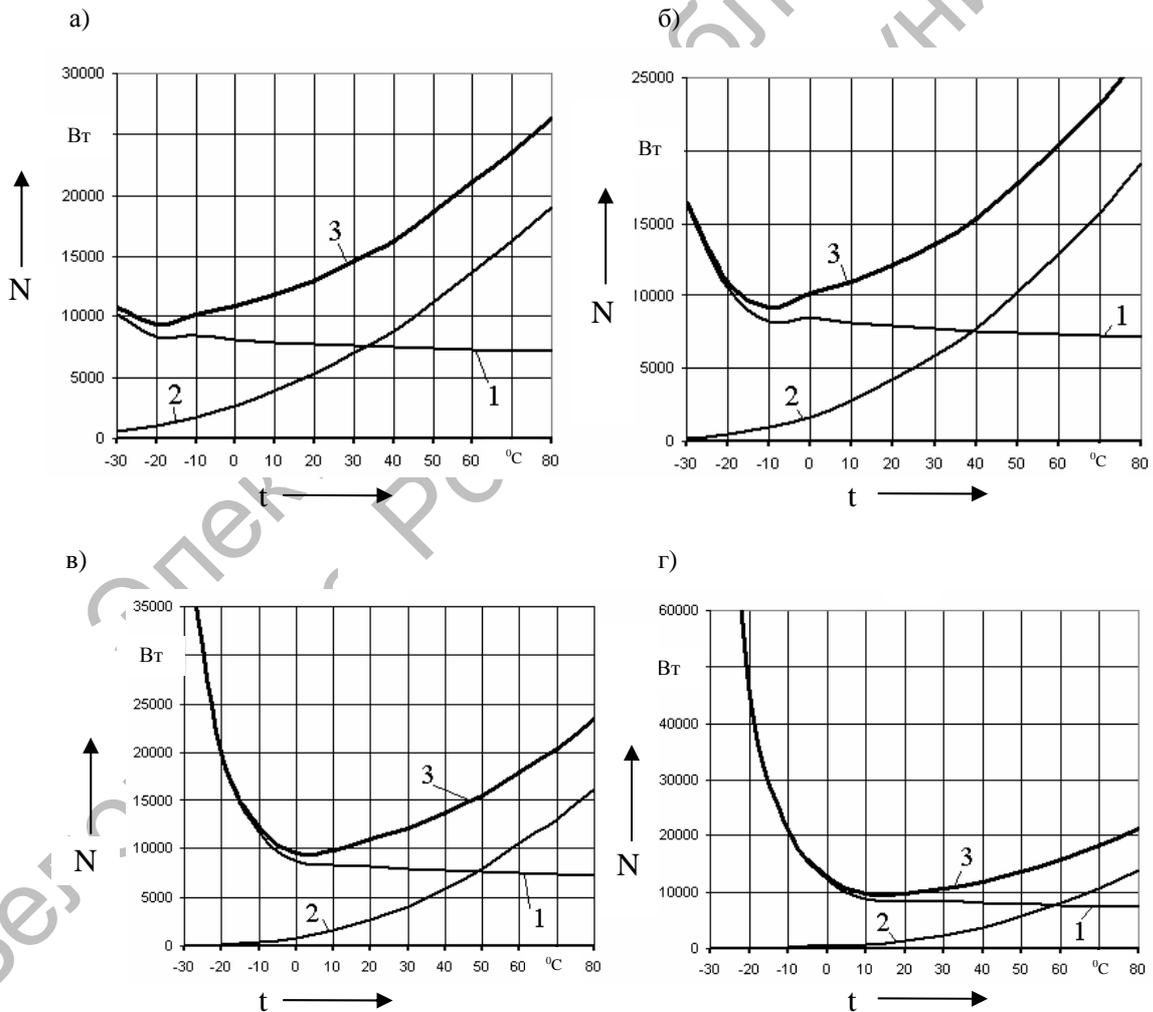


Рис. 5. Зависимость потерь мощности в гидросистеме погрузчика МоА3-4048 от температуры рабочей жидкости: а – АМГ-10 (износ $b = 0$); б – ВМГЗ (износ $b = 1$ мм); в – АУ (износ $b = 3$ мм); г – МГ-30 (износ $b = 5$ мм); 1 – потери мощности на преодоление сопротивлений трубопроводов и гидроаппаратов; 2 – потери мощности за счёт объёмных потерь; 3 – суммарные потери мощности

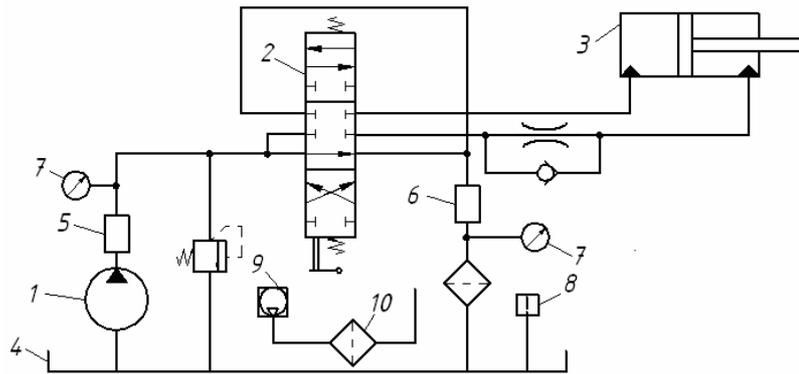


Рис. 6. Система подогрева рабочей жидкости гидросистемы: 1 – насос; 2 – гидрораспределитель; 3 – гидроцилиндр; 4 – гидробак; 5, 6 – расходомер; 7 – датчик разности давлений; 8 – температурное реле; 9 – система охлаждения; 10 – теплообменник

В зимнее время года при температуре воздуха $-30 \dots -20 \text{ }^\circ\text{C}$ целесообразно применять зимние масла АМГ–10 и ВМГЗ, поддерживая их температуру в пределах $-20 \dots -10 \text{ }^\circ\text{C}$. При температуре воздуха $-10 \dots +10 \text{ }^\circ\text{C}$ целесообразно применять масло АУ, поддерживая его температуру в диапазоне $-5 \dots +5 \text{ }^\circ\text{C}$. В летнее время необходимо применять летние масла МГ–20, МГ–30. Для этих масел оптимальная температура лежит в диапазоне $+10 \dots +20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Для поддержания температуры рабочей жидкости в диапазоне оптимальных температур разработана система регулирования рабочей жидкости гидросистемы, представленная на рис. 6.

Во всасывающую гидролинию насоса и в сливную гидролинию после гидрораспределителя перед фильтром установлены расходомеры. С помощью этих расходомеров замеряется величина утечек в гидросистеме машины. В напорную гидролинию после насоса и в сливную гидролинию после гидрораспределителя присоединяется датчик разности давлений, с помощью которого замеряются потери давления на преодоление сопротивлений трубопроводов и гидроаппаратов в гидросистеме машины. В гидробак установлено температурное реле, которое управляет системой охлаждения, направляющей холодный воздух на теплообменник, уста-

новленный в гидробаке. Все перечисленные датчики могут устанавливаться на машину стационарно или временно (при прохождении очередного технического обслуживания).

При проведении технического обслуживания ответственный за проверку гидросистемы машины снимает показания с датчика разности давлений при различной температуре рабочей жидкости и строит график зависимости потерь мощности на преодоление сопротивлений трубопроводов и гидроаппаратов:

$$\Delta N_1 = f(T) = \Delta P \cdot Q,$$

где ΔN_1 – потери мощности; ΔP – потери давления при различной температуре рабочей жидкости; Q – расход жидкости.

По результатам замеров и расчётов строится график $\Delta N_1 = f(T)$.

Одновременно с замерами по потере давления с помощью расходомеров снимаются показания объёмных потерь жидкости при различной её температуре. После проведения замеров проводят расчёты по потере мощности за счёт утечек по формуле

$$\Delta N_2 = \Delta q \cdot P,$$

где Δq – объёмные потери рабочей жидкости при различной её температуре; P – давление жидкости в гидросистеме.

Строится график $\Delta N_2 = f(T)$.

Далее строится третья кривая, суммируя численные значения объемных потерь мощности и потерь мощности на трение. На этой кривой получается зона оптимизации (экстремума функции), которая даёт оптимальную температуру рабочей жидкости при данном техническом состоянии гидросистемы машины. На эту температуру настраивается температурное реле, установленное в гидробаке машины.

Таким образом, нахождение оптимальной температуры рабочей жидкости при проектировании и эксплуатации гидросистемы машины позволяет минимизировать потери мощности в гидросистеме, которые существенно изменяются в зависимости от температуры рабочей жидкости. При работе гидросистемы при температурах $-30 \dots -10 \text{ }^\circ\text{C}$ и применяемых маслах типа АМГ-10 и ВМГЗ поддержание оптимальной температуры масла позволяет сократить потери мощности в цикле на 7 и 8,5 кВт соответственно, экономия топлива при этом составляет 1,6 и 2,1 л/ч или при односменной работе погрузчика достигают 3500 и 4317 л/год соответственно. При температуре окружающей среды $-10 \dots +10 \text{ }^\circ\text{C}$ целесообразно применять средневязкие масла. К таким маслам относится масло марки АУ. Поддержание оптимальной температуры для этого типа рабочей жидкости позволяет сократить цикловые потери мощности на 6,1 кВт. Экономия топлива при этом составляет 1,4 л/ч или 3067 л/год при односменной работе погрузчика. При температуре окружающей среды выше $+10 \text{ }^\circ\text{C}$ в гидросис-

теме необходимо применять летние масла МГ-20 и МГ-30, при поддержании оптимальной температуры которых экономится от 0,5 до 1 л топлива в час или от 1000 до 2000 л дизельного топлива в год.

Анализ условий эксплуатации гидросистемы необходимо проводить уже на стадии её проектирования, учитывая климатические условия региона, в котором будет производиться её эксплуатация. Применение системы поддержания температуры в диапазоне температур, близком к оптимальному, и строгое соблюдение требований по применению рабочих жидкостей в гидросистеме машины позволяет снизить расход топлива двигателя внутреннего сгорания, тем самым снижая себестоимость машиночаса работы машины и увеличивая её конкурентоспособность.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Лебедев, Н. И.** Объёмный гидропривод машин лесной промышленности : учеб. пособие для вузов / Н. И. Лебедев. – М. : Лесная промышленность, 1986. – 296 с. : ил.
2. **Башта, Т. М.** Объёмные насосы и гидравлические двигатели гидросистем : учебник для вузов / Т. М. Башта. – М. : Машиностроение, 1974. – 606 с. : ил.
3. **Науменко, А. Е.** Оценка влияния температуры рабочей жидкости гидросистемы на энергетические потери в гидроприводе / А. Е. Науменко // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности : материалы респ. науч.-техн. конф. аспирантов, магистрантов и студентов. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2006. – С. 141.
4. **Анурьев, В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя / В. И. Анурьев. – М. : Машиностроение, 1980. – Т. 3. – 559 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 02.06.2006

A. E. Navumenka
Influence of temperature of the working liquid and technical condition of hydrosystem on losses of capacity in hydrosystem on the example of loader MoAZ-4048
Belarusian-Russian University

In clause influence of temperature of a working liquid and a technical condition of hydrosystem on losses of capacity is considered. The technique of regulation of viscosity of a working liquid depending on a technical condition (deterioration) of elements of hydrosystem is offered.