

## ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ НА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ГИДРОФИЦИРОВАННЫХ МАШИН

Химич Г.Н.

научный руководитель к.т.н., доцент Каверзина А.С.  
*Красноярск, Сибирский федеральный университет*

Применение гидрофицированных самоходных машин в северных районах сдерживается их низкой эффективностью в зимний период. Например, бульдозер не мог осуществлять планировку снега при температуре воздуха  $-27^{\circ}\text{C}$  даже через час с момента запуска машины. Причинами этого явились неуправляемое движение отвала при действии внешней нагрузки недостаточное усилие резания. Аналогичная картина наблюдается и при работе других машин. На практике часто для поддержания теплового режима гидросистемы на определенном уровне в суровых климатических условиях двигателя машин не глушат с ноября по март. Это ведет к перерасходу топлива, преждевременному износу двигателя и гидронасоса, загрязнению окружающей среды и не может быть признано нормальным явлением.

Производительность гидрофицированных машин при низких температурах снижается из-за трех факторов:

- уменьшения объемного КПД насосов;
- повышения потерь давления в гидросистеме;
- увеличения времени срабатывания гидрооборудования.

Таким образом, производительность гидрофицированных машин является функцией трех переменных величин, которые в свою очередь зависят от температуры (вязкости) жидкости, скорости потока жидкости в гидролиниях, диаметра и протяженности гидролиний:

$$\Pi = \Phi_1(\eta_{\text{об}}, \Delta P, \tau) = \Phi_2(t_{\text{ж}}, \nu, \nu, D_{\text{г}}, L_{\text{гп}}).$$

Объемный КПД насоса влияет на его подачу, которая определяет скорость перемещения (вращения) поршня (вала) гидродвигателей, от нее зависит время цикла, а последнее при прочих равных условиях определяет производительность машины:

$$\eta_{\text{об}} \rightarrow Q_{\text{н}} \rightarrow V_{\text{п}} (W_{\text{в}}) \rightarrow \tau_{\text{ц}} \rightarrow \Pi.$$

Например, для одноковшового погрузчика производительность может быть вычислена по формуле

$$\Pi = \tau_{\text{см}} \cdot V_{\text{к}} \cdot k_{\text{н}}/k_{\text{р}} \cdot \tau_{\text{ц}}, \quad (1.1)$$

где  $\tau_{см}$  - время смены;  $V_k$  - номинальная вместимость ковша, м<sup>3</sup>;  $k_n$  - коэффициент наполнения ковша;  $k_p$  - коэффициент разрыхления грунта;  $\tau_{ц}$  - время рабочего цикла, с.

Вместимость ковша можно выразить через объемную массу грунта и усилие, развиваемое на штоке гидроцилиндра:

$$V_k = \frac{T_{нс}}{10 \cdot \rho_{гп}} \cdot i_{по} = \frac{10^6 \cdot \pi \cdot D^2}{4 \cdot 10 \cdot \rho_{гп}} (P_{ном} - \Sigma \Delta P) \cdot i_{по} \quad (1.2)$$

где  $T_{нс}$  - усилие на штоке при подаче жидкости в поршневую полость гидроцилиндра стрелы, Н;  $\rho_{гп}$  - объемная масса грунта, кг/м<sup>3</sup>;  $i_{по}$  - передаточное отношение рабочего оборудования погрузчика;  $P_{ном}$  - номинальное давление гидроприводе, МПа;  $\Sigma \Delta P$  - суммарные потери давления гидросистеме, МПа.

Время рабочего цикла определяется как сумма всех операций:

$$\tau_{ц} = \tau_{нк} + \tau_{нс} + \tau_{ос} + \tau_{ок} + \tau_{мп} + \tau_{шт} \quad (1.3)$$

где  $\tau_{нк}$  - время наполнения ковша, с;  $\tau_{нс}$  - время подъема стрелы, с;  $\tau_{ос}$  - время опускания стрелы, с;  $\tau_{ок}$  - время опорожнения ковша, с;  $\tau_{мп}$  - время маневрирования погрузчика (или транспорта), с;  $\tau_{шт}$  - время переключения передач, с.

Первые четыре составляющие рабочего цикла зависят от подачи насоса и могут быть приближенно определены:

$$\tau_{нк} = h_k / v_{п}; \tau_{нс} = h_c / v_{п}; \tau_{ос} = h_c / v_{шт}; \tau_{ок} = h_k / v_{шт} \quad (1.4)$$

где  $h_k$  и  $h_c$  - соответственно ход поршня гидроцилиндров ковша и стрелы, м;  $v_{п}$  и  $v_{шт}$  - соответственно скорости перемещения поршня при подаче жидкости в поршневую и штоковую полости, м/с.

Скорости перемещения поршня находят из уравнения неразрывности:

$$v_{п} = Q_n / z \cdot \pi \cdot D^2; v_{шт} = Q_n / z \cdot \pi (D^2 - d^2), \quad (1.5)$$

где  $z$  - число гидроцилиндров,  $D$  - диаметр поршня гидроцилиндра,  $d$  - диаметр штока гидроцилиндра.

Подачу насоса вычисляют:

$$Q_n = 10^{-6} \cdot q_n \cdot n_n \cdot \eta_{обн},$$

где  $q_n$  - рабочий объем насоса, см<sup>3</sup>;  $n_n$  - число оборотов вала насоса, об/с.

Последовательно подставляя полученные выражения (1.2), (1.3), (1.4), (1.5) в уравнение (1.1), определим производительность погрузчика в зависимости от объемного КПД насоса:

$$\Pi = \frac{10^5 \cdot \tau_{см} \frac{\pi \cdot D}{4 \cdot \rho_{гр}} (P_{ном} - \Sigma \Delta P) \cdot i_{ро} \cdot k_H}{k_p \left[ \frac{z \cdot \pi (2D^2 - d^2)}{4 \cdot 10^{-3} q_H \cdot n_H \cdot \eta_{обH}} \cdot (h_k + h_c) + (\tau_{мп} + \tau_{тп}) \right]} \quad (1.6)$$

Из анализа уравнения (1.6) можно сделать следующий вывод: производительность гидрофицированных машин существенно зависит от объемного КПД и усилий, развиваемых гидродвигателями. Причем эта зависимость увеличивается с увеличением коэффициента использования гидропривода за рабочих цикл. Например, коэффициент использования гидропривода скрепера составляет 0,1, поэтому КПД и усилие на гидродвигателях влияют на производительность скрепера незначительно. Коэффициент использования гидропривода одноковшового экскаватора составляет 0,8 ... 0,9, а машин непрерывного действия 1,0. В этом случае объемный КПД гидронасоса и усилие на гидродвигателях практически определяют производительность машины в целом.

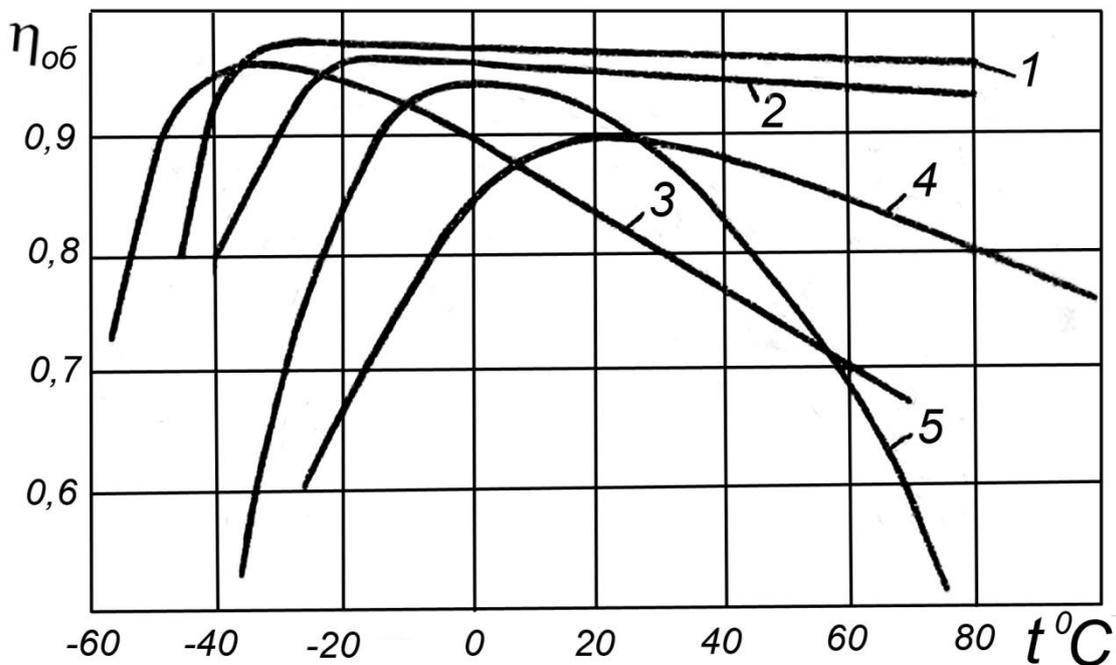


Рис. 1. Зависимость объемного КПД насосов от температуры (вязкости) рабочей жидкости: 1 - аксиально-поршневые насосы типа 210 (ВМГЗ); 2 - насосы НПА-64 (ВМГЗ); 3 - шестеренные насосы (ВМГЗ); 4 - шестеренные насосы (М-8В<sub>2</sub>); 5 - лопастные насосы (ВМГЗ)

На рис. 1 приведены экспериментальные зависимости объемного КПД наиболее распространенных на самоходных машинах насосов от температуры (вязкости) рабочей жидкости.

Шестеренные насосы при низких температурах имеют лучшую всасывающую способность, но более чувствительны к повышенным температурам. Например, при температурах выше +40°C (масло ВМГЗ) объемный КПД их меньше 0,75. Аксиально-

поршневые насосы обладают худшей всасывающей способностью при низких температурах, но имеют более высокий и стабильный объемный КПД при положительных температурах. Низкую всасывающую способность как при отрицательных, так и при положительных температурах имеют лопастные насосы. Их оптимальный температурный диапазон значительно меньше, чем у аксиально-поршневых и шестеренных насосов, поэтому они получили широкое применение не на самоходных машинах, а в основном на стационарных установках и металлорежущих станках в закрытых помещениях. Различия по величине и характеру изменения объемного КПД объясняются кинематической схемой и конструкцией насосов.

Уменьшение объемного КПД при низких температурах вызвано неполным заполнением рабочих камер насосов из-за инерционности, повышенного внутреннего трения вязкой жидкости и трения ее о стенки всасывающего трубопровода, при положительных температурах - внутренними утечками из напорной линии во всасывающую через торцевые, радиальные и осевые зазоры.

Кроме объемного КПД, на продолжительность рабочего цикла и производительность машин влияют потери давления в гидрооборудовании и быстродействие гидроаппаратуры, которые также зависят от температуры (вязкости) рабочей жидкости. Грузоподъемность машины зависит от потерь давления в гидрролиниях. Увеличение продолжительности рабочего цикла происходит за счет снижения быстродействия гидроаппаратуры, зависящего от времени передачи командного импульса от насоса к гидродвигателю или предохранительному клапану. Например, запаздывание начала поворота платформы экскаватора ЭО-4121 А при изменении температуры рабочей жидкости от +33 до -10°C увеличивается в 12 раз. Увеличение времени передачи командного импульса оказывает отрицательное влияние не только на продолжительность рабочего цикла и производительность машины, но и ухудшает динамические характеристики гидропривода. Возникновение пиковых давлений из-за инерционности срабатывания регулирующей гидроаппаратуры повышает возможность разрушения гидрооборудования.

При изменении объемного КПД и быстродействия гидроаппаратуры, как следствие, изменяются продолжительность рабочего цикла и производительность гидрофицированных машин. На рис. 2 изображены экспериментальные зависимости продолжительности рабочего цикла и производительность одноковшового гидравлического экскаватора ЭО-4121 А с аксиально-поршневым насосом 223.25 на  $P_{ном} = 20$  МПа (ВМГЗ) и погрузчика П-2 с двумя спаренными шестеренными насосами НШ-46 на  $P_{ном} = 10$  МПа (М-8В<sub>2</sub>). Наибольшая производительность машин с аксиально-поршневыми насосами достигается при вязкости жидкости от  $120 \cdot 10^{-6}$  до  $6,5 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с, а с шестеренными - от  $50 \cdot 10^{-6}$  до  $2500 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с.

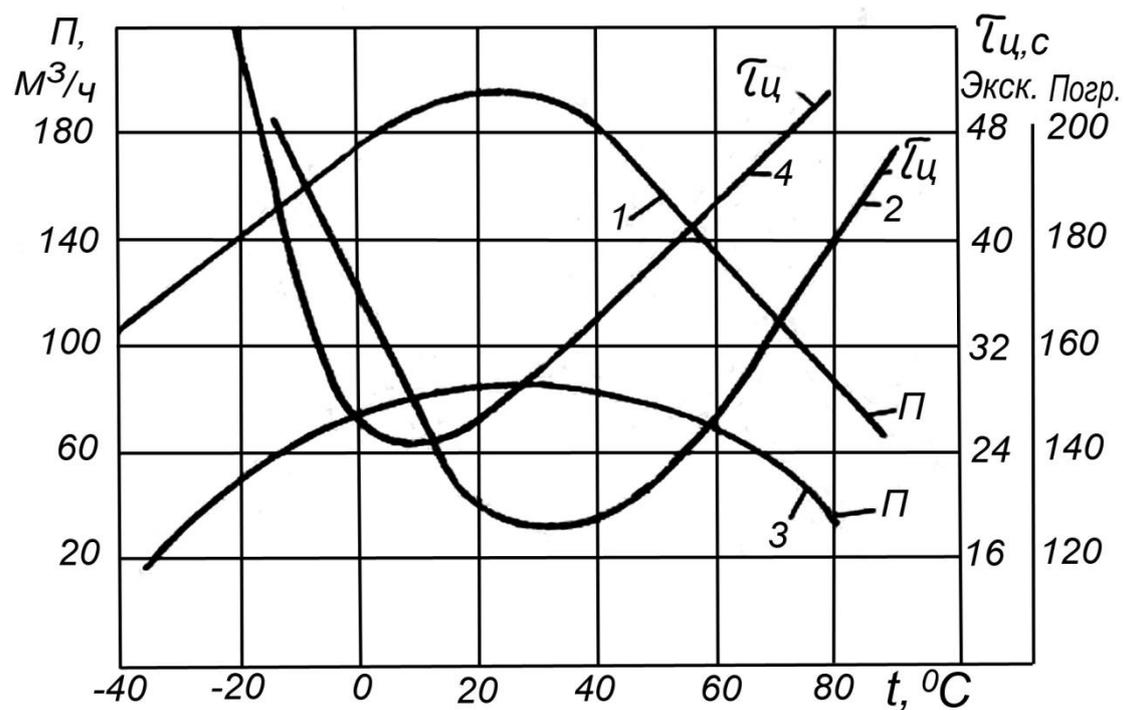


Рис. 2. Зависимость продолжительности рабочего цикла и производительности  $\bar{P}$  от температуры рабочей жидкости: 1, 2 - экскаватора ЭО-4121 А (ВМГЗ); 3, 4 - погрузчика П-2 (М-8В<sub>2</sub>)