

УДК 621.863.2

Пимонов И.Г., к.т.н.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ ГИДРОПРИВОДА ЭКСКАВАТОРА В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Аннотация. Рассмотрены зависимости, позволяющие установить закономерности влияния температуры рабочей жидкости на мощность гидропривода. Установлена взаимосвязь между температурой рабочей жидкости и структурными параметрами насоса, которая позволяет определить рациональную температуру рабочей жидкости для насосов, имеющих эксплуатационный износ, при которой мощность насоса практически не изменится

Анотація. Розглянуті залежності, що дозволяють встановити закономірності впливу температури робочої рідини на потужність гідроприводу. Встановлений взаємозв'язок між температурою робочої рідини і структурними параметрами насоса, яка дозволяє визначити раціональну температуру робочої рідини для насосів, що мають експлуатаційний знос, при якій потужність насоса практично не зміниться

Abstract. The dependences allowing to determine consistent patterns of influence of temperature of working liquid on hydraulic actuator power are considered. The interrelation between temperature of working liquid and structural parameters of the pump which allows to determine the rational temperature of working liquid for the naos having operational wear at which pump power practically not to change is established

Постановка проблемы. Большинство современных строительных машин оснащено гидравлическим приводом. Его надёжная работа в значительной степени определяет эффективность эксплуатации этих машин, включая возможность своевременного и качественного выполнения заданного объема строительных работ.

В настоящее время отмечается увеличение в эксплуатации старых машин практически во всех странах мира [1]. Эффективность их эксплуатации обеспечивается, в первую очередь, при конструировании и изготовлении, а также рациональным комплектованием парка машин по возрасту. При этом учитывается, что замена машин в относительно молодом возрасте снижает расходы на ремонт и время простоев, но в то же время увеличивает капиталовложение в оборудование.

Повышение возраста машинного парка позволяет сократить капиталовложение, но увеличивает расходы на запасные части, трудозатраты на ремонт, повышает зависимость от эффективности ремонтной базы. Баланс между капиталоемким парком новых машин и ремонтоемкой старой техникой обеспечивается с учетом финансового положения предприятия и перспективы заказов на выполнение строительных работ. В противном случае расчетный срок эксплуатации машины может существенно отличаться от практически необходимого.

Эффективность эксплуатации гидрофицированных машин зависит также от параметров рабочей жидкости, степени её загрязнения, температуры (вязкости). Возможность управления работоспособностью гидропривода при помощи температуры рабочей жидкости исследована недостаточно и является целью работы. Исследование проведено на гидроприводе экскаватора ЭО – 4124, состоящего из бака для рабочей жидкости, сдвоенного насоса с регулятором мощности, который приводится в действие дизелем, контрольной и распределительной аппаратуры (клапанов, распределителей, центрального коллектора), фильтра рабочей жидкости, исполнительных механизмов (гидромоторов, гидроцилиндров), системы охлаждения рабочей жидкости, системы подпитки, системы заправки рабочей жидкости, трубопроводов и присоединительной арматуры.

Основной материал. Строительные машины, в своем большинстве, оснащены гидравлическим приводом. Его работа в значительной степени определяет эффективность эксплуатации, как отдельной машины, так и всего парка, состоящего, как правило, из новых и старых машин [1]. Эффективность гидрофицированных машин обеспечивается при их конструировании, изготовлении, а также эксплуатации, где важную роль играют параметры рабочей жидкости: степень её загрязнения и температура (вязкость) [3]. Влияние температуры рабочей жидкости на эффективность работы гидропривода и возможность управления работоспособностью гидропривода при помощи температуры исследованы недостаточно.

Для исследования этого влияния цепочка последовательно соединённых агрегатов гидропривод экскаватора ЭО – 4125: насос – распределитель – гидродвигатель (гидроцилиндр) – распределитель – фильтр – бак была разделена на линейные участки и местные сопротивления. Для определения мощности $N_{дв}$, подводимой к гидродвигателю, в зависимости от температуры (вязкости) рабочей жидкости и общего объёмного КПД гидропривода использовалась следующая математическая модель

$$N_{дв}(t_k, \eta_q) = N_n(t_k, \eta_q) - \sum_{i=1}^n \Delta p_i(t_k, \eta_q) \cdot Q_i(t_k, \eta_q) \quad (1)$$

где $N_n(t_k, \eta_q)$ - гидравлическая мощность насоса в зависимости от температуры рабочей жидкости и коэффициента подачи; $\Delta p_i(t_k, \eta_q)$, $\Delta Q_i(t_k, \eta_q)$ - соответственно потери давления и расход на i – тых участках в зависимости от температуры рабочей жидкости и коэффициента подачи.

Предельные значения внутренних перетечек в насосе приблизительно в 50 превосходит значение внутренних перетечек в распределителе и в сотни раз, - в гидроцилиндре [2], и определяют, в основном, объёмный КПД всего гидропривода. Общее допустимое снижение объёмного КПД гидропривода определяется возможностью выполнения функционального назначения, экономической целесообразностью использования или обеспечением безопасности [2]. Руководствуясь этими положениями рассмотрены насосы с $\eta_q=0.98$, 0.8 и 0.65 (новый, предельное состояние по экономическому критерию и предельное состояние вследствие потери работоспособности) в интервале температур от 10 до 70 °С.

Влияние температуры рабочей жидкости на внутренние перетечки гидроагрегатов гидропривода определялись по следующей зависимости [3]

$$Q = Q_m + Q_p + Q_{гн} = \pi d_n N \left(\frac{\Delta p S_n^3}{12\mu_0 \left(\frac{50}{t}\right)^m L} - \frac{U_{ср} S_n}{2} \right) + \frac{\pi \Delta p S_p}{12\mu_0 \left(\frac{50}{t}\right)^m \ln \frac{R}{r}} + Q_p + Q_{гн}, \quad (2)$$

где Q_n , Q_p , $Q_{гн}$ – соответственно внутренние перетечки в насосе, распределителе и гидроцилиндре; $\Delta p = p_1 - p_2$ - разность давлений на входе и выходе насоса; S_n , S_p - соответственно зазоры в поршневом и в распределительном блоках насоса; N - количество поршней в насосе; $U_{ср}$, d_n - средняя скорость движения и диаметр поршня насоса; R , r - соответственно расстоянию от оси к внешней и внутренней кромкам распределительного отверстия насоса; L - длина уплотняющей части поршня насоса; m - показатель степени, зависмый от свойств рабочей жидкости; μ - динамическая вязкость рабочей жидкости.

Гидрораспределители, фильтры гидропривода являются сложными гидравлическими сопротивлениями и не поддаются аналитическому расчёту. Поэтому гидравлические характеристики этих гидроагрегатов определяются экспериментальным путем и указываются в технической документации (паспортных данных

агрегата). При расходах и вязкости, отличающихся от указанных в паспортных данных, потери давления равны [1]

$$\Delta p_{Q_i} = \Delta p_{Q_n} \left(\frac{Q_i}{Q_n} \right)^m \left(\frac{v_i}{v_n} \right)^n, \quad (3)$$

где Δp_{Q_n} - потери давления в гидроагрегате при номинальном расходе Q_n и номинальной вязкости v_n ; Δp_{Q_i} - потери давления в гидроагрегате при расчётном расходе Q_i и при расчётной вязкости v_i .

При этом для ламинарного режима показатели степени $m=1, n=1$, а при турбулентном - $m=2, n=0$. Вследствие большого числа местных сопротивлений, в этих гидроагрегатах возникает неустойчивый переходной режим движения рабочей жидкости. Поэтому принимают $m = 1.75 \dots 1.85, n = 0.15 \dots 0.25$.

Потери гидравлической мощности на отдельных участках гидропривода равны

$$\Delta N_i = \Delta p_i \cdot Q_i. \quad (4)$$

С увеличением температуры рабочей жидкости её вязкость уменьшается и уменьшаются потери давления Δp_i и мощности в магистралях гидропривода. Однако при этом увеличиваются внутренние перетечки гидроагрегатов ΔQ_i , что ведёт к увеличению потерь мощности.

Новые насосы ($\eta=0.98$), действительно, наибольшую мощность подают к гидродвигателю при температуре 50°C (кривая 1, рис 1).

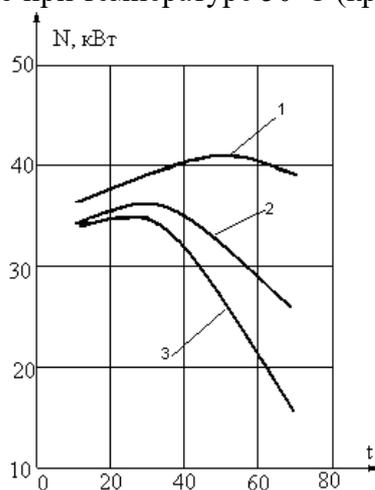


Рисунок 1 – Влияние температуры рабочей жидкости на мощность, поступающую к гидродвигателю

По мере износа насоса и уменьшения его коэффициента подачи уменьшается и температура, при которой наибольшая мощность поступает к гидродвигателю. Для насосов, имеющих коэффициент подачи $\eta=0.8$, эта температура равна 30...35 °С (кривая 2, рис. 1), а для насосов, имеющих $\eta=0.65$, - 10..20 °С (кривая 3, рис. 1).

Выводы.

Таким образом, проведенные исследования показали, что новые насосы и имеющие определённый износ, имеют разную рациональную температуру рабочей жидкости. При рациональных значениях температуры к гидродвигателю изношенными насосами может быть подана почти вдвое большая мощность, чем при 50°С, рекомендованной для новых насосов (кривая 1, 2 и 3, рис. 1). Приводная мощность насоса, при этом, практически не меняется.

ЛИТЕРАТУРА

1. Факторы, влияющие на средний возраст парка машин. Обзор по материалам зарубежной печати. // Строительные и дорожные машины. 2008. №3. С. 28 - 29
2. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин // Справочник. - М.: Машиностроение, 1983. - 301 с.
3. Пимонов И.Г., Фомин Р.А. Повышение эффективности диагностирования гидроприводов строительных машин. Науковий вісник будівництва. – Харків: ХДТУБА - 2009. Випуск 52. – с.361 – 365