

# ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ МЕТОДИКИ ПРОВЕРОЧНОГО РАСЧЕТА ТЕПЛООВОГО РЕЖИМА

Д. А. Шурпач

*Учреждение образования «Гомельский государственный технический  
университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь*

Научный руководитель Ю. А. Андреевец

*Цель исследования:* выбор рациональных параметров теплового режима гидросистемы, обеспечивающих снижение эксплуатационных затрат на работу технологического оборудования.

В соответствии с поставленной целью были сформулированы следующие задачи: произвести исследования изменения потерь энергии в гидросистеме пресса для сборки и разборки листовых рессор локомотивов в зависимости от температуры окружающей среды и рабочей жидкости; разработать методику определения диапазона рациональных температур рабочей жидкости гидросистемы по критерию минимизации потерь энергии в гидросистеме в зависимости от условий; обосновать возможность применения гидросистемы без установки теплообменного аппарата в зависимости от климатических условий эксплуатации.

Механическая энергия, теряемая в процессе функционирования гидропривода (вследствие совершения работы против сил трения), преобразуется в тепловую энергию, которая в общем случае частично идет на нагрев компонентов гидропривода и частично рассеивается в окружающую среду [1].

Дифференциальное уравнение баланса энергии, устанавливающее связь между текущим значением средней температуры компонентов гидропривода и временем, может быть представлено следующим образом [1]–[3]:

$$N_{\text{пот}} \cdot dt = \sum_{i=1}^{n_m} m_i \cdot c_i \cdot d\Theta + k \cdot S \cdot (\Theta - \Theta_{\text{о.с}}) dt,$$

где  $N_{\text{пот}}$  – текущее значение потерь механической мощности в гидроприводе;  $t$  – время;  $m_i \cdot c_i$  – соответственно масса и удельная теплоемкость  $i$ -го материала (рабочей жидкости, стали, бронзы и т. д.), имеющегося в составе гидропривода ( $i = 1, 2, \dots, n_m$ );  $n_m$  – количество материалов, имеющих в составе гидропривода;  $\Theta$  – текущее значение средней температуры компонентов гидропривода;  $k$  – средний коэффициент теплопередачи гидропривода,  $k = 1/S \sum_{j=1}^{n_{\text{ст}}} k_j \cdot S_j$ ;  $S$  – суммарная площадь теплоотдающих поверхностей элементов гидропривода,  $S = \sum_{j=1}^{n_{\text{ст}}} S_j$ ;  $k_j, A_j$  – соответственно коэффициент теплопередачи от рабочей жидкости через  $j$ -ю стенку в окружающую среду и площадь теплоотдающей поверхности  $j$ -й стенки элементов гидропривода ( $j = 1, 2, \dots, n_{\text{ст}}$ );  $n_{\text{ст}}$  – количество стенок элементов гидропривода, через которые происходит рассеивание тепловой энергии в окружающую среду;  $\Theta_{\text{о.с}}$  – температура окружающей среды.

Если выполняется условие  $N_{\text{тепл}} \geq N_{\text{пот}}$ , то в процессе работы гидропривода средняя температура  $\Theta$  его компонентов не будет превышать допустимого значения  $\Theta_{\text{доп}}$  и, таким образом, тепловой режим работы гидропривода можно считать удовлетворительным. Если же  $N_{\text{тепл}} < N_{\text{пот}}$ , то в процессе эксплуатации гидропривода средняя температура  $\Theta$  его компонентов может подниматься сверх допустимого значения  $\Theta_{\text{доп}}$ .

Проектируемый гидропривод пресса состоит из пяти гидроцилиндров, которые работают в последовательном режиме. Каждый рабочий цикл гидроцилиндра состоит из четырех этапов: 1) рабочего хода; 2) переключения золотника направляющего гидрораспределителя из положения «а» в положение «б»; 3) обратного хода; 4) переключения золотника направляющего гидрораспределителя из положения «б» в положение «а».

В соответствии с заданием на проектирование был произведен предварительный расчет объемного гидропривода и получены исходные данные для расчета теплового режима. При этом принята одинаковая продолжительность переключений золотника гидрораспределителя из положения «а» в положение «б» и обратно  $t_{\text{пер}} = 0,04$  с [1], [3].

Компоновка гидропривода такова, что тепловая энергия, выделяющаяся при работе приводящего электродвигателя насоса, практически не приводит к нагреву других компонентов гидропривода, а основным источником рассеяния в окружающую среду тепловой энергии, образующейся при функционировании гидропривода в гидравлических устройствах, входящих в его состав, является гидробак. Гидропривод эксплуатируется в помещении, стены которого покрыты известковой штукатуркой, в условиях затрудненной циркуляции воздуха [1]–[3]. Предельно допустимое значе-

ние  $\Theta_{\text{доп}}$  средней температуры  $\Theta$  компонентов гидропривода при температуре окружающей среды  $\Theta_{\text{о.с}} = 20^\circ\text{C}$  составляет  $\Theta_{\text{доп}} = 60^\circ\text{C}$ .

На каждом  $i$ -м этапе работы рассматриваемого гидропривода потери механической мощности в нем могут быть определены как разность между текущими значениями мощности на валу насоса и мощности на выходном звене (в данном случае штоке) гидроцилиндра (утечками и перетечками рабочей жидкости в гидроцилиндре пренебрегаем):

$$N_{\text{пот.}i} = p_{\text{н.}i} \cdot Q_{\text{н.}i} / \eta_{\text{н.}i} - (p_{\text{н.}i} - p_{\text{пот.}i}) Q_{\text{ц.}i}, \quad (1)$$

где  $p_{\text{н.}i}$ ,  $Q_{\text{н.}i}$ ,  $\eta_{\text{н.}i}$  – соответственно давление, подача и полный КПД насоса в течение  $i$ -го этапа работы гидропривода;  $p_{\text{пот.}i}$  – приведенные к насосу потери давления в гидроприводе (с учетом потерь давления, обусловленных трением в подвижных парах гидроцилиндра) на  $i$ -м этапе работы гидропривода;  $Q_{\text{ц.}i}$  – расход рабочей жидкости, поступающей в напорную полость гидроцилиндра в течение  $i$ -го этапа работы гидропривода.

Продолжительность одного цикла работы рассматриваемого гидропривода это сумма времени рабочего и обратного хода и времени переключения распределителя, следовательно, выражение (1) для каждого гидроцилиндра определяется по формуле

$$N_{\text{пот.ср.}i} = \frac{\left[ \frac{P_{\text{пот.н.}i} \cdot Q_{\text{н}}}{\eta_{\text{н}}} - (P_{\text{пот.н.}i} - P_{\text{пр.р.х.}i}) Q_{\text{ц.}i} \right] t_{\text{р.х.}i}}{t_{\text{цикл.общ}}} + \frac{\left[ \frac{P_{\text{о.х.}i} \cdot Q_{\text{н}}}{\eta_{\text{н}}} - (P_{\text{о.х.}i} - P_{\text{пр.о.х.}i}) Q_{\text{ц.}i} \right] t_{\text{о.х.}i} + \left[ \frac{2 \cdot p_{\text{кл}} \cdot Q_{\text{н}} \cdot t_{\text{пер}}}{\eta_{\text{н}}} \right]}{t_{\text{цикл.общ}}}, \text{ Вт.}$$

Мощность, рассеиваемая в окружающую среду в результате явлений теплопроводности, конвекции и теплового излучения [1], [4], [5], как сумма мощностей, рассеиваемых через крышку гидробака и части боковых и торцовых стенок гидробака, непосредственно не соприкасающиеся с рабочей жидкостью (находящиеся выше свободной поверхности жидкости в гидробаке); через дно гидробака и части его двух длинных боковых стенок, непосредственно контактирующих одной своей поверхностью с рабочей жидкостью; через части двух торцовых стенок гидробака, непосредственно контактирующих одной своей поверхностью с рабочей жидкостью; через поверхности трубопроводов, непосредственно контактирующих одной своей поверхностью с рабочей жидкостью:

$$N_{\text{о.с}} = (\Theta_{\text{доп}} - \Theta_{\text{о.с}}) (k_{\text{кр}} \cdot S_{\text{кр}} + k_{\text{дн}} \cdot S_{\text{дн}} + k_{\text{т}} \cdot S_{\text{т}} + S_{\text{ТП}} \cdot k_{\text{б}}).$$

Для нормальных условий работы (номинальное давление в системе, температура окружающей среды  $20^\circ\text{C}$ ) полная мощность, рассеиваемая в окружающую среду в результате теплообмена, составляет  $N_{\text{о.с}} = N_{\text{тепл}} = 2662,258$  Вт и больше осредненных за цикл работы гидропривода потерь механической мощности  $N_{\text{общ.пот.ср}} = 2440,44$  Вт, то нагрев рабочей жидкости не будет происходить больше допустимого значения.

Определим зависимость мощности, рассеиваемой в окружающую среду, от температуры среды от +5 до +30 °С (рис. 1).

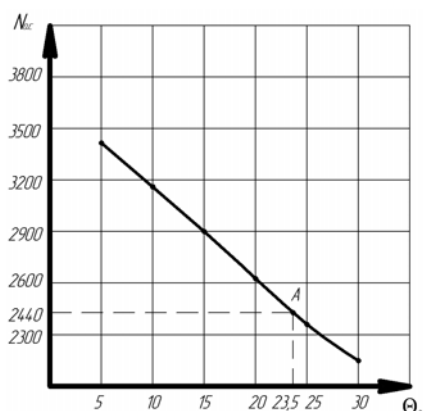


Рис. 1. График зависимости мощности отдаваемой в окружающую среду, от температуры окружающей среды

Таким образом, по результатам исследования и проектирования конструкции гидропривода пресса для сборки и разборки листовых рессор локомотивов можно сделать следующие выводы:

– значение потерь энергии при работе гидропривода определяется по результатам предварительного расчета гидросистемы; значение мощности, рассеиваемой в окружающую среду, возможно определить по имеющимся методикам теплового расчета гидросистем;

– возможно произвести сравнительный анализ тепловых потоков в гидросистеме и определение необходимости применения дополнительного оборудования в виде аппарата теплообменного;

– для проектируемой гидросистемы теплообменный аппарат необходимо применять при температурах окружающей среды 23,5 °С, т. е. для летнего времени работы рекомендуется эксплуатация гидропривода пресса в помещениях, оборудованных кондиционером или с возможностью подключения к централизованной системе охлаждения предприятия.

#### Л и т е р а т у р а

1. Проектирование гидравлических систем машин : учеб. пособие / Г. М. Иванов [и др.]. – М. : Машиностроение, 1992. – 224 с.
2. Гойдо, М. Е. Проектирование объемных гидроприводов / М. Е. Гойдо. – М. : Машиностроение, 2009. – 304 с.
3. Наземцев, А. С. Гидравлические и пневматические приводы и системы. Часть 2. Гидравлические приводы и системы : учеб. пособие / А. С. Наземцев. – М. : Форум, 2007. – 304 с.
4. Ковалевский, В. Ф. Теплообменные устройства и тепловые расчеты гидроприводов горных машин / В. Ф. Ковалевский. – М. : Недра, 1972. – 224 с.
5. Михеев, М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – 2-е изд., стер. – М. : Энергия, 1977. – 343 с.