

## АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ОТРИЦАТЕЛЬНЫХ ТЕМПЕРАТУР НА ПОТЕРЮ ДАВЛЕНИЯ В ОБЪЕМНОМ ГИДРОПРИВОДЕ

В. С. Юркевич

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

Научный руководитель Ю. А. Андреевец

*Рассмотрен вопрос о влиянии отрицательных температур на работу объемного гидропривода. Определено, что при работе в условиях отрицательных температур энергетические потери в начальный период возрастают на 10 % и более от номинального давления и оказывают значительное влияние на работу привода, что негативно сказывается на общем КПД. Определена зависимость потерь давления от вязкости рабочей жидкости, которая в свою очередь зависит от температуры и условий эксплуатации.*

**Ключевые слова:** объемный гидропривод, влияние температуры на вязкость жидкости, потери давления в трубопроводе.

При проектировании гидрофицированных машин необходимо оценивать потери давления рабочей жидкости, так как они позволяют установить эффективность работы гидропривода и определить предел его работоспособности при низких температурах. Гидросистема считается работоспособной, если потери давления не превышают 6 % от номинального давления насосов.

В установившемся температурном режиме работы любое отклонение от оптимальной вязкости жидкости в ту или иную сторону приводит либо к увеличению потерь давления, либо к увеличению утечек и снижению КПД гидропривода [1–3].

В условиях холодного климата при отрицательных температурах окружающей среды допустимая вязкость при пуске объемных насосов лежит в пределах 800–5000 сСт, а оптимальная вязкость в установившемся температурном режиме работы гидросистемы – от 15 до 80 сСт. Предварительную оценку применимости жидкости с учетом прокачиваемости насоса можно осуществить по температуре ее застывания. Нормальный пуск насоса возможен при температуре жидкости на 10–15 °С выше температуры застывания. Нормальной рабочей температурой жидкости в гидроприводе является относительно узкий диапазон (от +40 до +60 °С), так как именно при таких условиях создаются оптимальные зазоры в парах трения.

Основные виды потерь в гидравлическом приводе: на гидроаппаратах, на местных сопротивлениях, по длине трубопровода.

Потери давления в гидросистеме, обусловленные трением жидкости о стенки трубопроводов и гидрооборудования и внутренним трением жидкости, зависят от длины, диаметра и формы трубопроводов, скорости течения и вязкости рабочей жидкости, разветвленности гидросистемы, режима течения жидкости в трубопроводе.

Общая величина потерь давления может быть определена как сумма потерь в отдельных элементах гидросистемы:

$$\Delta p = \sum \Delta p_{\Pi} + \sum \Delta p_{\text{МС}} + \sum \Delta p_{\text{ГА}}, \quad (1)$$

где  $\sum \Delta p_{\Pi}$  – суммарные путевые потери давления на прямолинейных участках трубопроводов;  $\sum \Delta p_{\text{МС}}$  – суммарные местные потери давления на местных сопротив-

лениях (в изгибах трубопроводов, штуцерах, переходниках, тройниках);  $\sum \Delta p_{ГА}$  – суммарные потери давления на гидроаппаратах (распределителях, обратных клапанах, фильтрах и т. д.).

При расчете гидравлических потерь напорный и сливной трубопроводы разбиваются на отдельные участки, в каждом из которых равны скорость и диаметр трубопровода. При практических расчетах учитывают суммарную длину напорного трубопровода и принимают скорость потока жидкости в нем на всех участках одинаковой. В этом случае при определении потерь на местных сопротивлениях можно объединить коэффициенты местных сопротивлений трубопроводов. В гидравлических системах потери на местных сопротивлениях принимают равными 10 % от потерь на трение при условии правильной прокладки трубопроводов (минимальное количество поворотов, замена резких поворотов на плавные и т. д.). Потери давления в гидрооборудовании можно определить простым суммированием потерь на гидроаппаратах, встречающихся по ходу напорного или сливного трубопровода, которые указаны в технических характеристиках на каждого выбранного гидроаппарата.

Потери давления по длине трубопровода с учетом потерь на местных сопротивлениях определяются по формуле

$$\Delta p_{II} = 1,1 \frac{\lambda l v^2 \rho}{2d}, \quad (2)$$

где  $\lambda$  – коэффициент трения;  $\rho$  – плотность жидкости;  $l$  – протяженность трубопровода, м;  $d$  – диаметр трубопровода, м;  $v$  – скорость потока жидкости, м/с.

Коэффициент трения жидкости о стенки трубопровода в первую очередь зависит от режима движения жидкости (числа Рейнольдса). Для реальной гидросистемы в один и тот же промежуток времени в различных участках трубопровода числа Рейнольдса будут различными, более того, режим течения жидкости может быть в одной точке гидросистемы ламинарным, а в другой – турбулентным. Ламинарному режиму течения жидкости в трубопроводах круглого поперечного сечения соответствуют числа Рейнольдса  $Re < 2200-2300$ , а турбулентному –  $Re > 2200-2300$ . В гидравлических системах, работающих на различных маслах в условиях отрицательных температур, возможен либо ламинарный режим течения, либо первая область турбулентного режима – область гидравлически гладких труб. В этих случаях коэффициент трения определяется по формулам Пуазейля и Блазиуса:

$$\lambda = \frac{64}{Re}, \quad \lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}.$$

Для трубопроводов круглого сечения число Рейнольдса определяется по формуле

$$Re = \frac{v d}{\nu}, \quad (3)$$

где  $\nu$  – вязкость рабочей жидкости при заданной температуре.

Для практически всех видов рабочих жидкостей вязкость существенно изменяется при изменении температуры (рис. 1) и определяется по формуле

$$\nu = \nu_0 e^{-\alpha(T-T_0)},$$

где  $\nu$  и  $\nu_0$  – вязкость при температуре  $T$  и  $T_0$ ;  $\alpha$  – показатель крутизны вискограммы (рис. 1). Эмпирический коэффициент, определяется по формуле

$$\alpha = \frac{\ln(\nu_0 / \nu_1)}{T_1 - T_2},$$

где  $\nu_1$  – вязкость при температуре  $T_1$ .

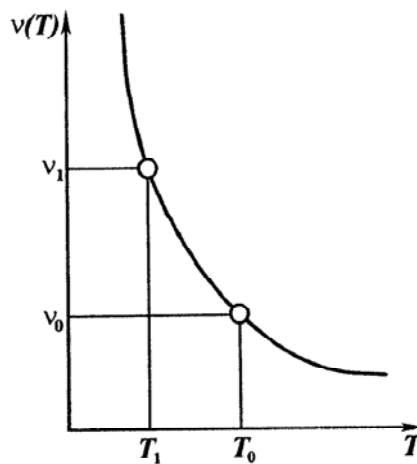


Рис. 1. Зависимости вязкости от температуры

Таким образом, задавшись диаметром трубопровода 20 мм и видом жидкостей АМГ-10 (кривая 1), МГЕ-10А (кривая 2) и АУ (кривая 3), получим графическую зависимость потерь давления от температуры жидкости (рис. 2).

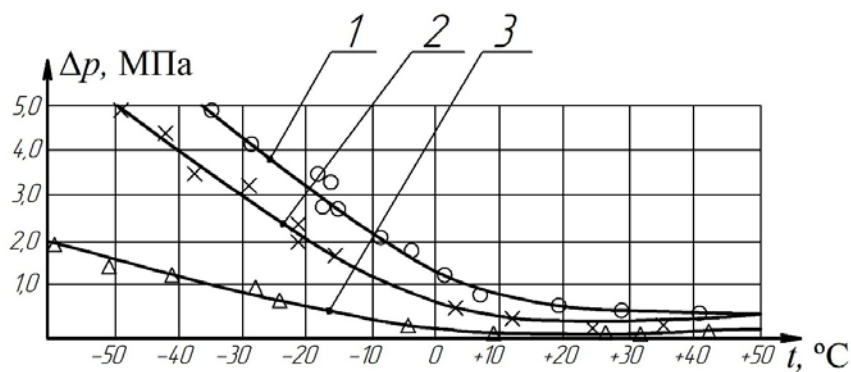


Рис. 2. Потери давления в трубопроводе в зависимости от температуры рабочей жидкости

На основании проведенного исследования можно сделать следующие выводы:

– в гидроприводах машин, работающих в условиях холодного климата, при пуске и в начальный период работы значительно возрастают потери давления в трубопроводах. При температуре  $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$  потери давления рабочей жидкости в гидролиниях привода возрастают в 10 раз по сравнению с потерями давления при  $+50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;

– увеличение потерь приводит к увеличению приводной мощности при неизменной полезной мощности на гидродвигателях и, как следствие, к уменьшению КПД гидропривода и увеличению стоимости эксплуатации системы;

– проектирование гидросистемы должно быть основано на детальном анализе теплового режима работы и климатических условий эксплуатации;

– при эксплуатации гидропривода в условиях отрицательных температур необходимо предусматривать меры по поддержанию оптимальной температуры: применять системы нагрева рабочей жидкости в период запуска, покрывать трубопроводы теплоизоляционным материалом или использовать специальные жидкости с минимальной зависимостью вязкости от температуры.

#### Литература

1. Скорняков, Н. М. Проектирование и расчет объемной гидропередачи : учеб. пособие / Н. М. Скорняков, В. В. Кузнецов, К. А. Ананьев ; Кузбас. гос. техн. ун-т. – Кемерово, 2010. – 104 с.
2. Наземцев, А. С. Пневматические и гидравлические приводы и системы : учеб. пособие : в 2 ч. / А. С. Наземцев, Д. Е. Рыбальченко. – М. : ФОРУМ, 2007. – Ч. 2. Гидравлические приводы и системы. Основы. – 304 с.
3. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы : учебник / Т. М. Башта [и др.]. – 2-е изд., перераб. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с.

## УЗЕЛ КОНТРОЛЯ КОДОВОГО ДОСТУПА К ТУРНИКЕТУ С ГОЛОСОВЫМИ СООБЩЕНИЯМИ

К. А. Любинский, А. Ю. Гулич, А. И. Голубович

*Белорусский национальный технический университет, г. Минск*

Научный руководитель А. В. Исаев

*Системы контроля управления доступом являются одним из основных инструментов в обеспечении безопасности таких объектов и территорий, как офисы, склады, производственные предприятия, государственные учреждения и другие.*

**Ключевые слова:** системы контроля управления доступом, безопасность, бесконтактные замки, кодовые замки, уязвимости, контрольный элемент.

При разработке современных систем контроля управления доступом достаточно часто возникает необходимость в системе управления, которая бы производила отпирание и запираание блокировочного элемента. Бесконтактные замки – технология, которая становится более популярной в различных системах контроля доступа. Однако у этих замков есть серьезные недостатки безопасности, которые могут быть использованы злоумышленниками.

Одной из основных уязвимостей является возможность копирования карт или ключей доступа. Это можно сделать с помощью простого устройства для чтения и записи карт, которое можно приобрести без каких-либо ограничений. Для смягчения этих недостатков безопасности, необходимо реализовать такие дополнительные ме-