

АНАЛИЗ ИЗМЕНЕНИЯ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ В ОБЪЕМНЫХ ГИДРОМАШИНАХ

AN ANALYZ OF POWER LOSSES CHANGE IN DISPLACEMENT HYDRAULIC MACHINES

Цель. Получение данных о гидродинамических потерях мощности в гидромоторах на трение и анализ их соотношения с целью выявления резервов совершенствования конструкций гидромоторов различных типов. Объектом исследований явились аксиальнопоршневые насосы и гидромоторы, радиальнопоршневые и героторные гидромоторы.

Методика исследований. Определение механических потерь мощности на основе анализа универсальных характеристик гидромоторов в координатах «крутящий момент — частота вращения» и сопоставление с потерями давления холостого хода по результатам экспериментальных стендовых испытаний с учетом расчета КПД косвенным методом.

Результаты исследований. Для гидромоторов различных конструкций и рабочих объемов получены значения соотношений механических потерь на трение к суммарным потерь момента, которые находятся в диапазоне $\delta M = 0,28—0,73$.

Выводы. Полученные результаты позволяют уточнить долю механических потерь на трение в общем балансе потерь и установить направление дальнейших работ по снижению потерь на трение, износа узлов трения и повышения долговечности гидромоторов. Новые данные о потерях мощности аксиальнопоршневых насосов могут использоваться при разработке объемных гидроприводов для мобильных машин, работающих в замкнутой цепи циркуляции рабочей жидкости.

Ключевые слова: объемный гидропривод, гидромотор, насос, КПД, крутящий момент, перепад давлений, потери мощности, частота вращения.

Введение

Одним из главных направлений совершенствования технического уровня гидромашин — насосов и гидромоторов, является повышение коэффициента полезного действия (КПД) путем снижения объемных и механических потерь мощности.

Для проведения анализа изменения потерь мощности в объемных гидромашинах прежде всего акцентируем внимание на терминах, которые регламентируются отечественными стандартами — ДСТУ. Так, преобразование энергии в гидромашине сопровождается потерями мощности в узлах трения, которые оценивают тремя видами коэффициента полезного действия (КПД) [1,2]:

- общего КПД, учитывающего все виды потерь,
- гидромеханического КПД, учитывающего механические потери на трение и на местных сопротивлениях при течении рабочей жидкости,
- объемного КПД, учитывающего потери рабочей жидкости вследствие утечки по зазорам прецизионных пар.

Следует отметить, что термин «гидромеханические потери» в стандарт [1] не введен, хотя по своей сущности

точно отражает суммарные потери — механические вследствие механического трения и на местных сопротивлениях при течении рабочей жидкости, причем потери на местных сопротивлениях стандартизованы как гидродинамические потери, зависящие от скорости движения рабочей жидкости. Поэтому в дальнейшем изложении считаем применение термина «гидромеханические потери» правомерным. При расчете объемного КПД учитывают объемные потери — потери из-за недозаполнения камер, внутренних и внешних утечек и сжимаемости рабочей среды.

Для дальнейшего рассмотрения важны также термины [2]:

- крутящий момент гидромотора — момент на валу гидромотора, работающего под нагрузкой,
- номинальный крутящий момент гидромотора — момент на валу гидромотора в номинальном режиме,
- крутящий момент страгивания гидромотора — наименьший крутящий момент находящегося под нагрузкой гидромотора при выходе его подвижных частей из состояния покоя или при заданном перепаде давлений,
- мощность гидромотора — механическая мощность на валу гидромотора,

- коэффициент подачи объемного насоса — отношение подачи насоса к его идеальной подаче,
- гидравлическая мощность объемного насоса — прирост энергии потока рабочей жидкости за единицу времени между входом и выходом насоса,
- мощность объемного насоса — мощность, потребляемая насосом.

Целью исследований является получение данных о потерях мощности в гидромоторах на трение и гидродинамических потерях, анализ их соотношения с целью выявления резервов совершенствования конструкций гидромоторов различных типов. Объектом исследований явились аксиальнопоршневые насосы и гидромоторы, и радиальнопоршневые и героторные гидромоторы.

Основная часть

Рассмотрим методику расчета механических потерь гидромотора.

Момент трения холостого хода определяется по формуле

$$\Delta M_{xx} = 0,159 \cdot V_M \cdot \Delta p_{xx}, \text{ Нм}, \quad (1)$$

где V_M — рабочий объем гидромотора, см^3 , Δp_{xx} — перепад давлений холостого хода при минимальном давлении в линии слива и частоте вращения, соответствующей измеряемому КПД, МПа .

Зная частоту вращения гидромотора определяют потери мощности

$$\Delta P_{xx} = \frac{M_{xx} \cdot n_{xx}}{9550}, \text{ кВт}, \quad (2)$$

где n_{xx} — частота вращения гидромотора на режиме холостого хода, мин^{-1} .

По этой формуле можно оценить возможности закладываемого в конструкцию гидропривода маслоохладителя на одном из наиболее напряженных режимов, когда при высокой частоте вращения растут потери мощности, а наружные утечки из корпуса гидромотора практически равны нулю и теплоотвод от узлов трения гидромотора отсутствует. С целью исключения риска заклинивания поршневых пар и задигов на распределительном узле в конструкцию гидромотора вводят режимы искусственной прокачки рабочей жидкости.

Теоретический крутящий момент гидромотора при частоте вращения, соответствующей измеряемому КПД,

$$M_T = 0,159 \cdot V_M \cdot \Delta p, \text{ Нм}, \quad (3)$$

Гидромеханический КПД гидромотора при частоте вращения, соответствующей измеряемому КПД,

$$\eta_{ГМ} = M / M_T \quad (4)$$

где M — развиваемый гидромотором крутящий момент (момент тормозной установки), Нм .

Суммарные потери момента на преодоление гидромеханических потерь в гидромоторе

$$\Delta M = M_T - M, \text{ Нм}. \quad (5)$$

При допущении равенства потерь холостого хода гидродинамическим (гидравлическим) потерям в гидромоторе вследствие минимальных потерь на механическое трение при работе на низких давлениях рабочей жидкости

$$\Delta M_{xx} = \Delta M_T \quad (6)$$

механические потери на трение определяются из выражения

$$\Delta M_M = \Delta M - \Delta M_T, \text{ Нм}. \quad (7)$$

Соотношение только механических на трение к общим (суммарным) потерям момента (механических на трение и гидродинамических)

$$\delta M = M_T / \Delta M, \quad (8)$$

позволяет оценить совершенство конструкции гидромотора, так как чем меньше δM , тем меньше доля механических потерь в общей величине потерь. При этом отметим, что именно механические потери на трение являются основным источником износа и снижения долговечности гидромотора.

Для определения гидродинамических и механических потерь мощности гидромоторов можно воспользоваться двумя способами — на основании технических данных в каталогах изготовителей или, при их отсутствии, путем экспериментального определения выходных характеристик и потерь холостого хода. В последнем случае следует использовать стандартные методики определения КПД [3] или косвенный метод его определения.

В настоящее время практически все фирмы, выпускающие высокомоментные радиальнопоршневые гидромоторы однократного и многократного действия, и героторные гидромоторы, приводят в своих каталогах универсальные характеристики в координатах «выходной крутящий момент M от частоты вращения» при разных перепадах давлений с нанесением линий равных КПД и мощности, а также характеристики потерь холостого хода от частоты вращения. Эти характеристики позволяют выделить механические потери на трение из общих гидромеханических по приведенной выше методике (1)–(9).

Для косвенного определения КПД рассмотрим показанную на рисунке 1,а гидравлическую принципиальную схему стенда для обкатки и определения потерь мощности и КПД гидромотора косвенным методом [4], согласно которой насос H приводится во вращение электродвигателем M и нагнетает рабочую жидкость через фильтр высокого давления Φ (индикатор загрязненности фильтроэлемента и перепускной клапан условно не показаны) к гидромотору M . Частота вращения вала гидромотора регулируется с помощью дросселя $ДР$, установленного параллельно линии нагнетания насоса H . Противодействие на сливе (выходе) из гидромотора создают клапаном давления $КД$. Защита объемного гидропривода от перегрузок обеспечивается предохранительным клапаном $КП$, для охлаждения рабочей жидкости служит маслоохладитель $АТ$. Параметры объемного гидропривода измеряют с помощью манометров $МН$ (грубое измерение с погрешностью 2,5%),

образцовых манометров МН1 и МН2 на входе и выходе из гидромотора (с погрешностью 0,4%), датчика частоты вращения ДЧВ и термометра Т в баке Б. Необходимость предварительной обкатки новых и послеремонтных гидромоторов обусловлена тем, что механические потери на трение минимизируются и стабилизируются только через несколько часов наработки, что в заводских условиях при приемосдаточных испытаниях невозможно реализовать.

Эффективным и достаточно простым является способ контроля обкатки, разработанный во ВНИИГ гидроприводе [4], сущность которого заключается в анализе изменения механических потерь при обкатке по перепаду давления на гидромашине, работающей в моторном режиме на холостом ходу в зоне низких частот вращения и при повышенном давлении в сливной магистрали. При этом идентичный характер изменения износа и механических потерь обуславливает правомерность использования величин последних в качестве критерия контроля приработки объемных гидромашин. Низкие частоты вращения в сочетании с повышенным давлением в сливной магистрали позволяют поднять давление в линии нагнетания и задать нагрузочный тест узлам трения.

Для определения механических потерь мощности гидромотора М, работающего при минимальном

давлении $p_{\text{мин}}$ в сливной магистрали (рисунок 1, в, кривая 1) частоту вращения путем открытия дросселя ДР снижают до устойчивого значения n_0 , лежащего в зоне его минимальных частот (левая ветвь кривой 1). Затем давление в сливной магистрали с помощью клапана давления КД увеличивают до значения p_0 , при котором поддерживается значение частоты вращения n_0 (кривая 2). Измеряют по манометрам МН1 и МН2 давления и вычисляют момент трения гидромотора

$$M_{\text{тр}} = 0,159 \cdot V_p \cdot \Delta p, \text{ Н.м}, \quad (9)$$

где V_p — рабочий объем гидромотора, см^3 , Δp — перепад давлений (разность показаний манометров МН1 и МН2), МПа .

При фиксированных значениях частоты вращения n_0 и давления p_0 в магистрали низкого давления определяют перепад давлений Δp и, соответственно, момент трения $M_{\text{тр},i}$ в течение всего времени обкатки (рисунок 1, г), Контроль приработки ведётся по результатам сравнения текущего значения момента трения $M_{\text{тр},i}$ с его первоначальным (до обкатки) $M_{\text{тр},o}$. О качестве протекания приработки судят по характеру изменения момента трения. Сравнительную оценку эффективности приработки при обкатке гидромашин проводят с помощью коэффициента интенсивности приработки

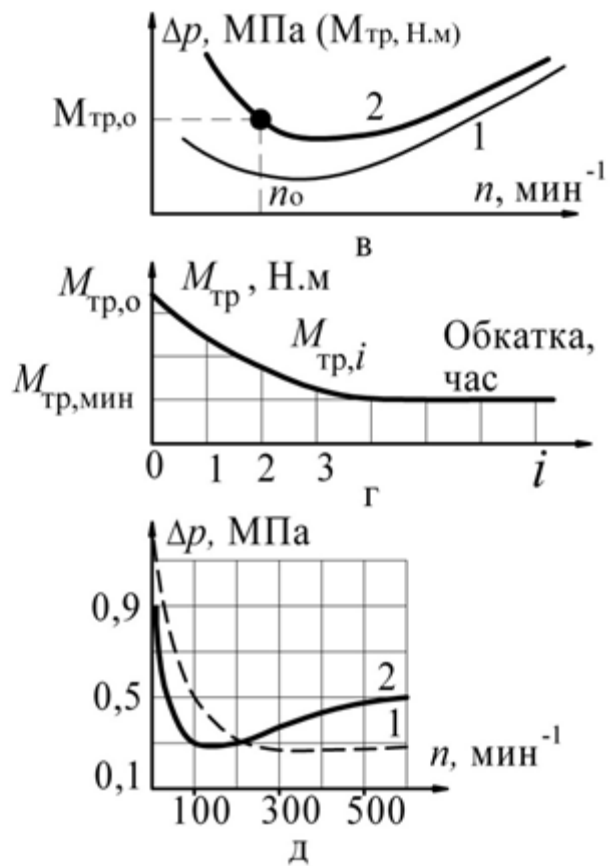
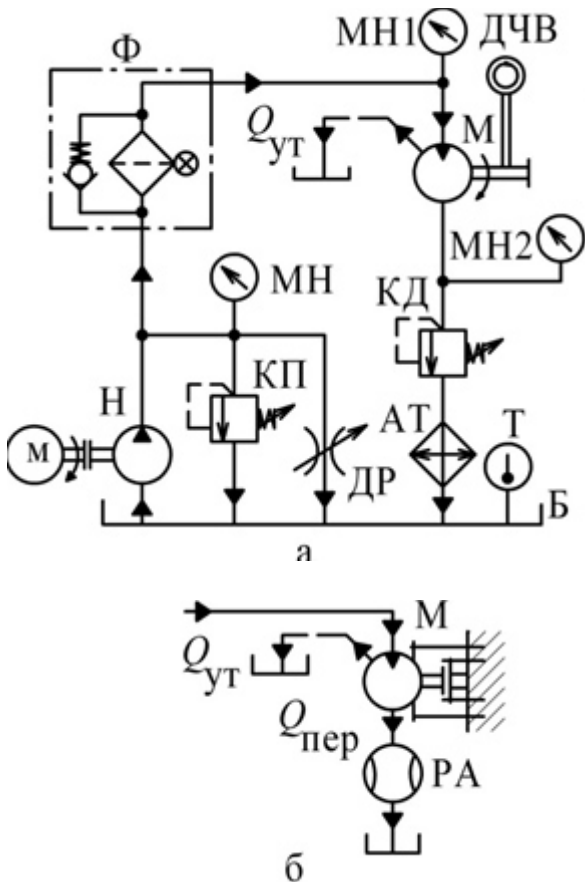


Рисунок 1 — Гидравлическая принципиальная схема стенда для обкатки, контроля приработки, определения потерь и испытаний гидромотора М в режиме холостого хода (а, б) и типовые характеристики (в, г, д)

$$I_{\text{пр}} = \frac{M_{\text{тр},0} - M_{\text{тр},i}}{\Delta M_{\text{тр}, \text{макс}}}, \quad (10)$$

где $\Delta M_{\text{тр}, \text{макс}}$ — максимальное изменение момента трения за время полной приработки (до стабилизации момента трения)

$$\Delta M_{\text{тр}, \text{макс}} = M_{\text{тр},0} - M_{\text{тр}, \text{мин}}, \text{ Нм}, \quad (11)$$

где $M_{\text{тр}, \text{мин}}$ — минимальное значение момента трения, достигнутое после завершения обкатки, Нм.

Приработка контролируется непосредственно по изменению механических потерь, позволяя объективно оценить уровень приработанности гидромотора, что способствует повышению качества обкатки. Контроль приработки при работе в зоне минимальных частот вращения и повышенном давлении в сливной магистрали позволяет оценить возможность восприятия эксплуатационных нагрузок на одном из наиболее напряжённых режимов, когда пары трения работают в условиях полужидкостной смазки и наиболее вероятны случаи повреждения поверхностей трения деталей.

На рисунке 1, д показано изменение перепада давления на гидромоторе в зависимости от частоты вращения при разных температурах рабочей жидкости. Характер изменения перепада давления не зависит от температуры рабочей жидкости для поршневых гидромоторов: зафиксированный при минимальных скоростях наибольший перепад давления Δp с увеличением частоты вращения резко уменьшается, а затем возрастает.

Принципиальная разница заключается в том, что, во-первых, снижение Δp при малых частотах вращения и на холодной рабочей жидкости (кривая 2 — 20° С) происходит более интенсивно, чем на горячей (кривая 1 — 55° С), и во-вторых, при переходе через минимум возрастание Δp при повышенных скоростях на холодной рабочей жидкости более значительно, чем на горячей. При определённой частоте вращения (~200 мин⁻¹) кривые пересекаются. Очевидно, что этому соответствует некая-то строго фиксированная частота вращения, а диапазон частот.

Причиной такого характера изменения потерь давления является, по-видимому, зависимость вязкости рабочей жидкости (минерального масла) от температуры (чем выше температура, тем меньше вязкость). С уменьшением вязкости ухудшаются смазочные свойства в области граничного режима трения, имеющего место на низких частотах вращения (Δp выше для горячей рабочей жидкости).

В то же время меньшая вязкость рабочей жидкости при высоких частотах вращения способствует снижению таких видов потерь, как барботажные (на перемешивание рабочей жидкости в корпусе гидромашины) и перепад давлений ниже. Указанные закономерности проявляются тем существеннее, чем больше вязкость данной рабочей жидкости зависит от температуры, т. е. чем

«круче» вязкостно-температурная характеристика рабочей жидкости. С точки зрения выбора режима диагностирования, представляет интерес диапазон частот, соответствующий переходной зоне, в которой перепад давления близок к минимальному. Именно в этой зоне имеет место пересечение кривых потерь давления, т.е. температурный фактор минимально влияет на возможный разброс контролируемых параметров. Наличие зоны диагностирования позволяет контролировать параметры гидромоторов без учёта температурного фактора, что упрощает испытания и повышает достоверность диагностирования.

Предложенная методика тестового диагностирования неоднократно апробирована и в сочетании с контролем наружных утечек может быть использована при заводских приёмосдаточных испытаниях, входном контроле гидромоторов у изготовителя гидрофицированной машины, а также в условиях эксплуатации. В последнем случае необходимо указывать в эксплуатационной документации значения перепадов давлений при исходном состоянии и после обкатки.

Для расчета КПД косвенным методом гидромеханические потери определяют по перепаду давлений между входом и выходом и повышенном противодавлении на выходе, а объемные потери по значению наружных утечек $Q_{\text{ут}}$ из корпуса гидромотора и перетечек $Q_{\text{пер}}$ на выходе из сливной магистрали, для чего вал гидромотора стопорят (рисунок 1,б) и предохранительным клапаном КП устанавливают требуемое давление (измерения проводят при нескольких угловых положениях вала и принимают среднее значение).

Таким образом, определение КПД косвенным методом сводится к измерениям и расчету по следующим формулам:

- для гидромеханического КПД

$$\eta_{\text{гм}}^{\text{к}} = 1 - \frac{\Delta p}{p_{\text{вх}} + p_{\text{вых}}}, \quad (12)$$

где $p_{\text{вх}}, p_{\text{вых}}$ и $\Delta p = p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}$ — давление на входе и выходе из гидромотора и перепад давлений, соответственно, МПа,

- для объемного КПД

$$\eta_{\text{о}}^{\text{к}} = 1 - 10^3 \frac{1,25 \cdot \Delta Q_{\Sigma}}{V_p \cdot n}, \quad (13)$$

где $\Delta Q_{\Sigma} = Q_{\text{ут}} + Q_{\text{пер}}$ суммарные утечки и перетечки, см³/мин, V_p — рабочий объем гидромотора, см³, n — частота вращения гидромотора, мин⁻¹, 1,25 — поправочный эмпирический коэффициент, учитывающий отсутствие потерь на сжатие рабочей жидкости при статических измерениях утечек и перетечек (получен экспериментальным путем).

Таким образом, определение степени износа гидромотора и диагностирование его технического состояния сводится к сравнению перепадов давлений и наружных утечек при начальном и текущем состоянии при наработке

ресурса в експлуатації. Для цього при испытаннях в режимі холостого ходу (рисунок 1, а) створюють постійне протидавлення на вхідному кінці КПД $\eta_{гм}^к = 1 - \frac{\Delta p}{p_{вх} + p_{вх,раб}} = \eta_{гм}^к \cdot \eta_{гм}^к$ при визначенні КПД повинні бути рівні суммарному тиску в гідромоторі $p_{вх} + p_{вх,раб} = p_{\Sigma} = p_{вх,раб}$

$$p_{вх} + p_{вх,раб} = p_{\Sigma} = p_{вх,раб} \quad (14)$$

де $p_{\Sigma} = p_{вх,раб}$ — суммарне тиску в порожнинах гідромотора, яке необхідно створити при испытаннях для визначення КПД косвенним методом $\eta_{гм}^к = \eta_{гм}^к \cdot \eta_{гм}^к$ створюючи робочому тиску $p_{вх,раб}$ на вході в гідромотор.

Загальний КПД гідромотора розраховують за формулою (15)

Погрешність при визначенні КПД прямим і косвенним методами не перевищує, як правило, 2%. Таким чином, при испытаннях знову створюваних гідромоторів або пройдених ремонт серійно випускаємих їх КПД може бути визначено за стандартними методами [4] або косвенним методом (13)—(16).

Результати досліджень

На рисунку 2 показані графічні залежності зміни гідромеханичних втрат в радіальнопоршневому гідромоторі однократного дії (друге названня — ексцентрикового типу) фірми DUSTERLOH (ФРГ), причому на рисунку 2, а представлений фрагмент універсальної характеристики з каталогу — зміни розвиваємого (вихідного) крутячого моменту M від частоти обертання n_m при постійному перепаді тиску $\Delta p = 26 \text{ МПа}$ (постійне допускаємое тиску для даної моделі гідромотора 25 МПа , максимальне $31,5 \text{ МПа}$, пікове 40 МПа), а на рисунку 2, б залежність перепаду тиску холостого ходу від частоти обертання (характерні точки значень з каталогу позначені символом «*»).

На рисунку 2, а також вказані значення теоретичного крутячого моменту M_T (3) і гідромеханичного КПД ($\eta_{гм}$), розрахованого за формулою (4). За формулою (1) проведено розрахунок моменту тертя холостого ходу $\Delta M_{хх}$ (обмежений лінією з символами «o»). Механичні втрати гідромотора отримані за формулою $\Delta M_M = \Delta M - \Delta M_T$ (7). На високих частотах обертання (від 100 до 400 мин^{-1}) механічні втрати практично постійні, а в зоні малих частот обертання суттєво зростають. Втрати холостого ходу зростають пропорційно частоті обертання в зоні від 100 до 400 мин^{-1} , а на малих частотах обертання спостерігається зростання втрат холостого ходу, яке пояснюється підвищенням моменту тертя в умовах скудної смазки.

Результати розрахуноків гідромеханичного КПД і втрат для гідромоторів різних конструкцій і

робочих об'ємів приведені в таблиці 1, з якої можна отримати порівняльні дані за абсолютними значеннями втрат і співвідношенням механічних втрат на тертя до загальних втрат на тертя і гідродинамічним (8).

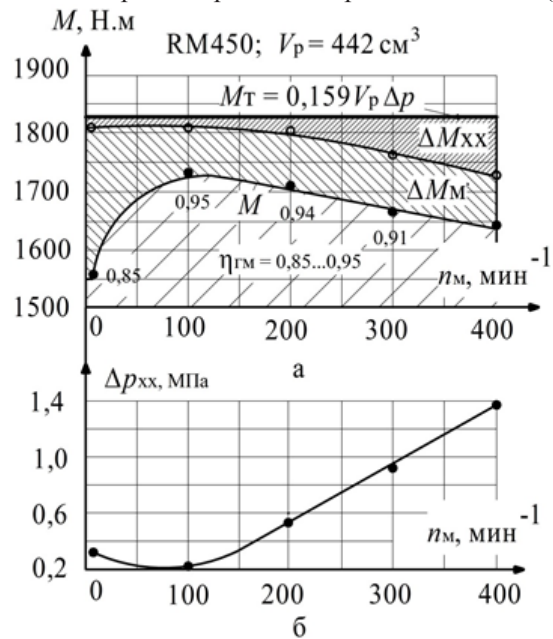


Рисунок 2 — Характеристики зміни розвиваємого крутячого моменту (а) і втрати (перепаду) тиску холостого ходу (б) в радіальнопоршневому гідромоторі однократного дії моделі RM 450 фірми DUSTERLOH ($\Delta p = 26 \text{ МПа}$, $Q_{\Sigma} = 1,2 \text{ л/мин}$ при $36 \text{ мм}^2/\text{с}$)

Для всіх гідромоторів обрані режими номінальної роботи за перепадом тиску і частотою обертання. Звернемо увагу, що згідно з національним стандартом ДСТУ 3455.1 [1] номінальним перепадом тиску називається встановлене значення перепаду тиску, при якому забезпечується експлуатація гідромотора в номінальному режимі, а згідно з ДСТУ 3455-2 [2] номінальною частотою обертання називається встановлене значення частоти обертання вала об'ємного гідромотора в номінальному режимі. Практично, це максимальні значення перепаду тиску і частоти обертання, при яких гідромотор може працювати без обмеження за часом. Західні фірми застосовують терміни допускаємих постійних значень перепаду тиску і частоти обертання.

Гідромеханичний КПД гідромоторів знаходиться в діапазоні $\eta_{гм} = 0,75-0,95$, причому найменші значення $\eta_{гм} = 0,75-0,85$ мають героторні гідромотори і гідромотор шарикопоршневий гідропередачі ГОП-900 (стільки низьке значення $\eta_{гм} = 0,84$ обумовлено форсуванням частоти обертання до 2200 мин^{-1}). Радіальнопоршневий гідромотор однократного дії має гідромеханичний КПД $\eta_{гм} = 0,91-0,95$, для аксіальнопоршневого гідромотора з нахилним блоком циліндрів моделі 410.56 $\eta_{гм} = 0,94$, а для моделі МП 112

Таблиця 1

Гидромеханический КПД и его составляющие в гидромоторах

Модель гидромотора	V_{M^3} см ³	$M, Н.м /$ $\Delta p, МПа$	$n,$ мин ⁻¹	$\eta_{ГМ}$	Потери, Н.м			δM (8)
					ΔM (5)	$\Delta M_{Г}$ (1;6)	$\Delta M_{м}$ (7)	
DUSTERLOH RM 450	442	1670/ 26	320	0,91	157	70	87	0,55
DUSTERLOH RM 5000	5275	20416/ 25	120	0,94	1391	1006	385	0,28
R. CALZONI MR 450-3	451,6	1680/ 25	300	0,94	115	57	58	0,50
R. CALZONI MR 7000-1	6995	25500/ 25	80	0,92	2305	1668	637	0,28
SAI GM5 525	526	1944/ 25	350	0,93	147	59	88	0,60
SAI GM5 2000	2007	7420/ 25	200	0,93	558	153	405	0,73
ЛАЗ МРФ-160/25М1	160	597/ 24,7	480	0,95	31	20	11	0,35
ЛАЗ МРФ-630/25М1	630	2276/ 24,7	300	0,92	79	52	27	0,34
DANFOSS OMS 80 ГРЛ	80,5	190/ 17,5	810	0,85	34	12	22	0,65
DANFOSS OMS 315 ГРЛ	314,9	510/ 12	240	0,85	91	60	31	0,34
M+S MP50 ГР	49,5	86/ 14	1210	0,78	24	10	14	0,58
M+S MP200 ГР	198	330/ 14	303	0,75	111	41	70	0,63
M+S MR80 ГРЛ	80,3	185/ 17,5	770	0,83	38	16	22	0,58
M+SMR200 ГРЛ	199,8	340/ 14	300	0,76	105	40	65	0,62
НИИГ ГОП-900	680	1220/ 13,5	2200	0,84	240	141	99	0,41
Стройгидравлика 410.56	56	168/ 20	1500	0,94	10	5	5	0,5
Гидросила МП 112	110,8	387,5/ 25	1500	0,88	53	20	33	0,62

Примечания: 1. Изготовители гидромоторов — радиальнопоршневые гидромоторы однократного действия фирм DUSTERLOH, R. CALZONI, SAI и ЛАЗ (Львовский агрегатный завод), героторные фирм DANFOSS и M+SHYDRAULIC, шарикопоршневой ГОП-900 (НИИГ Гидропривод, Харьков), аксиальнопоршневые Стройгидравлика (Одесса) и Гидросила (Кропивницкий). 2. ГР — героторный гидромотор, ГРЛ — геролерный гидромотор. 3. M+S — сокращенное название фирмы M+SHYDRAULIC.

с наклонным диском и гидростатическими подпятниками $\eta_{ГМ} = 0,88$.

Для радиальнопоршневых гидромоторов фирм USTERLOH и R. CALZONI и героторных DANFOSS характерно снижение коэффициента δM до 0,28—0,34 с увеличением рабочего объема, что свидетельствует о снижении доли механических потерь в общем балансе потерь. Для гидромоторов ЛАЗ МРФ и героторных M+SHYDRAULIC значение не изменяется в зависимости от рабочего объема, причем для первых $\delta M = 0,34—0,35$, а для героторных $\delta M = 0,58—0,63$.

Для радиальнопоршневых гидромоторов SAIGM5 наблюдается даже некоторое повышение δM с 0,6 до 0,73, что можно объяснить спецификой построения типоразмерного ряда GM5 этих гидромоторов, в котором модели с рабочим объемом 525 и 2000 см³ имеют одинаковую массу в 170 кг, что вызывает трудности в получении оптимальных параметров по потерям для всех рабочих объемов.

Проведенная оценка соотношений потерь мощности позволяет конструктору выявить направления даль-

нейшего совершенствования гидромоторов путем снижения механических потерь на трение, которые являются основным источником износа узлов трения и препятствием для повышения долговечности.

На рисунке 3 показаны зависимости изменения гидромеханического КПД ($\eta_{ГМ}$) и наружных утечек рабочей жидкости для двух моделей радиальнопоршневых гидромоторов многократного действия серии MCR фирмы MANNESMANN REXROTH (ФРГ). Гидромоторы MCR 780 и MCR 1340 имеют одинаковую массу в 69 кг (без оснащения тормозами). Фирма в своем каталоге приводит значения крутящего момента и утечек в табличной форме, которые на данном рисунке преобразованы в более наглядную графическую форму, позволяя сделать следующие выводы:

- с ростом рабочего объема максимальная частота вращения гидромоторов снижается со 150 до 100 мин⁻¹,
- для гидромотора с большим рабочим объемом максимальное значение гидромеханического КПД выше, чем с меньшим рабочим объемом (93% против 90—92% в диапазоне частоты вращения 25—50 мин⁻¹,

• наружные утечки более интенсивно возрастают с ростом частоты вращения в гидромоторе с меньшим рабочим объемом, а их абсолютное значение почти в два раза меньше при максимальной частоте вращения.

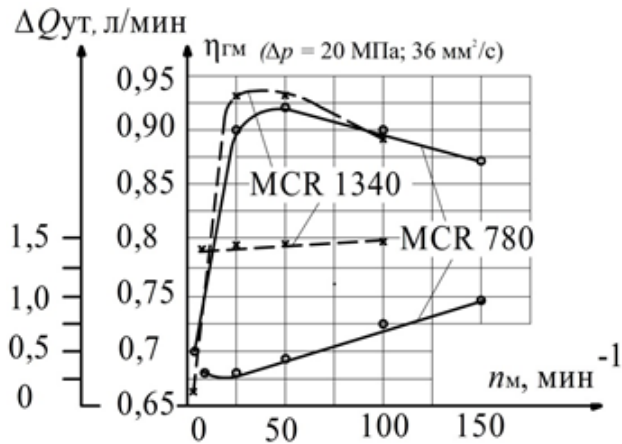


Рисунок 3 — Гидромеханический ККД ($\eta_{гм}$) и наружные утечки $\Delta Q_{ут}$ из корпусов радиальнопоршневых гидромоторов многократного действия моделей MCR 780 и MCR 1340 фирмы MANNESMANN REXROTH в зависимости от частоты вращения и при постоянном перепаде давлений $\Delta p = 20$ МПа

В дополнение к полученным результатам следует привести данные изготовителей аксиальнопоршневых

гидромашин по энергетическим характеристикам. Так насосы серии 90 фирмы SAUER SUNDSTRAN имеют максимальное значение общего КПД порядка 93% в зоне частот вращения от 25 до 75% от номинального значения и при давлении от 7 до 21 МПа. При давлении более 35 МПа общий КПД снижается до 85—90%. Объемный КПД (коэффициент подачи) достигает максимального значения 97% при давлении 21 МПа и частоте вращения более 50 % от номинальной, а при давлении 42 МПа снижается до 92%. По данным фирмы M. REXROTH объемные потери мощности в аксиальнопоршневых гидромашинах при работе на номинальном давлении составляют порядка 4% от номинального расхода для новой гидромашини и повышаются до 7% при эксплуатации, т.е. объемный КПД снижается с 96 до 93%.

На рисунке 4 показаны зависимости изменения потребляемой мощности приводящих двигателей от частоты вращения аксиальнопоршневых насосов с наклонным диском, которые используются в гидроприводах с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости преимущественно в мобильных машинах. Здесь полученные ранее результаты потерь мощности в аксиальнопоршневых насосах для работы в замкнутой цепи циркуляции рабочей жидкости [5] дополнены новыми данными.

Характеристики потребляемой мощности важны при оценке следующих режимов работы:

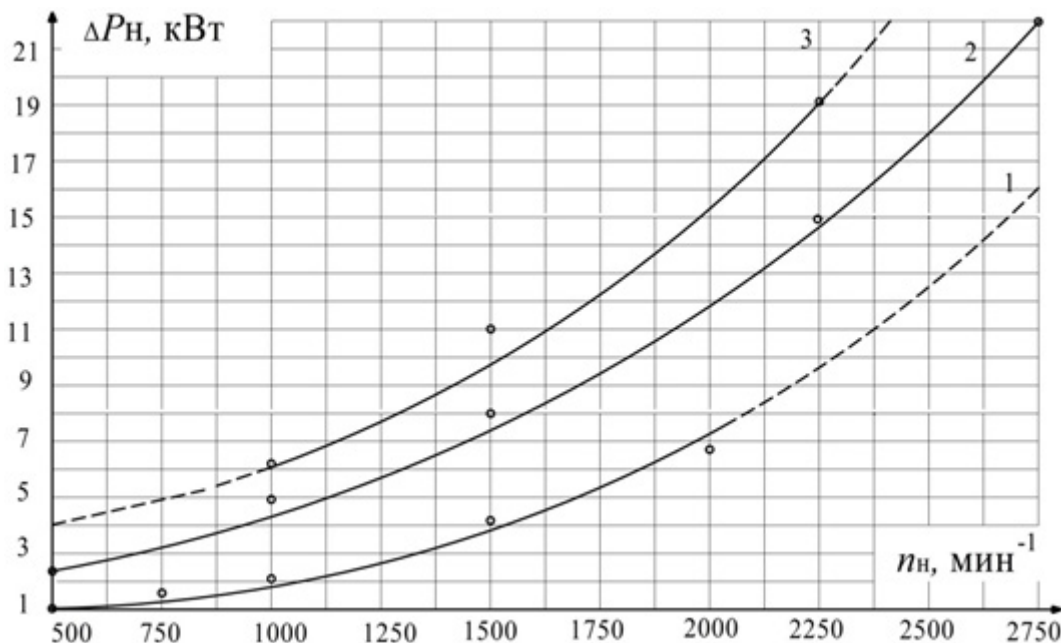


Рисунок 4 — Потери мощности приводящего электродвигателя в аксиальнопоршневых насосах для гидроприводов с замкнутой цепью циркуляции рабочей жидкости в зависимости от частоты вращения:

- 1 — PVH112/MH (112 см³) ОАО Гидросила при температуре рабочей жидкости в баке 45–50°С (масло МГЕ-46В);
- 2 — 90L250 (250 см³) SAUER-SUN-STRAND при температуре рабочей жидкости в баке 88–102°С (масло DTE 19М);
- 3 — 2x44VG 180 (тандем-насосы — 360 см³) M. REXROTH (группа BOSCH) при температуре рабочей жидкости в баке

- в объемных полнопоточных гидроприводах на режимах пуска (стартерного режима), когда насос соединен с приводящим двигателем без промежуточной муфты сцепления. В этом случае оценивается нагрузка на стартер и аккумуляторную батарею, что особенно важно при пуске в условиях отрицательных температур окружающего воздуха,

- в объемных полнопоточных гидроприводах при движении в режиме «накат», когда мощность холостого хода насоса становится источником дополнительных затрат топлива,

- в двухпоточных бесступенчатых гидромеханических трансмиссиях, в которых минимальные потери мощности достигаются при «нулевом» положении наклонного диска, а вся мощность ДВС передается колесам через механическую планетарную передачу и такой режим является наименее затратным по топливу (по аналогии, например, с гидромеханическими передачами с комплексными гидротрансформаторами, где минимальные затраты топлива достигаются при блокировке насосного и турбинного колес, а вся передача мощности от ДВС к колесам осуществляется через механическую ветвь планетарной передачи).

Как следует из приведенных графиков, на режиме пуска (ориентировочно 500 мин^{-1}), потери мощности находятся в диапазоне $1\text{—}4 \text{ кВт}$, при рабочих частотах вращения насосов в $1700\text{—}2200 \text{ мин}^{-1}$ (характерных для современных дизельных ДВС) достигают $5\text{—}10 \text{ кВт}$, $9\text{—}15 \text{ кВт}$ и $12\text{—}19 \text{ кВт}$, соответственно.

Выводы

1. Предложены методики определения гидродинамических и механических потерь мощности в гидромоторах на основе использования универсальных характеристик в координатах «крутящий момент — частота вращения» и перепада давлений холостого хода, имеющихся в каталогах изготовителей, и по результатам экспериментальных стендовых испытаний с учетом расчета КПД косвенным методом.

2. По методикам согласно п.1 получены данные соотношений механических на трение и суммарных гидродинамических и механических потерь на трение в гидромоторах аксиально- и радиальнопоршневого типов и героторных. Установлено, что соотношение находится в диапазоне $0,28\text{—}0,73$. Эти результаты позволяют установить направление дальнейших работ по снижению потерь на трение и повышение КПД гидромоторов.

3. Получены новые данные о потерях мощности аксиальнопоршневых насосов, которые могут использоваться при разработке объемных гидроприводов для мобильных машин, работающих в замкнутой цепи циркуляции рабочей жидкости.

Литература

1. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 1. Загальні поняття. Терміни та визначення (ДСТУ 3455.1-96). — [Введен с 1998-01-01]. — 48 с. — (Державний стандарт України).

2. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 2. Об'ємні гідромашини та пневмомашини. Терміни та визначення (ДСТУ 3455.2-96). [Введен 1998-01-01]. — 60 с. — (Державний стандарт України).

3. Гидромоторы. Правила приемки и методы испытаний (ГОСТ 20719-83). — [Введен 1985-01-07]. — 23 с. — (Государственный стандарт СССР).

4. Аврунін, Г.А. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин / Г.А. Аврунін, І.Г. Кириченко, В.Б. Самородов. — Підручник, ХНАДУ, 2016. — 438 с.

5. Экспериментальные исследования потерь мощности в современных аксиальнопоршневых гидромашинах для мобильной техники / Г.А. Аврунин, О.И. Белый, И.В. Кабаненко и др. // Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. — Харків : НТУ «ХПІ». — 2006. — № 1. — С. 80—87.

References

1. Fluid power systems. Part 1. General term and definitions (DSTU 3455.1-96). — [isentered from 1998-01-01]. — 48 p. — (Derzhavniy standart Ukrainy).

2. Fluid power systems. Part 2. Displacement hydraulic and pneumatic machines. Term and definitions (DSTU 3455.2-96). [isentered from 1998-01-01]. — 60 p. — (Derzhavniy standart Ukrainy).

3. Gidromotory. Pravila priemki i metody ispytaniya (GOST 20719-83). — [Vveden 1985-01-07]. — 23 p. — (Gosydarstvennyy standart USSR).

4. Avrunin, G.A. Gidravlichne obladnannya bydivelnykh ta dorozhnikh mashin // G.A. Avrunin, I.G. Kyrychenko, V.B. Samorodov. — Kharkiv: KHNADU, 2016. — 438 s.

5. Eksperimentalnye issledovaniya poter moshchnosti v sovremennykh aksialnoporshnevyykh gidromashinakh dlya mobilnoi tekhniki / G.A. Avrunin, O.I. Belyi, I.V. Kabanenko i dr. // Mekhanika i mashynobuduvannya. Naukovo-tekhnichny zhurnal. — Kharkiv: NTU «KhPI». — 2006. — № 1. — P. 80—87.

Надійшла 15.05.2017 року

Аналіз зміни втрат потужності в об'ємних гідромашинах

Г.А. Аврунін
І.Г. Пімонов,
І.І. Мороз

Мета. Отримання даних про втрати потужності в гідромоторах на тертя і гідродинамічних і аналіз їх співвідношення з метою виявлення резервів вдосконалення конструкцій гідромоторів різних типів. Об'єктом досліджень стали аксіальнопоршневі насоси і гідромотори, і радіальнопоршневі і героторні гідромотори.

Методика досліджень. Визначення механічних втрат потужності на основі аналізу універсальних характеристик гідромоторів в координатах «крутний момент — частота обертання» і зіставлення з втратами тиску холостого ходу таза результатами експериментальних стендових випробувань з урахуванням розрахунку ККД непрямим методом.

Результати досліджень. Для гідромоторів різних конструкцій і робочих об'ємів отримані значення співвідношень механічних втрат на тертя до сумарних втрат моменту, які знаходяться в діапазоні 0,28—0,73.

Висновки. Отримані результати дозволяють уточнити долю механічних втрат на тертя в загальному балансі втрат і встановити напрям подальших робіт по зниженню втрат на тертя, зносу вузлів тертя і підвищення довговічності гідромоторів. Нові дані про втрати потужності аксіальнопоршневих насосів можуть використовуватися при розробці об'ємних гідроприводів для мобільних машин, працюючих в замкнутому ланцюзі циркуляції робочої рідини. Стаття може бути корисною для фахівців в області об'ємного гідропривода, що займаються розробкою нових або модернізацією серійних гідромашин.

Ключові слова: об'ємний гідропривод, гідромотор, насос, ККД, крутний момент, перепад тисків, втрати потужності, частота обертання.

Ananaliz of power losses change in displacement hydraulic machines

G.A. Avrunin,
I.G. Pimonov,
I.I. Moroz

Aim. To obtain the data on the losses of power in hydraulic motors on a friction and hydrodynamic and analysis of their correlation in order to identify the reserves for improving the hydraulic motors (of different types) construction. The objects of researches were axial piston pumps, hydraulic motors, radial piston and gerotorhydraulic motors.

Methodology of researches. Determination of mechanical power losses on the basis of universal descriptions of hydraulic motors analysis in a «torque moment — frequency of rotation» coordinates and comparison with the pressure losses of idling and on results experimental stand tests (taking into account a calculation efficiency by an indirect method).

Results of researches. The values of correlations between the mechanical losses on a friction and the total losses of moment for the hydraulic motors of different constructions and displacement have been obtained. These values are in a range from 0.28 to 0.73.

Conclusions. The achieved results allow to specify the percentage of mechanical losses on a friction in general balance of losses and to set the direction for the further works on the decline of losses on a friction, wear of knots of friction and increase of longevity of hydraulic motors. New data about the power losses of axial piston pumps can be used for development of displacement hydraulic fluid power for mobile machines (working in the hydraulic fluid closed circuit). The article appears to be useful for the specialists in area of displacement hydraulic fluid power, engaging in development of the new types or modernization of serial hydraulic machines.

Keywords: hydraulic fluid power, hydraulic motor, pump, efficiency, motor torque, pressure drop, power losses, speed of rotation.