

ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ И ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ АСПЕКТЫ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ СИСТЕМ ГИДРОПРИВОДОВ МАШИН

Канд. техн. наук, доц. ВЕРЕНИЧ И. А., асп. ТИНИ М. А.

Белорусский национальный технический университет

К числу важнейших проблем в области создания экспортоориентированной техники относится проблема разработки высококачественных, экологически чистых и энергосберегающих гидроприводов, которые являются системными конструкциями различных по назначению машин. Оценка технического уровня машин осуществляется по функциональным, энергетическим, экологическим и стоимостным критериям [1].

Проектирование гидроприводов по функциональным критериям – приоритетное и наиболее разработанное направление. Для исследования многих задач динамики гидроприводов используют простые математические модели с рядом допущений, например вязкость и температура жидкости постоянны, жидкость несжимаемая и др. В реальных системах происходят сложные нестационарные гидродинамические процессы, обусловленные пульсациями расходов и давлений жидкости при выполнении приводом функциональных задач, из-за конструктивных особенностей гидромашин и регулирующих устройств, изменения температуры, вязкости, сжимаемости и других свойств рабочей жидкости во всем объеме и локального изменения этих свойств в малых объемах. В каналах гидравлических приводов возникают и турбулентные течения, снижение сопротивления которых весьма актуально. Математическое описание нестационарных гидродинамических процессов приводит к системам нелинейных дифференциальных уравнений высокого порядка в частных производных, вызывает трудности, а порой и невозможности их решения. Эффективные методики построения динамических моделей гидропривода для исследования функциональных показателей и динамических характеристик предложены в [2, 3]. Эти модели широко применяются при исследовании динамики приводов различного назначения и в автоматизированном проектировании.

В практике проектирования большой интерес представляют энергетические характери-

стики привода. Получение расчетных соотношений для определения минимального уровня потребляемой мощности, обеспечивающей все заданные в техническом задании режимы работы, является актуальной задачей, которая рассматривается на примере привода с гидромотором. Энергетические характеристики и энергосбережение гидроприводов напрямую связаны со свойствами рабочих жидкостей, потерями на гидравлическое трение в трубопроводах и гидроаппаратах, поэтому при проектировании перспективных приводов следует учитывать изменения этих свойств в процессе функционирования и по возможности управлять ими. Для оценки энергосбережения в машинах, обусловленного свойствами масел, существует много методов. Например, энергосбережение (топливосбережение) автотранспорта, связанное с использованием смазочных материалов, регламентируется спецификациями и тестами SECL-54-T-96, которые предусматривают сравнительную оценку влияния моторного масла на экономию топлива двигателя. Ряд методов определения топливосбережения автотранспорта приведен в [4]. Анализ показывает, что в настоящее время не существует общей методики расчета показателя энергосбережения гидропривода, обусловленного свойствами применяемой рабочей жидкости. Методы, предложенные для оценки топливосбережения моторного масла, не всегда пригодны, так как в гидроприводах наблюдаются другие режимы течения жидкости, а потери на гидравлическое трение в трубопроводах могут превосходить потери в гидродвигателях и гидроаппаратах. Поэтому разработка методики оценки энергосбережения в гидроприводе по свойствам рабочей жидкости имеет свою актуальность.

Экологическая безопасность гидроприводов может быть обеспечена усовершенствованием структуры привода, повышающей его КПД и уменьшающей расход гидравлической жидкости и ее отходов, а также созданием и применением биологически расщепляемых эколо-

гически чистых синтетических масел или жидкостей на основе растительных масел. Экологические проблемы, связанные с использованием смазочных материалов и технических жидкостей, обсуждаются на различных уровнях, исследуются многими учеными и практиками [5, 6]. Около 1 % общего потребления минеральных масел расходуется на производство смазочных материалов и гидравлических жидкостей, а общее мировое количество масел, попадающих в окружающую среду, составляет примерно 12 млн т ежегодно. Поэтому защита окружающей среды от утечек и отходов масел является весьма актуальной задачей. Экологическое регулирование вопросов использования смазочных материалов существует во многих странах мира. В [7, 8] показана возможность создания гидравлических жидкостей на основе масел растительного происхождения, удовлетворяющих требованиям техники и экологии. Особенно интересны разработки биоразлагаемых масел для дизелей [9], трансмиссионных масел [10], биоразлагаемых синтетических масел Optimol Hydo BS-46, Optimol Hydo BS-68, HEES-46, гидравлических жидкостей на основе рапсового масла Biostar Hydraulic-32, Biostar Hydraulic-46 (Техасо), HETG-46, которые обладают высокой степенью биоразлагаемости – от 80 до 90 % в течение 21 дня в соответствии с СЕС-L-33-A-93.

В БНТУ в рамках задания ГКНТ «Ресурсосбережение-2005» разработано биоразлагаемое масло гидравлическое МГ-46БР (ИСО-L-HLBS-46) [11], изготавливаемое на основе масла рапсового технического и комплекса присадок. Относится оно к классу вязкости 46 в соответствии с ГОСТ 17479.3 (ИСО-3448) и имеет биоразлагаемость до 90 %.

Для обоснованных рекомендаций по использованию МГ-46 БР требуются длительные эксплуатационные испытания в реальных гидроприводах, что связано со значительными материальными, временными и трудовыми ресурсами. В работе использованы ускоренные лабораторные испытания и статистические методы обработки данных эксперимента, что позволило сократить объем испытаний, учесть большинство факторов и определить коэффициенты уравнений имитационного моделирования.

Цель работы – разработать методику и дать сравнительную оценку эксплуатационных ха-

рактеристик гидропривода по показателю энергосбережения при использовании в качестве рабочей жидкости биологически разлагаемых масел, альтернативных минеральным маслам.

Методика исследования. Предлагается экспериментальный метод сравнительной оценки энергосбережения в гидроприводе, связанного со свойствами рабочей жидкости, по относительному коэффициенту энергосбережения на примере экспериментальной установки (рис. 1).

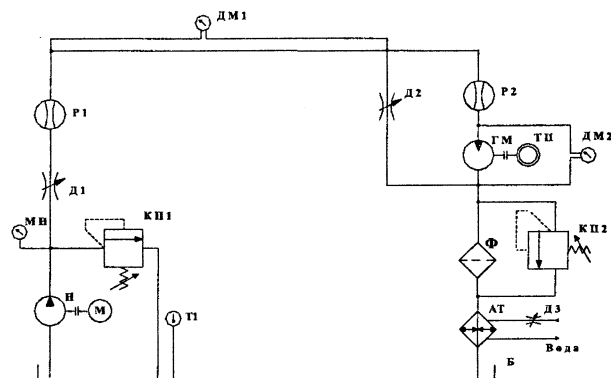


Рис. 1. Схема гидравлическая принципиальная установки для оценки энергосбережения в гидроприводе: АТ – аппарат теплообменный; Б – бак; ГМ – гидромотор; Д1, Д2, Д3 – регулируемые дроссели; ДМ1, ДМ2 – датчики перепада давления; КП1, КП2 – клапаны предохранительные; М – электродвигатель; МН – манометр; Н – насос; Р1, Р2 – расходомеры; ТП – тормоз порошковый; Т1 – термометр; Ф – фильтр

Для испытаний выбираются жидкости одного класса вязкости и эксплуатационной группы, а также эталонная жидкость, показавшая лучшие характеристики в эксплуатируемых гидроприводах. Предварительно оцениваются физико-химические показатели масел, методы определения которых регламентированы соответствующими стандартами. Наиболее важными из них являются: плотность, вязкость, индекс вязкости, температура вспышки и температура застывания, противоизносные и смазывающие свойства, стабильность антиокислительных и антикоррозионных свойств и др. Противоизносные и смазывающие свойства жидкостей определяются на четырехшариковой машине трения согласно действующим стандартам или по методике [10].

Энергетические показатели гидропривода, зависящие от свойств рабочей жидкости, оцениваются по относительному коэффициенту энергосбережения ε по формуле:

$$\varepsilon = \left(\left(\frac{(1 - 2\bar{\eta}_b + \bar{\eta}_b^2)\bar{\eta}_n}{\bar{\eta}_b(1 - 2\bar{\eta}_n + \bar{\eta}_n^2)} \right) - 1 \right) \cdot 100 \%, \quad (1)$$

где $\bar{\eta}_n$ и $\bar{\eta}_b$ – осредненный КПД гидропривода испытываемой и эталонной жидкостей.

Осредненные коэффициенты определяются в зависимости от вязкостно-температурной характеристики жидкости:

$$\bar{\eta}_n = \frac{\eta_{1n}v_{1n}(T_1) + \eta_{2n}v_{2n}(T_2) + \dots + \eta_{kn}v_{kn}(T_k)}{v_{1n}(T_1) + v_{2n}(T_2) + \dots + v_{kn}(T_k)}; \quad (2)$$

$$\bar{\eta}_b = \frac{\eta_{1b}v_{1b}(T_1) + \eta_{2b}v_{2b}(T_2) + \dots + \eta_{kb}v_{kb}(T_k)}{v_{1b}(T_1) + v_{2b}(T_2) + \dots + v_{kb}(T_k)}, \quad (3)$$

где η_{kn} , η_{kb} – полный КПД гидропривода с испытываемой и эталонной рабочими жидкостями соответственно; $v_{kn}(T_k)$, $v_{kb}(T_k)$ – кинематическая вязкость испытываемой и эталонной жидкостей при температуре T_k .

Полный КПД гидропривода η_k определяется как отношение потребляемой мощности $N_{\text{потр}}$ (мощность электродвигателя) к полезной механической мощности $N_{\text{мех}}$ (мощность гидромотора). Мгновенное значение мощности, потребляемой гидроприводом от электродвигателя: $N_{\text{потр}} = U_{\text{эл}}I_{\text{эл}}$, а мощность, потребляемую приводом при движении с постоянной угловой скоростью Ω и при постоянном значении момента сопротивления нагрузки $M_{\text{ст}}$, можно представить в виде [12]

$$N_{\text{потр}k} = M_{\text{ст}} \left(\Omega + (1 + \eta_{\text{эл}}) \frac{M_{\text{ст}}}{q^2} k_{\text{qp}} \right). \quad (4)$$

Здесь $\eta_{\text{эл}}$ – КПД электродвигателя; q – рабочий объем гидромотора; k_{qp} – коэффициент скольжения по расходу.

Зависимость (4) позволяет определить потребляемую приводом мощность от источника питания при вращении вала гидромотора с заданной максимальной угловой скоростью при некотором значении момента сопротивления нагрузки $M_{\text{ст}}$. При максимальном моменте сопротивления потребляемая мощность согласно (4) составит

$$N_{\text{потр}k} = \left((1 + \eta_{\text{эл}}) \frac{M_{\text{ст} \max}^2}{q^2} k_{\text{qp}} \right). \quad (5)$$

Из анализа (4) и (5) следует, что для статических режимов $N_{\text{потр}}$ уменьшается с ростом рабочего объема гидромотора q .

При переменном нагружении выходного вала гидромотора момент сопротивления M_c определяется по выражению

$$M_c = J_n \xi_c + k_n \Omega + c_{\text{ш}} \phi + M_{\text{см}}. \quad (6)$$

Здесь J_n – суммарный момент инерции нагрузки; ξ_c – угловое ускорение нагрузки; k_n – коэффициент скоростной составляющей момента нагрузки; $c_{\text{ш}}$ – коэффициент позиционной составляющей момента нагрузки; $\phi = \phi_0 \sin \omega t$ – угол поворота вала гидромотора при гармоническом нагружении; ω – угловая частота вращения вала гидромотора; ϕ_0 – максимальная амплитуда угловых колебаний вала гидромотора.

При проектировании гидропривода важно знать, как изменяется потребляемая мощность по сравнению с $N_{\text{потр}}$ при изменении рабочего объема гидродвигателя и свойств жидкости. Для рассматриваемого привода установки рабочий объем гидромотора остается величиной постоянной. Влияние на потребляемую мощность привода изменяющейся вязкости жидкости учитывается коэффициентом $\bar{v} = v(T)/v_0$ (v_0 – вязкость рабочей жидкости при средней эксплуатационной температуре, например при температуре 40 °C).

Тогда выражение (5) примет вид

$$N_{\text{потр}k} = \left((1 + \eta_{\text{эл}}) \frac{M_{\text{ст} \max}^2}{q^2} k_{\text{qp}} \right) + N_f. \quad (7)$$

Здесь $N_f = \bar{v} \Delta p Q$; Δp – потери на гидравлическое трение в системе «насос – гидромотор» при вязкости v_0 ; Q – расход жидкости в системе.

Полученные в ходе эксперимента и расчета по формуле (1) данные подвергаются статистической обработке с использованием сглаженной сплайн-интерполированной функции $p = f(U)$, которую для потерь давления Δp , потребляемой мощности $N_{\text{потр}}$ и коэффициента энергосбережения $\varepsilon = f(M)$ описываем полиномами 9-й степени типа

$$p = f(U) = C_0 + \sum_{n=1}^k C_n U^n; \quad k = 1-9. \quad (8)$$

Величина коэффициента энергосбережения свидетельствует о том, что при его значении больше единицы испытываемая рабочая жид-

кость имеет лучшие энергосберегающие свойства по отношению к эталонной рабочей жидкости, а рабочая жидкость, имеющая ε меньше единицы, соответствует худшим энергосберегающим свойствам.

Экспериментальная часть. Для экспериментальной оценки энергосбережения в гидроприводе разработана лабораторная установка (рис. 1). Насос обеспечивает необходимую подачу жидкости гидромотору, нагружаемому порошковым тормозом. Изменение момента на порошковом тормозе можно задавать в виде гармонического или ступенчатого закона электрическим сигналом. Дроссель Д2 позволяет регулировать частоту вращения вала гидромотора, а дроссель Д1 – быстро изменять температуру жидкости. Теплообменный аппарат в виде змеевика в баке проточной воды служит для поддержания температурного режима рабочей жидкости гидропривода в течение эксперимента при заданных нагрузках. В процессе исследований регистрируются параметры гидропривода и показатели свойств жидкости: мощность электродвигателя; давление, развиваемое насосом; перепады давлений на гидромоторе и в гидролиниях; нагрузочный момент порошкового тормоза, число оборотов вала гидромотора, расход и температура жидкости. Вязкость и чистота рабочей жидкости контролируются до и после экспериментальных исследований. Температурный режим задавался в пределах от 20 до 80 °С, частота вращения вала гидромотора изменялась в пределах 0–40 с⁻¹, момент порошкового тормоза – в пределах 0–40 Нм. Методика эксперимента предполагает проведение двух серий испытаний при фиксированной температуре. В первой серии изменяется момент нагрузки при постоянной частоте вращения вала гидромотора, а во второй серии наоборот – изменение частоты вращения вала гидромотора при фиксированном значении момента нагрузки. Испытания проводятся без смены жидкости при всех режимах работы гидропривода. После проведения всего объема испытаний определяется изменение физико-химических свойств рабочей жидкости.

Определение показателей физико-химических и смазывающих свойств масел проводится на аттестованном оборудовании в соответствии со стандартами по каждому показателю качества. Точность и достоверность результатов определяются по методам, указанным в ГОСТах

по каждому виду испытаний. Показатели физико-химических свойств испытуемых масел МГ-46БР, МГ-46Б и биологически разлагаемых масел производства иностранных фирм приведены в табл. 1.

Таблица 1

Наименование показателя	МГ-46БР	Hydo BS	Biostar Hydraulic	МГ-46Б	Метод испытаний
Плотность при 20 °С, кг/м ³	925	916	878	900	По ГОСТ 3900
Вязкость кинематическая при 40 °С, мм ² /с	46,1	46,3	48	46	По ГОСТ 33
Индекс вязкости	197	173	210	85	По ГОСТ 25371
Температура вспышки, определяемая в открытом тигле, °С	272	228	225	190	По ГОСТ 4333
Температура застывания, °С	-20	-42	-30	-30	По ГОСТ 20287
Биоразлагаемость, %	90	90	90	15	СЕС L-33-A-93

Результаты исследований. Обработка экспериментальных данных производилась в два этапа. На первом этапе данные тарировки датчиков перепада давлений описаны полиномом n -й степени. С помощью программы математической обработки экспериментальных данных получена тестовая сглаженная сплайн-интерполированная функция в виде (8) для показаний датчиков перепада давления $p(U)$, что позволило убедиться в корректности обработки данных эксперимента. Так как испытания проводились для нескольких жидкостей и при разных нагрузочных и температурных режимах, то получен большой массив данных. В статье приводится только выражение для аналитического определения относительного коэффициента энергосбережения ε испытанных масел в зависимости от момента нагрузки M . Получен полином (8) для $\varepsilon(M)$ в виде

$$\begin{aligned} \varepsilon(M) = & 2,2111 \cdot 10^{-1} - 1,1977M - 5,3794 \cdot 10^{-1}M^2 + \\ & + 1,1316 \cdot 10^{-1}M^3 - 1,2025 \cdot 10^{-2}M^4 + \\ & + 5,6630 \cdot 10^{-4}M^5 + 3,1915 \cdot 10^{-6}M^6 - 1,5212 \cdot 10^{-6}M^7 + \\ & + 6,0301 \cdot 10^{-8}M^8 - 7,8663 \cdot 10^{-10}M^9. \end{aligned}$$

На рис. 2 приведены графики зависимости относительного коэффициента энергосбережения в зависимости от момента нагрузки, кото-

рые показывают, что при температуре жидкости 20 °С и моментах нагрузки 11–13 Нм эталонная жидкость на минеральной основе МГ-46Б несколько превосходит биологически разлагаемое масло МГ-46БР. На всех остальных температурных и нагрузочных режимах масло МГ-46БР по показателю энергосбережения на 1,5–3,5 % лучше масла эталонного. Это объясняется тем, что масло МГ-46БР имеет более высокий индекс вязкости, лучшие смазывающие свойства и при использовании его в качестве рабочей жидкости привода позволит снизить потребляемую мощность.

По физико-химическим свойствам масло гидравлическое МГ-46БР соответствует требованиям нормативных документов, предъявляемым к рабочим жидкостям данного класса вязкости и эксплуатационной группы, обеспечивает функциональные и эксплуатационные характеристики гидропривода при различных температурах и нагрузочных режимах. Применение биоразлагаемого масла МГ-46БР в исследуемом приводе показало его энергетическую эффективность по сравнению с минеральным маслом МГ-46Б. Относительный коэффициент энергосбережения ϵ при максимальном моменте и оптимальных оборотах гидромотора для масла гидравлического МГ-46БР выше на 3,5 %, чем для эталонного минерального масла гидравлического МГ-46Б. Рабочая жидкость МГ-46БР обеспечивает относительное энергосбережение и при других температурных и нагрузочных режимах гидропривода. Предложенная методика оценки энергосбережения в гидроприводе по результатам ускоренных лабораторных испытаний может быть использована при разработке новых видов рабочих жидкостей.

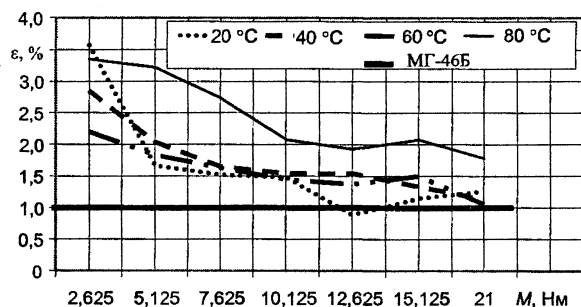


Рис. 2. Зависимость относительного коэффициента энергосбережения от момента нагрузки для масла МГ-46БР и эталонного масла МГ-46Б при различных температурных режимах работы привода

ВЫВОД

Масло гидравлическое МГ-46БР может быть использовано в качестве рабочей жидкости гидроприводов машин в случае, когда присутствует опасность загрязнения окружающей среды утечками или отходами. Методика оценки энергосбережения в гидроприводе может быть использована при исследовании приводов любой отрасли.

ЛИТЕРАТУРА

1. Скойбеда, А. Т. Проблемы и принципы оптимального проектирования машин / А. Т. Скойбеда // Современные методы проектирования машин: респ. межвед. сб. науч. тр. – Вып. 2: в 7 т. – Т. 1: Перспективные направления создания машин. – Минск: УП «Технопринт», 2004. – С. 142–154.
2. Богдан, Н. В. Моделирование и расчет динамики гидроприводов / Н. В. Богдан, В. П. Автушко, М. И. Жилевич // Весті НАН Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 2003. – № 3. – С. 87–94.
3. Автушко, В. П. Исследование адекватности математической модели гидроцилиндра в задачах динамического расчета гидропривода / В. П. Автушко, М. И. Жилевич // Вестник БНТУ. – 2002. – № 4. – С. 31–37.
4. Смазочные материалы: антифрикционные и противоизносные свойства. Методы испытаний: справ. / Р. М. Матвеевский [и др.]. – М.: Машиностроение, 1989. – 244 с.
5. Bartz, W. J. Lubricants and the environment / W. J. Bartz / New Directions in Tribology. First World Tribology Congress, 8–12 Sept. 1997, London.
6. Ксеневич, И. П. Аспекты экологического конструирования сельскохозяйственной техники и проблемы энергоресурсосбережения / И. П. Ксеневич // Современные методы проектирования машин: респ. межвед. сб. науч. тр. – Вып. 1. – Минск: УП «Технопринт», 2002. – С. 89–96.
7. Сироватка, Л. А. Новые экологически безопасные технологические среды и смазочные материалы на основе рапсового масла / Л. А. Сироватка, Т. В. Дмитриева // Трение и износ. – 2000. – № 2. – С. 219–224.
8. Веренич, И. А. Реологические характеристики рабочих жидкостей и смазок на основе растительных масел / И. А. Веренич // Вестник национального технического университета «Харьковский политехнический институт». – 2001. – Вып. 129: Технологии в машиностроении. Ч. 1. – Харьков, 2001. – С. 365–374.
9. Ol aus Pflanzen // Production – 1997. – № 47. – S. 15.
10. Веренич, И. А. Исследование противоизносных свойств трансмиссионного масла ТМ-3-9БР / И. А. Веренич, Е. И. Станюк, М. А. Тини // Трение и износ. – 2005. – № 3. – С. 325–331.
11. ТУ РБ 1003544447.044–2003. Масло гидравлическое МГ-46БР (ИСО-L-HLBS-46).
12. Полковников, В. А. Электрические, гидравлические и пневматические приводы летательных аппаратов и их предельные динамические возможности / В. А. Полковников. – М.: Изд-во МАИ, 2002.

Поступила 30.03.2006