

УДК 621.22

Г. А. АВРУНИН, В. Б. САМОРОДОВ, И. И. МОРОЗ

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ В АКСИАЛЬНОПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИНАХ

Даний аналіз технічного рівня аксіальнопоршневих гідромашин, використаних в мобільних об'ємних гідроприводах і переважно в замкнутому ланцюзі циркуляції робочої рідини, у тому числі провідних зарубіжних фірм і вітчизняних виробництва Кропивницького ВАТ Гідросила, в яких завдяки переходу на тиск робочої рідини до 45 МПа істотно підвищений технічний рівень. Приведені результати втрат потужності в насосах і гідромоторах на режимах, відмінних від номінального, включаючи визначення потужності приводного двигуна насоса при «нульовому» положенні похилого диска і перепаду тисків на гідромоторі при роботі на режимі холостого ходу.

Ключові слова: Аксіальнопоршневі гідромашини, насос, гідромотор, гідропривод, технічний рівень, тиск, частота обертання, втрати потужності.

Дан анализ технического уровня аксиальнопоршневых гидромашин, используемых в мобильных объемных гидроприводах и преимущественно в замкнутой цепи циркуляции рабочей жидкости, в том числе ведущих зарубежных фирм и отечественных производства Кропивницкого ОАО Гидросила, в которых благодаря переходу на давление рабочей жидкости до 45 МПа существенно повышен технический уровень. Приведены результаты потерь мощности в насосах и гидромоторах на режимах, отличных от номинального, включая определение мощности приводящего двигателя насоса при «нулевом» положении наклонного диска и перепада давлений на гидромоторе при работе на режиме холостого хода. Учет этих видов потерь важен с точки зрения минимизации потерь мощности при работе гидроприводов в составе гидромеханических трансмиссий и обеспечения достаточного отвода тепла.

Ключевые слова: Аксиальнопоршневые гидромашини, насос, гидромотор, гидропривод, технический уровень, давление, частота вращения, потери мощности.

The analysis of technical level of axial piston hydraulic machines is given for mobile hydraulic fluid power transmission and mainly in the hydraulic fluid power closed circuit. The object of researches were hydraulic fluid power with hydraulic motors with fixed displacement and angled piston motor and pumps with the angled disk and managed displacement with the electric proportional and hydraulic management of firms of *M. REXROTH*, *SAUER - SUNDSTRAND* and *HYDROSILA* (Ukraine). Experimental data on the hydraulic machines of *HYDROSILA* got first. Due to passing to pressure of working fluid to 45 MPa the technical level of homeland hydraulic machines is substantially enhanceable. Results over of losses of power are brought also in pumps and hydraulic motors on the specification modes, including determination of leading engine of pump power at «zero» position and drop of pressure on a hydraulic motor during work on the mode of idling. The account of these types of losses is important from the point of view of minimization of losses of power during work of a hydraulic fluid power in composition hydromechanical double-flux transmissions and providing of the sufficient taking of heat.

Keywords: axial piston hydraulic machines, pump, hydraulic motor, hydraulic fluid power, technical level, pressure, frequency of rotation, loss of power.

Введение. Аксиальнопоршневые гидромашини занимают ведущее место в силовых гидроприводах мобильных машин, требующих высоких скоростных и нагрузочных режимов работы, бесступенчатого регулирования скорости и обеспечивая при этом высокие энергетические показатели и долговечность. Преобразование энергии в гидромашини сопровождается потерями мощности в узлах трения, которые оценивают тремя видами коэффициента полезного действия (КПД) [1]:

- общего КПД, учитывающего все виды потерь,
- гидромеханического КПД, учитывающего механические потери на трение и на местных сопротивлениях при течении рабочей жидкости (РЖ);

- объемного КПД, учитывающего потери РЖ вследствие утечки по зазорам прецизионных пар.

Только потери на местных сопротивлениях при течении РЖ являются постоянными на всем периоде эксплуатации гидромашини, а механические на трение и объемные могут существенно изменяться, в частности, механические на трение снижаются на всем периоде эксплуатации, включая этапы приработки и нормального износа, а объемные постоянно растут вследствие износа прецизионных пар.

В литературе и каталогах производителей аксиальнопоршневых гидромашин приводятся

ограниченные данные по потерям мощности, например, по сравнению с радиальнопоршневыми и героторными гидромоторами не приводятся универсальные характеристики в координатах «крутящий момент-частота вращения-КПД», значения потерь холостого хода от частоты вращения и особо важные для гидропередат с замкнутой цепью циркуляції РЖ потери мощности на приводящем валу насоса при «нульовому» положенні его наклонного диска.

Основная часть. Целью настоящей статьи является анализ экспериментальных исследований некоторых типов аксиальнопоршневых гидромашин на отличных от номинальных режимах их работы.

Прежде всего проведем оценку технического уровня гидромашин. Объектом исследований явились аксиальнопоршневые гидромашини следующих типов и конструктивных исполнений, объединенные в гидропередатчи (ОГП) насос-гидромотор:

- гидромоторы с постоянным рабочим объемом 180 и 355 см³ серии *A2FM* фирмы *M. REXROTH*. Эти гидромоторы имеют наклонный блок цилиндров и бескарданную кинематическую схему его ведения [2];

- насосы с регулируемым рабочим объемом: тандем-насос аксиальнопоршневого типа *2xA4VG* 180 с пропорциональным электрическим управлением фирмы *M. REXROTH* (рабочий объем одного насоса 180 см³) и насос серии 90 фирмы *SAUER-SUNDSTRAND* с гидравлическим управлением (рабочий объем 250 см³).

Насосы имеют конструктивную схему с наклонным диском и поршнями с гидростатической разгрузкой с помощью подпятников, опирающихся на наклонный диск [2];

– насосы и гидромоторы серий *PVH* и *MFH* производства ОАО «Гидросила» (г. Кропивницкий), причем эта серия является глубокой модернизацией известной лицензионной серии 20, освоенной в начале 80-х гг. прошлого века.

В табл. 1 приведены краткие технические характеристики исследуемых гидромашин, входящих в объемные гидропередачи (ОГП №№ 1...3), и удельные показатели при сравнительной оценке гидромашин [3]:

– Масса, приходящаяся на единицу развиваемого гидромотором крутящего момента, кг/Н·м

$$k_M = \frac{m}{M_{кр}} \quad (1)$$

где m – масса гидромотора, кг;

$M_{кр}$ – теоретический крутящий момент гидромотора, определяемый по формуле, Н·м:

$$M_{кр} = 0,159 \cdot V_p \cdot \Delta p \quad (2)$$

где V_p – рабочий объем гидромотора, см³,

Δp – перепад давлений между магистралями нагнетания и слива, МПа,

– Масса, приходящаяся на единицу развиваемой гидромашинной мощности, кг/кВт

$$k_P = \frac{m}{P} \quad (3)$$

где P – теоретическая мощность гидромашин, определяемая для гидромотора и насоса по формулам, кВт:

$$P_M = \frac{M_{кр} \cdot n_M}{9550} = P_H = \frac{q_H \cdot P_H}{60} \quad (4)$$

– Скоростной показатель (коэффициент быстроходности), см·мин⁻¹

$$C_n = V_p^{1/3} n \quad (5)$$

где n – частота вращения насоса или гидромотора, которая для последнего определяется по формуле, мин⁻¹:

$$n_M = 10^{-3} \frac{q_H}{V_p} \quad (6)$$

где q_H – теоретическая подача рабочей жидкости насосом, л/мин,

$$q_H = 10^{-3} V_{рн} \cdot n_H \quad (7)$$

где $V_{рн}$ – рабочий объем насоса, см³,

n_H – частота вращения насоса, мин⁻¹

Таблица 1 – Краткая техническая характеристика исследуемых аксиальнопоршневых гидромашин

Параметры, Размерность	ОГП №1:		ОГП №2:		ОГП №3:	
	Насос 90L250	A2FM180	Насос 2x A4VG180	A2FM355	Насос PVH112	MFH112
Рабочий объем, см ³	250	180	360 (2 x 180)	355	110,8	110,8
Рабочий объем насоса подпитки, см ³	65	–	2 x 39,8	–	22	–
Давление, МПа (номинальное / максимальное)	42/48	40/45	40/45	35/40	42/45	42/45
Крутящ. момент гидромотора, Н·м (номин./максимальный)	–	1145/1288	–	1976/2258	–	740/793
Частота вращения, мин ⁻¹ (номинальная/максимальная/пиковая/минимальная)	2300/ 2500/ 2750/ 500	3600/ 4000/50	2500/2900/ 3000/500	2240/50	2500/3720/500	2500/3720/50
Подача, л/мин (номинальная)	575	648	900	795	277	277
Мощность, кВт (номинальная)	403	432	600	464	194	194
Момент инерции, кг·м ²	0,065	0,022	2 x 0,044	0,102	–	0,018
Масса, кг	154	45	202	110	85	36,5
Расход на «промывку», л/мин	–	10	–	16 (*)	–	Нет данных
k_M , кг/Н·м	–	0,035	–	0,049	–	0,046
k_P , кг/кВт	0,39	0,11	0,34	0,24	0,44	0,19
$C_n = V_p^{1/3} n$, мин ⁻¹ см	17322	22584	21342	15861	17871	17871

Примечания: 1. Значения мощности и подачи приведены при номинальных значениях давления и частоты вращения и без учета потерь; 2. Значения крутящего момента приведены при номинальном и максимальном давлениях и без учета потерь; 3. (*) – расход, рекомендуемый фирмой для «промывки» подшипников вала; 4. При расчете показателей C_n и k_M приняты максимальные (пиковые) значения частоты вращения и момента, при расчете k_P – номинальное значение мощности.

Так как в современных аксиальнопоршневых гидромашинах общий КПД достигает 90...95 %, а его составляющие – объемный и гидромеханический КПД до 95...98 %, то использование теоретических значений мощности и крутящего момента для оценки технического уровня с помощью удельных показателей является достаточно корректным.

Основным выводом проведенного анализа является то, что аксиальнопоршневые гидромашины ОАО «Гидросила» новой серии *PVH* и *MFH* существенно улучшили свои удельные показатели, в частности по максимальному давлению РЖ до 45 МПа, приближаясь к лучшим зарубежным аналогам.

Рассмотрим потери мощности в гидромашинах. На рис. 1 приведены зависимости изменения перепада давлений холостого хода в аксиальнопоршневых гидромоторах в зависимости от частоты вращения. Следует обратить внимание на наличие зоны «отрицательного сопротивления» в гидромоторе *MFH112* на низких частотах вращения из-за повышения механических потерь в этом диапазоне. Существенное влияние на значение потерь оказывает температура РЖ (кривые 1 и 2). Потери мощности холостого хода гидромоторов, определяемые по перепаду давлений между полостями высокого и низкого давления в зависимости от частоты вращения, существенно отличаются. Так в гидромоторе *A2FM180* перепад давлений составляет 3,5 МПа, а в гидромоторе *A2FM355* порядка 1,8 МПа при номинальных значениях частот вращения в 3600 и 2240 мин⁻¹, соответственно. Отношение перепадов давлений к номинальному давлению составляет 8,8 % для гидромотора *A2FM180* и 5,1 % для *A2FM355* (номинальные давления 40 и 35 МПа, соответственно). По этим результатам можно сделать вывод о форсированности гидромотора *A2FM180* по частоте вращения, что дало возможность получить фирме *M. REXROTH* высокое значение коэффициента быстроходности C_n и рекордное для современных гидромашин значение удельной мощности $k_p = 0,11$ кг/кВт;

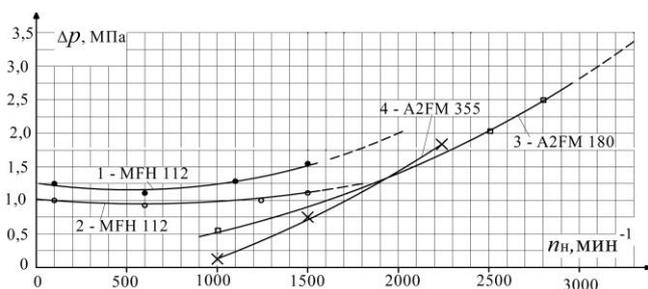


Рис. 1. – Потери давления холостого хода аксиальнопоршневых гидромоторов: 1 и 2 – с наклонным диском модели *MFH112* ОАО Гидросила при температуре рабочей жидкости 30 и 50°C, соответственно; 3 и 4 – с наклонным блоком цилиндров фирмы *M. REXROTH* (*A2FM180* при температуре 90°C и *A2FM355* при температуре 60°C [2]).

На рис. 2 приведены результаты изменения затрат мощности приводящего двигателя насоса от частоты вращения при «нулевом» положении наклонного диска.

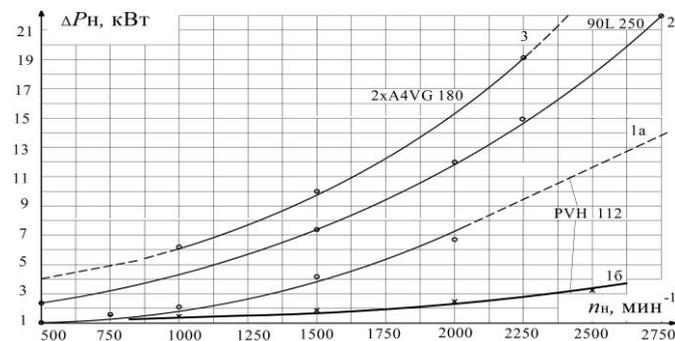


Рис. 2. – Потери мощности в насосах ОГП при «нулевом» значении рабочего объема насоса

Для номинальных частот вращения насосов затрачиваемая на их вращение мощность достигает 12...30 кВт, зависит от рабочего объема основного насоса и составляет до 5 % мощности насосов при номинальной частоте вращения и давлении. Сравнение мощности насосов основного и подпитки (1 а) и только мощности насоса подпитки (1 б) с рабочим объемом 20 см³ (данные приведены в каталоге фирмы *SAUER SUNDSTRAND* для насосов серии 90) показывает, что на минимальной частоте вращения 500 мин⁻¹ основными потерями мощности являются потери в насосе подпитки, а по мере увеличения частоты вращения превалирующими являются потери в основном насосе.

Следует также отметить то, что насос подпитки работает на низком давлении (обычно не более 3 МПа), и поэтому имеет высокое значение коэффициента подачи до 0,95, и в то же время низкие значения гидромеханического КПД порядка 0,5...0,6, что следует учитывать при оценке потерь мощности в гидроприводе.

Выводы. 1. Результаты экспериментальных исследований аксиальнопоршневого гидропривода на базе отечественных гидромашин *PVH112* и *MFH112* дополняют исследования импортных гидромашин [2] по таким важным параметрам как потери мощности в насосе при «нулевом» положении наклонного диска и перепад давлений при работе гидромотора в режиме холостого хода. Эти параметры в ряде случаев могут быть использованы для оценки корректности выбора маслоохладителя и при техническом диагностировании гидромашин.

2. Кропивницкое ОАО «Гидросила» постоянно совершенствует свою продукцию, о чем свидетельствует выпуск модернизированной серии гидромашин *PVH* и *MFH* с повышенными до 45 МПа максимальным давлением и частотой вращения.

Список литературы:

1. Гидроприводы объемные и пневмоприводы. Часть 1. Общие понятия. Термины и определения (ДСТУ 3455.1-96). – [Введен с 1998-01-01]. – 48 с – (Держспоживстандарт України).
2. Аврутин Г. А. Экспериментальные исследования потерь мощности в современных аксиально-поршневых 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.
3. Аврунин Г. А. Гидравлическое оборудование строительных и дорожных машин: учебное пособие / А. Г. Аврунин, И. Г. Кириченко, В. Б. Самородов / под ред. Г. А. Аврунина. – Харьков : ХНАДУ, 2012. – 464 с.
 4. Петров В. А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин / В. А. Петров. – М. : Машиностроение, 1988. – 248 с.
 2. Avrunin, G. A., O.I. Belyiy and I.V. "Kabanenko Eksperimentalnyie issledovaniya poter moschnosti v sovremennyih aksialno-porshnevnyih gidromashinah dlya mobilnoy tehniky." *Mehanika ta mashinobuduvannya. Naukovo-tehnichnyi zhurnal*. No. 1(2006): 80–87. Print.
 3. Avrunin, G. A., I. G. Kirichenko and V. B. Samorodov *Gidravlicheskoie oborudovanie stroitelnyih i dorozhnyih mashin: uchebnoe posobie*. Kharkov: HNADU, 2012. Print.
 4. Petrov, V. A. *Gidroob'emnyie transmissii samohodnyih mashin*. Moscow.: Mashinostroenie, 1988. Print.

References (transliterated)

1. DSTU 3455.1-96 *Gidroprivodyi ob'emnyie i pnevmoprivodyi. Chast 1. Obschie ponyatiya. Terminy i opredeleniya*. Derzhspozhivstandart Ukraïny. 1998. Print.

Поступила (received) 03.09.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Дослідження втрат потужності в аксіально-поршневих гідромашинах / Г. А. Аврунін, В. Б. Самородов, І. І. Мороз // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини і гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 42(1264). – С. 94–97. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2411-3441.

Исследование потерь мощности в аксиально-поршневых гидромашинах / Г. А. Аврунин, В. Б. Самородов, И. И. Мороз // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини і гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 42(1264). – С. 94–97. – Библиогр.: 4 назв. – ISSN 2411-3441.

Investigation of the power losses in an axial piston hydraulic machines / G. A. Avrunin, V. B. Samorodov, I. I. Moroz // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 42 (1264). – P. 94–97. – Bibliogr.: 4. – ISSN 2411-3441.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Аврунін Григорій Аврамович – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Метрології та безпеки життєдіяльності»; тел.: (057) 738-77-97; e-mail: griavrunin@ukr.net.

Аврунин Григорий Аврамович – кандидат технических наук, доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, доцент кафедры «Метрологии и безопасности жизнедеятельности»; тел.: (057) 738-77-97; e-mail: griavrunin@ukr.net.

Avrunin Grigory Avramovich – Candidate of Technical Sciences (*Ph. D.*), Docent, Kharkov National Automobile and Highway University, Associate Professor at the Department of «Metrologii and safety of vital functions»; тел.: (057) 738-77-97; e-mail: griavrunin@ukr.net.

Самородов Вадим Борисович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Автомобіле- і тракторобудування»; тел.: (067)-577-71-26; e-mail: samorodovvadimat@gmail.com.

Самородов Вадим Борисович – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», заведующий кафедрой «Автомобиле- и тракторостроения»; тел.: (067)-577-71-26; e-mail: samorodovvadimat@gmail.com.

Samorodov Vadim Borisovich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Chair of the Department of «Vehicle and Tractor Engineering»; тел.: (067)-577-71-26; e-mail: samorodovvadimat@gmail.com.

Мороз Ірина Іванівна – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, старший викладач кафедри «Вищої математики»; тел.: (057) 705-32-16.

Мороз Ірина Іванівна – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, доцент кафедры «Высшей математики»; тел.: (057) 705-32-16.

Moroz Irene Ivanovna – Kharkov National Automobile and Highway University, Associate Professor at the Department of «Higher Mathematics»; тел.: (057) 705-32-16.