

Ресурсосберегающая технология определения гидромеханического КПД аксиально-плунжерных гидромоторов

И.М. Макаркин, науч. сотр.,
ГНУ ГОСНИТИ Россельхозакадемии,
e-mail: gosniti14@mail.ru, т/ф. (499)174-82-11

Аннотация. В статье описывается энергосберегающая технология экспериментального определения гидромеханического КПД аксиально-плунжерных гидромоторов. Приведены гидравлические схемы экспериментальной установки и примеры определения КПД.

Ключевые слова: гидромотор, аксиально-плунжерные гидромашины, испытание и определение КПД.

Широкое использование гидроприводов, особенности их работы, эксплуатации и ремонта требуют совершенствования существующих и создания более эффективных стендов для производственных и послеремонтных испытаний гидромоторов, насосов и аппаратов.

Машиностроительные предприятия, имеющие большую программу производства (несколько тысяч единиц в год и более), могут покупать или создавать дорогие и сложные испытательные установки. Предприятия же с малой программой ремонта, испытывают гидромоторы, как правило, в режиме насоса. ГОСТом 20719-83 это допускается, однако, такие испытания не позволяют с необходимой достоверностью определять параметры функционирования в режиме гидромотора и оценивать качество ремонта. В идеальном гидромоторе, вся подведенная к нему гидравлическая мощность, превращалась бы без потерь в механическую.

$$N_{ид} = P \cdot Q = M \cdot n \quad , \quad (1)$$

где P и Q -давление и расход в нагнетательной магистрали соответственно, n - частота вращения вала гидромотора, M -момент на валу гидромотора.

$$Q = q \cdot n, \quad (2)$$

где q – рабочий объем гидромотора.

В реальном гидромоторе, часть давления идет на преодоление приведенного к валу мотора момента сопротивления, а частота вращения снижается из-за утечек рабочей жидкости.

Мощность реального гидромотора можно представить формулой

$$N = (P - \Delta P) \cdot (Q - q_{ym}) = (M_m - M_{mp}^n) \cdot \frac{Q - q_{ym}}{q}, \quad (3)$$

Где ΔP - потери давления на преодоление приведенного суммарного момента трения M_{mp}^n ; $M_m = \frac{q \cdot P}{2\pi}$ – теоретический расчетный момент; q_{ym} –величина утечек.

Суммарный момент трения складывается, главным образом, из момента вязкого трения, моментом сухого трения и момента на прокручивания вала и в общем случае является функцией режимов работы и физико-химических свойств рабочей жидкости. Подробное описание видов потерь и их математическое моделирование рассмотрено в работах [1– 6]

$$M_{mp}^n = f(n, M_c, t, \mu, \rho), \quad (4)$$

где M_c -полезный момент нагрузки на валу гидромотора; t, μ, ρ - температура, динамическая вязкость и плотность рабочей жидкости соответственно.

Это приводит к тому, что даже при ненагруженном валу гидромотора при пропускании через его потока жидкости на его входе и выходе возникает перепад давления, который уравнивает суммарный момент трения при установившемся скоростном режиме. При этом по перепаду давления легко вычислить момент потерь для данного (холостого) режима работы используя формулу

$$M_{mp}^n = \frac{q \cdot \Delta P}{2\pi}, \quad (5)$$

Причем точность определения момента по формуле (5) зависит лишь от точности измеренного значения перепада давления и точности, с которой известен рабочий объем. Поэтому в экспериментах и на практике для значительного снижения сложности и стоимости испытательных стендов можно измерять именно перепад давления, что значительно проще реализуется.

Иногда механическим КПД учитывают только потери на контактное трение, а потери момента, вызванные уменьшением давления из-за гидравлических потерь по длине и в местных сопротивлениях объемной гидромашины, учитывают гидравлическим КПД [2,3]. Однако, такое разделение потерь, имеет смысл только для чисто теоретических исследований, так как практически измерять отдельно механические потери, вызванные контактным трением и трением частиц жидкости, крайне затруднительно. Поэтому в дальнейшем гидравлический и механический КПД объединим в один и будем называть просто механическим КПД

В связи со сказанным выше потери давления представим суммой трех составляющих, которые можно легко определить экспериментально

$$\Delta P = \Delta P_n + \Delta P_p + \Delta P_r, \quad (6)$$

где ΔP_n - потери на вязкостное трение пропорциональные частоте вращения ротора;

ΔP_p - потери зависящие от величины рабочего давления (нагрузке на валу);

ΔP_r - потери давления на прокрутку ненагруженного вала с минимальной устойчивой частотой.

Полный КПД гидромашины с учетом вышеприведенных формул

$$\eta = \frac{N}{N_{uo}} = \frac{(P - \Delta P_n - \Delta P_p - \Delta P_r) \cdot (Q - q_{ym})}{P \cdot q \cdot n} = \eta_{мех} \cdot \eta_{об}, \quad (7)$$

Механический КПД

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{(P - \Delta P_n - \Delta P_p - \Delta P_r)}{P}, \quad (8)$$

Объемный КПД

$$\eta_{\text{об}} = \frac{Q - q_{\text{ум}}}{q \cdot n}, \quad (9)$$

Таким образом, для определения механического КПД гидромотора для заданного режима работы (давления P и скорости n) необходимо отдельно определить перепады давления входящие в формулу (6)

1. Определение механических потерь пропорциональных скорости вращения вала.

Для экспериментального изучения этого вида потерь, разработана гидросхема, приведенная на рис. 1.

На плиту стенда устанавливается насос 2, а испытуемая гидромотор на плиту приставки. На входной магистрали испытуемой гидромотора смонтирован манометр 10 (0-25) кгс/см² по которому измеряется перепад давления (давление в сливной магистрали принимается равным атмосферному). Скорость испытуемого гидромотора регулируется дросселем 7 который изменяет величину потока рабочей жидкости проходящий через нее. Величина потока контролируется расходомером 9. Скорость вращения вала испытуемого гидромотора измеряется датчиком 14 и отображается на дисплее счетчика импульсов 12. Максимальная скорость вращения ротора испытуемой машины во столько раз больше частоты вращения приводного двигателя 3 во сколько раз рабочий объем насоса 2 больше рабочего объема гидромотора 13.

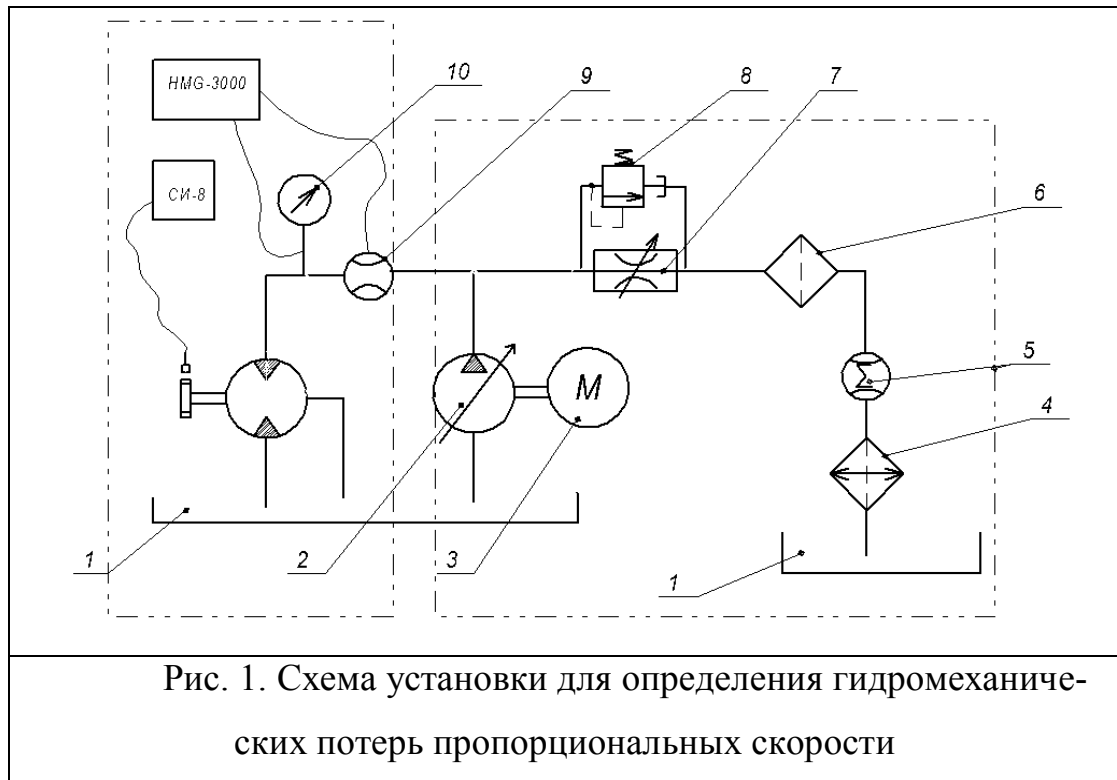
Для определения потерь давления пропорциональных скорости вращения вала необходимая скорость устанавливается дросселем 7, частоту вращения контролируется по показаниям счетчика импульсов СИ 8 и определяется давление во входной магистрали P_1 по манометру 10, которое равно

$$P_1 = \Delta P_n + \Delta P_r, \quad (10)$$

Откуда

$$\Delta P_n = P_1 - \Delta P_r, \quad (11)$$

В таблице 1 представлены результаты эксперимента для гидромоторов 310.2.28 и 310.56.00 в которой также вычислено, для примера, мощность затрачиваемая на холостой ход а также процент мощности холостого хода от индикаторной мощности для мотора 310.2.28 и режима $P=20\text{Мпа}$, $n=1000$ об/мин.



По результатам экспериментов построены графики мощности холостого хода (рисунок 2), в зависимости от частоты вращения вала диагностируемой гидромашины. На данном графике также представлено изменение величины $1 - N_{\text{хх}}/N_{\text{ном}}$ которая представляет собой механический КПД мотора учитывающий потери на прокрутку вала и потери пропорциональные скорости. Эта величина несколько выше истинного значения механического КПД, так как не учитывает рост сил всех видов трения (кроме, быть может, вязкого) при увеличении нагрузки (давления).

Таблица 1. Результаты измерений для гидромоторов 310.2.28 и 310.56.00

Замеренные параметры					Вычисленные параметры			
расход гидро-мотора (л/мин)	перепад давления (кгс/см ²)		частота вращения об/мин		Гидравлическая мощность в магистрали(кВт)		теоретическая мощность при P=20 МПа n=1000 об/мин	потери мощности в (%) от теоретической
	310.2.28	310.56.00	.2.28	56.00	.2.28	.56.00		
10	2,4	1,2	400	200	0,04	0,02	3,33	1,2
20	4,9	3	800	400	0,163	0,1	6,67	2,45
30	7,5	5	1200	600	0,375	0,25	10	3,75
40	11,2	7,3	1600	800	0,747	0,487	13,33	5,6
50	15	10	2000	1000	1,25	0,833	16,66	7,5
60	19,5	13,2	2400	1200	1,95	1,32	20	9,75
70	24	17,5	2800	1400	2,917	2,042	23,33	12,5

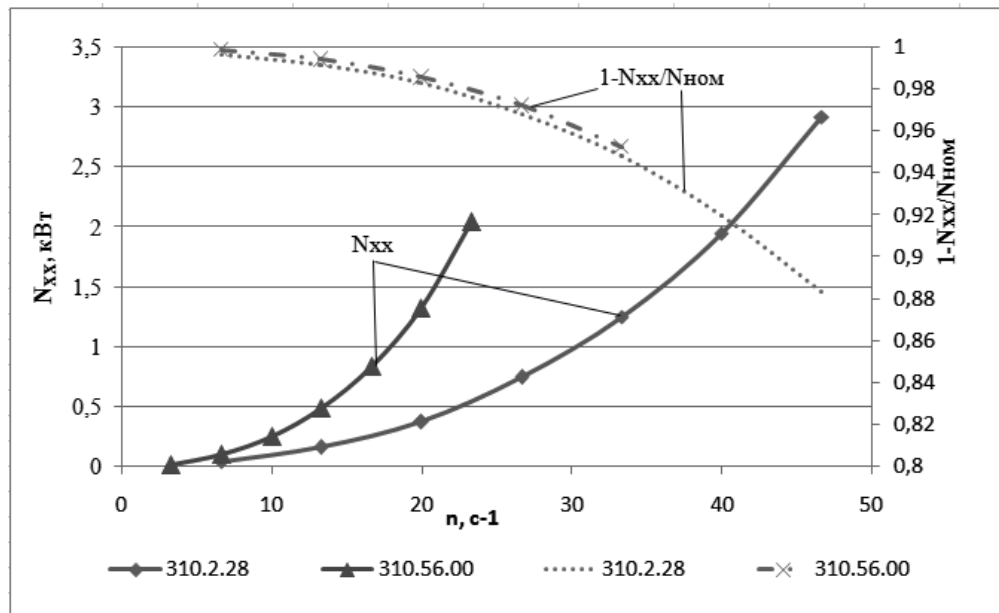


Рис. 2. Мощность, затрачиваемая на холостой ход. Масло МГ-46В, T=45°C

2. Определение потерь давления пропорциональных нагрузке

Для определения потерь давления пропорциональных нагрузке ΔP_p в сливную магистраль испытуемого гидромотора включается дроссель перед которым устанавливается датчик давления (рисунок 3). Нагрузка на валу гидромотора создается дросселированием сливной магистрали. При этом тормозной момент действующий на вал гидромотора определяется выражением

$$M_m = \frac{q \cdot P_{сл.}}{2\pi}, \quad (12)$$

ку свободного вала после страгивания, который определяется из эксперимента, описанного в пункте 1 (рис. 1)

$$\Delta P_2 = \Delta P_p + \Delta P_r, \quad (13)$$

Откуда

$$\Delta P_p = \Delta P_2 - \Delta P_r, \quad (14)$$

3. Расчет механического КПД

Подставим в формулу 8 выражения 13 и 14 получим

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{P - P_1 - \Delta P_2 + \Delta P_r}{P}, \quad (15)$$

Таким образом, чтобы определить механический КПД гидромотора при давлении P на входе и частоте вращения n достаточно определить значения P_1 для заданной скорости, ΔP_2 для заданного давления и ΔP_r при минимальной частоте и ненагруженном вале.

На рис. 4 показано сравнение экспериментальных данных механического КПД с паспортными для нового гидромотора 310.56.00 для различных частот вращения и давления 20 МПа. По результатам замеров построен график зависимости механического КПД от частоты вращения. На график также были нанесены паспортные значения механического КПД для данного гидромотора. Из графиков видно, что в диапазоне частот вращения 1000-2400 об/мин погрешность не превосходит 2,5%.

Важно отметить, что для отдельного определения составляющих потерь мощности нет необходимости загружать гидромотор на номинальную мощность. Так для определения потерь момента (давления) пропорциональных скорости гидромотор со свободным валом разгоняется потоком жидкости от внешнего источника, а перепад давления при этом обычно не превышает 20% номинального.

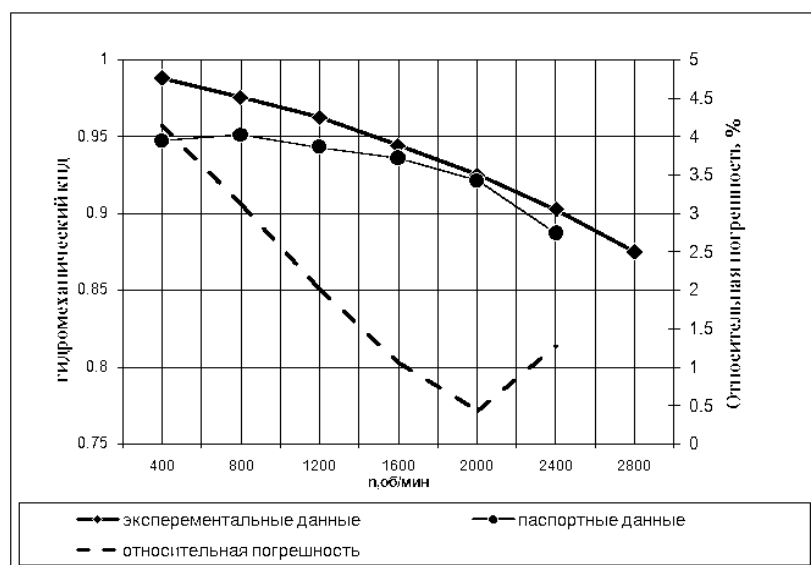


Рис. 4. Экспериментальное определение механического КПД гидромотора 310.56.00. Р=20Мпа, Т=45°С, масло МГ-46В.



Рис. 5. Общий вид экспериментальной установки

При определении потерь момента пропорциональных нагрузке гидромотор приводится от насоса, подача которого устанавливается такой, чтобы только обеспечить минимальную устойчивую частоту вала гидромотора и, следовательно, значительно снижается мощность потребляемая насосом. Данная технология позволяет определять механический КПД гидромотора на

установке приведенная мощность которой не превышает и 40% от номинальной мощности контролируемого гидромотора. Кроме того, отпадает необходимость применять дорогие и сложные устройства создания и контроля нагрузки на валу гидромотора (стоимость которых может достигать до 30% стоимости испытательного стенда). Также снижается масса стенда и количество необходимых для работы установки дополнительных приспособлений (установочных плит, переходных муфт и т.п.). При включении в дренажную магистраль гидромотора расходомера можно проводить оценку объемного КПД используя подходы, кратко описанные в работах [7,8]. Общий вид экспериментальной установки, на которой отрабатывалась технология показан на рисунке 5.

Литература

1. *Городецкий К.И., Михайлин А.А.* Математическая модель объемных гидромашин. «Вестник машиностроения», 1981, №9, стр. 14-16
2. Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование. Бабаев О.М., Игнатъев Л.Н., Кисточкин Е.С. и др. Под общей редакцией Е.С.Кисточкина.- Л.; Машиностроение. Ленинградское отд., 1987.- 256 с.: ил.
3. *Прокофьев В.Н.* Математическая модель гидропривода. - Труды ВИСХОМ. Вып. 62. М.,ОНТИ, 1971. С. 14-45.
4. *Соловьев Р.Ю., Ермилов А.А.* Новые средства диагностики гидроприводов. Вестник ФГОУ ВПО МГАУ №1, 2005. С.108-109.
5. *Schlosser W.M.* Mathematical model for hydraulic power and motor// Hydraulic power transmission ,1961 Vol.7, №252-257.
6. *Baker, J., Ivantysynova, M.,* Advanced surface design for reducing power losses in axial piston machines, The 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power SICFP09, Linköping, Sweden- 2-4 June 2009

7. *Кириллов Ю.И.* Гидропривод объемный ГСТ-90. Руководство по текущему ремонту РТ 70.0001.031-83 / Ю.И. Кириллов, Ф.А. Каулин, А.Н. Хмелевой. М.: ГОСНИТИ, 1984. 80 с.
8. *Макаркин И.М., Капусткин А.О.* Определение утечек в дренажную полость гидромоторов // Сельский механизатор. – 2014. – № 3. – С. 38.

Resource-conserving technology determine hydromechanical efficiency axial piston hydraulic motors

I.M. Makarkin, research scientist

GNU GOSNITI E-mail: gosniti14@mail.ru, phone: (499) 174-82-11

Annotation. This paper describes the experimental determination of the energy-saving technology hydromechanical efficiency of axial piston motors. Shows hydraulic diagram the experimental test stand and examples of determining efficiency.

Keywords: hydraulic motor, axial-piston hydraulic machines, testing and determination of efficiency

Bibliography

1. Mathematical model of bulk hydraulic machines . " Journal of Mechanical Engineering",1981,№9,pp.14-16.
- 2 . Volumetric hydromechanical transmission : Calculation and design . O.M.Babaev , L.N.Ignatev , E.S.Kistochkin etc.; Edited E.S.Kistochkina . - L. ; Engineering. Leningrad Branch , 1987.-256 p. : Il.
- 3 . *Prokofiev V.N.* Mathematical model of the hydraulic drive . Trudy VISKhOM . MY . 62. M. , DSTI , 1971 . 14-45.
- 4 . *R.Y.Solovev , A.A Yermilov* . New diagnostic tools hydraulic drives . Herald FSEIHPE MSAU number 1, 2005 p.108- 109.

- 5 . *Schlosser W.M.* Mathematical model for hydraulic power and motor // Hydraulic power transmission, 1961 Vol.7, № 252-257.
- 6 . *Baker, J., Ivantysynova, M.*, Advanced surface design for reducing power losses in axial piston machines, The 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power SICFP09, Linköping, Sweden-2-4 June 2009.
7. *Kirillov Y.I.* ,Gidroprivod surround GTS -90. Guidance on those RT - kuschemu repair 70.0001.031-83 / YI Kirillov , FA Kaulin , AN Hop . M. GOSNITI , 1984 . 80 .
8. *Makarkin I.M., A.O. Kapustkin* Leak detection in drainage cavity motors // Rural mechanic . - 2014 . - № 3 . - S. 38.