

УДК 621.225:004

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ПРИ АДАПТАЦИИ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ К ОБЪЕКТАМ ГИДРО- МАШИНОСТРОЕНИЯ

Розроблено та апробовано інформаційну технологію щодо адаптації математичної моделі об'ємних втрат та об'ємного ККД гідромоторів аксіально-поршневого типу на прикладі математичної моделі втрат і ККД Гродецького К.І. шляхом уточнення коефіцієнтів втрат з використанням сучасних інформаційно-оптимізаційних технологій. Отримані результати для гідромотора ГСТ-90 вказують, що математична модель втрат адаптована до сучасних експериментальних даних та більш ефективна

Б.В. Самородов
Национальный технический университет "Харьковский
политехнический институт"
ул. Фрунзе, 21, г. Харьков, Украина, 61002

М.Б. Бурлыга
Ассистент
Кафедра «Автомобили и тракторы»
Государственный технический университет
ул. Первомайская 20, г. Кременчуг, Украина
Контактный тел.: 8-096-23-41-457

А.А. Коваль

Введение

За последние 30-40 лет развитие объемного гидромашиностроения в мире, в частности в Украине, шло по пути уменьшения потерь в парах трения, уменьшения внешних утечек, внутренних перетечек и потерь на сжатие рабочей жидкости. Это достигалось путем рационального выбора материалов пар трения [3-5], уменьшения зазоров в них, выбора эффективных с точки зрения эксплуатации рабочих жидкостей, минимизации гидромеханических и объемных потерь, использованием новых высокоточных технологий в гидромашиностроении. В то же время отсутствие использования информационно-оптимизационных тех-

нологий [1, 2, 4, 7], связанных с идентификацией коэффициентов потерь для определения объемных и механических потерь, а также КПД в объемных гидромашинках аксиально-поршневого типа, в частности для гидромоторов, в расчетно-теоретических исследованиях оставались постоянными практически в течении 30 лет [3-6].

Анализ последних достижений и публикаций

За указанный период времени практически в два раза уменьшились средние рабочие зазоры в торцевом распределителе (с 30-40 мкм до 15-20 мкм), в поршне-

вой группе (с 15-20 мкм до 7-10 мкм) [3-7], более чем на 50% выросло максимальное рабочее (клапанное) давление в объемных гидромашинах [4, 7]. Уменьшению потерь, повышению надежности деталей и узлов аксиально-поршневых гидромашин способствовало также внедрение большого числа конструкторско-технологических мероприятий по их усовершенствованию. Для гидронасосов попытка применения информационных технологий при адаптации математических моделей для современных экспериментальных данных были сделаны в работах [3, 4, 7].

Цель и постановка задачи

Разработка и апробация информационных технологий, основанных на методах оптимизации нулевого порядка [1, 2], по уточнению математической модели объемных потерь и объемного КПД для гидромоторов аксиально-поршневого типа на примере математической модели потерь и КПД Городецкого К.И. [3], как необходимого этапа моделирования основных технико-экономических показателей и оценки конкурентоспособности отечественных гидрообъемных передач (ГОП) в целом.

Математическая модель и алгоритм решения задачи

Воспользуемся известными и общепринятыми соотношениями для объемного КПД гидронасоса η_{O1} и гидромотора η_{O2} , работающих в составе ГОП в прямом потоке мощности [3, 6, 7]. Здесь и далее индекс «1» относится к регулируемому гидронасосу, а индекс «2» – к нерегулируемому гидромотору соответственно:

$$\eta_{O1} = 1 - \frac{K_{y1}}{\mu} \cdot \frac{\Delta p}{DV|e_1|} \cdot \left(\frac{\omega_{1max}}{|\omega_1|} + C_{y1} \right) \tag{1}$$

$$\eta_{O2} = \frac{1}{1 + \frac{K_{y2}}{\mu} \cdot \frac{\Delta p}{DV|e_2|} \cdot \left(\frac{\omega_{2max}}{|\omega_2|} + C_{y2} \right)}, \tag{2}$$

где в соответствии с работами [3,7] для гидронасоса и гидромотора соответственно приняты следующие значения коэффициентов потерь:

$$K_{y1} = 0,156 \cdot 10^{-3}, c_{y1} = 3,67 \tag{3}$$

$$K_{y2} = 0,146 \cdot 10^{-3}, c_{y2} = 4,1. \tag{4}$$

В (1)-(4) - коэффициент динамической вязкости; для перепадов давлений p , угловых скоростей ω , параметров регулирования e первый индекс «1» относится к для гидронасосу, а индекс «2» - к гидромотору.

$D = \sqrt[3]{2\pi q}$ - характерный размер гидромашин, м (q - производительность гидромашин, м³/рад); $V = \omega_{max} D$ - характерная скорость гидромашин, м/с [3].

Суть информационной технологии по адаптации математической модели объемного КПД гидромотора ГСТ-90 к современным экспериментальным данным ОАО «Гидросила» заключается в построении линий

трендов с помощью полиномов, коэффициенты которых идентифицируются на базе методов оптимизации нулевого порядка при использовании значений коэффициентов потерь по соотношениям (4) в качестве первых приближений.

Введем две группы индексов j и k , для конкретных экспериментальных режимов работы гидромотора (табл.1) и относятся соответственно к двум линейным массивам. Угол наклона шайбы гидромотора $2 = 18^\circ$.

Таблица 1

Экспериментальные режимы работы гидромотора

n/ω (об/мин)/ (рад/с)	Δp Мпа	Угол γ ₂ наклона шайбы гидромотора ГМ2, град	n/ω (об/мин)/ (рад/с)	Δp Мпа	Угол γ ₂ наклона шайбы гидромотора ГМ2, град	n/ω (об/мин)/ (рад/с)	Δp Мпа	Угол γ ₂ наклона шайбы гидромотора ГМ2, град
		18			18			18
		Объемный КПД η _{в2}			Объемный КПД η _{в2}			Объемный КПД η _{в2}
100/ 10.467	3.5	9820	400/ 41.867	3.5	9941	1500/ 157	3.5	9970
	7	9651		7	9885		7	9940
	14	9134		14	9715		14	9854
	21	8483		21	9490		21	9741
	28	7819		28	9298		28	9610
	35	7161		35	8961		35	9459
200/ 20.933	3.5	9901	800/ 83.734	3.5	9901	2500/ 261.67	3.5	9975
	7	9806		7	9923		7	9947
	14	9516		14	9812		14	9873
	21	9134		21	9667		21	9773
	28	8719		28	9501		28	9654
	35	8279		35	9314		35	9515

Индекс $j = \overline{1,6}$ меняется по значению перепада рабочего давления гидромотора p , то есть $j=1$ для $p=3.5$ МПа, $j=2$ для $p=7$ МПа, ..., $j=6$ для $p=35$ МПа. Аналогично индекс $k = \overline{1,6}$ меняется по значению угловой скорости гидромотора ω , то есть $k=1$ для $\omega=10.467$ рад/с (100 об/мин), $k=2$ для $\omega=20.933$ рад/с (200 об/мин), ..., $k=6$ для $\omega=261.67$ рад/с (2500 об/мин).

Для определения коэффициентов потерь K_{y2} и C_{y2} КПД гидромотора вводится квадратичный функционал вида:

$$\Phi_j (K_{y2} [j], C_{y2} [j]) = \left[\sum_{k=1}^{k_{max}} \left(1 - \frac{\eta_{O2} [j,k]}{\eta_{O2}^{эксп} [j,k]} \right)^2 \right]_{j=\overline{1, j_{max}}} \tag{5}$$

Здесь $K_{y2} [j], C_{y2} [j]$ – значения коэффициентов потерь, необходимые для построения трендов; $\eta_{O2} [j,k]$, $\eta_{O2}^{M,э} [j,k]$ – расчетный и экспериментальный объемные КПД на j,k -ом экспериментальном режиме. В развернутом виде функционал (5) с учетом выражения (2) имеет вид:

$$\Phi_j (K_{y2} [j], C_{y2} [j]) = \left[\sum_{k=1}^{k_{max}} \left(1 - \frac{1}{1 + \frac{K_{y2} [j,k]}{\mu} \cdot \frac{\Delta p [j]}{DV|e_2|} \cdot \left(\frac{\omega_{2max}}{|\omega_2 [k]|} + C_{y2} [j,k] \right) \cdot \eta_{O2}^{эксп} [j,k]} \right)^2 \right]_{j=\overline{1, j_{max}}} \tag{6}$$

В данном случае с помощью метода Хука-Дживса [1, 2] путем минимизации функционала (6) вычисляются k_{max} пар значений коэффициентов потерь K_{y2} и C_{y2} для каждого рабочего перепада давления p при разных угловых скоростях вала гидромотора (в нашем случае 6 пар). Линии трендов для коэффициентов потерь K_{y2} и C_{y2} показаны на рис.1 и рис.2 соответственно.

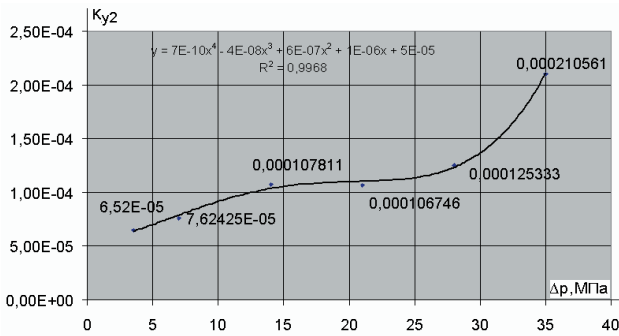


Рисунок 1. Линия тренда для коэффициента потерь K_{y2} для гидромотора

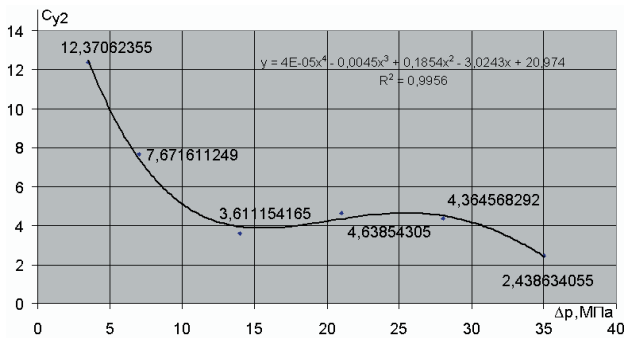


Рисунок 2. Линия тренда для коэффициента потерь C_{y2} для гидромотора

Представим далее выражения для K_{y2} и C_{y2} в виде:
 $K_{y2} = c_1 \Delta p^4 + c_2 \Delta p^3 + c_3 \Delta p^2 + c_4 \Delta p + c_5 =$

$$= (c_1 \ c_2 \ c_3 \ c_4 \ c_5) \times (\Delta p^4 \ \Delta p^3 \ \Delta p^2 \ \Delta p \ 1)^T = \bar{c} \times (\Delta p^4 \ \Delta p^3 \ \Delta p^2 \ \Delta p \ 1)^T; \quad (7)$$

$$C_{y2} = d_1 \Delta p^4 + d_2 \Delta p^3 + d_3 \Delta p^2 + d_4 \Delta p + d_5 =$$

$$= (d_1 \ d_2 \ d_3 \ d_4 \ d_5) \times (\Delta p^4 \ \Delta p^3 \ \Delta p^2 \ \Delta p \ 1)^T = \bar{d} \times (\Delta p^4 \ \Delta p^3 \ \Delta p^2 \ \Delta p \ 1)^T, \quad (8)$$

где $c_p (p=1,5)$ – варьируемые коэффициенты линии тренда для K_{y2} с начальными значениями $c_1^0 = 7 \cdot 10^{-4}$; $c_2^0 = -4 \cdot 10^{-8}$; $c_3^0 = 6 \cdot 10^{-7}$; $c_4^0 = 1 \cdot 10^{-6}$; $c_5^0 = 5 \cdot 10^{-5}$ (см. рис.1);

$d_p (p=1,5)$ – варьируемые коэффициенты линии тренда для C_{y2} с начальными значениями $d_1^0 = 4 \cdot 10^{-5}$; $d_2^0 = -0.0045$; $d_3^0 = 0.1854$; $d_4^0 = -3.0243$; $d_5^0 = 20.974$ (см. рис.2).

Оптимизируем теперь методом Хука-Дживса квадратичный функционал, теоретический минимум которого равен нулю, по всему множеству экспериментальных режимов:

$$\Phi(\bar{c}, \bar{d}) = \sum_{k=1}^{k_{\max}} \sum_{j=1}^{j_{\max}} \left[1 - \frac{1}{1 + \frac{\sum_{p=1}^5 c_p \cdot \Delta p^{5-p}}{\mu} \cdot \frac{\Delta p[j]}{DV|e_2|} \cdot \left(\frac{\omega_{2\max}}{|\omega_2[k]|} + \sum_{p=1}^5 d_p \cdot \Delta p^{5-p} \right)} \right]^2 \cdot \eta_{O_2}^{\text{экс}} [j, k] \quad (9)$$

Оптимизация компонент векторов c и d методом Хука-Дживса дает следующий результат:

$$K_{y2} = 0.00000000050284269 \cdot \Delta p^4 -$$

$$- 0.00000002887722298 \cdot \Delta p^3 +$$

$$+ 0.00000074447528549 \cdot \Delta p^2 -$$

$$- 0.00001404473973837 \cdot \Delta p +$$

$$+ 0.00028437363052962; \quad (10)$$

$$C_{y2} = 0.00001126533939254 \cdot \Delta p^4 -$$

$$- 0.0037888713493402 \cdot \Delta p^3 +$$

$$+ 0.192883776806294 \cdot \Delta p^2 -$$

$$- 2.78072026992651 \cdot \Delta p +$$

$$+ 8.52835332164425. \quad (11)$$

Анализ результатов применения информационно-оптимизационной технологии при адаптации математической модели

В табл.2 представлены результаты сравнения относительных ошибок по модели Городецкого К.И. и при уточненных коэффициентах потерь по формулам (10) и (11) для трех из шести (ввиду ограниченного объема статьи) угловых скоростей вала гидромотора. Темно-серым цветом выделены относительные ошибки, которые «проигрывают» в сравнении с результатами модели Городецкого К.И. В подавляющем числе случаев (в 75.0 %) найденные коэффициенты K_{y2} и C_{y2} по формулам (10) и (11) для всего множества экспериментальных режимов с использованием информационно-оптимизационной технологии дают точность выше, чем по модели Городецкого К.И., что подтверждает необходимость ее уточнения для гидромотора. Из 25.0% случаев (в 9 из 36 экспериментальных точек) точность по предложенной модели уступает точности модели Городецкого К.И. Причем в 4 случаях выходит за трехпроцентный барьер, а на 5 режимах, уступая точности Городецкого К.И., тем не менее, не выходит за предел 1.2% ошибки (здесь 3%-ная ошибка лимитирует максимальную относительную погрешность эксперимента). В целом предложенная информационная технология и методика идентификации коэффициентов потерь K_{y2} и C_{y2} для определения объемных потерь и КПД для аксиально-поршневых гидромоторов приводит к более точным результатам, как и в случае результатов исследования в работе [7].

Использование других оптимизационных методов нулевого порядка (Пауэлла, Розенброка, Нелдера-Мида) для квадратичного функционала в виде (9), а также для функционала, в котором все скобки в квадратах (9) заменены модулями, дали выражения для коэффициентов потерь K_{y2} и C_{y2} , приводящие к большим относительным погрешностям при вычислении объемного КПД гидромотора по сравнению с экспериментальными данными (табл. 1). Такой же вывод был сделан авторами

и в работе [7] по отношению к коэффициентам потерь для аксиально-поршневых гидронасосов. В целом, в качестве новизны можно отметить реализацию идеи описания коэффициентов потерь в виде полиномиальных трендов и идентификации коэффициентов полиномов на основе экспериментальных данных на базе оптимизационных процедур нулевого порядка.

Таблица 2

Сравнение результатов оптимизационных процедур по уточнению математической модели объемного КПД гидромотора — элемента ГСТ-90

п/ω, (об/мин)/ (рад/с)	Перепад давления, Δр, Мпа	Способ оптимизации	Относительные ошибки (%) расчета от эксперимента
100/ 10.467	3,5	Городецкий К.И.	0.991146
		Оптимальная аппр-ция	0.320795
	7	Городецкий К.И.	1.975897
		Оптимальная аппр-ция	0.252292
	14	Городецкий К.И.	1.731078
		Оптимальная аппр-ция	0.957462
	21	Городецкий К.И.	0.656071
		Оптимальная аппр-ция	3.4024
	28	Городецкий К.И.	4.131516
		Оптимальная аппр-ция	8.030606
		Городецкий К.И.	8.652993
	Оптимальная аппр-ция	8.572105	
...
800/ 83.734	3,5	Городецкий К.И.	0.51397
		Оптимальная аппр-ция	0.43413
	7	Городецкий К.И.	0.631031
		Оптимальная аппр-ция	0.313076
	14	Городецкий К.И.	0.890639
		Оптимальная аппр-ция	0.188732
	21	Городецкий К.И.	0.77039
		Оптимальная аппр-ция	0.440526
	28	Городецкий К.И.	0.389619
		Оптимальная аппр-ция	0.695741
		Городецкий К.И.	0.266672
	Оптимальная аппр-ция	2.728978	
...			
2500/ 261.67	3,5	Городецкий К.И.	0.247789
		Оптимальная аппр-ция	0.289519
	7	Городецкий К.И.	0.461867
		Оптимальная аппр-ция	0.336876
	14	Городецкий К.И.	0.69832
		Оптимальная аппр-ция	0.204044
	21	Городецкий К.И.	0.655542
		Оптимальная аппр-ция	0.581425
	28	Городецкий К.И.	0.397338
		Оптимальная аппр-ция	1.146354
		Городецкий К.И.	0.09589
	Оптимальная аппр-ция	3.230132	

Выводы

1. Разработана и апробирована информационная технология, основанная на методах оптимизации нулевого порядка, по уточнению математической модели объемных потерь и объемного КПД путем идентификации коэффициентов потерь для гидромоторов аксиально-поршневого типа на примере математической модели потерь и КПД Городецкого К.И. [3].

2. Получены результаты сравнения относительных ошибок по модели Городецкого К.И., учитывающей предложенные коэффициенты потерь для всего

спектра экспериментальных данных для гидромотора ГСТ-90. Показано, что идентифицированные коэффициенты потерь K_{y2} и S_{y2} , более эффективны, чем в модели Городецкого К.И., что дает возможность наиболее адекватно моделировать объемные потери и объемный КПД в гидромашинах аксиально-поршневого типа, кинематические, силовые и энергетические характеристики гидропередач в целом.

3. При использовании предложенной информационно-оптимизационной технологии при адаптации математических моделей объектов гидромашиностроения к современным экспериментальным данным сре-

ди методов оптимизации нулевого порядка наиболее эффективным оказался метод Хука-Дживса.

Литература

1. Химмельбау Д.М. Прикладное нелинейное программирование. – М.: Мир, 1975.
2. Г. Реклейтис, А.Рейвиндран, К.Рэгсдел. Оптимизация в технике. Кн. 1. Изд. "Мир", Москва 1986.
3. Городецкий К.И., Михайлин А.А. Математическая модель объемных гидромашин //Вестник машиностроения.– 1981.– №9.– С.14-17.
4. Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование / О.М. Бабаев, Л.И. Игнатов, Е.С. Кисточкин и др.–Л.: Машиностроение,1987.–256 с.
5. Панасенко С.М. Объемные потери торцового распределения аксиально-поршневой гидромашин гидропривода трансмиссии трактора // Тракторная энергетика в растениеводстве: Сб.науч.тр. - Харьков: ХГТУСХ.- 1999. - С. 113-120.
6. Бурлыга М.Б. Универсализация математических моделей гидрообъемных передач, работающих в составе двухпоточных бесступенчатых трансмиссий. – Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2008. – №5/5 (35). – С. 4-7.
7. Самородов В.Б., Бурлыга М.Б., Коваль А.А., Рогов А.В., Самородов Б.В. Методика уточнения математической модели объемного КПД аксиально-поршневых гидронасосов. – Автомобиле- и тракторостроение. – Тематический сборник научных трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2008. – № 56. – С. 3-10.

УДК 621.92

ТЕМПЕРАТУРА САМОПОДОГРЕВА ПРИ ШЛИФОВАНИИ

Ю. А. Сизый

Доктор технических наук*

Д. В. Сталинский

Доктор технических наук

ГНТЦ «Энергосталь»

А. Н. Ушаков

Кандидат технических наук*

*Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»
ул.Фрунзе, 19, г.Харьков

Рассматривается методика расчета температуры обрабатываемой поверхности после резания единичным абразивным зерном в момент резания следующим за ним след в след

1. Введение

При исследовании теплофизики процесса шлифования применяются два подхода. Первый, наиболее распространенный и хорошо разработанный Сипайловым В.А. [1] и другими исследователями, рассматривает источник тепла как сплошную поверхность контакта круга с обрабатываемой заготовкой. При этом плотность теплового потока в результате работы шлифования определяется исходя из условий шлифования экспериментально. Другой подход [2,3,4] пред-

полагает описание массового резания единичными абразивными зёрнами, т.е. источником тепла является работа резания единичным зерном.

Этот подход более сложный, однако, внимание к себе привлекает возможность более глубоко уяснить теплофизическую картину шлифования а, значит, и более грамотно управлять процессом.

Под массовым резанием единичными зёрнами предполагается решение задачи нагрева поверхности заготовки как результат резания последовательно целым рядом зёрен. При этом каждое последующее зерно