

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 Городецького 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 гидромашинах 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 гидроусилителей 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 гидроусилителя 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 гидроусилителю, а индекс «2» – к нерегулируемому гидромотору соответственно:

$$\eta_{o1} = 1 - \frac{K_{y1}}{\mu} \cdot \frac{\Delta p}{DV|e_1|} \cdot \left(\frac{\omega_{1\max}}{|\omega_1|} + C_{y1} \right) \quad (1)$$

$$\eta_{o2} = \frac{1}{1 + \frac{K_{y2}}{\mu} \cdot \frac{\Delta p}{DV|e_2|} \cdot \left(\frac{\omega_{2\max}}{|\omega_2|} + C_{y2} \right)}, \quad (2)$$

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

$$K_{y1} = 0,156 \cdot 10^{-3}, \text{ сү1}=3,67 \quad (3)$$

$$K_{y2} = 0,146 \cdot 10^{-3}, \text{ сү2}=4,1. \quad (4)$$

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

$D = \sqrt[3]{\pi q}$ – характерный размер гидромашины, м (q – производительность гидромашины, м³/рад); $V = \omega_{\max} D$ – характерная скорость гидромашины, 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	Δp	Угол γ_2 наклона шайбы гидромотора ГМ2, град		n/ω	Δp	Угол γ_2 наклона шайбы гидромотора ГМ2, град		n/ω	Δp	Угол γ_2 наклона шайбы гидромотора ГМ2, град	
		18	18			18	18			Объемный КПД η^{o2}	Мпа
100/ 10.467	3.5	9820	3.5	9941	3.5	9970	3.5	1500/ 157	7	9940	7
	7	9651	7	9985	14	9715	14		14	9854	21
	14	9134	400/	41.867	21	9490	28		21	9741	28
	21	8483	41.867	28	28	9298	35		28	9610	35
	28	7819		35	35	8961			35	9459	
	35	7161									
200/ 20.933	3.5	9901	3.5	9901	3.5	9975	3.5	2500/ 261.67	7	9947	7
	7	9806	7	9923	14	9812	14		14	9873	21
	14	9516	800/	83.734	21	9667	28		21	9773	28
	21	9134	83.734	28	28	9501	35		28	9654	35
	28	8719		35	35	9314			35	9515	
	35	8279									

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 $k=1,6$ меняется по значению угловой скорости гидромотора ω , то есть $k=1$ для $=10.467$ рад/с (100 об/мин), $k=2$ для $=20.933$ рад/с (200 об/мин), ..., $k=6$ для $=261.67$ рад/с (2500 об/мин).

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

$$\Phi_j(K_{y2}[j], C_{y2}[j]) = \left[\sum_{k=1}^{k_{\max}} \left(1 - \frac{\eta_{o2}[j,k]}{\eta_{o2}^{\text{эксп}}[j,k]} \right)^2 \right]_{j=\overline{1,j_{\max}}} \quad (5)$$

Здесь $K_{y2}[j], C_{y2}[j]$ – значения коэффициентов потерь, необходимые для построения трендов; $\eta_{o2}[j,k]$, $\eta_{o2}^{\text{эксп}}[j,k]$ – расчетный и экспериментальный объемные КПД на j,k -ом экспериментальном режиме. В развернутом виде функционал (5) с учетом выражения (2) имеет вид:

$$\Phi_j(K_{y2}[j], C_{y2}[j]) = \left[\sum_{k=1}^{k_{\max}} \left(1 - \frac{1}{1 + \frac{K_{y2}[j,k]}{\mu} \cdot \frac{\Delta p[j]}{DV|e_2|} \cdot \left(\frac{\omega_{2\max}}{|\omega_2|} + C_{y2}[j,k] \right) \cdot \eta_{o2}^{\text{эксп}}[j,k]} \right)^2 \right]_{j=\overline{1,j_{\max}}} \quad (6)$$

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.

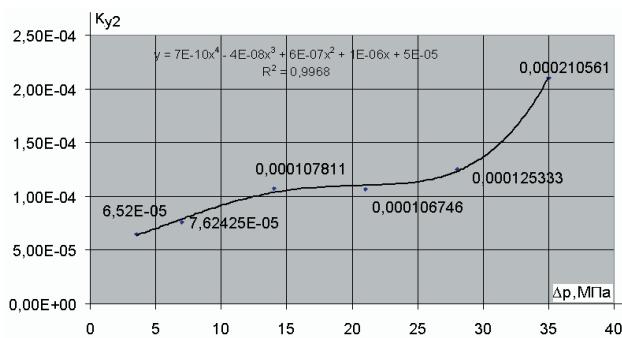


Рисунок 1. Линия тренда для коэффициента потерь K_{y_2} для гидромотора

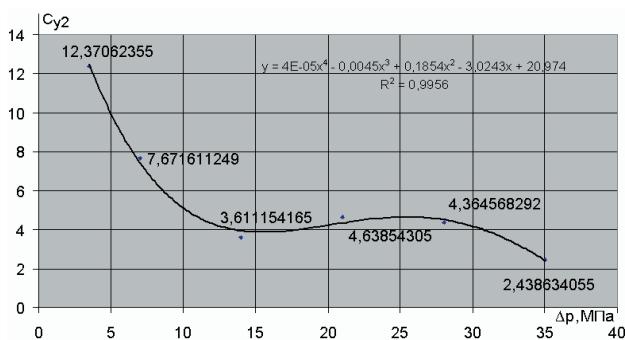


Рисунок 2. Линия тренда для коэффициента потерь C_{y_2} для гидромотора

Представим далее выражения для K_{y_2} и C_{y_2} в виде:

$$\begin{aligned} K_{y_2} &= c_1 \Delta p^4 + c_2 \Delta p^3 + c_3 \Delta p^2 + c_4 \Delta p + c_5 = \\ &= (c_1 \ c_2 \ c_3 \ c_4 \ c_5) \times (\Delta p^4 \ \Delta p^3 \ \Delta p^2 \ \Delta p \ 1)^T = \\ &= \bar{c} \times (\Delta p^4 \ \Delta p^3 \ \Delta p^2 \ \Delta p \ 1)^T; \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} C_{y_2} &= d_1 \Delta p^4 + d_2 \Delta p^3 + d_3 \Delta p^2 + d_4 \Delta p + d_5 = \\ &= (d_1 \ d_2 \ d_3 \ d_4 \ d_5) \times (\Delta p^4 \ \Delta p^3 \ \Delta p^2 \ \Delta p \ 1)^T = \\ &= \bar{d} \times (\Delta p^4 \ \Delta p^3 \ \Delta p^2 \ \Delta p \ 1)^T, \end{aligned} \quad (8)$$

где $c_p (p=1,5)$ – варьируемые коэффициенты линии тренда для K_{y_2} 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_{y_2} 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:

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

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

$$\begin{aligned} K_{y_2} &= 0.00000000050284269 \cdot \Delta p^4 - \\ &- 0.00000002887722298 \cdot \Delta p^3 + \\ &+ 0.0000074447528549 \cdot \Delta p^2 - \\ &- 0.00001404473973837 \cdot \Delta p + \\ &+ 0.00028437363052962; \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} C_{y_2} &= 0.00001126533939254 \cdot \Delta p^4 - \\ &- 0.0037888713493402 \cdot \Delta p^3 + \\ &+ 0.192883776806294 \cdot \Delta p^2 - \\ &- 2.78072026992651 \cdot \Delta p + \\ &+ 8.52835332164425. \end{aligned} \quad (11)$$

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_{y_2} и C_{y_2} 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_{y_2} и C_{y_2} 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_{y_2} и C_{y_2} , 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 гидроусилителей. 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

n/ω, (об/мин)/ (рад/с)	Перепад давления, Δp, 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
800 / 83.734	35	Городецкий К.И.	8.652993
		Оптимальная аппр-ция	8.572105

	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
2500 / 261.67		Оптимальная аппр-ция	0.440526
	28	Городецкий К.И.	0.389619
		Оптимальная аппр-ция	0.695741
	35	Городецкий К.И.	0.266672
		Оптимальная аппр-ция	2.728978

	3,5	Городецкий К.И.	0.247789
		Оптимальная аппр-ция	0.289519
	7	Городецкий К.И.	0.461867
		Оптимальная аппр-ция	0.336876

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 Ку2 и Су2, более эффективны, чем в модели Городецкого К.И., что дает возможность наиболее адекватно моделировать объемные потери и объемный КПД в гидромашине 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

- Химмельбау Д.М. Прикладное нелинейное программирование. – М.: Мир, 1975.
- Г. Реклейтис, А.Рейвиндрен, К.Рэгсдел. Оптимизация в технике. Кн. 1. Изд. "Мир", Москва 1986.
- Городецкий К.И., Михайлин А.А. Математическая модель объемных гидромашин //Вестник машиностроения.– 1981.– №9.– С.14-17.
- Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование / О.М. Бабаев, Л.И. Игнатов, Е.С. Кисточкин и др.–Л.: Машиностроение,1987.–256 с.

- Панасенко С.М. Объемные потери торцового распределения аксиально-поршневой гидромашины гидропривода трансмиссии трактора // Тракторная энергетика в растениеводстве: Сб.науч.тр. - Харьков: ХГТУСХ.- 1999. - С. 113-120.
- 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.
- 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

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

Ю.А. Сизый
Доктор технических наук*

Д.В. Стalinский
Доктор технических наук
ГНТЦ «Энергосталь»

А.Н. Ушаков

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

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 зернами, 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 зернами предполагается решение задачи нагрева поверхности заготовки как результат резания последовательно цепным рядом зерен. При этом каждое последующее зерно