

вызвать разрушение конструкции. Малые значения R в данном случае обусловлены тем, что система быстро проходит узкую резонансную зону, за пределами которой амплитуды колебаний малы.

Для ряда сочетаний c_2 и $M_{\text{тр}}$, которые соответствуют минимуму показателя накопления повреждений, подбирался момент предварительного натяжения пружин демпфера. Из рис. 3 видно, что при оптимальном моменте трения (кривые 1 и 2) увеличение $M_{\text{пр}}$ до $0,19M_{e\text{max}}$ существенно не сказывается на нагруженности исследуемого звена. Дальнейший же рост $M_{\text{пр}}$ приводит к значительному увеличению динамических нагрузок на трансмиссию. Это объясняется тем, что демпфер вступает в работу, только когда упругий момент превысит $M_{\text{пр}}$.

Таким образом, для гашения колебаний в дотрансформаторном участке трансмиссии наилучшим из исследованных представляется сочетание жесткости демпфера $c_2 = 8,9M_{e\text{max}}$ и момента трения $0,18M_{e\text{max}}$. При этом, если M_3 превышает $1,48M_{e\text{max}}$, исключаются удары витков тангенциальных пружин друг о друга. Момент предварительного натяжения пружин следует выбирать не более необходимого для удержания в своих гнездах тангенциальных пружин.

ЛИТЕРАТУРА

1. Результаты экспериментального исследования упруго-фрикционного демпфера и антивибратора моторно-трансмиссионной установки большегрузного автомобиля / Е.С. Лебедев, Л.Н. Дубровский, Б.М. Рабинович и др. – В кн.: Прогрессивные методы конструирования и производства деталей автомобилей. – Минск, 1982, с. 131–136. 2. Вульфсон И.И., Коловский М.З. Нелинейные задачи динамики машин. – Л., 1968. – 284 с. 3. Проектирование трансмиссий автомобилей/Под общ. ред. А.И. Гришкевича. – М., 1984. – 272 с. 4. Геккер Ф.Ф. К методике определения оптимального момента трения демпфера трансмиссий автомобилей. – Автомобильная промышленность, 1969, № 2, с. 15–18.

УДК 621.226.5:629.114.2

М.С. ЛЕБЕДЕВ,
А.А. ГУБИЦКИЙ, канд.техн.наук,
В.М. СТАСКЕВИЧ (БПИ)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ГИДРООБЪЕМНОЙ ТРАНСМИССИИ ПО КОНСТРУКТИВНЫМ ПАРАМЕТРАМ ГИДРОМАШИН

Для установившегося или медленно изменяющегося режима работы КПД гидромашин

$$\eta_1 = \frac{N_i - N_y}{N_i + N_{\text{тр}}} ; \quad \eta_2 = \frac{N_i - N_{\text{тр}}}{N_i + N_y} ,$$

где N_i – индикаторная мощность; $N_i = W_0 \omega_{\text{ре}}$; N_y – потери мощности, свя-

занные с утечками рабочей жидкости; $N_{\text{тр}}$ – потери мощности на трение в узлах гидромашин; W_0 – объемная постоянная гидромашин; ω – угловая скорость вращения; p – давление рабочей жидкости; e – параметр регулирования; $e = \sin\alpha$; α – угол наклона блока цилиндров; индексы обозначают режим работы гидромашин (насос – 1, гидромотор – 2).

Потери мощности оцениваются в долях от индикаторной мощности с помощью коэффициентов потерь:

$$N_y = \frac{c_y p}{\mu \omega} N_i; \quad N_{\text{тр}} = y N_i,$$

где c_y – коэффициент утечек; μ – динамическая вязкость жидкости; y – приведенный коэффициент гидромеханических потерь.

Гидромеханические потери включают потери мощности на сухое трение N_f , вязкое трение N_v и гидравлические потери в проточном контуре гидропередачи, Перечисленные составляющие могут быть определены по формулам [1]:

$$N_f = c N_i; \quad N_v = \frac{\mu c_v}{p} \omega N_i; \quad N_r = \frac{e^3}{p} c_r \omega^2 N_i.$$

Коэффициенты c , c_v , c_y зависят от величины и формы зазоров в распределителе гидромашин, поршневой группе, шатунах, c_r – от формы проточного контура.

Исследования рабочих процессов гидромашин тракторов МТЗ позволили сделать заключение о том, что основные потери происходят в зазоре торцевого распределителя [2]. Величина зазора может быть представлена как результирующая двух составляющих – постоянной, определяемой износом и деформацией уплотняющих поясков, и переменной, возникающей при колебательных процессах в динамической системе гидромашин [3].

Расчетно-экспериментальное определение нагрузок, передаваемых карданным механизмом привода блока цилиндров [2], показало, что доля механических потерь мощности, приходящихся на распределитель, составляет 0,6... 0,8. Аналогичные результаты получены и по объемному КПД.

Следовательно, по величине зазора в распределителе гидромашин можно оценить ее КПД. Моделирование работы гидромашин на установившихся режимах, проведенное с целью получения величины зазора в распределителе, рассмотрено в работе [4]. В результате расчетов были определены зависимости величины зазора от конструктивных параметров – расположения подшипника блока цилиндров, массы грузов центробежного прижима, дисбаланса блока цилиндров и т.д. Сравнение расчетных и экспериментальных величин зазора h в зависимости от угла поворота блока цилиндров (β) представлено на рис. 1. Экспериментальные данные получены при стендовых испытаниях. Отклонения расчетных и экспериментальных значений h находятся в пределах 10...20 %.

Утечки рабочей жидкости можно определить по формуле [3]:

$$Q_y = \frac{\pi}{6 \ln(R_2/R_1)} \cdot \frac{p}{\mu} h^3 \left[1 \pm k \frac{\rho \omega^2}{p} (R_2^2 - R_1^2) \right],$$

где R_1 и R_2 – внутренний и наружный радиусы уплотнительного буртика; ρ – плотность жидкости; k – коэффициент диффузорности щели.

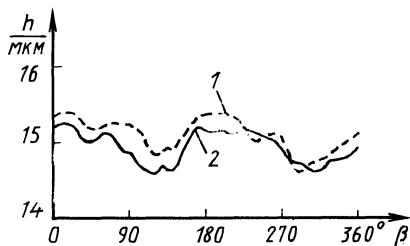


Рис. 1. Экспериментальная (1) и расчетная (2) зависимости величины зазора в распределителе от угла поворота блока цилиндров

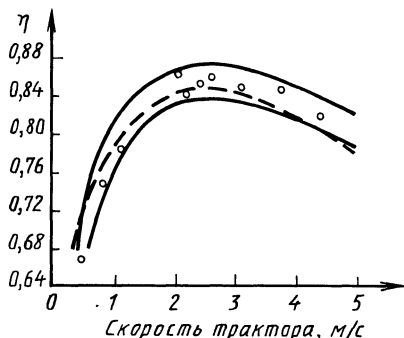


Рис. 2. Изменение КПД гидротрансмиссии от скорости трактора:

— границы доверительного интервала экспериментальных значений КПД;
 - - - расчетная зависимость

Расчет производится по среднему значению зазора в пределах каждого окна для соответствующего пояска и угла поворота блока цилиндров, а затем утечки суммируются. Аналогично определяются и перетечки рабочей жидкости из полости высокого в полость низкого давления. Коэффициент утечек $c_y = Q_y / (W_0 p)$.

Коэффициент вязкого трения рассчитывается исходя из средней величины зазора в золотниках распределителя h_{cp} , получаемой как среднее значение в четырех диаметрально противоположных точках:

$$c_B = \pi \mu B / (4 h_{cp} W_0).$$

Величина "B" представляет собой условный средний радиус уплотняющих и опорных поясков золотников:

$$B = 8 (r_1^3 l_1 + r_2^3 l_2 + r_3^3 l_3),$$

где r_1, r_2, r_3 — радиусы уплотняющих и опорного поясков; l_1, l_2, l_3 — длина уплотняющих и опорного поясков соответственно.

Коэффициент гидравлического сопротивления проточного контура гидропередачи можно рассчитать по формулам гидравлики или определить более точно по экспериментально получаемым потерям напора при протекании рабочей жидкости по исследуемому контуру с помощью зависимости

$$c_r = \Delta p / (e^3 \omega^2).$$

Экспериментальные значения потерь давления в проточном контуре гидропередачи МТЗ, полученные авторами на специальной измерительной установке для масла М10В, представлены в табл. 1.

Значения коэффициента c_r , определенные по этим данным, практически совпадают с найденными при расчетно-экспериментальном исследовании диссипативной характеристики гидрообъемной передачи.

Табл. 1. Потери давления в проточном контуре гидропередачи

ω_n , рад/с	$v_{ж}$, м/с	$t_{ж}$, °С	Потери давления Δp (МПа) в контуре		
			гидромашин без труб	гидромашин с трубами	ОГП
63	1,8	65	0,04	0,05	0,09
105	3,0	65	0,10	0,12	0,22
147	4,2	65	0,19	0,23	0,42
158	4,5	65	0,23	0,28	0,51
176	5,1	65	0,28	—	—

Представленные коэффициенты потерь позволяют определить КПД гидромашин и гидропередачи η :

$$\eta_1 = \frac{1 - \frac{c_{y1}}{\mu e_1} \frac{p}{\omega_1}}{1 + \frac{1}{e_1} y_1}; \quad \eta_2 = \frac{1 - \frac{1}{e_2} y_2}{1 + \frac{c_{y2}}{\mu e_2} \frac{p}{\omega_2}}; \quad \eta = \eta_1 \eta_2,$$

где

$$y = c_{\Gamma} \frac{e^3}{p} \omega^2 + \frac{\mu c_{\text{в}}}{p} \omega + c.$$

Зависимости КПД гидротрансмиссии от скорости трактора, полученные расчетным и экспериментальным путем, представлены на рис. 2, из которого видно хорошее совпадение результатов во всем диапазоне скоростей движения. Это свидетельствует о том, что предлагаемый метод расчета позволяет оценивать влияние конструктивных параметров гидромашин на КПД всей гидротрансмиссии.

ЛИТЕРАТУРА

1. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод/В.Н. Прокофьев, Ю.А. Данилов, Л.А. Кондаков и др. — М., 1969. — 495 с. 2. Губицкий А.А., Лебедев М.С., Стаскевич В.М. Определение параметров привода блока цилиндров гидромашин трансмиссии трактора. — Минск, 1980. — 14 с. Рукопись деп. в БелНИИНТИ 20.05.80, № 156-80. 3. Кондаков Л.А. Рабочие жидкости и уплотнения гидравлических систем. — М., 1982. — 216 с. 4. Лебедев М.С. Моделирование колебаний блока цилиндров аксиально-поршневой гидромашин на установившихся режимах работы. — Минск, 1983. — 12 с. — Рукопись деп. в БелНИИНТИ 9.08.83, № 770-83.