

Рис.2. Определение относительного времени работы на передачах по функции нормального распределения скоростей

УДК 621.822.6

В.В. Грицкевич

РАСЧЕТ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ С УЧЕТОМ РЕЖИМОВ И КАЧЕСТВА СМАЗКИ

*Институт механики машин НАН Беларуси
Минск, Беларусь*

Подшипники качения планетарных передач имеют ограниченные радиальные габариты, из-за чего, как правило, отсутствуют внешнее и внутреннее кольца, и подвергаются воздействию высоких нагрузок и скоростей вращения, при этом центробежные ускорения на сепараторах достигают до 300 g, а в некоторых случаях до 1000 g. Для обеспечения долговечности используется комплекс конструктивно-технологических мероприятий, связанных с повышенным качеством изготовления деталей, применением специальных конструкций сепараторов, бочкообразных роликов и т.д. Основное внимание при проектировании следует уделять обеспечению качественной, стабильной и надежной смазке, позволяющей поддерживать оптимальную рабочую температуру и

минимальный износ рабочих поверхностей. Кроме того, должна быть обеспечена высокая поверхностная твердость (65-67 HRC) и минимальная шероховатость поверхностей качения.

Существующие методы расчета долговечности базируются на том, что у подшипника отсутствует предел выносливости и при любой даже незначительной нагрузке накапливаются повреждения, приводящие к разрушению подшипника. Полученные различными исследователями результаты испытаний свидетельствуют о значительном влиянии на ресурс подшипников условий и режимов смазки. При этом долговечность может изменяться в 100 и более раз при постоянной нагрузке в зависимости от качества смазки контактирующих поверхностей. На рис.1 показан график изменения долговечности подшипников в зависимости от нагрузки и условий смазки, построенный по результатам экспериментальных исследований. Графики показывают, что при хорошей степени очистки масла и относительно небольшой нагрузке ($C/P > 20$) наблюдается практически неограниченный ресурс и кривая усталости становится горизонтальной. При больших нагрузках главным фактором повреждения является контактное выкрашивание, влияние износа относительно невелико, а отклонение кривых усталости с различными условиями смазки носит минимальный характер. С уменьшением нагрузок растет доля износа в факторе повреждения и увеличивается разброс кривых усталости. Для учета влияния смазки на долговечность в расчет вводится коэффициент смазки, зависящий от нагрузки и степени очистки масла

$$k_{см} = f(\eta, P),$$

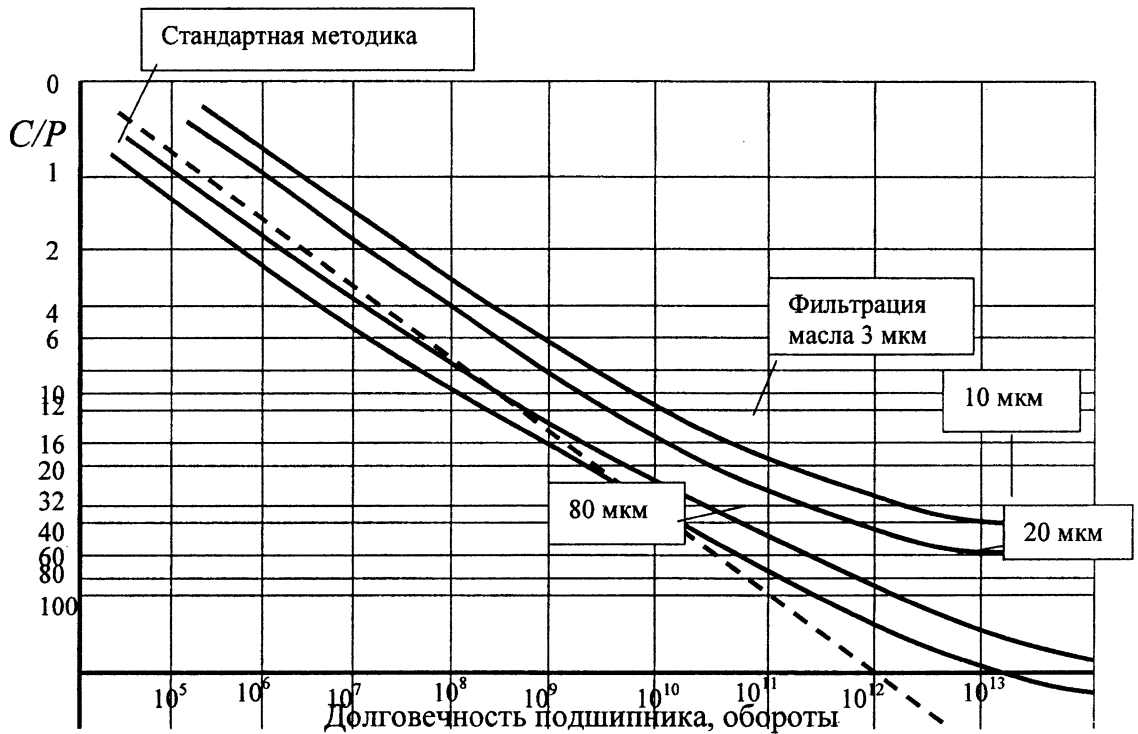


Рис.1. Влияние относительной нагрузки на долговечность подшипников при различной степени очистки масла; C , P – динамическая грузоподъемность и нагрузка на подшипнике соответственно.

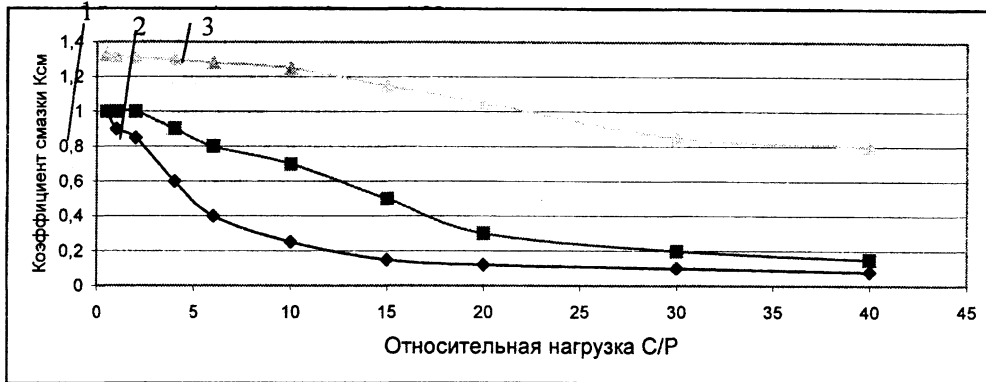
где η – степень очистки масла. С учетом влияния смазки предлагается следующая формула для расчета долговечности подшипников

$$L = 10^6 \left(\frac{C}{P_i k_{d1} k_{d2} k_3 k_m k_{cm}} \right)^m,$$

где P_i – нагрузка на подшипнике; k_{d1} , k_{d2} – коэффициенты внутренних и внешних динамических нагрузок; k_3 , k_t , k_m – коэффициенты зазора, температуры и материала; $m=3,33$ – показатель степени повреждения роликовых подшипников.

Путем обработки большого числа экспериментальных исследований получены значения коэффициента смазки в зависимости от нагрузки, степени очистки масла и условий смазки. На рис.2 изображены графики зависимости коэффициента смазки от относительной нагрузки. Значения коэффициента смазки для различных режимов даны в табл.1.

А



Б

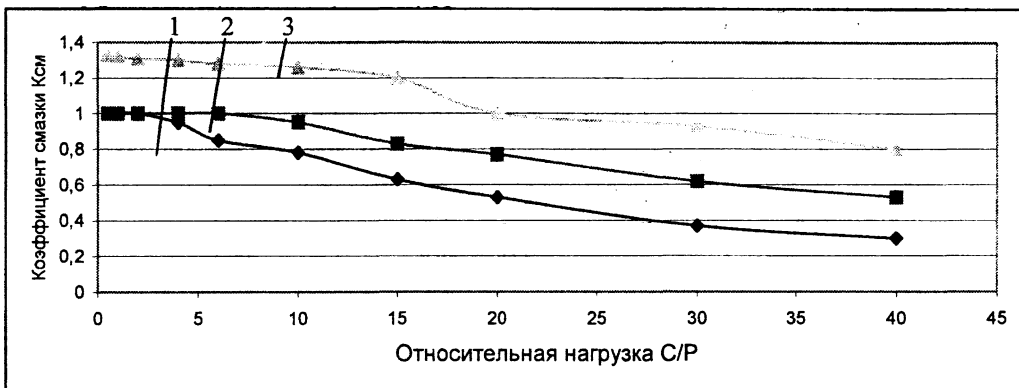


Рис.2. Зависимость коэффициента смазки от относительной нагрузки: а- циркуляционная смазка; б- смазка разбрызгиванием.

1 – хорошая очистка масла (<10 мкм); 2 – средняя степень очистки (10-40 мкм);
3 – грубая очистка (свыше 100 мкм)

Долговечность подшипников напрямую зависит от способа смазки и степени очистки масла. Системы циркуляционной смазки под давлением с тонкой очисткой и охлаждением масла обеспечивают повышение срока службы подшипников в 10 и более раз, по сравнению с конструкциями, имеющими смазку разбрызгиванием. Особенностью работы подшипников качения планетарных передач является повышенные упругие деформации обода сателлита, приводящие к скольжению и нагреву роликов. Для работающих с высокими скоростями подшипников отсутствие принудительной смазки и охлаждения приводит к перегреву и преждевременному выходу из строя.

При проектировании определяется коэффициент динамической грузоподъемности подшипниковых узлов исходя из требуемой надежности

$$C = P_p k_{d1} k_{d2} k_3 k_m k_{cm} / k_L,$$

где P_p – расчетная эквивалентная динамическая нагрузка, в качестве которой принимается максимальная нагрузка при наличии нескольких режимов нагружения. Коэф-

коэффициент долговечности k_L учитывает переменность режимов работы подшипника и рассчитывается по следующей зависимости

$$k_L = \left(\frac{10^6 (P_p k_{d1} k_{cm})^m}{L_o \sum_{i=1}^N (P_i k_{d1i} k_{cmi})^m n_{1i} \gamma_i} \right)^{1/m},$$

где L_o - заданная долговечность; n_{1i} - число оборотов подшипника на единицу долговечности на i -ом режиме; γ_i - относительное время работы подшипника на i -м режиме; k_{d1i} , k_{cmi} - коэффициенты внутренних динамических нагрузок и смазки на i -м режиме; N - число режимов.

По данной методике разработана компьютерная программа расчета долговечности и выбора рациональных параметров подшипников качения планетарных передач мобильных машин и механических редукторов. Основными этапами расчета являются выбор эксплуатационного режима машины, расчет нагрузок и расчетных коэффициентов, определение долговечности и выбор оптимальных параметров подшипников. Программа использовалась при проектировании трансмиссий карьерных самосвалов, машин повышенной проходимости, тракторов и другой техники.

Таблица 1

Коэффициент смазки подшипников качения редукторных узлов

N	Относительная нагрузка С/Р	Коэффициент смазки k_{cm}		
		Степень очистки масла		
		Хорошая менее 10 мкм	Средняя 10-40 мкм	Плохая свыше 100 мкм
1	2	3	4	5
<i>Циркуляционная смазка подшипников</i>				
1	0,5	1	1	1,33
2	1	0,9	1	1,32
3	2	0,85	1	1,30
4	4	0,60	0,9	1,30
5	6	0,40	0,8	1,29
6	10	0,25	0,7	1,25
7	15	0,15	0,5	1,15
8	20	0,12	0,3	1,05
9	30	0,10	0,2	0,85
10	>40	0,08	0,15	0,8
<i>Смазка масляным туманом</i>				
1	0,5	1	1	1,34
2	1	1	1	1,32
3	2	0,95	1	1,30
4	4	0,90	1	1,30
5	6	0,78	0,95	1,30
6	10	0,57	0,90	1,29
7	15	0,42	0,80	1,15
8	20	0,36	0,68	1,05
9	30	0,27	0,52	0,95
10	>40	0,18	0,45	0,85
<i>Смазка разбрызгиванием</i>				
1	0,5	1	1	1,33
2	1	1	1	1,32
3	2	1	1	1,31
4	4	0,95	1	1,31
5	6	0,90	1	1,28
6	10	0,78	0,95	1,26
7	15	0,63	0,83	1,20
8	20	0,53	0,77	1
9	30	0,37	0,62	0,93
10	>40	0,30	0,53	0,80

Литература. 1. Подшипники качения: Справочник-каталог/Под ред. В.Н. Нарышкина и Р.В. Коросташевского.-М.: Машиностроение, 1984.-280 с. 2. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник/Под общ. ред. А.И. Гришкевича.-М.: Машиностроение, 1984.-272 с.

УДК 621.822.5+539.67

А.Л.Худолей, О.О.Кузнецик

РАСЧЕТ МНОГОСЛОЙНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ С ДЕМПФИРУЮЩИМ СЛОЕМ

*Институт надёжности машин НАН Беларуси
Институт порошковой металлургии БГНПК ПМ
Минск, Беларусь*

При работе узла трения типа «вал-подшипник-опора» частичное рассеивание энергии механических колебаний можно осуществлять за счет демпфирующего слоя (слоев) подшипника скольжения. В свою очередь, такой слой может быть антифрикционным покрытием, подслоем или основой подшипника. Рассеяние колебаний зависит от передаточных свойств демпфирующего слоя. Передаточная функция устанавливает связь между габаритными размерами слоя и спектральной плотностью возбуждаемых в нём колебаний при работе подшипника.

Зная кинематические особенности системы: допустимые значения виброперемещений, проседания опор, отклонений от соосности и т.д. можно найти соответствующую передаточную функцию, которая позволит определить основные характеристики демпфирующего слоя. Под этими свойствами будем понимать пористость Π , толщину слоя h , род материала и его структурное состояние a .

Выбор демпфирующего материала следует осуществлять с учётом коэффициента затухания колебаний ξ , который должен стремиться к своему критическому значению ξ_c :

$$\xi_c = 2\sqrt{CJ_p} \quad , \quad (1)$$

где C - коэффициент жёсткости демпфирующего материала,

J_p - полярный момент инерции вала в сборе.

Установив связь между коэффициентом жёсткости конкретного материала и свойствами демпфирующего слоя в виде:

$$C = C(\Pi, h, a) \quad , \quad (2)$$

можно с учетом габаритных, физико-механических и температурных ограничений, предъявляемых к демпфирующему материалу, определить пористость и высоту демпфирующего слоя, которая необходима для поглощения заданного количества энергии механических колебаний.