

## ОЦЕНКА РЕЖИМОВ ТРЕНИЯ И СМАЗКИ В ПОДШИПНИКАХ ОСЕВОГО ПОДВЕШИВАНИЯ ЛОКОМОТИВОВ

Рассмотрена зависимость между величиной относительного диаметрального зазора и характеристиками работы моторно-осевых подшипников на различных скоростях движения тепловоза: видом режима смазки, толщиной смазочного слоя, коэффициентом трения и интенсивностью изнашивания.

*Ключевые слова:* трение, смазка, изнашивание, моторно-осевой подшипник, тепловоз

### Постановка проблемы

Моторно-осевые подшипники (МОП) относятся к числу тех немногих узлов локомотивов, которые значительную часть общего ресурса времени эксплуатируется в режимах граничного и смешанного трения, что в целом характеризует их как узлы с тяжелыми условиями нагружения.

Для продления ресурса МОП необходимо определить характер напряженности работы этого узла, параметры режима смазки и внешних сил трения на его рабочих поверхностях. Перечисленные характеристики условий работы МОП во многом зависят от величины относительного диаметрального зазора.

Установленные для тепловозов с циркуляционной системой смазки величины относительного диаметрального зазора  $\psi = (2...8) \times 10^{-3}$  в несколько раз превышают рекомендованные в машиностроении [1, 2] значения, что с учетом особенностей работы узлов осевого подвешивания тепловозов является результатом очевидного конструкторского компромисса. С одной стороны влияние сложного динамического характера нагрузок, технологических перекосов и эксплуатационных смещений МОП требует назначения достаточно большого диаметрального зазора  $\Delta$ , а с другой, – относительное увеличение  $\Delta$  в подшипниках скольжения приводит, в определенных условиях, к ухудшению подачи смазочного материала к поверхностям трения и повышению скорости их изнашивания.

Поэтому какие-либо мероприятия, направленные на повышение ресурса МОП, должны проводиться на основе изучения напряженности режима его работы. В частности, показателями напряженности работы могут рассматриваться характер и границы существования на поверхностях подшипника различных режимов смазки.

Целью работы является рассмотрение зависимости между величиной относительного

диаметрального зазора и характеристиками работы МОП на различных скоростях движения тепловоза: видом режима смазки, толщиной смазочного слоя, коэффициентом трения и интенсивностью изнашивания.

### Основной материал

Для МОП тепловозов с циркуляционной системой смазки величина диаметрального зазора  $\Delta$  установлена в пределах от 0,50 до 1,60 мм [3]. Увеличение значения эксплуатационного параметра  $\Delta$  при неизменных нагрузочно-скоростных характеристиках сопровождается нарастанием напряженности режима работы МОП, результатом чего является увеличение скорости изнашивания и сокращение его ресурса.

Общий характер этих изменений можно рассмотреть с помощью диаграммы Герси–Штрибека, устанавливающей зависимость  $f_{тр} = f(\lambda)$ , величины коэффициента трения  $f_{тр}$  от характеристики  $\lambda$  режима смазки подшипника скольжения

$$\lambda = \eta \cdot n / p, \quad (1)$$

где  $\eta$  – динамическая вязкость масла;

$n$  – частота вращения шейки подшипника;

$p$  – удельное давление.

Для построения указанной диаграммы нами по методикам [1, 2] с использованием данных об особенностях нагружения МОП [4] определены значения характеристики режима  $\lambda$  смазки, толщины  $h$  масляного слоя и коэффициента надежности режима. На основании указанных параметров для различных интервалов скорости движения тепловоза определялся характер напряженности существующего режима работы МОП. Расчеты проведены для трех различных величин диаметрального зазора:  $\Delta = 0,50$ ; 1,00 и 1,60 мм.

При проведении расчетов сделано допущение, что указанные величины не зависят от угла перекоса МОП, связанного с наличием диаметрального зазора и с деформацией оси колесной пары.

Минимальная теоретическая толщина масляного слоя в зазоре подшипника как функция величины диаметрального зазора

$$h_{\min} = 0,5\xi\Delta, \quad (2)$$

где  $\xi$  - относительная толщина слоя масла, определяемая числом Зоммерфельда;

$\Delta$  - диаметральный зазор.

Число Зоммерфельда

$$S_o = \frac{\eta\omega}{p\psi^2}, \quad (3)$$

где  $\omega$  - окружная скорость шейки оси;

$\psi$  - относительная величина диаметрального зазора в подшипнике.

Оценка того или иного режима трения проводилась на основании расчетного значения коэффициента  $\delta$  режима смазки [5]

$$\delta = \frac{h_{кр}}{(R_z^u + R_z^e)}, \quad (4)$$

где  $h_{кр}$  - критическое значение толщины смазочного слоя;

$R_z^u, R_z^e$  - параметры шероховатости поверхностей шейки оси и вкладыша.

В качестве критической принималась такая толщина масляного слоя, которая возникает при переходе подшипника от смешанного к граничному режиму работы. По данным [6] для приработанных рабочих поверхностей шейки оси и вкладышей МОП критическая величина смазочного слоя  $h_{кр} \approx 10$  мкм.

Величина  $\delta$  характеризует существующий на поверхностях подшипника вид режима трения: при  $\delta < 1$  действует граничный режим, при  $1 < \delta < 3$  - смешанный и при  $\delta > 3$  - гидродинамический режим трения [5].

Коэффициент надежности режима работы подшипника рассчитывается как отношение безразмерного числа  $S_o$  Зоммерфельда рабочей характеристики режима к критической толщине  $h_{кр}$  смазочного слоя.

Результаты расчетов параметров режима смазки как функции величины диаметрального зазора  $\Delta$  для МОП приведены в табл. 1.

Известно [1, 2, 5], что изменение частоты  $n$  вращения шипа подшипника скольжения со-

провождается изменением параметра  $\lambda$  его смазочного режима, что, в свою очередь, вызывает изменения толщины  $h_{\min}$  смазочного слоя. Те же закономерности, как следует из табл. 1, отмечаются и в работе МОП.

Из нее видно, что рост скорости движения локомотива сопровождается увеличением параметра  $\lambda$  режима работы МОП, толщины  $h_{\min}$  смазочного слоя, а также формированием того или иного режима смазки поверхностей трения. При номинальном диаметральном зазоре ( $\Delta = 0,50$  мм) возникновение наиболее благоприятного (жидкостного) режима возможно при скорости локомотива, превышающей 60 км/ч. В диапазоне меньших скоростей напряженность работы МОП возрастает, причем наиболее критические условия с точки зрения повреждаемости поверхности трения возникают при скоростях 0...30 км/ч, при которых на поверхностях МОП действует граничный режим смазки.

По данным табл. 1 построен график изменения минимального теоретического значения толщины смазочного слоя как функции скорости движения локомотива 2ТЭ116 при различной величине диаметрального зазора - рис. 1.

Изнашивание МОП в процессе эксплуатации сопровождается увеличением диаметрального зазора  $\Delta$ , что, как следует из табл. 1 и рис. 1, ведет к ужесточению режима его работы. Так, при увеличении диаметрального зазора с  $\Delta = 0,50$  мм до  $\Delta = 1,00$  мм границы существования граничного и смешанного трения распространяются до скорости 70 км/ч, а в случае предельного зазора  $\Delta = 1,60$  мм - до 80 км/ч. При этом продолжительность действия режима граничного и смешанного трения на рабочих поверхностях МОП соответственно составляет от 55 до 85 % от общего времени движения локомотива.

Одновременно с этим уменьшается область существования жидкостного трения. Например, при достижении предельного зазора  $\Delta = 1,6$  мм условия для жидкостного трения возникают только при скоростях, превышающих 80 км/ч. Подобные же выводы содержатся в работе Г. Г. Головинова [7].

Определение коэффициента  $f_{тр}$  сил внешнего трения на контактных поверхностях МОП проведено нами по методике [8, 9] с использованием материалов [4]

$$f_{тр} = \left( \frac{\tau_0}{HB} \right) + \beta + 0,52\sqrt{\Delta} \left( \frac{p_c}{HB} \right)^{0,25}, \quad (5)$$

где  $\tau_0$  - касательное напряжение от действия сил межмолекулярного взаимодействия;  
 $HV$  - твердость материала трения;  
 $\beta$  - коэффициент упрочнения адгезионной связи;

$\Delta$  - безразмерный комплекс, характеризующий геометрический профиль поверхностей трения;

$p_c$  - контурное давление.

Результаты расчета коэффициента  $f_{тр}$  трения на поверхностях МОП приведены в табл. 2.

Таблица 1

**Характеристика режима смазки МОП как функция скорости тепловоза 2ТЭ116 и величины диаметрального зазора**

Скорость локомотива, км/ч	Характеристика режима $\lambda$	Параметры режима смазки в зависимости от величины диаметрального зазора $\Delta$ в МОП								
		$\Delta = 0,50$ мм			$\Delta = 1,00$ мм			$\Delta = 1,60$ мм		
		$h_{min}$ , мкм	коэф. надежности	Режим смазки	$h_{min}$ , мкм	коэф. надежности	Режим смазки	$h_{min}$ , мкм	коэф. надежности	Режим смазки
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0...10	85	4,5	менее 1,0	граничный	менее 5,0	менее 1,0	граничный	менее 10,0	менее 1,0	граничный
10...20	130	6,0								
20...30	174	7,7								
30...40	211	10,5	1,0	смешанный	5,0	1,1	смешанный	14,4	1,4	смешанный
40...50	288	12,5	1,2		8,5					
50...60	395	18,7	1,9		11,0					
60...70	905	35,0	3,5	жидкостный	21,0	2,1	жидкостный	19,2	1,9	жидкостный
70...80	1359	55,0	5,4		35,0	3,5		33,6	3,3	
80...90	2141	75,0	7,4		47,5	4,7		42,4	4,2	
90...100	3138	100,0	9,9		70,0	6,9				

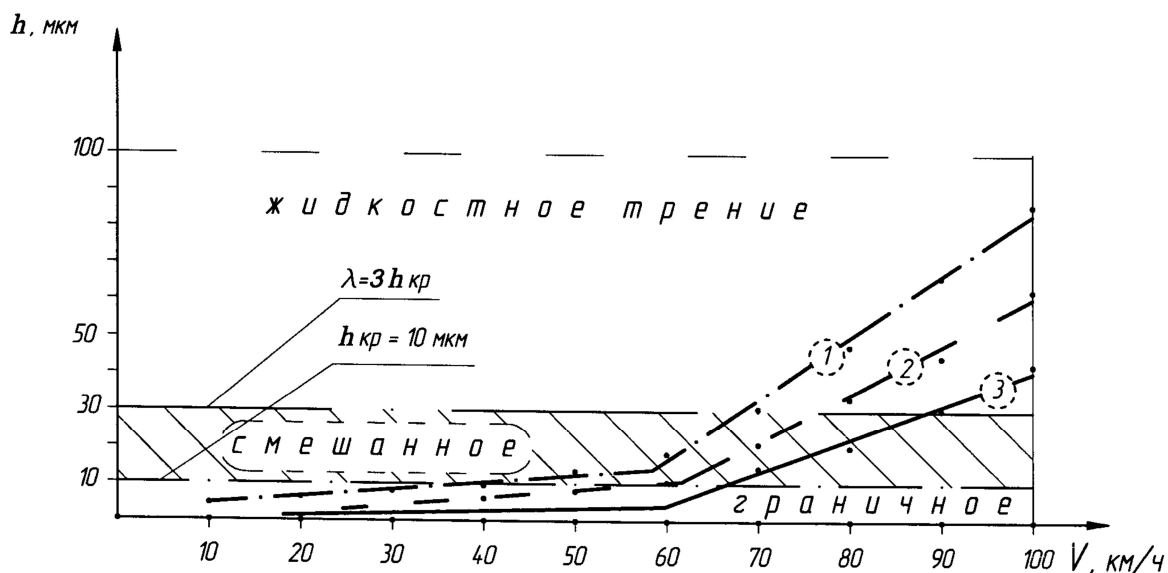


Рис. 1. График изменения толщины смазочного слоя на поверхностях трения МОП локомотива 2ТЭ116:  $\delta$  - коэффициент режима смазки;  $h_{кр}$  - критическая толщина смазочного слоя; 1 - диаметральный зазор  $\Delta = 0,50$  мм; 2 -  $\Delta = 1,00$  мм; 3 -  $\Delta = 1,60$  мм

Расчет зависимости коэффициента трения  $f_{mp}$  от нагрузочно-скоростного режима МОП и диаметрального зазора

Скорость движения, км/ч	Мощность от максимальной, %, [B-2]	Контурная площадь, $A_c$ , см <sup>2</sup>	Контурное давление, МПа	Коэффициент трения при диаметральном зазоре		
				$\Delta = 0,50$ мм	$\Delta = 1,00$ мм	$\Delta = 1,60$ мм
1	2	3	4	5	6	7
0...10	43	7,08	42,5	0,1081		
10...20	56	7,60	45,5	0,1089		
20...30	71	7,15	42,9	0,1082		
30...40	85	6,93	41,7	0,1077	0,1079	
40...50	87	6,22	37,4	0,0950	0,1067	
50...60	86	5,81	35,0	0,0523	0,1001	0,1059
60...70	84	5,07	30,7	0,0024	0,0432	0,0815
70...80	82	4,42	26,8	0,0030	0,0033	0,0521
80...90	80	*	*	0,0042	0,0039	0,0047
90...100	76	*	*	0,0055	0,0046	0,0052

На основании расчетных данных из табл. 1 и 2 в логарифмическом виде построена диаграмма Герси-Штрибека для пары трения МОП тепловоза 2ТЭ116Б (рис. 2). В целом характер полученной диаграммы отвечает характеру подобной зависимости для подшипников скольжения. Вместе с тем в отношении МОП эта диаграмма имеет ряд особенностей.

Известно, что наибольшие повреждения поверхностей любой пары трения связаны с работой в режимах смешанного и особенно граничного трения. Из диаграммы следует, что режим смешанного трения для кривой 1 существует в области  $A_1 - B_1$ .

Наименее напряженные условия работы на поверхностях трения МОП существуют при величине диаметрального зазора  $\Delta = 0,50$  мм – кривая 1. Наименьшее значение коэффициента трения  $f_{min}$  отмечается в точке  $B_1$  при значении характеристики режима  $\lambda_{крит} \approx 870$ . Участок кривой 1, лежащий правее точки  $B_1$ , отражает работу подшипника в условиях жидкостного трения. При переходе характеристики режима к значениям меньшим  $\lambda_{крит}$  (левее точки  $B_1$ ) на поверхностях складываются условия для смешанного трения, а при дальнейшем уменьшении параметра  $\lambda$  (слева от точки  $A_1$ ) действует область граничного трения.

По мере увеличения диаметрального зазора  $\Delta$  от 0,50 мм до 1,00 мм и далее к  $\Delta = 1,60$  мм кривая функции  $f_{mp} = f(\lambda)$  смещается относительно кривой 1 вправо и вверх, в область больших значений  $\lambda$  и  $f_{mp}$  – (кривые 2 и 3).

При этом область существования режима жидкостного трения (участок на кривых 2 и 3 правее точек  $B_2$  и  $B_3$ ) в МОП существенно уменьшается, в то же время как область действия граничного трения (участки левее точек  $A_2$  и  $A_3$ ) – расширяется. Увеличение продолжительности действия граничного трения на поверхностях МОП сопровождается увеличением более чем на 30% среднего значения коэффициента трения. Это означает, что условия работы подшипника становятся более напряженными.

Смещение характеристической точки  $B_1$  вправо в работе [10] трактуется как результат ступенчатого увеличения нагрузки на подшипник. Следовательно, аналогичную тенденцию в смещениях точки  $B_1$  к  $B_2$  и далее к  $B_3$  (рис. 2) можно рассматривать как признак дополнительной нагрузки на подшипник, обусловленный увеличением диаметрального зазора.

На участке скорости движения (0...30) км/ч, одновременно с увеличением скорости, локомотив плавно наращивает мощность, достигая к концу этого участка около 70% [11] от своей максимальной величины (табл. 2). Поэтому еще



одной особенностью построенной диаграммы является то, что на этом участке коэффициент трения характеризуется некоторой стабильной

величиной, близкой для всех трех кривых к  $f_{mp} = (0,1080-0,1090)$ .

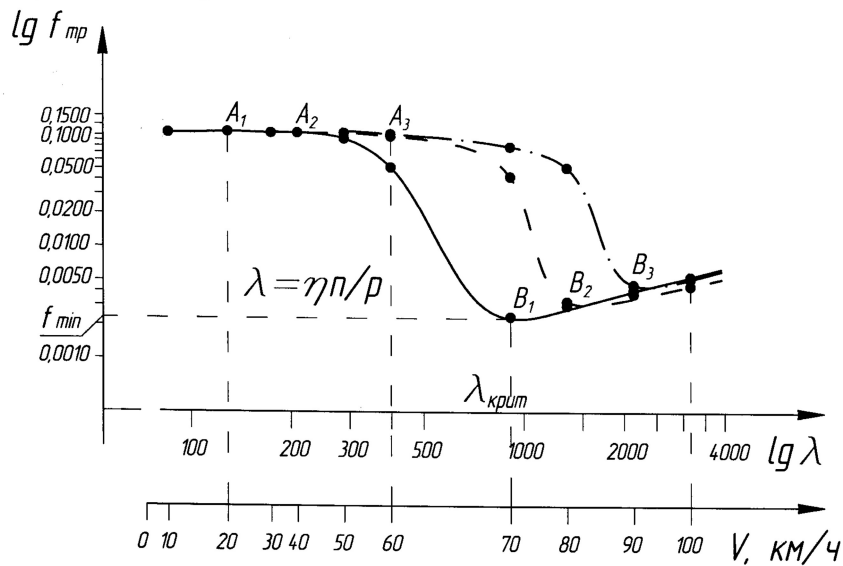


Рис. 2. Диаграмма Герси-Штрибека для пары трения МОП при различной величине диаметрального зазора  $\Delta$  и скорости  $V$  движения локомотива 2ТЭ116:  
1 – диаметральный зазор  $\Delta = 0,50$  мм; 2 -  $\Delta = 1,00$  мм; 3 -  $\Delta = 1,60$  мм

Дальнейшее увеличение скорости локомотива способствует возникновению и прогрессированию на контактных площадках трения МОП гидродинамических явлений, благодаря чему граничный режим трения уступает место смешанному, а величина  $f_{mp}$  резко снижается (рис. 2). Причем, если при номинальном зазоре (кривая 1) минимум  $f_{mp}$  достигается при скорости 70 км/ч, то в зависимости от степени износа поверхностей МОП (кривые 2 и 3) достижение минимальных значений  $f_{mp}$  для этих кривых сдвигается до набора скоростей соответственно 80 и 90 км/ч. В целом эти изменения можно уподобить тем, которые произошли бы в МОП в случае ужесточения его нагрузочно-скоростного режима.

Таким образом, рост диаметрального зазора приводит к увеличению длительности эксплуатации подшипника в режимах граничного и смешанного трения при одновременном сокращении продолжительности его работы в жидкостном режиме. В целом эти изменения способствуют переводу подшипника к работе в условиях более напряженной эксплуатации.

Количественную оценку степени напряженности режима эксплуатации МОП как функции величины его диаметрального зазора можно получить, проведя расчеты скорости изнашивания и износа поверхностей трения. Эти расчеты проводились по методике [12].

Результаты расчета для наиболее нагруженного моторно-осевого подшипника тягового электродвигателя ЭД118А приведены в табл. 3. В соответствии с ними построены графики изменения относительной скорости изнашивания и износа в зависимости от скорости движения локомотива – рис. 3.

Под относительной величиной скорости изнашивания понимается отношение  $\gamma_i / \gamma_0$ , где  $\gamma_i$  – скорость изнашивания на  $i$  – м участке движения локомотива;  $\gamma_0$  – единица измерения скорости изнашивания.

За единицу измерения скорости изнашивания  $\gamma_0$  нами принята величина скорости изнашивания, которая свойственна условиям работы МОП при диаметральном зазоре  $\Delta = 0,50$  мм и движению тепловоза на скорости от 0 до 10 км/ч.

Износ  $U$  определялся как произведение относительной скорости изнашивания на продолжительность режима трения в определенном интервале скорости движения локомотива.

Суммарная площадь каждой гистограммы (рис. 3) представляет собой величину износа. Кривая 1-2-3 характеризует изменение скорости относительного изнашивания от величины диаметрального зазора при скорости движения локомотива от 50 до 60 км/ч.

**Относительная скорость изнашивания и износ в сопряжении МОП  
на различной скорости тепловоза 2ТЭ116**

Скорость движения, км/ч	Коэффициент трения, $f_{mp}$			Относительная скорость изнашивания, $\gamma_i/\gamma_0$			Относительный износ, $U_i/U_0$		
	$\Delta = 0,50$ мм	$\Delta = 1,00$ мм	$\Delta = 1,60$ мм	$\Delta = 0,50$ мм	$\Delta = 1,00$ мм	$\Delta = 1,60$ мм	$\Delta = 0,50$ мм	$\Delta = 1,00$ мм	$\Delta = 1,60$ мм
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>
0...10	0,1081			1,00			1,00		
10...20	0,1089			2,18			2,05		
20...30	0,1082			3,05			3,27		
30...40	0,1077	0,1079		3,95	3,96		7,18	7,19	
40...50	0,0950	0,1067		3,90	4,38		8,02	9,01	
50...60	0,0523	0,1001	2,41	*	4,62	4,89	5,29	10,12	10,71
60...70	0,0024	0,0432	0,0815	*	2,04	3,85	*	4,61	8,70
70...80	0,0030	0,0033	0,0521	*	*	2,45	*	*	5,28
80...90	0,0042	0,0039	0,0047	*	*	*	*	*	*
90...100	0,0055	0,0046	0,0052	*	*	*	*	*	*
Суммарная величина относительного износа поверхностей трения МОП на участке пути локомотива длиной <i>L</i>							26,81 (100 %)	37,25/ (139 %)	47,21/ (176 %)

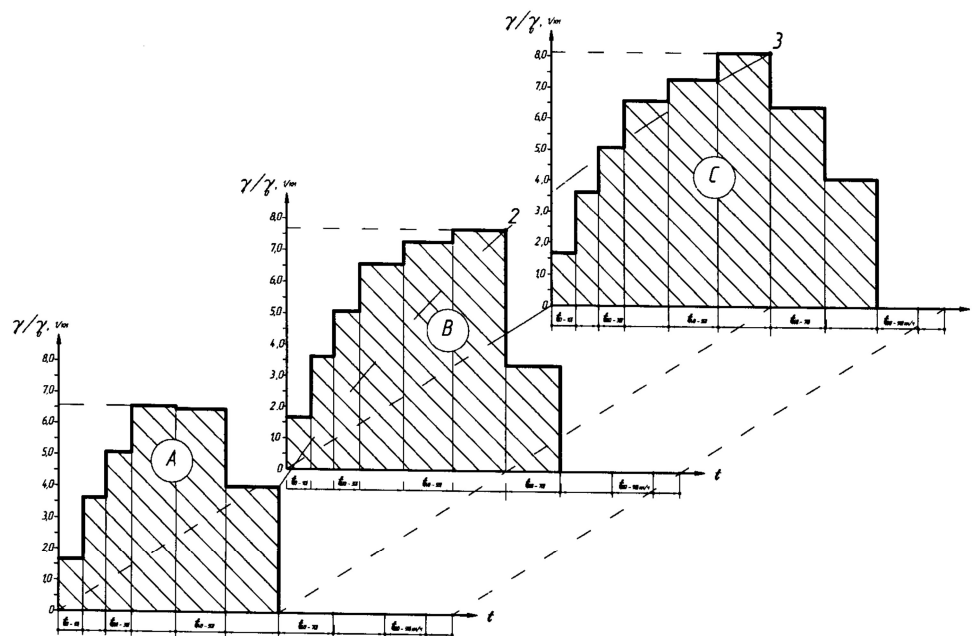


Рис. 3. Гистограммы относительного износа поверхностей трения МОП:  $\gamma_i/\gamma_0$  - относительная скорость изнашивания;  $t$  - время преодоления тепловозом участка пути длиной  $L$ ;  $t_{(20-30)}$  - интервал времени, на котором тепловоз движется с указанной скоростью (от 20 до 30 км/ч); А - величина диаметрального зазора  $\Delta = 0,50$  мм; В - то же при  $\Delta = 1,00$  мм; С - то же при  $\Delta = 1,60$  мм

Анализ данных табл. 3 и рис. 3 показывает, что продление режима действия граничного и смешанного трения в случае увеличения диаметрального зазора  $\Delta$  приводит к росту скорости изнашивания поверхностей подшипника. Если в качестве отправных величин рассматривать значения  $\gamma$  и  $U$ , свойственные значению характеристики  $\lambda$  режима работы МОП при скорости движения локомотива 10 км/ч, то можно отметить:

- с увеличением скорости движения в пределах действия граничного и смешанного режимов возрастают показатели  $\gamma$  и  $U$  повреждения поверхностей трения МОП;

- при номинальной величине диаметрального зазора во всем диапазоне рабочих скоростей локомотива показатель скорости изнашивания  $\gamma$  увеличивается относительно базового значения до 4 раз, а величина износа  $U$  - до 8 раз;

- естественный рост величины диаметрального зазора приводит к расширению диапазона скоростей движения, на которых действует режим граничного и смешанного трения, следствием чего является ускоренный, - до 75%, износ рабочих поверхностей МОП;

- максимальные темпы износных повреждений рабочих поверхностей МОП наблюдаются при нагрузках, действующих в подшипниках в диапазоне скоростей движения локомотива 40...70 км/ч.

### Выводы

1. Основная масса износных повреждений рабочих поверхностей МОП наблюдается на участках реализации граничного и смешанного трения. Границы действия этих участков при одинаковых нагрузочно-скоростных параметрах МОП зависят от величины диаметрального зазора.

2. При прочих равных условиях увеличение диаметрального зазора приводит к значительному ухудшению условий образования эффективного смазочного слоя и создает, тем самым, предпосылки для перевода подшипника в режим более напряженной эксплуатации.

3. Расширение области действия граничного и смешанного трения сопровождается возрастанием доли металлического контакта сопрягаемых поверхностей, что приводит к росту средних величин коэффициента трения, а также влечет за собой увеличение скорости износных

повреждений рабочих поверхностей МОП и ускоренную выработку его ресурса.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Орлов, П. И. Основы конструирования [Текст] : В 3-х кн. – Кн. 2. / П. И. Орлов. – М. : Машиностроение, 1977. – 574 с.
2. Расчет опорных подшипников скольжения [Текст] / Е. И. Квитницкий [и др.]. – М. : Машиностроение, 1979. – 70 с.
3. Тепловоз 2ТЭ116. Моторно-осевые подшипники тяговых электродвигателей с циркуляционной системой смазки. Инструкция по эксплуатации и обслуживанию. 2ТЭ116.30.58.009Д162 [Текст].
4. Астахов, В. Н. Особенности нагружения поверхностей трения в моторно-осевых подшипниках локомотивов [Текст] / В. Н. Астахов, Е. Н. Лысыков, П. Е. Коновалов // 36. науч. пр. Укр. держ. акад. заліз. трансп. – Х., 2011. – Вип. 125. – С. 18-24.
5. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) [Текст] / А. В. Чичинадзе [и др.]; под общ. ред. А. В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 2003. – 576 с.
6. Азаренко, В. А. Повышение надежности моторно-осевых подшипников скольжения магистральных локомотивов [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук / В. А. Азаренко. – М., 1984.
7. Головінов, Г. Г. Тертя і мащення тягових приводів локомотивів [Текст] : монографія / Г. Г. Головінов. – Луганськ : Східноукр. нац. ун-т ім. В. Даля, 1996. – 116 с.
8. Комбалов, В. С. Оценка триботехнических свойств контактирующих поверхностей [Текст] / В. С. Комбалов. – М. : Наука, 1983. – 136 с.
9. Крагельский, И. В. Основы расчетов на трение и износ [Текст] / И. В. Крагельский, М. Н. Добычин, В. С. Комбалов. – М. : Машиностроение, 1977. – 526 с.
10. Конвисаров, Д. В. Трение и износ металлов [Текст] / Д. В. Конвисаров. – Свердловск: Свердлов. отделение Машгиза, 1947. – 184 с.
11. Волков, Н. Н. Подшипники качения колесных пар вагонов и локомотивов [Текст] / Н. Н. Волков, Н. В. Родзевич. – М. : Машиностроение, 1972. – 168 с.
12. Трение, изнашивание и смазка [Текст] : справочник / под ред. И. В. Крагельского, В. В. Алисина. – В 2-х кн. – Кн. 1. – М. : Машиностроение, 1978. – 400 с.

Поступила в редколлегию 21.11.2011.

Принята к печати 23.11.2011.

В. М. АСТАХОВ, Є. М. ЛИСІКОВ, П. Є. КОНОВАЛОВ

## **ОЦІНКА РЕЖИМІВ ТЕРТЯ ТА ЗМАЩЕННЯ В ПІДШИПНИКАХ ОСЬОВОГО ПОДВІШУВАННЯ ЛОКОМОТИВІВ**

Розглянуто залежність між величиною відносного діаметрального зазору та характеристиками роботи моторно-осьових підшипників на різних швидкостях руху тепловоза: видом режиму змащування, товщиною змащувального шара, коефіцієнтом тертя та інтенсивністю зношування.

*Ключові слова:* тертя, змащування, зношування, моторно-осьовий підшипник, тепловоз

V. N. ASTAKHOV, E. N. LYSIKOV, P. E. KONOVALOV

## **ESTIMATION OF MODES FRICTIONS AND GREASING IN BEARING AXIAL HANGING OF LOCOMOTIVES**

Dependence is considered between the size of relative diametral gap and descriptions of work of the motor-axial bearing on the different rates of movement of diesel engine: by the type of the mode of greasing, thickness lubricating layer, by the coefficient of friction and intensity of wear.

*Keywords:* friction, greasing, wear, motor-axial bearing, diesel engine