

## МОДИФИЦИРОВАННЫЙ РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ОПОРНЫХ УЗЛОВ СУДОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН

**В.А. Зайцев**  
(ФГУП «НПП ВНИИЭМ»)

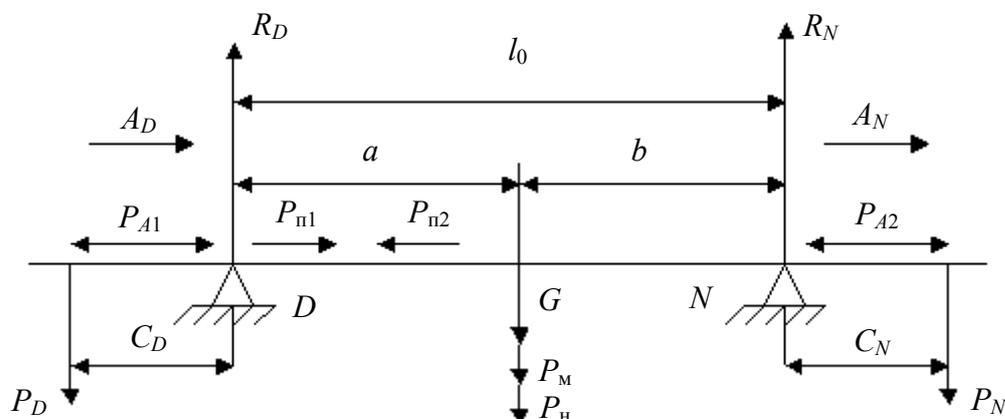
*Предлагается модернизированный расчет параметров опорных узлов судовых электродвигателей, включающий уточненный расчет рабочего угла контакта и номинальной долговечности.*

**Ключевые слова:** подшипники качения, электродвигатели, расчет надежности.

Расчетным показателем долговечности подшипников качения (ПК) судовых электромашин (СЭМ) служит номинальная долговечность, соответствующая 90%-ной их надежности. Этот показатель учитывает лишь отношение базовой динамической грузоподъемности подшипника к его нагрузке. При этом имеется в виду, что используются стандартные материалы, обычная технология производства и нормальные условия эксплуатации. Между тем в большинстве случаев необходимо рассчитать долговечность или более высоких уровней надежности, или с учетом специальных свойств подшипников, смазочного материала и реальных условий эксплуатации. Такой показатель называют модифицированной номинальной долговечностью.

При расчете показателя модифицированной номинальной долговечности определяют ряд коэффициентов, в вычислении которых на данный момент существуют расхождения, связанные, в частности, с различным качеством подшипниковой стали, производимой в России и за рубежом. Однако с 2004 г. в стандарте на металл введены ограничения на содержание кислорода и титана, что позволяет, при более совершенной и стабильной технологии изготовления и сборки подшипников, вплотную приблизиться к уровню передовых инофирм по расчетной долговечности. На практике это вызвало необходимость пересмотра методики расчета рабочих параметров ПК СЭМ и, прежде всего, в части определения модифицированных коэффициентов влияния рабочих условий на работоспособность опорных узлов СЭМ.

В общем случае для расчета реакций опор СЭМ возможно использовать представленную на рис. 1 обобщенную схему действия радиальных и осевых нагрузок на опоры двигателя, уточняемую на основе исходных данных, содержащихся в ТЗ и конструкторской документации, где  $R_D, R_N, A_D, A_N$  – радиальная и осевая реакция опор  $D$  и  $N$ ;  $P_{A1}, P_{A2}$  – внешняя осевая нагрузка;  $P_D, P_N$  – внешняя радиальная нагрузка на опоры  $D$  и  $N$ ;  $P_{п}$  – усилие от пружины осевого поджатия;  $G$  – сила тяжести вала с сердечником ротора;  $P_M$  – сила одностороннего магнитного тяжения;  $P_H$  – сила от неуравновешенности ротора;  $C_D, C_N$  – расстояние от точки приложения внешней радиальной нагрузки до опор  $D$  и  $N$ ;  $a, b$  – расстояния до центра тяжести вала от опор  $D$  и  $N$ ;  $l_0$  – расстояние между опорами  $D$  и  $N$ . Для силы  $P_{п}$  индекс 1 принимается в случае, если плавающей опорой является опора  $D$ , индекс 2 – в случае, если плавающей опорой является опора  $N$ . В случае вертикального расположения вала (опора  $D$  внизу) схема аналогична приведенной, за исключением силы  $G$ , которая будет направлена по оси вала к опоре  $D$ .



**Рис. 1.** Обобщенная схема действия радиальных и осевых нагрузок на опоры ЭМ

Расчет радиальных и осевых нагрузок на опоры ротора СЭМ производится по нижеприведенным формулам. Формулы выбираются в зависимости от расчетной схемы (расположения плавающей опоры) и направления действия радиальных и осевых нагрузок.

*Горизонтальное положение вала*

Радиальные нагрузки на опоры, Н:

$$R_D = \left| \frac{P_D(C_D + l_0) - P_N C_N + (G + P_M + P_H)b}{l_0} \right|;$$

$$R_N = \left| \frac{(G + P_M + P_H)a + P_N(l_0 + C_N) - P_D C_D}{l_0} \right|.$$

Осевые нагрузки на опоры, Н:

– нагрузка на зажатую опору

$$A_{D,N} = |P_n \pm P_{A1} \pm P_{A2}|;$$

– нагрузка на плавающую опору

$$A_{D,N} = P_n.$$

*Вертикальное положение вала*

Радиальные нагрузки на опоры, Н:

$$R_D = \left| \frac{P_D(C_D + l_0) + (P_M + P_H)b - P_N C_N}{l_0} \right|;$$

$$R_N = \left| \frac{(P_M + P_H)a + P_N(l_0 + C_N) - P_D C_D}{l_0} \right|.$$

Осевые нагрузки на опоры, Н:

– нагрузка на зажатую опору:

- плавающая опора N

$$A_D = |P_n \pm P_{A1} \pm P_{A2} + G|;$$

- плавающая опора D

$$A_N = |P_n \pm P_{A1} \pm P_{A2} - G|$$

– нагрузка на плавающую опору:

$$A_{D,N} = P_n.$$

Определяем силу одностороннего магнитного тяжения в неявнополосных машинах:

$$P_m = 98100 D_i l k (B_{cp} / 5000)^2, \text{ Н.}$$

При  $2p = 2$   $P_m = \varepsilon / \delta_{cp} D_i l 9,81 \cdot 10^{-2}$ , при  $2p > 2$   $P_m = 1,5 k_a P_m (2p = 2)$ , где  $p$  – количество полюсов;  $D_i$  – диаметр расточки статора;  $l$  – длина активной части ротора;  $k_a = 1$  – коэффициент, учитывающий число и распределение параллельных ветвей обмотки статора;  $B_{cp}$  – средняя индукция в зазоре;  $k$  – коэффициент зависящий от воздушного зазора. Для  $\delta_0 < 0,5 \cdot 10^{-3}$   $k = 0,12$ ; в другом случае  $k = 0,09$ .

Сила от неуравновешенности ротора

$$P_n = \Delta_0 (\pi n / 30)^2, \text{ Н}$$

где  $\Delta_0$  – неуравновешенность вала с ротором, кг·м.

Далее для определения коэффициентов  $X$  и  $Y$  при расчёте динамической эквивалентной радиальной нагрузки на подшипники следует уточнить рабочий угол контакта подшипников.

Начальный угол контакта ПК

$$\alpha = \alpha_0 = \arccos \left[ 1 - \frac{e}{2(r_b + r_n - d_{ш})} \right], \text{ град,}$$

где  $r_{b,n}$  – радиус желоба внутреннего и наружного кольца ПК;  $e$  – среднее значение радиального зазора ПК в зависимости от ряда радиального зазора в ПК, мм;  $d_{ш}$  – диаметр шарика, мм.

При отсутствии сведений о геометрических размерах радиусов желобов внутреннего и наружного колец ПК, возможно принять их равными  $0,52 d_{ш}$ , тогда

$$\alpha = \alpha_0 = \arccos \left[ 1 - 12,5 \frac{e}{d_{ш}} \right], \text{ град.}$$

При расчете радиально-упорных ПК, номинальный угол контакта выбирают по каталогу.

В результате определяется максимальное, минимальное и среднее значения начальных углов контакта начального радиального зазора.

Для характеристики кривизны контакта соприкасающихся поверхностей вращения используются вспомогательные величины – сумма и разность кривизн.

Сумма главных кривизн при точечном контакте шарика с внутренним и наружным кольцом ПК

$$\Sigma_{\text{пв}}(\Sigma_{\text{рн}}) = \frac{1}{d_{\text{ш}}} \left( 4 - \frac{1}{f_{\text{в(н)}}} \pm \frac{2\gamma}{1 \mp \gamma} \right), \text{ мм}^{-1},$$

где  $f_{\text{н}} = f_{\text{в}}$ .

Нижние знаки математических операций относятся к вычислению  $\Sigma_{\text{рн}}$ .

Вспомогательный коэффициент

$$\gamma = \frac{d_{\text{ш}}}{D_0} \cos \alpha_0.$$

Его значение определяется при средней величине начального радиального зазора.

Развал желоба внутреннего кольца (коэффициент степени соприкосновения)

$$f_{\text{в}} = \frac{r_{\text{в}}}{d_{\text{ш}}}.$$

Разность главных кривизн при точечном контакте шарика с внутренним и наружным кольцом ПК

$$\cos \tau_{\text{в}} (\cos \tau_{\text{н}}) = \frac{\frac{1}{f_{\text{в(н)}}} \pm \frac{2\gamma}{1 \mp \gamma}}{4 - \frac{1}{f_{\text{в(н)}}} \pm \frac{2\gamma}{1 \mp \gamma}}.$$

Нижние знаки математических операций относятся к вычислению  $\cos \tau_{\text{н}}$ .

По рассчитанному значению  $\cos \tau_{\text{в}}$  и  $\cos \tau_{\text{н}}$  из [1] определяем значения коэффициентов  $\mu_{\text{в}}$ ,  $\mu_{\text{н}}$ ,  $\nu_{\text{в}}$ ,  $\nu_{\text{н}}$ ,  $\mu_{\text{в}}\nu_{\text{в}}$ ,  $\mu_{\text{н}}\nu_{\text{н}}$ ,  $2k/\pi\mu_{\text{в}}$ ,  $2k/\pi\mu_{\text{н}}$ .

Соответственно имеем величину деформации

$$C_{\text{в}} = 0,592 \cdot 10^{-4} \frac{2k}{\pi\mu_{\text{в}}} \sqrt[3]{d_{\text{ш}} \Sigma_{\text{пв}}};$$

$$C_{\text{н}} = 0,592 \cdot 10^{-4} \frac{2k}{\pi\mu_{\text{н}}} \sqrt[3]{d_{\text{ш}} \Sigma_{\text{рн}}}.$$

Далее вычисляется коэффициент, связывающий силу и величину, вызываемой ею деформации:

$$C = C_{\text{в}} + C_{\text{н}}, \left( \text{см}^2/\text{кг} \right)^{2/3}.$$

Силовая характеристика ПК

$$C^* = (\xi/C)^{3/2} Z d_{\text{ш}}^2, \text{ кг},$$

где  $\xi = \frac{r_{\text{в}}}{d_{\text{ш}}} + \frac{r_{\text{н}}}{d_{\text{ш}}} - 1$ .

Коэффициент Герца

$$C_{\delta} = \sqrt{d_{\text{ш}}} / C^{1,5}.$$

Опуская выкладки решения задачи распределения нагрузки, рабочего угла контакта и деформации в зонах контакта в ПК при внешней осевой силе, запишем выражение, устанавливающее зависимость рабочего угла контакта  $\alpha$  от номинального начального угла контакта  $\alpha_0$  и безразмерного осевого смещения колец ПК  $\xi_a$ :

$$\text{tg} \alpha = \text{tg} \alpha_0 + \xi_a / \cos \alpha_0,$$

где  $\xi_a = \delta_a / (\xi d_{\text{ш}})$ .

Осевая нагрузка на фиксированный ПК при выбранном усилии осевого нажатия

$$F_a = G + F_{\text{пр}}, \text{ кг},$$

где  $G$  – вес ротора;  $F_{\text{пр}}$  – усилие осевого поджатия «плавающего» ПК.

Осевая нагрузка

$$F'_a = C^* \left( \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} - 1 \right)^{3/2} \sin \alpha.$$

Данное равенство выражает зависимость осевого смещения от осевой нагрузки, приложенной к ПК, и геометрических параметров ПК. Равенство невозможно решить в явной форме относительно рабочего угла контакта. Приближенное решение основывается на методе нахождения функции малого параметра, т. е.  $\alpha = \alpha_0 + x$ , где  $x$  – неизвестная малая величина, подлежащая определению.

Искомая величина  $x$  вычисляется по формуле

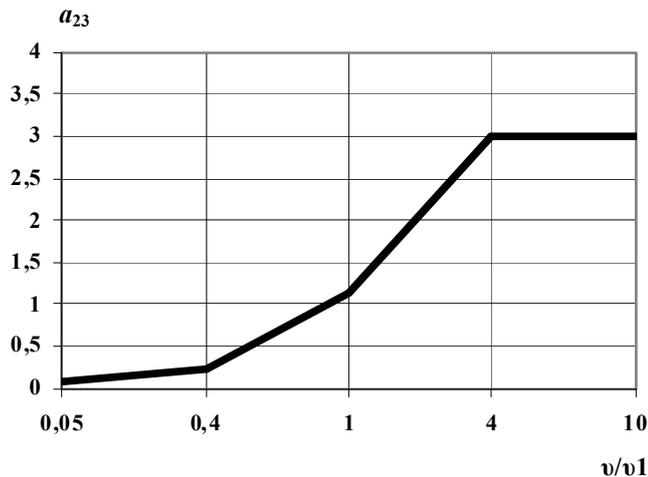


Рис. 2. Диаграмма для определения коэффициента  $a_{23}$

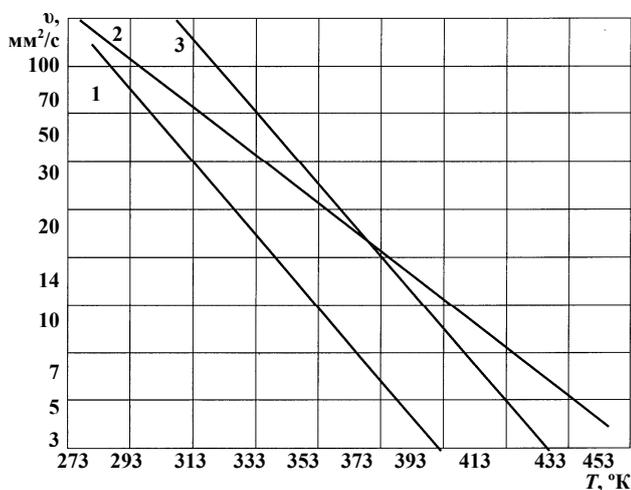


Рис. 3. Диаграмма для определения кинематической вязкости  $\nu$  дисперсионной среды пластичных смазок СЭМ в зависимости от температуры в зоне контакта тел и дорожек качения подшипника: 1 – СВЭМ; 2 – ЦИАТИМ-221; 3 – ВНИПП-242

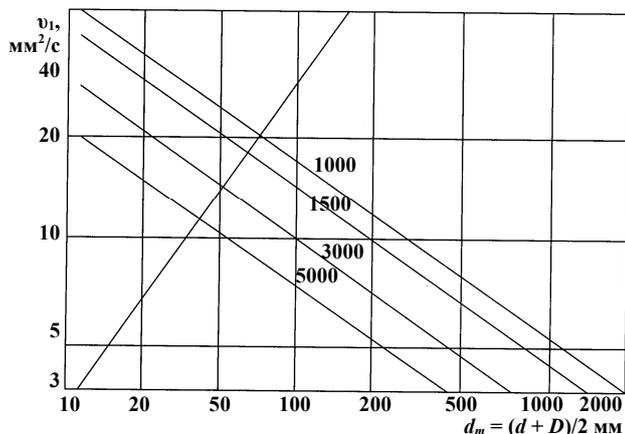


Рис. 4. Диаграмма для определения фактической кинематической вязкости  $\nu_1$  дисперсионной среды пластичных смазок в зависимости от габаритов подшипника и скорости вращения ротора [2]

$$x \approx x_0 = \frac{3 \sin 2\alpha_0}{2(6 + \cos^2 \alpha_0)} \times \left[ \sqrt{1 + \frac{2(6 + \cos^2 \alpha_0)}{3 \sin^2 \alpha_0} \left( \frac{F_a}{C^* \sin \alpha_0} \right)^{2/3}} - 1 \right], \text{ рад.}$$

Следует проверить максимальное напряжение в контакте тел качения  $\sigma_{\max D,N}$ , которое должно быть не более  $49 \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2$ :

$$\sigma_{\max D,N} = 18535720 \sqrt[3]{\frac{R_{D,N}}{zD_W^2 \cos \alpha}},$$

где  $z$  – число тел качения подшипников;  $D_W$  – диаметр тел качения подшипников.

Далее рассчитывают динамическую эквивалентную радиальную нагрузку на подшипники опор  $D$  и  $N$ , с учетом скорректированного угла контакта:

$$Q_{D,N} = k_\delta [X_{D,N} V R_{D,N} + Y_{D,N} A_{D,N}], \text{ Н,}$$

где коэффициент  $k_\delta$  для двигателей СЭМ соответствует значению 1,1 при спокойной работе без ударов, и равняется 1,2 при возможных кратковременных перегрузках.

При вращении внутреннего кольца подшипника  $V = 1$ , а при вращении наружного кольца подшипника и при вращении вектора радиальной нагрузки  $V = 1,2$ .

Коэффициенты  $X$  и  $Y$  определяются, исходя из соотношения радиальной и осевой нагрузок и величины рабочего угла контакта. Вычислим коэффициенты  $X$  и  $Y$  для опор  $D$  и  $N$ .

Коэффициенты  $X$  и  $Y$  для рассчитанных соотношений  $A_D/R_D, A_D/C_{or}, A_N/R_N, A_N/C_{or}$  определяются для угла контакта  $\alpha_{D,N}$  из [1], и уточняются линейной интерполяцией;  $C_{or}$  – базовая статическая радиальная грузоподъемность подшипников.

Итоговый расчет модифицированной номинальной долговечности подшипников

$$L_{HD,N} = a_{23D,N} \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C_{rD,N}}{Q_{D,N}} \right)^3, \text{ ч,}$$

где  $C_{rD,N}$  – базовая динамическая радиальная грузоподъемность подшипников из [1].

Коэффициент  $a_{23}$  определяется по диаграмме на рис. 2, в зависимости от отношения  $v/v_1$ . Значение кинематической вязкости  $v$  масляной основы пластичной смазки для СЭМ, в зависимости от заданной температуры подшипников, определяется по диаграмме на рис. 3. Значение  $v_1$  определяют по диаграмме на рис. 4.

Далее модифицированная номинальная долговечность подшипников корректируется с учетом старения смазки:

$$L_{D,N} = qL_{HD,N},$$

где  $q$  – коэффициент, выбирается по табл. 1.

Вероятность безотказной работы подшипников  $D$  и  $N$  в течение заданного времени наработки  $t$

$$P_{D,N}(t) = \exp \left[ - \left( \frac{t}{4,48L_{D,N}} \right)^{1,5} \right].$$

В связи с тем, что большинство конструкций судовых электромашин имеют упругое поджатие плавающего подшипника, необходимо учесть вероятность безотказной работы пружины поджатия за заданное время наработки  $t$ .

Для кольцевой волнистой пружины:

$$P_{пр}(t) = \left[ \exp(-0,022 \cdot 10^{-6} t) \right]^{k_n}.$$

Максимальное изгибающее напряжение кольцевой волнистой пружины поджатия в сечении пружины,  $H/M^2$ ,

$$\sigma_{max} = \frac{3}{2m} \operatorname{tg} \frac{\pi}{8m} \frac{P_n d_0}{9,8k_n s h^2},$$

где  $m$  – число волн пружины;  $d_0$  – средний диаметр пружины;  $k_n$  – количество пружин в подшипниковом узле;  $s$  – ширина кольца пружины;  $h$  – толщина пружины;

$$\sigma_{max} < [\sigma_{изг}];$$

$\sigma_{изг}$  определяется по табл. 2.

В итоге вероятность безотказной работы двигателей за время заданной наработки  $t$  рассчитывается

по нижеприведенной формуле, полагая, что двигатель можно представить как систему, состоящую из последовательно соединенных элементов конструкции, у которой отказ одного из элементов может привести к выходу двигателя из строя. При этом используется теория умножения вероятностей, согласно которой вероятность совместного проявления независимых событий равна произведению вероятности этих событий:

$$P(t) = P1(t)P2(t) \dots Pn(t).$$

В ТЗ на двигатель указывается вероятность безотказной работы двигателя за каждый период непрерывной работы.

Таблица 1

Тип смазки	Периодичность пополнения, ч	Требования к ВШХ			
		По общему уровню	№2	№3	№4
СВЭМ	до 5000	1,0	0,95	0,85	0,7
	до 10000	0,98	0,9	0,75	0,6
	свыше 10000 и без пополнения	0,95	0,8	0,65	0,5
ЦИАТИМ-221	до 6000	0,95	0,85	0,75	0,6
	до 12000	0,9	0,8	0,65	0,5
	свыше 12000 и без пополнения	0,8	0,65	0,5	0,4
ВНИИНП-242	до 5000	0,98	0,9	0,85	0,7
	до 10000	0,95	0,85	–	–
	свыше 10000 и без пополнения	0,88	0,75	–	–

Таблица 2

Термообработка	Допускаемое напряжение при изгибе $\sigma_{изг} \cdot 10^{-6}, H/M^2$		
	I	II	III
Закалка с охлаждением в масле	588	421	329

Поэтому вероятность безотказной работы двигателя

$$P_{\text{дв}}(t) = P_D(t)P_N(t)P_{\text{пр}}(t).$$

Таким образом, рассчитанные по предложенной методике значения номинальной долговечности и вероятность безотказной работы двигателя наибо-

лее точно отражают реальные характеристики опорных узлов судовых электромашин.

#### Литература

1. Перель Л.Я. Подшипники качения: справочник / Л.Я. Перель, А.А. Филатов. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М., Машиностроение, 1992. – 608 с., ил.
2. Подшипники SKF: общий каталог-справочник. – СПб., 1989. – 976 с.

Поступила в редакцию 28.08.2009

**Валерий Алексеевич Зайцев, инженер, т. 366-33-56, e-mail: vniem@vniem.ru.**