

УДК 621.822.7

МОМЕНТ ТРЕНИЯ В ШАРИКОПОДШИПНИКАХ ИЗДЕЛИЙ ДЛЯ КОСМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ

Е.М. Михайлов
(ОАО «Корпорация «ВНИИЭМ»)

Рассмотрены вопросы оценки моментов трения в радиально-упорных шарикоподшипниках изделий для космических аппаратов с учётом характеристик подшипников и смазок, в результате чего возможен уточнённый расчёт моментов.
Ключевые слова: радиально-упорные подшипники, момент трения, смазка, вязкость.

В первых отечественных трудах по подшипникам качения [1, 2] для оценки момента трения в шарикоподшипниках (ШП) предложена формула:

$$M_{\text{тр}} = 1,3KP \frac{D_0}{d_{\text{ш}}}, \quad (1)$$

основанная на законе Кулона по определению силы сухого трения при качении шара: $F_{\text{тр}} = K \frac{P}{r_{\text{ш}}}$.

Далее $M_{\text{тр}} = F_{\text{тр}}R$ и при $D_0 = 2R$ и $d_{\text{ш}} = 2r_{\text{ш}}$ формула приобретает вид (1), где K – коэффициент трения; P – радиальная нагрузка; $r_{\text{ш}}$ – радиус шара (см. рисунок). Однако эта формула не учитывает многих реалий, главной среди которых является гидродинамическая составляющая от смазки.

С развитием приборной техники, и особенно гироскопии, появилась потребность в более точной оценке момента трения $M_{\text{тр}}$ в ШП на стадии проектирования изделий. В последующие 20 лет появились труды, в которых этому вопросу уделялось большое внимание [3 – 6].

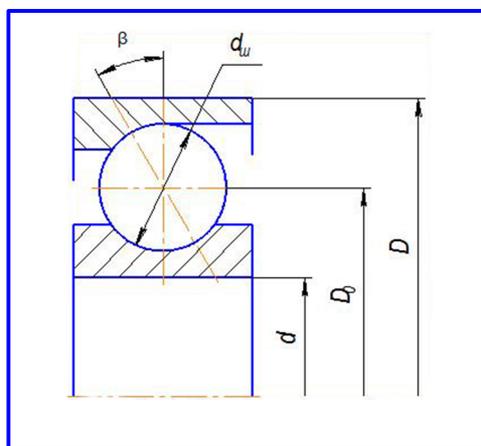


Схема подшипника

В предложенных в них формулах по расчёту $M_{\text{тр}}$ последний был разделён на две составляющие: M_0 – момент трения от нагрузки, аналогичный по сути формуле (1) и M_1 – момент от гидродинамической составляющей смазки, который, по признанию авторов, является доминирующим.

Рассматривая приведённые в указанных трудах формулы, следует отметить, что:

- в отсутствии в составляющей M_1 какого-либо параметра, характеризующего смазку, он заменялся подбором геометрических соотношений подшипника в сочетании со скоростью вращения, в связи с чем формулы были пригодны только для конкретных случаев со своими параметрами;

- рекомендации по расчёту носят академический характер, в связи с разбивкой $M_{\text{тр}}$ на многочисленные составляющие момента: трение от потерь упругого гистерезиса, проскальзывание шаров на площадке контакта, трение шаров о сепаратор, сепаратора о направляющие борта, верчение шаров.

Попытка учесть эти факторы, несомненно имеющие место при массе погрешностей и допущений в их формулах, сводит инженерную ценность такого расчёта к нулю.

Особняком стоит работа [4], в которой для высокоскоростных малогабаритных гироскопов предложена формула:

$$M_{\text{тр}} = M_0 + M_1 = 0,6 \cdot 10^{-3} A_0 \frac{D_0}{d_{\text{ш}}} \frac{1}{\sqrt[3]{z d_{\text{ш}}}} + 4,41 \cdot 10^{-6} D_0^3 n, \quad (2)$$

где A_0 – осевой преднатяг; z – число шаров; n – скорость вращения, мин^{-1} ; $D_0 = 0,5(D + d)$ – средний диаметр, мм. Формула (2) рассчитана на пару подшипников.

Эта формула, являющаяся, как и все предшествующие в указанной литературе, эмпирической, даёт хорошее совпадение (до 20%) с эксперимен-

тальным материалом для радиально-упорных подшипников с $d = 2 - 6$ мм, скоростями вращения 10 – 30 тыс. об/мин, маловязкими смазками ВНИИНП-228 и ВНИИНП-260 и чисто осевой нагрузкой A_0 .

В каталоге фирмы SKF [7] приведены формулы расчёта $M_{тр}$ (Н·мм) где, наконец, учитывается вязкость смазки:

$$M_{тр} = M_0 + M_1 = f_1 P_1 D_0 + f_0 \cdot 10^{-7} (vn)^{0,67} D_0^3, \quad (3)$$

где f_1 – коэффициент трения, равный $0,0013 \left(\frac{P_0}{C_0} \right)^{0,33}$; P_1 и P_0 – эквивалентная и статическая нагрузки; C_0 – каталожная статическая нагрузка; $f_0 = 2$; v – кинематическая вязкость базового масла консистентной смазки, мм²/с.

Эта формула рассчитана для единичного ШП. При значениях $(vn)^{0,67} < 2000$ предлагается $M_1 = f_0 \cdot 10^{-7} \cdot 160 D_0^3$.

Далее рассмотрим возможность использования формул (2) и (3) для расчёта $M_{тр}$ в ШП некоторых изделий, разработанных ВНИИЭМ. К ним относятся двигатели-маховики (ДМ) и приводы сканеров и антенн.

По возможности точный расчёт $M_{тр}$ в ШП ДМ вызван необходимостью повышения их чувствительности при низких («ползучих») скоростях вращения, а также обеспечения их быстродействия при реверсе. Для приводов – необходимостью обеспечения максимально возможной стабильности $M_{тр}$ во времени и, соответственно, точной работы прибора, а также оценки необходимой мощности привода.

В табл. 1 приведены параметры подшипников и условия их эксплуатации.

В обоих типах указанных изделий применены радиально-упорные ШП 4-го класса точности, с преимущественно аксиальной нагрузкой A_0 (усилие преднатяга) и консистентной «литиевой» смазкой ВНИИНП-274Н. В изделиях ДМ это ШП лёгких или средних серий со «стандартным» соотношением

$0,5(D - d)/D_0 \approx 0,5 - 0,4$ и $D_0/d_{ш} \approx 4 - 6$. В приводах, имеющих полый вал, через отверстие которого проходит световой пучок или волноводный тракт антенны, приходится использовать ШП значительно большего диаметра, сохраняя их «активное сечение» $0,5(D - d)$ близким к приборным ШП. Это ШП сверхлёгкой серии с соотношениями $0,5(D - d)/D_0 \approx 0,2 - 0,3$ и $D_0/d_{ш} \approx 10 - 15$, с резко увеличенным числом шаров z и относительно уменьшенным их диаметром $d_{ш}$, что способствует повышению равномерности $M_{тр}$ в них.

Сравнивая составляющую M_0 общего момента $M_{тр}$ в формулах (2) и (3):

$$M_0 = 0,6 \cdot 10^{-3} \cdot A_0 \frac{D_0}{d_{ш}} \frac{1}{\sqrt[3]{z d_{ш}}} \text{ и } M_0 = f_1 P_1 D_0,$$

следует отметить, что:

– расчёты M_0 по формуле (3) дают значения в 3 – 4 раза меньше по сравнению с фактическими значениями момента трогания $M_{трор}$, в то время как экспериментально определённое [3], [6], [7] их соотношение $M_{трор}/M_0 = 1,5 - 2,0$;

– составляющая M_0 по формуле (2) более логична по своей структуре, так как она близка к формуле (1) учётом отношения $D_0/d_{ш}$, а также использованием осевой нагрузки A_0 вместо эквивалентной P_1 или радиальной нагрузки в формуле (3), которые несущественны в рассматриваемых изделиях;

– коэффициент $\frac{1}{\sqrt[3]{z d_{ш}}}$ пригоден, как показы-

вают расчёты, для малых ШП с $d = 2 - 6$ мм и весьма маловязких смазок, и в рассматриваемых изделиях непригоден;

– в то же время, резкое увеличение отношения $D_0/d_{ш}$ у ШП сверхлёгкой серии, входящего в формулу (2), приводит к неоправданному увеличению M_0 , вследствие непрямой, как показывает практика, зависимости.

Таблица 1

№ п/п	Изделие	Параметры ШП			A_0 , кг	n_{max} , мин ⁻¹	β°
		$d \times D \times B$	$d_{ш} \times z$	D_0			
1	ДМ 1-20	$6 \times 19 \times 6$	$3,175 \times 10$	12,5	2,7	5000	15
2	ДМ 5-50	$12 \times 28 \times 8$	$3,969 \times 12$	20	4,0	3500	15
3	ДМ 20-250/Т	$15 \times 35 \times 11$	$5,95 \times 9$	25	6,5	1400	15
4	ДМ 1	$25 \times 47 \times 16$	$3,50 \times 18$	36	8,0	1100	12
5	ДПС	$40 \times 52 \times 7$	$3,175 \times 24$	46	10,0	750	12
6	ДВ	$45 \times 68 \times 18$	$4,76 \times 15$	56,5	7,0	1200	12

В связи с этим, для таких ШП (пп. 4, 5, 6 табл. 1) предлагается введение в формулу (2) компенсирующего

$$\text{коэффициента } m = \sqrt[3]{\frac{D_0}{d_{\text{ш}}^2 z}}.$$

Учитывая изложенное, для расчёта M_0 целесообразно принять формулу (2) с поправкой m для ШП сверхлёгкой серии:

– для ШП «стандартных» серий

$$M_0 = 0,6 \cdot 10^{-3} \cdot A_0 \frac{D_0}{d_{\text{ш}}}; \quad (4)$$

– для ШП сверхлёгкой серии

$$M_0 = 0,6 \cdot 10^{-3} \cdot A_0 \frac{D_0}{d_{\text{ш}}} m. \quad (4a)$$

Результаты расчётов по формулам приведены в табл. 2. Сравнивая составляющую момента M_1 общего момента $M_{\text{тр}}$ в формулах (2) и (3):

$M_1 = 4,41 \cdot 10^{-6} D_0^3 n$ и $M_1 = f_0 \cdot 10^{-7} (vn)^{0,67} D_0^3$, следует сразу же признать непригодной для рассматриваемых изделий формулу (2), так как она, как указывалось выше, рассчитана на высокие скорости вращения, малые диаметры ШП и приводит к значительным расхождениям с экспериментальными значениями $M_{\text{тр}}$ при других параметрах.

Рассматривая подробно составляющую M_1 формулы (3) необходимо остановиться на следующем.

Введение в формулу M_1 вязкости смазки $(vn)^{0,67}$, почерпнутое авторами из разработанной в 1955 г. П.Л. Капицей гидродинамической теории смазки тел качения, безусловно шаг вперед при расчёте составляющей M_1 . Однако П.Л. Капица указывал на динамическую вязкость смазки μ : $M_{\text{тр}} \equiv (\mu n)^{0,67}$. На неё также указывается в работе [8] ИМаш им. А. А. Благонравова.

Использование кинематической вязкости ν базового масла консистентной смазки при определении $M_{\text{тр}}$ ШП с консистентной смазкой представляется некорректным, так как:

– трение на масле и на пластичной смазке разное, и возникающие моменты трения не могут быть равны [9];

– величина кинематической вязкости масла, являющегося ньютоновской жидкостью, измеряется в $\text{мм}^2/\text{с}$ или сантистоксах (сСт), при этом числовое значение её, как правило, в несколько раз больше значения динамической вязкости смазки μ в пуазах (пз) при одинаковой температуре;

– в частности, для используемой в рассматриваемых изделиях смазки ВНИИНП-274Н кинематиче-

ская вязкость её базового масла 100 сСт при +20°C, а динамическая вязкость смазки 30 пз при той же температуре и градиенте скорости $d = 100 \text{ с}^{-1}$. В результате, при расчёте M_1 с использованием ν , значения M_1 более чем в 2 раза превышают значения экспериментальных данных;

– уместно заметить, что в приводимых фирмой SKF данных по «литиевым» смазкам значения их кинематической вязкости масла ещё больше, чем у смазки ВНИИНП-274Н.

В связи с изложенным, предлагается при расчётах M_1 использовать динамическую вязкость смазки; в частности, в рассматриваемых случаях $\mu = 30$ пз при 20°C, тем более, что эксперименты по определению $M_{\text{тр}ог}$ и $M_{\text{тр}}$ ведутся при нормальной температуре. Именно динамическая вязкость указывается отечественными производителями в паспортах.

Что касается фактора D_0^3 в составляющей M_1 формулы (3), то по соображениям, изложенным выше (влияние D_0 и $D_0/d_{\text{ш}}$ на $M_{\text{тр}}$ для ШП сверхлёгкой серии), его использование для ШП пп. 4, 5, 6 табл. 1, приводит к завышению расчётных значений M_1 в 2 – 4 раза относительно экспериментальных, в связи с чем предлагается корректирующий коэффициент D_0 в степени: $D_0^{(3-m_1)}$,

$$\text{где } m_1 = \sqrt[3]{\frac{D_0}{d_{\text{ш}}^2 z}}.$$

Таким образом, при расчёте составляющей M_1 предлагается использовать формулу (3) с учётом предложенных поправок:

– для ШП «стандартных» серий

$$M_1 = f_0 \cdot 10^{-7} (\mu n)^{0,67} D_0^3, \quad (5)$$

– для ШП сверхлёгкой серии

$$M_1 = f_0 \cdot 10^{-7} (\mu n)^{0,67} D_0^{(3-m_1)}, \quad (5a)$$

а для расчёта $M_{\text{тр}}$ ШП в целом использовать формулы:

– для ШП «стандартных» серий:

$$M_{\text{тр}} = M_0 + M_1 = 0,6 \cdot 10^{-3} A_0 \frac{D_0}{d_{\text{ш}}} + 2 \left[f_0 \cdot 10^{-7} (\mu n)^{0,67} D_0^3 \right]; \quad (6)$$

– для ШП сверхлёгкой серии:

$$M_{\text{тр}} = M_0 + M_1 = 0,6 \cdot 10^{-3} \times$$

$$\times A_0 \frac{D_0}{d_{\text{ш}}} m + 2 \left[f_0 \cdot 10^{-7} (\mu n)^{0,67} D_0^{(3-m_1)} \right] \quad (6a)$$

Примечание: обе части формул рассчитаны на пару ШП; в связи с сохранением в формулах первоначально использованных коэффициентов, размерность M_0 – Н·см, а M_1 – Н·мм;

$$m = \sqrt[3]{\frac{D_0}{d_{\text{ш}}^2 z}}; \quad m_1 = \sqrt[3]{\frac{D_0}{d_{\text{ш}}^2 z}}.$$

Таблица 2

Изделие	M_0		$M_{тр\text{ог}}$ (факт)	$\frac{M_{тр\text{ог}}}{M_0}$	M_I		$M_{тр} = M_0 + M_I$		$M_{тр}$ (факт)	$\frac{M_{тр\text{ факт}}}{M_{тр\text{ расч}}}$
	формула				формула		формула			
	4	4а			5	5а	6	6а		
ДМ 1-20	6,2	–	8,0	1,3	23	–	29,2	–	30	1,03
ДМ 5-50	12	–	20	1,67	67	–	79	–	70-90	1,01
ДМ 20-250/Т	18	–	30-35	1,8	78	–	96	–	120	1,22
ДМ 1	–	27	30-35	1,2	–	68	–	95	120	1,2
ДПС	–	45	50-60	1,22	–	102	–	147	120	0,85
ДВ	–	28	55-65	2,1	–	176	–	204	190-210	0,98

Примечание: размерность моментов – г·см; (на пару подшипников).

Результаты расчётов по формулам (6) и (6а) и экспериментальные значения $M_{тр\text{ог}}$ и $M_{тр}$ приведены в табл. 2. Из табл. 2 видно, что разница между расчётным и экспериментальным $M_{тр}$ составляет не более 20%, что следует признать вполне удовлетворительным, учитывая многочисленные факторы, которые, как правило, не могут быть учтены ни при расчёте, ни при эксперименте.

Для более полного понимания вопросов, возникающих при конкретной инженерной деятельности по оценке $M_{тр}$ в ШП, целесообразно остановиться на некоторых из этих факторов, влияющих на момент трения, это:

- обеспечение необходимой соосности подшипниковых узлов в конструкторско-технологическом плане;
- обеспечение необходимого уровня дебаланса вращающихся масс изделий;
- качество подшипников, определяемое в основном овальностью и волнистостью желобов их колец, от чего зависит вибросостояние ШП и в конечном счёте момент трения, который может отличаться трёхкратно при разнице собственной вибрации подшипников 8 – 10 дБ [10]; отсюда выбор класса точности ШП и фирмы-производителя;
- разница значений вязкости смазки от партии к партии может достигать (в пределах ТУ на смазку) двух крат;
- обкатка ШП может снизить начальный момент трогания $M_{тр\text{ог}}$, являющийся ориентиром достоверности расчёта составляющей M_0 , в 2 – 3 раза в зависимости от времени обкатки; достаточным временем можно считать 48 ч;
- контроль $M_{тр\text{ог}}$ желательно проводить через 5 – 10 мин после обкатки, так как уже через час он может заметно вырасти, что свидетельствует о влиянии смазки на составляющую M_0 ;
- ошибки в назначении количества смазки в ШП

или при её закладке, так же, как и неравномерность закладки, влияют на $M_{тр\text{ог}}$ даже после обкатки.

Несмотря на существующие погрешности при оценке $M_{тр}$ в ШП, появление в методике расчёта механизма учёта вязкости смазки (μl)^{0,67}, с учётом предложенных в статье поправок, позволяет считать предложенные формулы достаточно универсальными для радиально-упорных ШП, применяемых в изделиях для космических аппаратов, более уверенно подходить к оценке их $M_{тр}$ и, как следствие, к достижимости необходимых параметров.

Литература

1. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В. Подшипники качения: справочник / Р. Д. Бейзельман, Б. В. Цыпкин. – М.– Л.: Машгиз, 1959. – 608 с.
2. Подшипники качения: справочное пособие / под ред. Н. А. Спицина, А. И. Спришевского. – М.– Л.: Машгиз, 1961. – 828 с.
3. Бабаева Н. Ф. и др. Детали и элементы гироскопических приборов. – Л.: Судпромгиз, 1962.
4. Проектирование гироскопических электродвигателей / Б. А. Делекторский, Н. З. Мастяев, И. Н. Орлов. – М.: Машиностроение, 1968. – 252 с.
5. Шашанов Л. Н. Механическая система высокоскоростных электрических двигателей / Л. Н. Шашанов. – М.: Энергия, 1971. – 136 с.
6. Приборные шариковые подшипники: справочник / под ред. К. Н. Явленского. – М.: Машиностроение, 1981. – 351 с.
7. Главный каталог SKF, 1981.
8. Матвеевский Р. М. Исследование трения в приборных шарикоподшипниках / Р. М. Матвеевский – М.: Машгиз, 1957. – 35 с.
9. Великовский Д. С., Вайншток В. В., Поддубный В. Н., Готовкин Б. Д. Консистентные смазки / Д. С. Великовский, В. В. Вайншток, В. Н. Поддубный, Б. Д. Готовкин. – М.: Химия, 1966. – 264 с.
10. Воронкин В. А., Михайлов Е. М. Технический отчёт ВНИИЭМ ТАИК.001226.008. Исследование возможности применения инофирменных подшипников в БДПТ, 2005.

Поступила в редакцию 14.04.2014

Евгений Михайлович Михайлов, канд. техн. наук, ведущий конструктор, т. (495) 366-25-00, e-mail: vniiem@vniiem.ru.