

ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЮ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ШАРИКОПОДШИПНИКА РОТОРА ГТД

Данильченко А.И., Данильченко Ю.А.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

При работе шарикоподшипников ГТД возникает момент трения, приводящий к потере мощности, что вызывает нагрев элементов подшипника и смазки. С увеличением частоты вращения возрастает доля гидродинамического сопротивления, обусловленного силами жидкостного трения на поверхностях шариков и сепаратора, а также сопротивлением орбитальному движению шарика вокруг оси подшипника. В первом приближении гидродинамическое сопротивление шарика при его орбитальном движении обычно рассматривается как сопротивление движению сферы, погруженной в жидкость. При этом полагается, что шарики движутся в установившемся потоке смазки, не взаимодействуя между собой, а оси их вращения параллельны оси подшипника. Тогда сила сопротивления для отдельного шарика

$$F_D = C_D \frac{\pi D \omega^2}{8} \rho \cdot U_{sep}^2, \quad (1)$$

где C_D - коэффициент сопротивления, являющийся функцией числа Рейнольдса; U_{sep} - скорость шарика в орбитальном движении; ρ - плотность смазки.

Сопротивление вращению сепаратора, в основном, определяется исходя из потерь на трение в зазоре плавания при этом он рассматривается как узкий подшипник скольжения полностью заполненный смазкой. Считается, что сепаратор относительно центрирующих бортиков кольца располагается концентрично, а градиент скорости в радиальном направлении изменяется по линейному закону. На основе принятых допущений, момент сопротивления вращению сепаратора рассчитывается по формуле Петрова для коаксиальных цилиндров.

$$T_S = \rho \cdot \frac{\omega_c - \omega_{i(o)}}{c} \cdot R^2 \cdot A, \quad (2)$$

где ρ - усредненная вязкость масло - воздушной смеси в зазоре плавания c ; R - радиус внешней поверхности сепаратора; A - коэффициент сопротивления. Заметим, что момент T_S может быть как с положительным знаком, так и с отрицательным, в зависимости от способа центрирования сепаратора.

Определение сил и моментов от сил гидродинамического сопротивления в высокоскоростном шариковом подшипнике будем производить с учетом основных положения работы Рамбаргера и др. [1], в которой для роликового подшипника разработана методика расчета на основе механики жидкостей и газов с использованием теории пограничного слоя [2].

Тормозящий момент от сил жидкостного трения в пограничном слое для цилиндрических поверхностей в общем виде определяется уравнением

$$T = \tau \cdot A \cdot r. \quad (3)$$

Напряжение трения τ зависит от свойств жидкости, режима обтекания поверхности и близости других поверхностей. Считается, что для подшипников, работающих при $D \cdot n = 1 \cdot 10^6$ мм об/мин и выше, режим течения жидкости в пограничном слое поверхностей шариков является турбулентно-вихревым, а на цилиндрических поверхностях сепаратора - турбулентное течение Куэтта. Напряжение трения у цилиндрической поверхности, вращающейся в вязкой жидкости, определяется зависимостью

$$\tau = f \frac{\rho u^2}{2}, \quad (4)$$

где среднemasовая скорость течения жидкости u равна $u = r \cdot \omega / 2$.

Коэффициент трения для турбулентно-вихревого режима

$$f = \frac{1,3}{f_L} \left[\frac{Ta}{41} \right]^{0,539}, \quad (5)$$

а для турбулентного течения Куэтта

$$f = \frac{3,0}{f_L} \left[\frac{Re}{25000} \right]^{0,856}. \quad (6)$$

Здесь числа Рейнольдса, Тейлора и коэффициент трения для ламинарного режима обтекания равны

$$Re = \frac{r \cdot \omega \cdot c}{\nu}; \quad Ta = \frac{r \cdot \omega \cdot c}{\nu} \sqrt{\frac{c}{r}}; \quad f_L = 16 / Re. \quad (7)$$

Если число Рейнольдса будет менее 2500 или число Тейлора - менее 41, то режим обтекания будет ламинарным и коэффициент трения следует принять f_L .

Для расчета моментов сопротивления от сил жидкостного трения, действующих на боковые поверхности сепаратора, воспользуемся выражением для вращающегося в жидкости диска. На вращающийся диск, соприкасающийся обеими сторонами с жидкостью, действует относительно его оси вращения суммарный момент от сил жидкостного трения

$$T = \frac{1}{2} \rho \omega^2 r^5 c_n. \quad (8)$$

Коэффициент c_n зависит от режима обтекания поверхности и для ламинарного потока при числе Рейнольдса $Re \leq 300000$ определяется

$$C_n = 3,87 Re, \quad (9)$$

а для турбулентного режима обтекания при $Re > 300000$

$$C_n = 0,146 Re^{-0,2}. \quad (10)$$

Число Рейнольдса в этих соотношениях равно

$$Re = \frac{r^2 \omega}{\nu}. \quad (11)$$

Поскольку боковые поверхности сепаратора являются не дисковыми, а кольцевыми, то для расчета момента от сил жидкостного трения, действующих на боковых поверхностях сепаратора, радиус r в формуле (11) следует скорректировать на:

- для ламинарного потока

$$R_{кор}^5 = R_o (R_o^4 - R_i^4); \quad (12)$$

- для турбулентного потока

$$R_{кор}^5 = R_o^{0,4} (R_o^{4,6} - R_i^{4,6}). \quad (13)$$

По формулам (4)...(13) можно рассчитать гидродинамическое сопротивление в шарикоподшипнике, работающем в однородной среде, например в масле. Однако при работе в узлах опор ГТД шарикоподшипники редко бывают полностью заполнены смазкой. При вращении подшипника за счет перемешивания смазки в полости опоры создается масловоздушная смесь (масляный туман). Тем не менее, на поверхностях деталей подшипника за счет адсорбции создается тонкий сплошной масляный слой. Поэтому неоднородность среды в опоре мало влияет на чисто вязкостные эффекты в турбулентном потоке, так как влияние вязкости проявляется в тонких слоях на поверхностях. Но плотность и, следовательно, инерция масловоздушной смеси значительно меньше, чем у масла. Поэтому плотность среды в вышеуказанных формулах следует рассчитывать как среднеобъемную величину

$$\rho_{VA} = \frac{\rho_{масла} V_{масла} + \rho_{воздуха} V_{воздуха}}{V_{опоры}} \approx \rho_{масла} \frac{V_{масла}}{V_{опоры}} = \rho_m \cdot d. \quad (14)$$

Для расчета гидродинамического сопротивления шарика используется именно эта плотность (рис. 1,а).

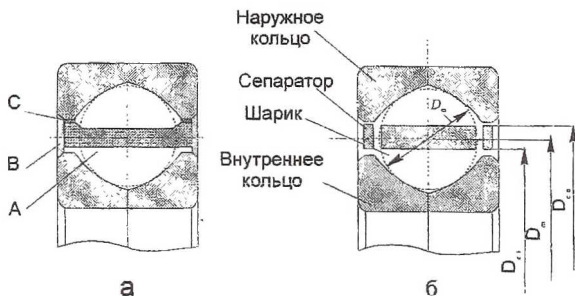


Рис. 1. К расчету приведенных плотностей масловоздушной смеси в объеме подшипника (а) и эффективная площадь миделя шарика (б)

Для шариков применение среднеобъемной плотности оправдано тем, что для них в ГТД специально организована струйная подача смазки. В то же время на сепаратор смазка попадает только за счет перемешивания и для расчета гидродинамического сопротивления, действующего на поверхностях сепаратора, плотность среды по рекомендациям Рамбаргера и др. [1] определяется

$$\rho_{vB} = \frac{\rho_m \cdot d_m^2}{0,4 + 0,6 \cdot d_m} \quad (15)$$

Исключение составляет центрирующая поверхность сепаратора, в который свободное истечение масло - воздушной смеси затруднено, поэтому плотность смазки в этой зоне (зона С) выше и она определяется по выражению

$$\rho_{vC} = \frac{\rho_m \cdot d_m}{0,4 + 0,6 \cdot d_m} \quad (16)$$

Момент сил сопротивления вращению шарика в гнезде сепаратора определялся методом дисковой аналогии; шарик разбивался плоскостями на элементарные диски с диаметром $y_i = \sqrt{D_\omega^2 - x_i^2}$. При этом соответствующий ему параметр гнезда сепаратора Y_i определялся как $Y_i = \sqrt{D_c^2 - x_i^2}$, где D_c - диаметр гнезда сепаратора. Момент сил жидкостного трения, действующий на боковую поверхность элементарного кольца с эквивалентным радиусом трения $R_{кор}$, вращающегося относительно сепаратора с угловой скоростью ω_ω , составил

$$T_{\omega_{2i}} = \frac{1}{64} C_n \frac{\rho v}{g} \left(R_{\text{кор}}^5 \right) \omega_{\omega}^2, \quad (17)$$

где коэффициент трения C_n и радиус $R_{\text{кор}}$ рассчитываются в зависимости от режима течения смазки в функции числа Рейнольдса.

Момент сил жидкостного трения, действующий на цилиндрическую поверхность элементарного диска, равен

$$T_{\omega_{1i}} = f \cdot \frac{\rho_{VA}}{g} \cdot \frac{\pi \cdot y_i^4 \cdot \omega_{\omega}^2}{64} \cdot \frac{D\omega}{N}, \quad (18)$$

где коэффициент трения f определяется с учетом изменения зазора между цилиндрической поверхностью элементарного диска и поперечной перемычкой сепаратора.

Результирующий момент сопротивления вращению шарика от сил жидкостного трения в гнезде сепаратора определяется суммой моментов сил трения на элементарных дисках

$$T_{\omega} = \sum_{i=1}^N \left(T_{\omega_{1i}} + T_{\omega_{2i}} \right). \quad (19)$$

Затраты мощности на преодоление сил жидкостного трения для одного шарика

$$N_{\omega} = \frac{30 \cdot \omega_{\omega} \cdot T_{\omega}}{\pi \cdot 97400}. \quad (20)$$

Гидродинамическое сопротивление шарика при его орбитальном движении вместе с сепаратором определяется по известным зависимостям для сил сопротивления сферического тела, движущегося в вязкой среде плотностью ρ [2]

$$F_D = C_D \frac{\rho \cdot U_{\text{cen}}^2}{2} A_{\omega}. \quad (21)$$

Эффективная площадь миделя шарика A_{ω} должна учитывать зону, перекрываемую поперечной перемычкой сепаратора (рис. 1,б), а коэффициент сопротивления C_D выбирается по [2] в зависимости от числа Рейнольдса.

Момент сил гидродинамического сопротивления запишем в виде

$$T_D = F_D \frac{D_m}{2}. \quad (22)$$

Тормозящий момент сил жидкостного трения, действующих на сепаратор при его вращении внутри подшипника с угловой скоростью ω_s , складывается из моментов трения на наружной T_{so} , внутренней T_{si} , базовой T_{sb} и боковых поверхностях T_{st} .

$$T_s = T_{so} - T_{si} + T_{st} \pm T_{sb}, \quad (23)$$

где $T_{so} = f \frac{\rho_{VA}}{g} \cdot \frac{\pi D_{co}^4 (\omega_s - \omega_o)^2 l_{co}}{64}; \quad (24)$

$$T_{si} = f \frac{\rho_{VA}}{g} \cdot \frac{\pi D_{ci}^4 (\omega_s - \omega_o)^2 l_{ci}}{64}; \quad (25)$$

$$T_{sb} = f \frac{\rho_{Vc}}{g} \cdot \frac{\pi D_{cb}^4 (\omega_s - \omega_{i(o)})^2 l_{cb}}{64}; \quad (26)$$

$$T_{st} = \frac{1}{2} C_n \frac{\rho_{Vb}}{g} \omega_s^2 R_{kop}^5. \quad (27)$$

Затраты мощности на преодоление тормозящего момента сил жидкостного трения вращению сепаратора запишутся как

$$N_s = \frac{30 \cdot \omega_c \cdot T_s}{\pi \cdot 97400}. \quad (28)$$

В табл. 1 приведены результаты расчета гидромеханических потерь в подшипнике с четырёхточечным контактом 6-176130P2 (150×225×35 мм) при частоте вращения внутреннего кольца $n_i = 8400$ об/мин при смазке маслосмесью, составленной по объему из 50% масла МС-20 и 50% трансформаторного масла, с температурой на входе $t_m = 110^\circ\text{C}$. Доля масла в объеме опоры принималась равной $d_m = 0,35$. Видно что, потери мощности $N_{сум}$ составляют 6,85 кВт, из них порядка 70% приходится на привод шариков по орбите подшипника вместе с сепаратором, а сила надавливания шариков на поперечную переемычку сепаратора равна $F_s = 5,84$ Н, при этом основную ее долю составляют гидродинамические потери, затрачиваемые на движение шарика по орбите подшипника (сила F_D).

Влияние таких факторов, как температура трущихся деталей (параметр t_m) доля масла в объеме масло-воздушной смеси подшипника (параметр d_m), частота вращения внутреннего кольца (параметр n_i) и на гидромеханические потери в подшипнике показано в таблицах 2...4. Степень влияния рабочей температуры смазки в диапазоне 15...140°C на гидромеханические потери в подшипнике неоднозначна (табл. 2).

Результаты расчета гидравлических потерь в подшипнике 6-176130P2

при $n_i = 8400$ об/мин, $d_m = 0,35$, $t_m = 110^\circ\text{C}$

T_ω	Момент трения, Н·М						Сила контакта, Н			Потери мощности, кВт			
	T_D	T_s	T_{so}	T_{sl}	T_{sb}	T_{st}	F_G	F_D	F_s	N_ω	N_D	N_s	$N_{\text{сум}}$
0,576	0,535	0,508	0,521	1,016	0,496	0,50	0,24	5,60	5,84	1,98	4,66	0,20	6,85

Таблица 2

Изменение моментов трения T , потерь мощности N и усилий надавливания шариков на перемычку сепаратора F_s в зависимости от температуры смазки t_m при $d_m = 0,35$, $n_i = 8400$ мин⁻¹

t_m , $^\circ\text{C}$	Момент трения, Н·М						Сила контакта, Н			Потери мощности, кВт				
	T_ω	T_D	T_s	T_{so}	T_{sl}	T_{sb}	T_{st}	F_G	F_D	F_s	N_ω	N_D	N_s	$N_{\text{сум}}$
15	0,429	11,24	1,76	0,274	1,228	1,844	0,873	0,84	5,3	6,2	1,48	4,45	0,70	6,63
20	0,602	11,77	3,325	0,455	1,321	3,065	1,126	1,58	5,6	7,2	2,08	4,66	1,32	8,05
25	0,683	12,09	4,955	0,547	0,511	3,684	1,234	2,36	5,8	8,1	2,35	4,79	1,96	9,10
30	0,708	12,17	5,183	0,576	0,538	3,878	1,266	2,50	5,8	8,3	2,44	4,82	2,05	9,31
40	0,662	12,02	4,760	0,522	0,487	3,515	1,206	2,30	5,7	8,0	2,28	4,76	1,88	8,17
60	0,451	11,14	1,946	0,295	1,241	1,986	0,906	0,93	5,3	6,3	1,55	4,44	0,77	6,77
80	0,516	11,35	1,110	0,577	1,126	1,012	0,647	0,53	5,4	5,9	1,78	4,51	0,44	6,73
100	0,638	11,56	0,611	0,538	1,048	0,617	0,505	0,29	5,5	5,8	2,20	4,61	0,24	7,05
120	0,517	11,97	0,369	0,504	0,983	0,395	0,453	0,17	5,7	5,9	1,78	4,74	0,15	6,67
140	0,447	12,19	0,986	0,482	0,940	1,057	0,387	0,47	5,8	6,3	1,54	4,87	0,39	6,80

Таблица 3

Измерение моментов трения T , потерь мощности N и силы надавливания шарика на перемычку сепаратора F_s в зависимости от доли масла в объеме маслораздушной смеси d_m при $n_i = 8400$ об/мин, $t_m = 110^\circ\text{C}$

d_m	Момент трения, Н·М							Сила контакта, Н					Потери мощности, кВт				
	T_ω	T_D	T_s	T_{so}	T_{si}	T_{sb}	T_{st}	F_G	F_D	F_s	N_ω	N_D	N_s	$N_{сум}$			
0,05	0,094	1,68	0,578	0,074	0,069	0,496	0,077	0,27	0,80	1,10	0,32	0,68	0,23	1,23			
0,25	0,482	8,19	0,466	0,391	0,761	0,496	0,341	0,22	3,90	4,20	1,66	3,27	0,18	6,11			
0,45	0,657	15,33	0,505	0,646	1,260	0,496	0,622	0,24	7,30	7,60	2,27	6,10	0,20	8,57			
0,65	0,799	23,11	2,143	0,885	1,726	1,556	1,429	1,02	1,00	2,00	2,75	9,12	0,85	12,73			
0,85	0,921	30,46	2,636	1,114	2,172	1,734	1,960	1,25	4,50	5,80	3,17	12,09	1,04	16,30			
1,00	1,004	35,93	2,979	1,280	2,496	1,838	2,357	1,40	7,10	8,50	3,46	14,19	1,19	18,82			

Таблица 4

Изменение моментов трения T , потерь мощности N и усилий надавливания шарика на перемычку сепаратора F_s в зависимости от частоты вращения внутреннего кольца n_i при $d_m = 0,35$, $t_m = 110^\circ\text{C}$

n_i мин ⁻¹	Момент трения, Н·М										Сила контакта, Н					Потери мощности, кВт				
	T_ω	T_D	T_s	T_{so}	T_{si}	T_{sb}	T_{st}	F_G	F_D	F_s	N_ω	N_D	N_s	$N_{сум}$						
3000	0,04	1,344	0,13	0,025	0,16	0,17	0,092	0,06	0,64	0,70	0,04	0,18	0,24							
6000	0,31	5,673	0,31	0,267	0,56	0,35	0,264	0,15	2,70	2,80	0,73	1,55	2,37							
9000	0,64	13,59	0,53	0,593	1,15	0,53	0,563	0,25	6,47	6,70	2,37	5,74	8,37							
12000	1,03	24,79	2,16	1,017	1,95	2,23	0,871	1,02	11,80	12,90	4,96	14,11	20,29							
15000	1,42	39,92	3,20	1,546	2,95	3,39	1,222	1,50	19,00	20,50	8,82	28,38	39,48							

До температур 30...40°C наблюдается рост затрат мощности на преодоление гидромеханических потерь, затем они остаются практически постоянными. Как и следовало ожидать, с увеличением параметра d_m затраты мощности в подшипнике возрастают. Так, с увеличением d_m с 0,05 до 1 гидравлические потери $N_{сум}$ увеличиваются с 1,23 до 18,82 кВт (табл. 3), а сила надавливания шарика на перемычку сепаратора возрастает более чем в 8 раз (с 1,1 до 8,5 Н). Данные табл. 3 свидетельствуют о необходимости тщательной проработки системы смазки и охлаждения высокоскоростного шарикоподшипника, поскольку излишнее количество масла приводит к нерациональным затратам мощности. При увеличении частоты вращения в 5 раз (с 3000 до 15000 об/мин) суммарные затраты мощности в подшипнике $N_{сум}$ возрастают более чем в 160 раз (табл.4). Это выше значений, получаемых при расчетах по другим методикам, что требует уточнения коэффициентов в формулах (23)...(27) для подшипников, работающих при скоростном параметре $D_m \cdot n > 2 \cdot 10^6$ мм об/мин.

Список литературы

1. Рамбаргер, Филетти, Губерник. Расчет роликоподшипникового узла главного вала газотурбинного двигателя //Проблемы трения и смазки. - 1973. - №4. - С. 1-20.
2. Шлихтинг Ю.О. Теория пограничного слоя. - М.: Наука, 1974. - 711 с.

О ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ОДНОМЕРНЫХ УРАВНЕНИЙ В ГАЗО- И ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ЗАДАЧАХ ДВИГАТЕЛЕЙ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

Поляков К.А., Загузов И.С., Федечев А.Ф.
Самарский государственный университет, г. Самара

В современной промышленности широко распространены газожидкостные тракты, которые являются средствами транспортировки, а также неотъемлемыми частями машин, силовых и энергетических установок. Кроме своего основного назначения – передачи газов и жидкостей к местам их использования и хранения, трубопроводы ввиду малой сжимаемости жидкостей и, следовательно, высокой скорости передачи сигнала применяются в различных системах управления (гидроприводах, запорных и предохранительных системах), а также в системах передачи информации. Высокая сжимаемость газов широко используется в различных демпфирующих и амортизирующих устройствах, представляющих собой, как пра-