

Расчет газостатических подшипников с продольными канавками в виде выкружек и лысок

Канд. техн. наук В. А. ФЕДОТОВ, инж. А. И. ШЕВЧУК

Опыт промышленного внедрения газостатических опор в шпиндельных узлах станков различного типа, например, в сверлильных станках мод. ABL-24 и ABB-24MS, показал, что достаточно надежным подшипником для цилиндрических и конических шпинделей является газостатическая опора с продольными канавками. Газовые подвесы с продольными канавками конструктивно просты, технологичны, имеют довольно широкую зону устойчивой работы ротора и наибольший, по сравнению с другими типами газостатических подшипников, восстанавливающий момент при угловых перекосах вала [1]. Среди известных способов изготовления продольных канавок на рабочих поверхностях газовых подшипников [2] наиболее экономичным и обеспечивающим достаточную точность является выполнение канавок путем снятия выкружек или лысок на выпуклой рабочей поверхности опоры. Однако разработана пока методика расчета газовых подвесов с продольными канавками прямоугольного поперечного профиля [1, 3]. Поскольку в расчетах газостатических опор по методике [3] взаимосвязь между геометрическими параметрами зоны, профилированной канавками, учитывается только одним безразмерным коэффициентом изотропности Θ^2 , представляющим собой отношение сопротивлений течению газа вдоль и поперек канавок, то эту методику можно распространить и на случай канавок произвольного профиля. Если газостатические подшипники с продольными канавками различного поперечного профиля имеют одинаковые значения коэффициента изотропности Θ^2 при фиксированной величине относительной ширины канавки χ , равной отношению ширины канавки к суммарной ширине канавки и выступа, то у них будут практически одинаковыми и интегральные характеристики. Таким образом, при расчете газовых подвесов с продольными канавками в виде выкружек или лысок по методике [1, 3] задача состоит в определении коэффициента изотропности Θ^2 профилированной зоны подшипника.

У газостатического подшипника (рис. 1) из области, профилированной выкружками, выделим элемент газового слоя в виде квадрата (рис. 2) размерами $r_0(\varphi_1 + \varphi_2) \times r_0(\varphi_1 + \varphi_2)$.

Как следует из работы [4], сопротивление течению газа через выступ выделенного элемента газового слоя соответственно в осевом и окружном направлениях определяется выражениями

$$\left. \begin{aligned} R_{z0} &= \frac{24\mu(\varphi_1 + \varphi_2)}{kc^3\varphi_2} \\ R_{\varphi 0} &= \frac{24\mu\varphi_1}{kc^3(\varphi_1 + \varphi_2)} \end{aligned} \right\} (1)$$

где μ — вязкость газа; φ_1 и φ_2 — центральные углы, приходящиеся соответственно на канавку и на выступ; $k = \rho/p$ — отношение плотности газа к давлению при изотермическом процессе; c — радиальный зазор подшипника.

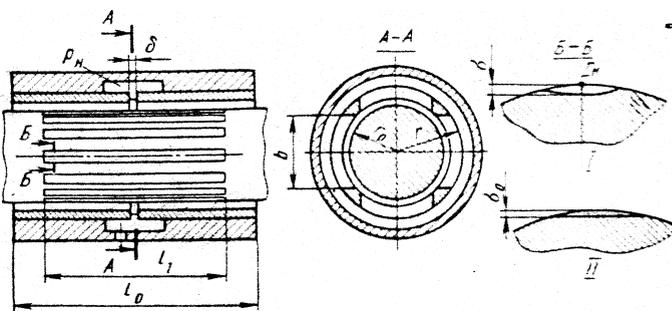


Рис. 1. Газостатический подшипник с продольными канавками в виде выкружек (I) и лысок (II)

Для определения сопротивления течению газа выделенного квадрата запишем соответственно элементарную проводимость dL_{zk} (величину, обратную сопротивлению) элемента газового слоя в осевом и элементарное сопротивление $dR_{\varphi k}$ в окружном направлениях:

$$\left. \begin{aligned} dL_{zk} &= \frac{kh^3 d\varphi}{24\mu(\varphi_1 + \varphi_2)} \\ dR_{\varphi k} &= \frac{24\mu d\varphi}{kh^3(\varphi_1 + \varphi_2)} \end{aligned} \right\} (2)$$

где $h = c \left[1 + (1 + \beta) \frac{1 - \nu \varphi_1^2 - 4\varphi_2^2}{\nu \varphi_1^2} \right]$ — радиальный зазор подшипника в канавке [здесь $\nu = \frac{c}{c + \sigma_0}$ — параметр плавности зазора (σ_0 — наибольшая глубина канавки

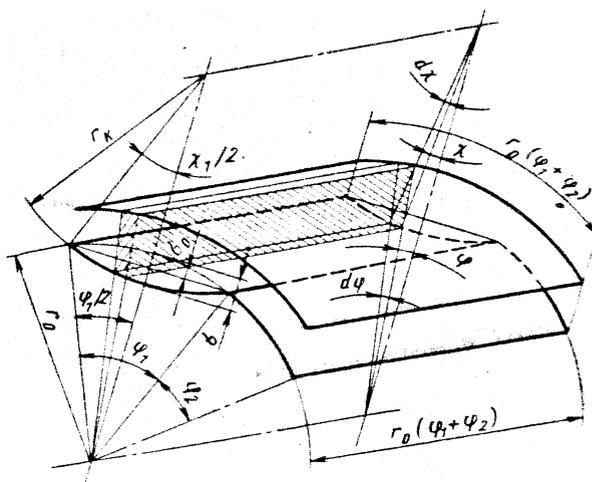


Рис. 2. Элемент газового слоя области подшипника, профилированной канавками

в виде лыски); $\beta = r_0/r_k$ — коэффициент кривизны канавки (r_k — радиус шлифовального круга; r_0 — радиус вала подшипника). Наибольшая глубина канавки в виде выкружек $\sigma = (1 + \beta)\sigma_0$.

Интегрирование выражений (2) в пределах от $-\varphi_1/2$ до $\varphi_1/2$ дает некоторые сопротивления

$$\left. \begin{aligned} R_{z_k} &= \frac{24\mu v^3}{kc^3\eta}; \\ R_{\varphi_k} &= \frac{24\mu^2\chi\gamma}{kc^3}, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где $\gamma = \frac{1}{4\tau v} + \frac{3}{8v\tau^2} - \frac{3}{16\tau^2\sqrt{\tau(\tau-v)}} \ln \frac{\sqrt{\tau-v} + \sqrt{\tau-v}}{\sqrt{\tau} + \sqrt{\tau-v}}$;

$\eta = \tau^2 + \frac{3}{5}\tau(\tau-v)^2 - \frac{1}{7}(\tau-v)^3$; $\tau = 1 + \beta(1-v)$; $\chi = \varphi_1/(\varphi_1 + \varphi_2)$.

Соотношения (1) и (3) позволяют записать выражение коэффициента изотропности для зоны подшипника, профилированной продольными канавками в виде выкружек:

$$\Theta^2 = \frac{R_z}{R_\varphi} = \frac{v^3}{[\chi\eta + v^3(1-\chi)] [\chi\gamma^3 + (1-\chi)]} \quad (4)$$

Для определения коэффициента изотропности подшипника с продольными канавками в виде лысок достаточно в величинах, входящих в выражения (3), положить $\beta = 0$.

Число продольных канавок в виде выкружек или лысок газостатического подшипника и параметры опоры связаны между собой соотношением

$$N = \lambda \chi \sqrt{\frac{r_0 v}{2c(1-v)}} \quad (5)$$

Для того чтобы определить наибольшую глубину выкружек σ или лысок σ_0 , следует по таблице, составленной на основании расчетов [1, 3], для заданных значений безразмерного давления наддува p_n^* , представляющего собой отношение абсолютного давления наддува к давлению окружающей среды, относительной

длины опоры $\lambda = l_0/2r_0$ и относительной ширины канавки $\chi = \varphi_1/(\varphi_1 + \varphi_2)$ найти параметр v плавности зазора. Затем по формуле (4), положив $\eta = 0$ и $\gamma = 0$, вычисляют коэффициент изотропности Θ^2 зоны подшипника, профилированной продольными канавками прямоугольного профиля. По наибольшему значению Θ^2 , заданному χ и известной величине коэффициента кривизны канавки β из формулы (4), или используя рис. 3, определяют параметр плавности зазора v , после чего вычисляют наибольшую глубину выкружек ($\beta > 0$)

$$\sigma = c(1 + \beta) \frac{1-v}{v} \quad (6)$$

или лысок ($\beta = 0$)

$$\sigma_0 = c \frac{1-v}{v} \quad (7)$$

Пусть, например, требуется найти характеристики и конструктивные размеры газостатического подшипника с продольными канавками в виде выкружек и лысок при наличии внешнего дросселя (см. рис. 1) и следующих исходных данных: номинальный расход газа через опору $Q_n = 0,233$ л/с, допустимый $Q_d = 0,3$ л/с; рабочий газ — воздух при $t = 20^\circ\text{C}$; избыточное давление наддува воздуха $p_n = 0,4$ МПа; давление окружающей среды $p_0 = 0,1$ МПа; $r_0 = 50$ мм; $l_0 = 150$ мм; $r_k = 150$ мм, $\chi = 0,25$.

Из таблицы при $p_n^* = (p_n + p_0)/p_0 = 5$, $\lambda = 1,5$ и $\chi = 0,25$ для подшипника с продольными канавками прямоугольного профиля и внешним дросселем найдем $\alpha = 0,67$; $v = 0,463$; $\psi = 0,556$; $K_z^* = 3,006$; $K_\phi^* = 1,058$; $Q^* = 29,4$, где ψ — параметр внешнего дросселя, равный отношению сопротивления дросселирующей щели к сопротивлению рабочего зазора при $v = 1$, $\chi = 0$ и соосном положении вала и втулки; K_z^* — безразмерная радиальная жесткость опоры; K_ϕ^* — безразмерная угловая жесткость; Q^* — безразмерный расход. Из выражения $Q = \lambda p_0 c^3 Q^*/(12\mu)$ [1, 3], принимая для воздуха при $t = 20^\circ\text{C}$ вязкость газа $\mu = 181 \cdot 10^{-7}$ Н·с/м и полагая $Q = Q_n$, определяем радиальный зазор подшипника $c = 0,017$ мм.

По формуле (4) при $\eta = 0$ и $\gamma = 0$ для области, профилированной канавками постоянной глубины, получим $\Theta^2 = 0,3948$. Для данного значения Θ^2 из выражения (4) или по графикам рис. 3 определим параметр плавности зазора v при $\beta = r_0/r_k = 0,33$ для зоны подшипника, профилированной выкружками, $v = 0,46$;

λ	α	v	Подшипник с канавками, без внешнего дросселя			Подшипник с канавками и внешним дросселем			
			K_z^*	K_ϕ^*	Q^*	ψ	K_z^*	K_ϕ^*	Q^*
При $p_n^* = 5$; $\chi = 0,25$									
0,5	0,663	0,477	0,345	0,198	174	0,787	1,429	0,119	71,7
1	0,666	0,471	0,666	0,757	87,8	0,676	2,45	0,476	39,3
1,5	0,67	0,463	0,95	1,59	60	0,556	3,006	1,058	29,4
2	0,676	0,454	1,186	2,605	46,1	0,455	3,242	1,822	24,6
2,5	0,682	0,442	1,376	3,699	38	0,374	3,31	2,704	21,2
3	0,691	0,432	1,53	4,848	32,8	0,313	3,289	3,668	20
3,5	0,7	0,418	1,659	5,996	29,4	0,26	3,254	4,68	18,8
4	0,708	0,406	1,752	7,125	26,7	0,233	3,188	5,689	17,9
При $p_n^* = 6$; $\chi = 0,25$									
0,5	0,664	0,48	0,419	0,244	251	0,817	1,762	0,148	102
1	0,666	0,473	0,814	0,932	128	0,698	3,021	0,59	56,2
1,5	0,67	0,464	1,158	1,956	87	0,574	3,7	1,307	42,1
2	0,676	0,453	1,453	3,195	67,4	0,466	3,992	2,245	35,5
2,5	0,683	0,443	1,686	4,552	55,5	0,382	4,065	3,342	31,6
3	0,692	0,431	1,872	5,961	47,9	0,317	4,044	4,53	29
3,5	0,701	0,419	2,031	7,376	42,9	0,266	3,987	5,77	27,2
4	0,709	0,408	2,14	8,763	38,8	0,227	3,898	7,013	25,8

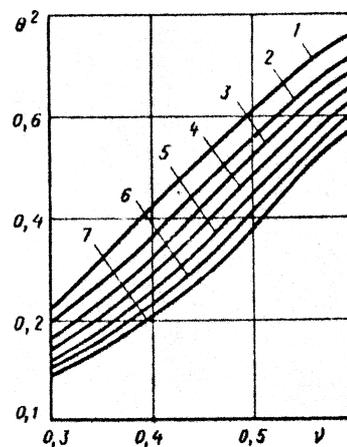


Рис. 3. Зависимости коэффициента изотропности Θ^2 от параметра плавности зазора v при $\chi = 0,25$ и различных значениях коэффициента кривизны канавок: 1) $\beta = 0$; 2) $\beta = 0,1$; 3) $\beta = 0,2$; 4) $\beta = 0,3$; 5) $\beta = 0,4$; 6) $\beta = 0,5$; 7) $\beta = 0,6$.

при $\beta=0$ для канавок в виде лысок $\nu=0,3875$. Затем по формуле (6) определим наибольшую глубину выкружек, а по формуле (7) — лысок. В нашем примере оказывается $\sigma=\sigma_0=0,027$ мм.

Из выражения (5) находим число канавок газостатического подшипника в виде выкружек ($N_s \approx 28$) и число канавок в виде лысок ($N_n \approx 24$). Длина продольных канавок $l_1 = a l_0 = 100,5$ мм. Радиальная K_r и угловая K_θ жесткости радиального газостатического подшипника с продольными канавками в виде выкружек или лысок и внешним дросселем определяются соотношениями [1, 3]

$$K_r = \frac{4\rho_0 r_0^3}{c} K_r^*, \quad K_\theta = \frac{4\rho_0 r_0^2}{c} K_\theta^*$$

где $K_r^* = 3,006$ и $K_\theta^* = 1,058$ (см. таблицу, для $p_n^* = 5$; $\alpha = 0,25$; $\lambda = 1,5$; $\sigma = 0,67$; $\nu = 0,463$).

В результате соответствующих вычислений получим: $K_r = 176,8$ МН/м; $K_\theta = 3,11$ МН.

Ширину δ щели наддува (см. рис. 1) газового подвеса найдем исходя из параметров внешнего дросселя, которые в нашем случае для дросселя типа Ди-Шайрса [3] (см. рис. 1, А—А) определяются соотношением [3]

$$\psi = \frac{4\pi c^3 (r - r_0)}{n b \lambda \delta^2},$$

где r — внешний диаметр втулки подшипника; n — число отсеков дросселя; b — ширина одного отсека. Число отсеков и их ширину назначают, соотносясь с технологией изготовления щели наддува и диаметром вала подшипника, учитывая при этом, что перемычки между отсеками дросселя должны быть возможно меньшей ширины. Протяженность дросселя ($r - r_0$) не должна превышать 2—5 мм, так как в противном случае профилактическая очистка и промывка щели наддува затруднена. Принимая $n = 4$, $b = 68$ мм и $r - r_0 = 3$ мм, найдем, что при $\psi = 0,556$ (см. таблицу) ширина щели наддува для данного типа дросселя $\delta = 0,0093$ мм.

Если же щель наддува кольцевая, т. е. без перемычек, то ширина ее δ_k определяется из соотношения [1, 3]

$$\psi = 2c^3 \frac{\ln(r/r_0)}{\lambda \delta_k^3},$$

согласно которому при тех же исходных данных $\delta_k = 0,0088$ мм.

Полученные значения δ и δ_k являются оптимальными, т. е. радиальная жесткость K_r газового подвеса в этом случае будет максимальной.

Так как размеры δ и δ_k (~ 9 мкм) находятся на пределе технологических возможностей оборудования, то необходимо проанализировать влияние отклонений ширины дросселя от его оптимального значения на характеристики подшипника. В расчетные формулы ширина щели наддува входит неявно, через параметр ψ , поэтому в первую очередь требуется, исходя из результатов работ [1, 3], найти пределы изменения ψ , предполагая, например, что радиальная жесткость K_r подшипника не должна отличаться от максимальной более чем на 10 % и при этом расход газа через опору не должен превышать допустимого Q_2 . Как следует из работ [1, 3], радиальная жесткость $K_r^* = 0,9 K_r = 159,12$ МН/м газостатического подвеса достигается при $\psi_1 = 0,25$ и $\psi_2 = 1,15$. Для найденных значений ψ ширина щели (δ или δ_k , в зависимости от типа щели), угловая жесткость K_θ подвеса и расход газа Q через него будут: при $\psi_1 = 0,25$ $\delta_1 = 12,2$ мкм, $\delta_k = 11,6$ мкм, $K_\theta = 3,77$ МН, $Q_1 = 0,293$ л/с $< Q_2$; при $\psi_2 = 1,15$: $\delta_2 = 7,3$ мкм; $\delta_k = 7,0$ мкм; $K_\theta = 2,33$ МН; $Q_2 = 0,134$ л/с $< Q_2$.

Окончательно принимаем: для щели типа Ди-Шайрса $\delta = 9_{-1,5}^{+3}$ мкм, для кольцевой щели $\delta_k = 9_{-2}^{+2,5}$ мкм.

Таким образом, при изменении ширины щели дросселя в этих пределах радиальная жесткость опоры может быть меньше расчетной на 10 %. Угловая жесткость и расход газа через подшипник с увеличением ширины щели наддува могут возрасти соответственно на 21 и 33 % по отношению к их расчетным величинам и уменьшиться на 25 и 39 % если ширина δ или δ_k щели соответствует нижнему пределу допуска.

Список литературы

1. Табачников Ю. Б., Шевченко А. В., Степанчук В. И. Исследование и оптимизация радиальных газостатических подшипников с продольными канавками с учетом угловой жесткости. — Машиноведение, 1981, № 2, с. 100—107.
2. Пинегин С. В., Емельянов А. В., Табачников Ю. Б. Газодинамические подпятники со спиральными канавками. М.: Наука, 1977. 107 с.
3. Емельянов А. В., Федотов В. А., Приятельчук В. А. Характеристики радиальных опор с двойным дросселированием газового потока. — Машиноведение, 1977, № 2, с. 97—104.
4. Емельянов А. В., Федотов В. А., Дзюбинский Г. Г. Исследование газодинамических подпятников и улучшение их характеристик. — Машиноведение, 1976, № 3, с. 96—105.

УВАЖАЕМЫЕ ЧИТАТЕЛИ!

Напоминаем Вам, что наш журнал в розничную продажу не поступает и распространяется только по подписке, которую можно оформить в течение всего года на любой календарный срок и необходимое количество экземпляров. Подписка принимается агентствами (отделениями) Союзпечати или почтовыми отделениями.

Желающие могут подписаться на интересующий номер журнала до первого числа предподписного месяца, например, на четвертый номер — до 1 марта и т. д. Индекс журнала 70120, цена одного номера 85 коп.

Обо всех случаях отказа в подписке или несвоевременной доставке журнала необходимо известить редакцию с указанием наименования агентства или номера почтового отделения.