

**В. О. Федотов<sup>1</sup>, к.т.н., доцент,  
І. В. Віштак<sup>1</sup>, к.т.н., старший викладач,  
С. Я. Астрейко<sup>2</sup>, к.пед.н., доцент**

<sup>1</sup> Вінницький національний технічний університет

<sup>2</sup> УО «Мозирський державний педагогічний університет імені І. П. Шамякіна»

### ДОСЛІДЖЕННЯ ПНЕВМАТИЧНИХ ОПОР З АВТОМАТИЧНОЮ ЗМІНОЮ ШИРИНИ ДРОСЕЛЯ

Пневматичні опори з подачею стиснутого газу в робочі зазори знайшли використання в прецизійних приладах, шпиндельних вузлах верстатів [1–3], при роботі яких динамічні навантаження прогнозовані та відносно невеликі. Для більш широкого використання пневматичних опор необхідний пошук таких конструкцій, які мають найбільшу радіальну підйомну силу та відновлювальний момент газового шару при мінімальних витратах газу. Найбільш економічною (відношення підйомної сили до витрат газу) є пневматична опора з двома зовнішніми дроселями (рис. 1). Але у пневматичних опор з постійними характеристиками зовнішніх дроселів (отворів малого діаметра, пористих вставок, щілини подачі газу) значно зменшується їх радіальна жорсткість при збільшенні зовнішнього навантаження [4].

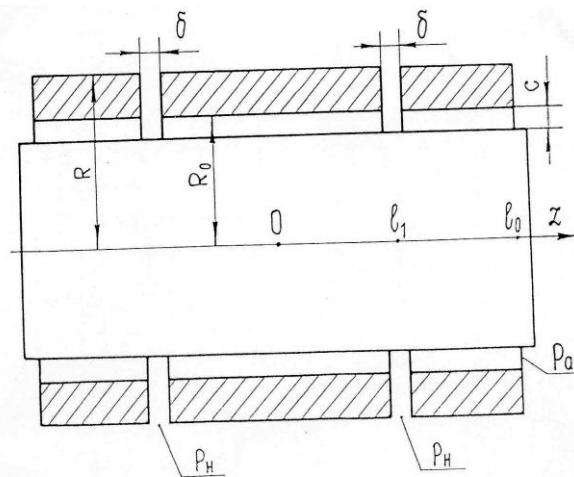


Рисунок 1 – Пневматична опора з двома щілинами постійної ширини  $\delta$  подачі газу

Одним із шляхів покращення характеристик пневматичних опор з щілинами подачі газу є використання дроселя, ширина якого змінюється [3, 5, 6] залежно від величини зовнішнього навантаження  $F_n$  (рис. 2).

Зовнішні сили  $P$ ,  $F_n$  та момент  $M_0 = F_n \cdot OK$  врівноважуються підйомною силою опори  $F$  та відновлювальним моментом  $M$ :

$$F = 4R_0^2 p_a F^*, \quad M = R_0^3 p_a M^*,$$

$$\text{де } F^* = K_\varepsilon^* \varepsilon, \quad M^* = K_\theta^* \theta.$$

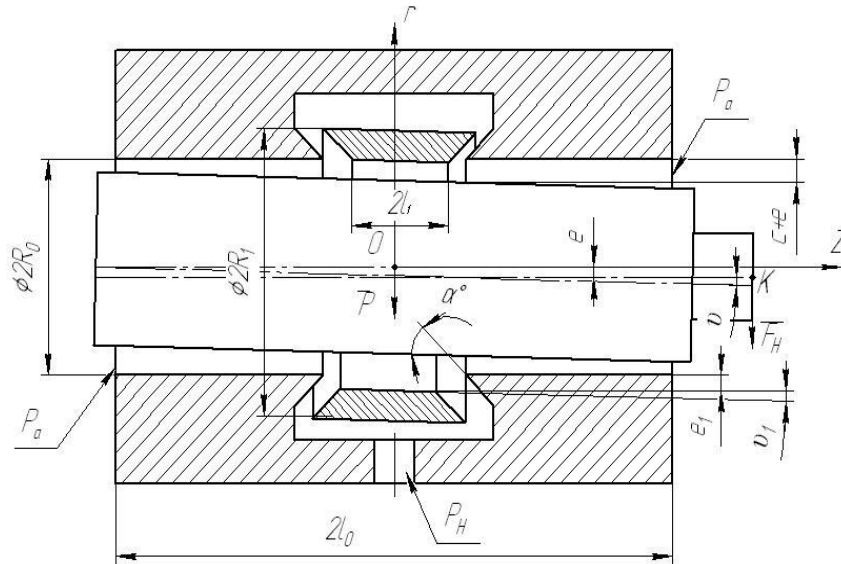


Рисунок 2 – Пневматична опора з консольним навантаженням на вал у якій автоматично змінюється ширина щілин подачі газу

Безрозмірні радіальна  $K_\varepsilon^*$  та кутова  $K_\theta^*$  жорсткості пневматичної опори (рис. 2):

$$K_\varepsilon^* = \frac{3}{4} \pi \psi \left( \left( \tau(\gamma + \beta(P_H^2 + \gamma)\cos\alpha) + \left( \gamma + (P_H^2 + \gamma)\cos\alpha \right) + \tau_1 + \int_{\alpha_1}^1 \frac{sh\lambda(1-\xi)d\xi}{\sqrt{1 + \frac{\tau_2}{1-\alpha_1}(1-\xi)}} \right) \right),$$

$$K_\theta^* = \frac{3}{4} \pi \frac{(P_H^2 - 1)(A\tau_3(1 + \beta\psi_0 \cos\alpha))}{\alpha_1} + (1 + \psi_0 \cos\alpha) \cdot \int_0^{\alpha_1} \frac{sh\lambda(1-\alpha_1) + A_1 sh\lambda(1-\xi) - sh\lambda(\xi - \alpha_1)}{(1 + \psi)(1-\alpha_1)\sqrt{1 + \tau_4(1-\xi)sh\lambda(1-\alpha_1)}} \xi.$$

$$\text{де } \psi = \frac{c^3 \ln\left(\frac{R_1}{R_0}\right)}{\delta_0^3 \lambda (1-\alpha_1) \sin\alpha}$$

$$\psi_0 = \frac{1 + \psi}{1 + 2\psi},$$

$$A = \frac{\psi(\lambda\alpha_1 sh\lambda(1-\alpha_1) + ch\lambda(1-\alpha_1) - 1)}{\lambda(\psi\lambda(1-\alpha_1)sh\lambda + sh\lambda\alpha_1 sh\lambda(1-\alpha_1))},$$

$$\tau_3 = \frac{\lambda\alpha_1 ch\lambda\alpha_1 - sh\lambda\alpha_1}{\sqrt{(P_H^2 + \psi)(1 + \psi)}}, \quad \tau_4 = \frac{P_H^2 - 1}{(1 + \psi)(1 - \alpha_1)},$$

$$A_1 = A\lambda^2(1 - \alpha_1)sh\lambda\alpha_1 - 1.$$

$$\tau = \frac{sh(\lambda\alpha_1) \cdot sh\lambda(1 - \alpha_1)}{\sqrt{\tau_2}};$$

$$\tau_1 = \lambda ch\lambda\alpha_1;$$

$$\tau_2 = \frac{P_H^2 - 1}{1 + \psi};$$

$$\gamma = 1 + \frac{\tau_2}{\psi\lambda \cdot ch\lambda(1 - \alpha_1) + ch\lambda\alpha_1 \cdot sh\lambda(1 - \alpha_1)}.$$

Розрахунки показали (табл. 1), що при малих безрозмірних витратах  $Q^*$  газу, найбільшу безрозмірну радіальну та кутову жорсткості забезпечують такі значення безрозмірних параметрів, як  $\psi$  і  $\alpha_1$  ( $\alpha_1 = l_1/l_0$ , рис. 2), при яких одночасно виконуються

умови:  $\frac{\partial K_\varepsilon^*}{\partial \psi}, \frac{\partial}{\partial \alpha_1} \cdot \frac{K_\varepsilon^*}{\sqrt[n]{Q^*}} = 0$  ( $n = 2, 3$ ) [3, 7]. В табл. 1 величина  $\delta_0$  – номінальний зазор в

щілинах при відсутності переміщень вала в пневматичній опорі (рис. 2), а для опори на рис. 1 –  $\delta = \delta_0$ .

Таблиця 1 – Оптимальні значення параметрів  $\alpha_1$  і  $\psi$  та відповідні їм значення безрозмірної радіальної  $K_\varepsilon^*$  та кутової  $K_\theta^*$  жорсткостей і безрозмірних витрат  $Q^*$  газу при  $P_H=5,0$

$\lambda$	$\alpha$	$\alpha_1$	$\psi$	$K_\varepsilon^*$	$K_\theta^*$	$Q^*$
Оптимум другого порядку (n=2)						
1	$\pi/2$ ( $\delta=\delta_0$ ) (рис. 1)	0,181	1,436	2,28	0,49	24,07
2		0,286	1,059	3,01	1,89	16,33
3		0,380	0,851	3,02	3,77	13,94
1	$\pi/4$ ( $\beta=1$ )	0,181	2,031	3,87	0,59	24,07
2		0,286	1,485	5,21	2,32	16,33
3		0,380	1,204	5,10	4,49	13,94
1	$\pi/4$ ( $\beta=0,5$ )	0,181	2,031	3,41	0,56	24,07
2		0,286	1,485	4,92	2,27	16,33
3		0,380	1,204	4,73	4,32	13,94
$\beta=c/\delta_0$ , $c$ – номінальний робочий зазор						

У випадку коли вал нерухомий, а зовнішнє навантаження прикладається до корпусу пневматичної опори (рис. 3), то дослідження показали, що при оптимальних параметрах (максимум  $K_\varepsilon^*$ ) її жорсткість (рис. 4, крива 2) значно перевищує жорсткість пневматичної опори з щілинами постійної ширини ( $\alpha = \pi/2$ ).

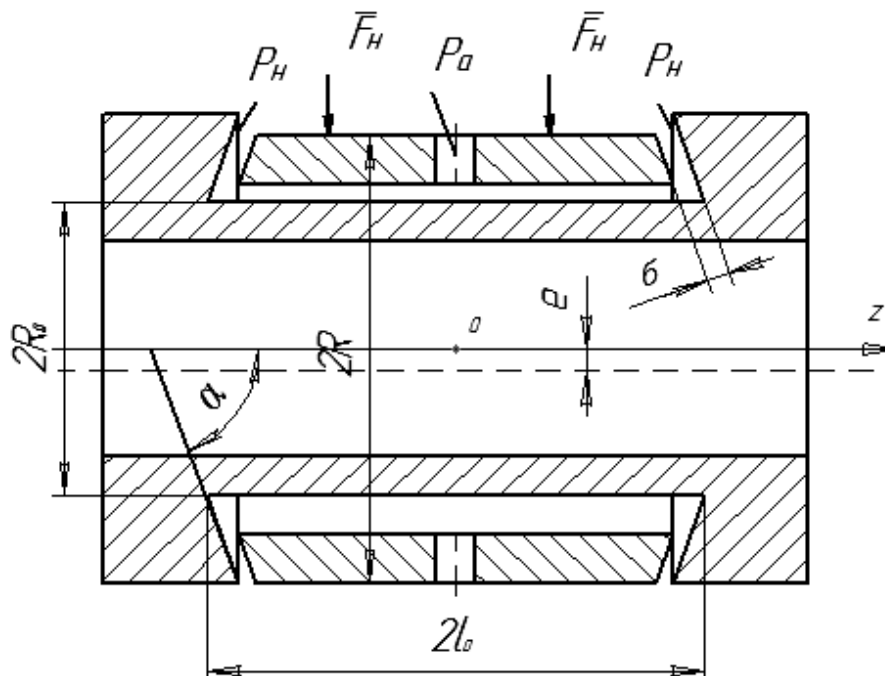


Рисунок 3 – Пневматична опора з рухомою втулкою і змінною шириною щілин подачі стиснутого газу

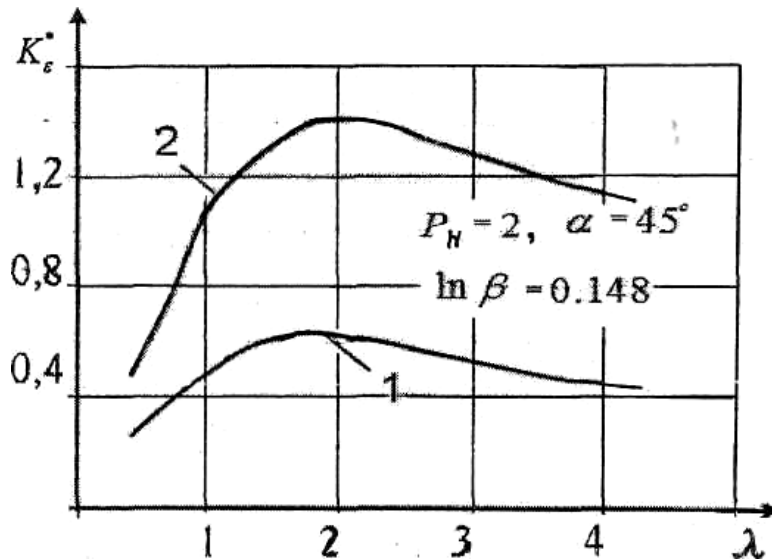


Рисунок 4 – Залежність безрозмірної жорсткості пневматичних опор від відносної їх відносної довжини  $\lambda=l/R_0$  (1 – опора з постійною шириною щілини подачі газу; 2 – опора з змінною шириною щілин)

Отже, пневматична опора (рис. 2) при оптимальних значеннях відносного положення щілин  $\alpha_1$  подачі стиснутого газу та параметра  $\psi$ , має (табл. 1) на 70% (при  $P_n=5,0$  і  $\lambda=\pi/4$ ) більшу безрозмірну радіальну жорсткість  $K_e^*$  і на 20% збільшення безрозмірної кутової жорсткості  $K_\theta^*$  порівняно з пневматичною опорою у якій ширина щілин стала (рис. 1,  $\delta = \delta_0 = const$ ). Звичайно, що конструктивні параметри опори з постійною шириною щілин подачі стиснутого газу були також оптимальні.

У пневматичній опорі (рис. 3) із змінною шириною щілин подачі стиснутого газу безрозмірна радіальна жорсткість  $K_e^*$  порівняно з опорою при сталій ширині щілин подачі газу на 93% більше при відносній довжині опори  $\lambda=l/R_0=0,4$  і зростає в 2,43 рази при  $\lambda=4$ .

Витрати газу через робочі зазори пневматичних опор з різними видами дроселів однакові при помірних переміщеннях вала (рис. 1, 2) або втулки (рис. 4).

### Література

1. Шейнберг С. А. Опоры скольжения с газовой смазкой / С. А. Шейнберг, В. П. Жедь, М. Д. Шишеев. – М. : Машиностроение, 1969. – 331 с.
2. Пинегин С. В. Статические и динамические характеристики газостатических опор / С. В. Пинегин, Ю. Б. Табачников, И. Е. Синенков. – М. : Наука, 1982. – 265 с.
3. Федотов В. О. Газові підвіси шпindelьних вузлів : монографія / В. О. Федотов, І. В. Федотова. – Вінниця : ВНТУ, 2010. – 244 с. – ISBN978-966-641-362-1.
4. Федотов В. О. До питання межі застосування метода сплайнів у розрахунках газових підвісів / В. О. Федотов, Є. В. Смирнов // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2002. – № 6. – С. 85–88.
5. А. с. 1139913 СССР, МКУ F 16 C 32 / 06. Газостатический подшипник / А. В. Емельянов, В. А. Федотов (СССР). – № 3572750 : Заявл. 06.04.1983 г. ; опуб. 15.02.1985. Бюл. № 6. – 2 с.
6. А. с. 1246250 СССР, МКУ Н 02 К 5 / 00. Электрическая машина / В. А. Федотов (СССР). – № 3805737 : Заявл. 29.10.1984 г. ; опуб. 23.07.1986. Бюл. № 27. – 3 с.
7. Емельянов А. В. Оптимальные параметры и сравнительные характеристики радиальных подвесов с непрофилированными рабочими поверхностями / А. В. Емельянов, В. А. Приятельчук, А. В. Шевченко // Машиноведение. – 1978. – № 6. – С. 81–89.