

**Віштак І. В.**

к.т.н., доцент

**Вінницький національний
аграрний університет****Vishtak I.**Candidate of Technical Sciences,
Associate Professor**Vinnitsia National Agrarian
University****УДК 621.822.57****DOI: 10.37128/2306-8744-2022-4-10****ВПЛИВ ГЕОМЕТРИЧНИХ
ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОВИХ
ОПОР НА СТІЙКІСТЬ
ВИСОКОШВИДКІСНИХ
ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ**

Точність обробки та продуктивність металорізальних верстатів значною мірою визначаються вихідними характеристиками шпindelного вузла (ШВ), оскільки він є останньою ланкою кінематичного ланцюга головного приводу. У зв'язку з цим до ШВ висувуються високі вимоги щодо забезпечення високої точності обертання, швидкохідності, параметричної надійності тощо. Оскільки рух формоутворення здійснюється шпинделем та шпindelними підшипниками, то саме вони роблять вирішальний внесок у вихідні характеристики шпindelних вузлів.

Встановлення шпindelів на газові опори (підшипники) дозволяє суттєво підвищити точність обертання та швидкохідність шпинделя, практично повністю усунути його вібрацію, спростити конструкцію та значно підвищити параметричну надійність шпindelного вузла. Досліджено параметри газозмазального шару в кінцевих опорах шпindelів та виведено рівняння тиску газу в зазорах газової кінцевої опори з нанесеними на опорну шийку шпинделя канавками різного профілю. Визначено оптимальні геометричні параметри профілю глухих поздовжніх канавок, нанесених на робочі поверхні шийок шпинделя. Проведено дослідження за допомогою числових методів із використанням сучасного програмного забезпечення.

Ключові слова: шпindelний вузол, газова опора, кінцева опора, поздовжня канавка, витрати газу, жорсткість опори.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Численні та важливі переваги газових опор викликали великий інтерес їх застосування у високошвидкісних ШВ металообробних верстатів. В основі успішного впровадження таких опор у різноманітні конструкції ШВ лежать роботи таких вчених як, Баласаньяна В.С., Жедя А.П., Заблоцького Н.Д., Зав'ялова Г.А., Пінегіна С.В., Сіпенкова Н.Є., Табачникова Ю.Б., Шейнберга С.А. та інших, і навіть низки зарубіжних вчених Гресема Н.С., Константинеску У.Л., Морі Х. та інших [2-5].

Досвід експлуатації газових опор в конструкції шпindelних вузлів дозволив виявити і їх недоліки – відносно малі несучі

жорсткість і здатність мастильного шару, а також втрату стійкості при певних режимах роботи. Вирішенню завдань підвищення експлуатаційних характеристик газостатичних опор ШВ присвячено численні роботи.

Дослідженнями Шейнберга С.А., Шустер В.Г., Монтомері А., Робінсона С., Маджумдара В.С., Морі Х., Ябе Х. та ін. встановлено, що опори гладенькими поверхнями мають підвищену жорсткість, несучу здатність та вібростійкість мастильного шару в порівнянні з іншими типами газових опор. Це досягається рівномірною подачею газу в зазор підшипника. Разом з тим, такі поверхні нестабільні у розмірах, для таких



опор характерна велика витрата повітря, що подається [1, 6-9].

Внаслідок цього перспективними є конструкції шпindelних опор, на робочих поверхнях яких, нанесено глухі канавки змінної глибини, через які газ подається в робочий зазор. Аналіз робіт показав, що авторами вже розроблені дуже спрощені математичні моделі течії газу в зазорі підшипників, які до того ж працюють виключно в режимі опори. У зв'язку з цим питання про особливості експлуатаційних характеристик газостатичних опор із глухими канавками змінної глибини високошвидкісних ШВ залишається відкритим.

Метою роботи є підвищення ефективності роботи ШВ внутрішньошліфувальних верстатів за рахунок розробки та застосування конічних газостатичних опор з глухими канавками змінної глибини.

Викладення основного матеріалу.

Диференціальне рівняння, що описує поле тиску газу в зазорі підшипника, отримане на основі рівнянь політропи, нерозривності, руху, енергії, а також рівняння течії газу. При цьому приймаються такі фундаментальні в теорії газового мастила припущення [10]:

- 1) перебіг газу в канавках в'язке та ламінарне;
- 2) перебіг газу в зазорі підшипника ізотермічне, а сам газ стискається і задовольняє рівняння стану (1)

$$\frac{P}{\rho} = R \cdot T = const, \quad (1)$$

де P – тиск газу в шарі; ρ – густина газу; R – універсальна газова стала; T – абсолютна температура;

3) радіус шпінделя набагато більше товщини мастильного шару;

4) товщина мастильного шару така, що дозволяє знехтувати течією в зазорі у напрямку нормалі до стінок підшипника і вважати тиск у цьому напрямку постійним;

5) масові та інерційні сили зневажливо малі порівняно з силами в'язкого тертя та відновлюючою силою мастильного шару, що зрівноважує зовнішнє навантаження;

6) режим роботи підшипника стаціонарний.

Прийняті припущення дозволяють визначити поле тиску газу в зазорі підшипника з глухими канавками змінної глибини за допомогою рівняння Рейнольдса [10].

Досліджується конічна газова опора (рис. 1) з поздовжніми канавками, показана на рис. 2, в якій газ під тиском P_H подається у робочий зазор, де розділяється на два потоки, протікає через профільовані області 1 і 3 та гладкі – 2 і 4

та витікає в атмосферу.

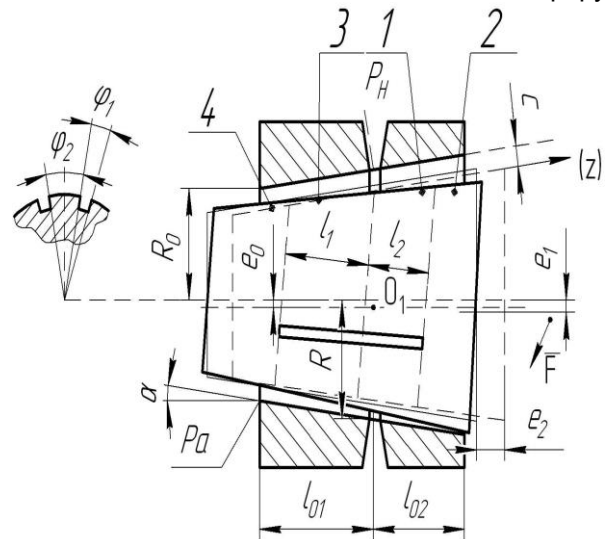


Рис. 1 – Конічна опора з канавками змінної глибини

Припускається, що процес є ізотермічним, при цьому розглядаються рівняння течії, нерозривності, енергії та стану газу, що дозволяє одержати диференціальне рівняння в частинних похідних для визначення тиску в довільній локальній точці газового шару. Кінцевою метою розрахунків є визначення навантажувальної здатності шару газу та його жорсткості у різних напрямках [11, 12].

Розглядається можливість одночасного зменшення колового непродуктивного перетікання газу і підвищення радіальної жорсткості опори за рахунок використання канавок змінної глибини. Вважається, що тиск газу в межах однієї канавки є постійною величиною. На рис. 2 показано два види профілю запропонованих канавок, які наносяться на поверхню вала конічної газової опори, де σ_0 – максимальна глибина канавки, σ – мінімальна глибина канавки.

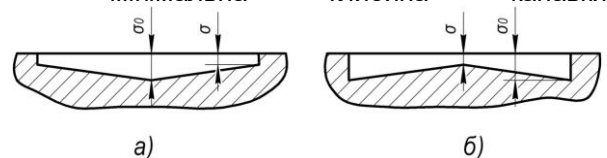


Рис. 2 – Профіль поздовжніх канавок, глибина яких зменшується (а) та збільшується (б) в напрямку течії газу за лінійним законом

Розв'язуємо рівняння в частинних похідних другого порядку, які дозволяють визначити зміну тиску в тонкому ізотермічному шарі газу між двома конічними поверхнями, одна з яких профільована канавками змінної глибини. Рівняння отримано на основі рівняння Рейнольдса [1] та припущень про те, що кількість канавок є достатньо великою і тому можливо проводити розрахунки для однієї



канавки, а результати поширити на всю опору в цілому.

$$\frac{\partial}{\partial q_1}(\rho V_1 H_2) + \frac{\partial}{\partial q_2}(\rho V_2 H_1) + \frac{\partial}{\partial q_3}(\rho V_3 H_1 H_2) = 0, \quad (2)$$

де q_1, q_2, q_3 – криволінійні координати; ρ – густина газу; P – тиск газу в мастильному шарі; V_1, V_2, V_3 – проекції швидкості на координатні

осі; H_1, H_2, H_3 – коефіцієнти Ляме ($H_3 = 1$, оскільки координата q_3 лінійна).

Математична модель конічної газової опори подана у вигляді диференціального рівняння в частинних похідних розподілу тиску газу в робочих зонах 1 – 4 (рис. 1).

Перша та третя області газового шару конічної опори:

$$\chi_1^2 \frac{\partial^2 u_i}{\partial \xi^2} + \chi_1 \lambda t g(\alpha) \left[1 + \frac{3\gamma\chi_1}{\beta_1 h_q} (\psi \alpha_0 - \theta v (v^2 h^2 + \alpha_0) \cos(\varphi)) \right] \frac{\partial u_i}{\partial \xi} + \frac{\lambda \mathcal{H}^2}{(1 - \alpha)^2 \beta_1 \beta_2} \left[h \frac{\partial^2 u_i}{\partial \varphi^2} + \frac{3(\varepsilon + \theta \xi)}{\beta_2 h_q} \beta_3 \sin(\varphi) \frac{\partial u_i}{\partial \varphi} \right] = 0, \quad (3)$$

де $\lambda = (l_{01} + l_{02}) / (2R_0)$ – відносна довжина опори; $\mathcal{H} = v^2 / \cos^2 \alpha$; α – кут конусності опори; $v = c / (c + \sigma_0)$ – параметр зміни зазору газового шару внаслідок нанесення канавки; $\chi_1 = \alpha_1 + \lambda \xi t g \alpha$; $h_v = 1 - \zeta - (\varepsilon + \theta \xi) \cos \varphi$ – зазор між гладенькими частинами поверхні шпинделя та втулки в безрозмірних величинах; $\zeta = (e_2 \sin \alpha) / c$ – відносне осьове зміщення вала; кут φ відраховуємо від площини, яка проходить через осі шпинделя та втулки в ділянці мінімального значення зазору; $\theta = (e_1 \cos \alpha) / c$ – відносний кутовий перекосяк вала; $\varepsilon = (e_0 \cos \alpha) / c$ – відносне радіальне зміщення шпинделя; $h_q = 1 - v \zeta + \psi \xi - v(\varepsilon + \theta \xi) \cos \varphi$ – зазор між дном канавки та втулкою опори в безрозмірних величинах; $\xi = (2z \cos \alpha) / (l_{01} + l_{02})$ – відносна

відносна довжина опори; променева координата; $\beta = \sigma / (c + \sigma_0)$ – параметр зміни глибини канавки за лінійним законом; $\alpha_1 = R_1 / R_0$; $\gamma = 1 / (\lambda t g \alpha)$; $h = h_v / h_q$; $\psi = \beta + v - 1$; $\beta_1 = \alpha_0 + v^3 h^3$; $\beta_2 = 1 + \alpha_0 v^3 h^3$; $\beta_3 = 1 + \alpha_0 v^4 h^4$; $\beta_4 = \alpha_0 + v^2 h^2$; $\alpha_0 = \alpha / (1 - \alpha)$; $\alpha = \varphi_1 / (\varphi_1 + \varphi_2)$ – відносна ширина канавки.

Для першої області: $i=1$; $0 \leq \xi \leq \alpha_{22}$; $\alpha_{22} = 2l_2 / (l_{01} + l_{02})$.

Для третьої області: $i=3$; $-\alpha_{11} \leq \xi \leq 0$; $\alpha_{11} = 2l_1 / (l_{01} + l_{02})$.

Друга та четверта області газового шару конічної опори:

$$\chi_1^2 \frac{\partial^2 u_i}{\partial \xi^2} + \chi_1 t g(\alpha) \left[1 - \frac{3\theta \gamma \chi_1}{h_v} \cos(\varphi) \right] \frac{\partial u_i}{\partial \xi} + \lambda^2 g \left[\frac{\partial^2 u_i}{\partial \varphi^2} + \frac{3(\varepsilon + \theta \xi)}{h} \sin(\varphi) \frac{\partial u_i}{\partial \varphi} \right] = 0, \quad (4)$$

де $i=2$; $\alpha_{22} \leq \xi \leq \alpha_{02}$; $\alpha_{02} = 2l_{02} / (l_{01} + l_{02})$ – для другої області;

$i=4$; $-\alpha_{10} \leq \xi \leq -\alpha_{11}$; $\alpha_{10} = 2l_{01} / (l_{01} + l_{02})$ – для четвертої області.

Диференціальні рівняння у частинних похідних (3) та (4) роз'язувались із застосуванням методу сплайнів. Запропоновано два види профілю канавок змінної глибини (рис. 2), їх математичний опис з врахуванням напрямку нахилу канавок від точки подачі стиснутого газу (середина канавки). В результаті розрахунків визначено тиск газу в чотирьох ділянках робочої зони конічної опори та, враховуючи отримані значення тисків, знайдено безрозмірні радіальну та осьову навантажувальні здатності, відновлювальний момент та витрати газу конічної опори з канавками змінної глибини [10, 13].

В конструкції високошвидкісного шпинделя (рис. 1) газ (повітря) під тиском P_n надходить в робочі зазори конічної опори. На

поверхні вала газової опори виконано поздовжні глухі канавки змінної глибини (глибина зменшується в напрямку течії газу рис. 2,а).

Дослідження показали, що при збільшенні кількості поздовжніх канавок жорсткість конічної опори підвищується (рис. 3), асимптотично наближуючись до деякого граничного значення. Однак цей приріст жорсткості досить невеликий: при 18 канавках жорсткість нижча за розрахункове значення, отримане для необмеженої кількості канавок, на 8%, а збільшення числа канавок до 24 дає збільшення жорсткості лише на 1,2%. Отже, при виготовленні опор з поздовжніми канавками достатньо робити кількість канавок 18 – 20.

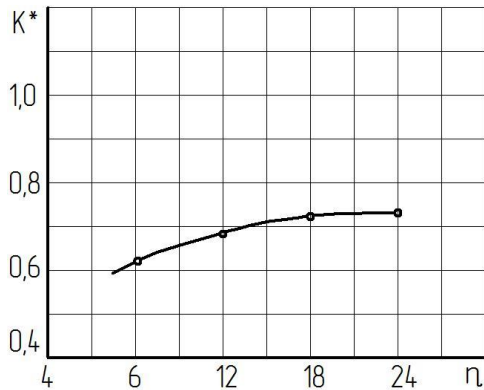


Рис. 3 – Залежність жорсткості конічної опори від числа поздовжніх канавок (в безрозмірних координатах)

Стійкість характеристик шпинделя з канавками змінної глибини до радіального зміщення значно менша, ніж у шпинделя з канавками постійної глибини (рис. 4, 5). Отже, всі аналітичні вирази і результати отримані вище з припущеннями, що шпиндель обертається без перекосів та радіального зміщення, коректні практично на всьому діапазоні можливих значень відносного радіального зміщення та перекосів.

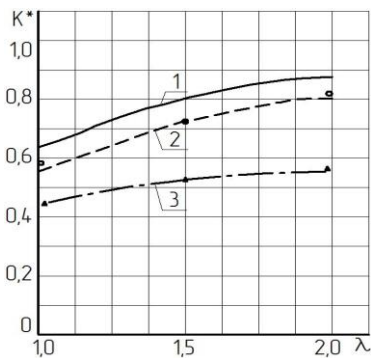


Рис. 4 – Залежність жорсткості конічної опори від відносної довжини опори: 1 – розрахункова крива; 2 – експериментальна крива для опори зі змінними канавками; 3 – експериментальна крива для опори з канавками постійної глибини (в безрозмірних координатах)

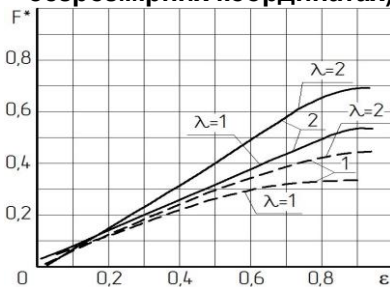


Рис. 5 – Залежність несучої сили F^* від відносного радіального зміщення ϵ ($P_H=2$):

1 – конічна опора зі змінними канавками; 2 – конічна опора з канавками сталої глибини (в безрозмірних координатах)

Висновки та перспективи подальших досліджень. Експериментальна перевірка фактичних витрат стиснутого газу через конічні опори показала, що вони практично не залежать від кількості та форми канавок і несуттєво відрізняються від розрахункових значень.

Опори, геометричні параметри яких близькі до оптимальних, стійко працюють на всьому діапазоні навантажень. Ні на одній з опор, на яких проводилися експерименти, виникнення автоколивань не спостерігалось. Дослідженнями встановлено, що за умови однакових енергетичних витрат та оптимальних параметрів поздовжніх канавок змінної глибини (глибина канавок зменшується в напрямку течії газу) конічної опори, її радіальна жорсткість більша на 36% при $\alpha = 2^\circ$ і на 40% при $\alpha = 4^\circ$ порівняно з конічними опорами з оптимальними параметрами канавок постійної глибини.

Список використаних джерел

1. Федотов В.О., Савуляк В. І., Соломон А. М. Характеристики конічних підвісів з поздовжніми глухими мікроканавками постійної ширини і різним профілем по глибині. Вісник Вінницького політехнічного інституту, 2019, № 1(142), С. 78-85.
2. Vishtak I.V., Fedotov V.A., Solomon A.N. Investigation of Radial Gas Bearings with Longitudinal Micro-Grooves of Various Transverse Profiles. Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2020, стр. 1349–1356.
3. Vishtak I., Petrov O., Savulyak V. and Sukhorukov S. Influence of the profile of longitudinal grooves of various depths on increasing static characteristics of radial gas bearings. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2021, 012011 IOP Publishing doi:10.1088/1757-899X/1060/1/012011.
4. Савуляк В. І., Федотова І. В. Статичні характеристики пневматичного конічного підвісу шпиндельного вузла з канавками змінної глибини. Вестник НТУУ «КПІ» Серія машиностроение, 2012, № 64, С. 162–167.
5. Степанчук В. І., Федотов В. О. Лінійний статичний аналіз газостатичних конічних підвісок, профільованих поздовжніми канавками. Вісник ВПІ, 1994, № 3 (4), С. 57 – 61.
6. Федотов В. О., Степанчук В. І. Оптимізація параметрів шпиндельних вузлів на газових конічних підвісках, профільованих поздовжніми канавками. Вісник ВПІ, 1997, № 4, С. 70 – 75.
7. Федотов В. О., Смирнов Є. В. До питання межі застосування метода сплайнів у розрахунках газових підвісів. Вісник ВПІ, 2002, № 6, С. 85 – 88.
8. Федотов В. О., Федотова І. В. Характеристики конічних газових підвісок поздовжніми канавками змінної глибини. Вісник ВПІ, 2008, № 2, С. 76 – 80.



9. Федотов В. О., Зменшення витрат газу в газостатичних опорах з поздовжніми канавками. Вісник ВПІ, 2010, № 3, С. 99 – 102.
10. Федотов В. О., Федотова І. В. Газові підвіси шпindelних вузлів : монографія. Вінниця, ВНТУ, 2010, 244 с.
11. Федотов В. О., Федотова І. В. Оптимізація конструктивних параметрів шпindelних вузлів на газостатичних опорах. Всеукраїнський науково-технічний журнал Промислова гідравліка і пневматика, 2011, №4 (34), С. 40 – 44.

References

1. Fedotov V.O., Savulyak V.I., Solomon A.M. Characteristics of conical suspensions with longitudinal blind microgrooves of constant width and different depth profiles. Vinnytsia Polytechnic Institute Bulletin, 2019, No. 1(142), pp. 78-85.
2. Vishtak I.V., Fedotov V.A., Solomon A.N. Investigation of Radial Gas Bearings with Longitudinal Micro-Grooves of Various Transverse Profiles. Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2020, стр. 1349–1356.
3. Vishtak I., Petrov O., Savulyak V. and Sukhorukov S. Influence of the profile of longitudinal grooves of various depths on increasing static characteristics of radial gas bearings. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2021, 012011 IOP Publishing doi:10.1088/1757-899X/1060/1/012011.
4. Savulyak V. I., Fedotova I. V. Static characteristics of a pneumatic conical suspension of a spindle unit with grooves of variable depth. Bulletin of NTUU "KPI" Mechanical engineering series, 2012, No. 64, pp. 162167.
5. Stepanchuk V.I., Fedotov V.O. Linear static analysis of gasostatic conical suspensions profiled with longitudinal grooves. VPI Bulletin, 1994, No. 3 (4), pp. 57-61.
6. Fedotov V. O., Stepanchuk V. I. Optimization of parameters of spindle assemblies on gas conical suspensions profiled with longitudinal grooves. VPI Bulletin, 1997, No. 4, pp. 70-75.
7. Fedotov V. O., Smirnov E. V. On the question of the limits of the spline method in calculations of gas suspensions. VPI Bulletin, 2002, No. 6, pp. 85-88.
8. Fedotov V. O., Fedotova I. V.

Characteristics of conical gas suspensions with longitudinal grooves of variable depth. VPI Bulletin, 2008, No. 2, pp. 76-80.

9. Fedotov V. O., Reduction of gas consumption in gas static supports with longitudinal grooves. VPI Bulletin, 2010, No. 3, pp. 99-102.

10. Fedotov V. O., Fedotova I. V. Gas suspensions of spindle assemblies: monograph. Vinnytsia, VNTU, 2010, 244 p.

11. Fedotov V. O., Fedotova I. V. Optimization of design parameters of spindle assemblies on gas-static supports. All-Ukrainian Scientific and Technical Journal Industrial Hydraulics and Pneumatics, 2011, No. 4 (34), pp. 40-44.

INFLUENCE OF GEOMETRIC CHARACTERISTICS OF GAS BEARINGS ON THE DURABILITY OF HIGH-SPEED SPINDLE ASSEMBLIES.

The processing accuracy and productivity of metal-cutting machines are largely determined by the initial characteristics of the spindle assembly, since it is the last link in the kinematic chain of the main drive. Therefore, high demands are placed on spindle assemblies to ensure high rotational accuracy, high speed, parametric reliability, etc. Since the movement of shaping is carried out by the spindle and spindle bearings, they make a decisive contribution to the initial characteristics of the spindle units.

The installation of spindles on gas bearings makes it possible to significantly increase the accuracy of rotation and speed of the spindle, almost completely eliminate its vibration, simplify the design and significantly increase the parametric reliability of the spindle assembly. The parameters of the gas lubricating layer in the conical bearings of the spindle are investigated and the equation of gas pressure in the gaps of the gas conical bearing with grooves of different profiles applied to the bearing shaft of the spindle is derived. The optimal geometric parameters of the profile of longitudinal blind grooves applied to the working surfaces of the spindle shaft are determined. Investigations were carried out using numerical methods using modern software.

Key words: spindle assembly, gas support, conical support, longitudinal groove, gas flow rate, support rigidity.

Відомості про авторів

Віштак І. В., к.т.н, доцент, Вінницький національний технічний університет

Vishtak I., Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Vinnytsia National Technical University