

СИСТЕМАТИЗАЦІЯ ЗАСТОСУВАНЬ ОПЕРАТОРА ПАРАЛЕЛЬНОГО ПЕРЕНЕСЕННЯ В МОДЕЛЮВАННІ ПЛОСКИХ ВІДСІКІВ ІНСТРУМЕНТАЛЬНИХ ПОВЕРХОНЬ

Розглядається застосування плоских відсіків як модулів моделей інструментальних поверхонь. Виконано морфологічний вибір елементарних представників, котрі утворено дією оператора паралельного переміщення, результати якого візуалізовані, математично описані та підтримані прикладом проектного використання. Представлений комплекс геометричних модулів і їх математичних описів пропонується до багатогалузевого використання в системах автоматизованого проектування з інструментальною складовою, що орієнтовані на обслуговування формоутворюючих машинобудівних та інших технологій.

Ключові слова: інструментальна поверхня, моделювання, багатопараметричні відображення, оператор паралельного переміщення, плоский відсік, систематизація.

Зубкова Ніна Вікторівна, кандидат технічних наук, доцент, кафедра інтегрованих технологій машиностроєння ім. М. Ф. Семко, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна, e-mail: zs_nina@mail.ru.

Третяк Тетяна Євгенівна, старший викладач, кафедра інтегрованих технологій машиностроєння ім. М. Ф. Семко,

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна.

Гуцаленко Юрій Григорійович, старший науковий співробітник, кафедра інтегрованих технологій машиностроєння ім. М. Ф. Семко, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна.

Зубкова Ніна Вікторівна, кандидат технічних наук, доцент, кафедра інтегрованих технологій машинобудування ім. М. Ф. Семка, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна.

Третяк Тетяна Євгенівна, старший викладач, кафедра інтегрованих технологій машинобудування ім. М. Ф. Семка, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна.

Гуцаленко Юрій Григорійович, старший науковий співробітник, кафедра інтегрованих технологій машинобудування ім. М. Ф. Семка, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна.

Zubkova Nina, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Ukraine, e-mail: zs_nina@mail.ru.

Tretyak Tatyana, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Ukraine.

Gutsalenko Yuriy, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Ukraine

УДК 621

DOI: 10.15587/2312-8372.2015.51474

**Віштак І. В.,
Савуляк В. І.**

ПІДВИЩЕННЯ ЖОРСТКОСТІ ТА ТЕХНОЛОГІЧНИХ МОЖЛИВОСТЕЙ ШПИНДЕЛІВ НА ПНЕВМАТИЧНИХ ОПОРАХ

Показано, що застосування шпинделів на пневматичних опорах з нанесеними на них канавками змінного профілю дозволяє підвищити жорсткість верстатів. Виявлено, що найбільший вплив має глибина канавок та закон її зміни. Це дозволяє покращити технологічні можливості системи. Розроблено методіку оптимального проектування шпинделів на пневматичних опорах з нанесеними канавками змінної глибини.

Ключові слова: шпиндель, пневматична опора, канавка змінної глибини, жорсткість, технологічна можливість.

1. Вступ

Успішне впровадження опор на газовому мащенні в різних сферах виробництва пояснюється якістьми газового мастильного матеріалу. Мінімальні втрати на тертя, а отже, й незначне тепловиділення, що є наслідком малої в'язкості газів, дозволяє досягти досить великих частот обертання. За рахунок відсутності перепадів сил тертя при відносному переміщенні вузлів, розділених мастильним газовим шаром, також є можливість забезпечити переміщення з мінімальною швидкістю ковзання. Опори з газовим мащенням, не втрачаючи своїх експлуатаційних якостей, можуть працювати в широкому діапазоні температур та тисків (в'язкість газів практично не залежить від температури та тиску), а також в зоні підвищеної радіації (гази не схильні до фазових змін). Крім того, у вузлах на опорах з газовим мащенням, що правильно розраховані та виготовлені, зношування

робочих поверхонь практично відсутнє. Газ, що виходить під підвищеним тиском із зазорів опор, не забруднює навколишнє середовище та оберігає робочі поверхні від потрапляння на них через мастильний шар пилу, абразиву тощо.

В сучасних прецизійних верстатах все більшого застосування набувають пневматичні опори, що забезпечують потрібну орієнтацію робочих поверхонь і чутливих елементів [1–3]. Тому до них висуваються додаткові вимоги, що впливають з умов експлуатації. В процесі обробки на шпиндель верстата діють сили різання, які викликають відносно зміщення вала. Значення сил різання безперервно змінюються, що впливає на точність обробки. Для зменшення цих похибок застосовуються пневматичні опори з підвищеною жорсткістю.

Таким чином, створення пневматичної опори з оптимізованими параметрами конструкції, що призначені для високошвидкісних верстатів підвищеної точності, яка

задовольнить вимоги вибухо- і пожежобезпеки та дозволить підвищити жорсткість та технологічні можливості шпинделя при його високому коефіцієнті корисної дії, є актуальною задачею.

2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

В результаті порівняльного аналізу багатьох типів підшипників шпинделів були виявлені основні переваги та недоліки опор, а також було встановлено, що найбільш раціональними для високих швидкостей є газові опори [2, 4, 5]. Шпинделі на конічних газових опорах мають на відміну від шпинделів з радіальними опорами меншу кількість поверхонь з їх відносно точним розташуванням. Крім того, такі опори протидіють одночасно радіальним та осьовим зусиллям, що необхідно для більшості верстатів і це дозволяє рекомендувати їх переважно застосування.

Розглянуто різні види опор шпинделів та наведено їх переваги та недоліки [1, 6, 7]. Зроблено вагомий внесок в напрямках математичного моделювання, конструювання та розрахунку газових опор. Крім того, розробці математичних моделей специфічних газових опор присвячені наукові роботи [8–10].

В розглянутих роботах [8, 11, 12] методами математичного моделювання та експериментально досліджуються газові опори: циліндричні одинарні, здвоені та з під'ятниками; конічні та інші. Разом з тим, недостатньо уваги приділено заходам для підвищення жорсткості пневматичних опор і, зокрема, шляхом нанесення на робочих поверхнях різних канавок, з врахуванням ефективності конструктивних заходів. Встановлено, що для більшості швидкісних шпинделів верстатів широкою гама найбільш прийнятними є газові опори з конічними робочими поверхнями, які можуть забезпечити задовільне співвідношення радіальної та осьової жорсткості та точності обертання.

В результаті проведеного огляду відомих робіт, аналізу сучасного стану та тенденцій розвитку газових опор сформульовано мету та завдання дослідження.

3. Об'єкт, мета та задачі дослідження

Об'єкт дослідження – пневматичні опори шпинделів високошвидкісних верстатів.

Метою проведених розрахунків та досліджень було підвищення жорсткості та технологічних можливостей пневматичної конічної опори без збільшення енергетичних витрат за рахунок зміни конфігурації опори.

Для досягнення поставленої мети необхідно було вирішити такі задачі:

- виконати аналітичний огляд відомих типів опор для швидкісних шпинделів з метою вибору більш раціонального;
- проаналізувати відомі конструкції пневматичних опор шпинделів з метою обґрунтування найбільш ефективної за критеріями жорсткості;
- розробити інженерну методику оптимального проектної опори шпинделя з нанесеними глухими поздовжніми канавками змінної глибини.

4. Результати досліджень конструкції та роботи шпинделя на пневматичній опорі

Об'єктом досліджень був вибраний шпиндель на пневматичній конічній опорі з канавками змінної глибини, розроблений у Вінницькому технічному університеті.

Запропоновано методику розрахунку опори з канавками змінної глибини на валу. Зміщення валу під дією зовнішньої сили F^e (рис. 1) представлено у вигляді двох незалежних зміщень: поступального – в напрямку перпендикулярному вісі на величину e_0 та обертального навколо вісі, що проходить перпендикулярно площині, яка утворюється осями вала та втулки через точку O_1 . Кутове переміщення валу характеризується відстанню e_1 (рис. 1).

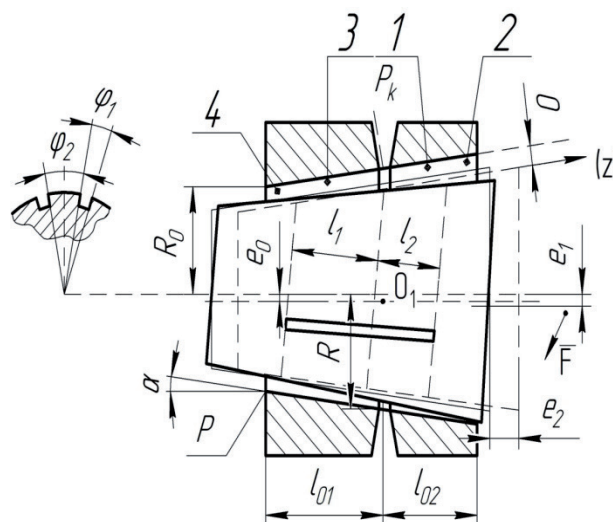


Рис. 1. Конічна газостатична опора з канавками змінної глибини

Реакцію газового шару при наявності радіального та кутового зміщення валу приводимо до центру O_1 у вигляді однієї сили F_p і пари сил з моментом M . Величину моменту пари сил знайдемо з виразу (рис. 1):

$$M = F_e (l_{02} + l_p). \quad (1)$$

Звісно, що реакція газового шару F_p рівна за величиною F_e і ці сили направлені в протилежні сторони. В протилежному випадку вал опори не був би врівноважений.

Вище показано, що сила F_p та відновлювальний момент реакції газового шару в широкому діапазоні лінійно залежать від e_0 та e_1 . Тому F_p та M можна записати у вигляді:

$$F_p = K_{e0}e_0 + K_{e1}e_1, \quad (2)$$

$$M = K_{00}e_1 + K_{0e}e_0. \quad (3)$$

Величини e_0 та e_1 пов'язані між собою умовою $e_0 + e_1 \leq 1$.

Зауважимо, що при умові $(e_0 + e_1) = 1$ при контакті вала та втулки, коли конічна опора буде вже непрацездатною.

Приймаємо:

$$e_0 + e_1 = 0,8. \quad (4)$$

Використовуючи вирази (3) та (4) запишемо у безрозмірному вигляді:

$$F_\varepsilon^* = K_{\varepsilon\varepsilon}^* \varepsilon + K_{\varepsilon\vartheta}^* \vartheta, \quad (5)$$

$$M^* = F^* (\alpha_{02} + \alpha_p), \quad (6)$$

де $\alpha_{02} = l_{02}/R_0$; $\alpha_p = l_p/R_0$ (рис. 2).

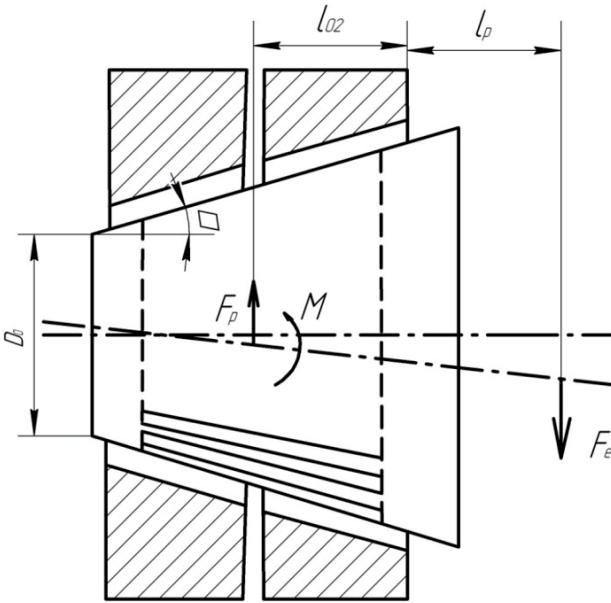


Рис. 2. До розрахунку кінчної опори

Приведемо до безрозмірного вигляду умову (4):

$$\varepsilon + \vartheta = 0,8. \quad (7)$$

З виразів (5) і (6) та умови (7) знаходимо взаємозв'язок між безрозмірними переміщеннями валу ε , ϑ , розмірами кінчної опори та навантаженнями на вал:

$$\vartheta = \frac{0,8[K_{\vartheta\varepsilon}^* + K_{\varepsilon\varepsilon}^* (\alpha_{02} + \alpha_p)]}{K_{\vartheta\varepsilon}^* - K_{\vartheta\vartheta}^* + (K_{\varepsilon\vartheta}^* - K_{\varepsilon\varepsilon}^*) (\alpha_{02} + \alpha_p)},$$

$$\varepsilon = \frac{0,8[K_{\vartheta\vartheta}^* + K_{\varepsilon\vartheta}^* (\alpha_{02} + \alpha_p)]}{K_{\vartheta\vartheta}^* - K_{\vartheta\varepsilon}^* + (K_{\varepsilon\varepsilon}^* - K_{\varepsilon\vartheta}^*) (\alpha_{02} + \alpha_p)}. \quad (8)$$

Тепер можна знайти підйомну силу кінчної опори та відновлювальний момент вузла:

$$F = 4R_0^2 p_a \left((K_{\varepsilon\varepsilon}^* - K_{\varepsilon\vartheta}^*) \varepsilon + 0,8 K_{\varepsilon\vartheta}^* \right),$$

$$M = 4R_0^3 p_a \left((K_{\vartheta\varepsilon}^* - K_{\vartheta\vartheta}^*) \varepsilon + 0,8 K_{\vartheta\vartheta}^* \right). \quad (9)$$

Величини знаходяться з попередньо розрахованих в роботах [9, 10, 13].

Для того, щоб кінчна опора була працездатна, потрібна статична стійкість її положення рівноваги.

У відповідності до критерію Сільвестра [6], необхідною та достатньою умовою статичної стійкості радіально-упорної газової опори є:

$$K_{\varepsilon\varepsilon} > 0; \quad \frac{K_{\varepsilon\varepsilon} K_{\varepsilon\vartheta}}{K_{\vartheta\vartheta} K_{\vartheta\varepsilon}} > 0. \quad (10)$$

5. Висновки

У результаті проведених досліджень та розрахунків слідує, що:

1. Нова конструкція шпинделя на пневматичній кінчній опорі з канавками змінної глибини забезпечує підвищення жорсткості та технологічних можливостей.

2. Проведений аналіз на максимум показав, що параметри, які характеризують глибину, ширину та протяжність канавок, не мають безумовних екстремумів за максимумом жорсткості.

3. Жорсткість опор шпиндельного вузла можна підвищувати також шляхом збільшення витрат газу через нього.

Література

- Жедь, В. П. Применение в промышленности опор с газовой смазкой [Текст] / В. П. Жедь, С. В. Пинегин, Ю. Б. Табачников // Станки и инструмент. — 1977. — № 12. — С. 1–3.
- Табачников, Ю. Б. Применение аэростатических опор в подшипниковой промышленности [Текст] / Ю. Б. Табачников, Е. А. Казанцев, Н. С. Галанов // Станки и инструмент. — 1977. — № 12. — С. 19–21.
- Хирс, Г. Г. Конструирование опорных подшипников с продольными канавками и внешним нагнетанием смазки [Текст] / Г. Г. Хирс // Проблемы трения и смазки. — 1968. — № 4. — С. 324–331.
- Виштак, І. В. Підвищення жорсткості вузлів з газовими опорами [Текст] / І. В. Виштак // Збірник тез доповідей II-ї Міжнародної інтернет-конференції «Проблеми довговічності матеріалів, покриттів та конструкцій». — Вінниця, 2014. — С. 17.
- Шейнберг, С. А. Опоры скольжения с газовой смазкой [Текст] / С. А. Шейнберг, В. П. Жедь, М. Д. Шишеев. — М.: Машиностроение, 1969. — 331 с.
- Пинегин, С. В. Прецизионные опоры качения и опоры с газовой смазкой [Текст]: справ / С. В. Пинегин, А. В. Орлов, Ю. Б. Табачников. — М.: Машиностроение, 1984. — 216 с.
- Пуш, А. В. Шпиндельные узлы. Проектирование и исследование [Текст] / А. В. Пуш, И. А. Зверев. — М.: Станки, 2000. — 197 с.
- Емельянов, А. В. Оптимальные параметры и сравнительные характеристики радиальных подвесов с непрофилированными рабочими поверхностями [Текст] / А. В. Емельянов, В. А. Приятельчук, А. В. Шевченко // Машиноведение. — 1978. — № 6. — С. 81–89.
- Федотов, В. А. Об улучшении характеристик газовых подвесов с продольными канавками [Текст]: тез. докл. / В. А. Федотов // Газовая смазка в машинах и приборах: Всесозн. коорд. совещ., 18–20 сент. 1989 г. — М., 1989. — С. 45–46.
- Fedotova, I. V. Spindle on the conical gas suspension their design and research performance [Text] / I. V. Fedotova, V. I. Savulyak // New Technologies and Products in Machine Manufacturing Technologies, Tehnomus. — Suceava, Romania, 2013. — № 20. — P. 234–239.
- Галиев, Р. М. Стационарная задача конического подшипника с газовой смазкой [Текст] / Р. М. Галиев, Г. А. Поспелов // Газовые опоры турбомашин. — Казань: КХТИ, 1975. — С. 130–131.

12. Sebastian, S. Analysis of a Conical Aerostatic Bearing [Text] / S. Sebastian // Pap. Pres. At 8th International Gas Bearing Symposium, BHRA Fluid Engineering, Cranfield, UK, England. — 1981. — № 18. — P. 237–250.
13. Бальмонт, В. Б. Расчеты высокоскоростных шпиндельных узлов [Текст] / В. Б. Бальмонт, И. Г. Горелик, А. М. Фигатнер. — НИИТЭМР, 1987. — Сер. 1, Вып. 1. — 52 с.

ПОВЫШЕНИЕ ЖЕСТКОСТИ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ШПИНДЕЛЕЙ НА ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ОПорах

Показано, что использование шпинделей на пневматических опорах с нанесенными на них канавками переменного профиля позволяет повысить жесткость станков. Определено, что наибольшее влияние имеет глубина канавок и закон ее изменения. Это позволяет улучшить технологические возможности системы. Разработана методика оптимального проектирования шпинделей на пневматических опорах с нанесенными канавками переменной глубины.

Ключевые слова: шпиндель, пневматическая опора, канавка переменной глубины, жесткость, технологическая возможность.

Виштак Інна Вікторівна, аспірант, кафедра технології підвищення зносостійкості, Вінницький національний технічний університет, Україна, e-mail: inna.vishtak@rambler.ru.

Савуляк Валерій Іванович, доктор технічних наук, професор, кафедра технології підвищення зносостійкості, Вінницький національний технічний університет, Україна.

Виштак Інна Вікторівна, аспірант, кафедра технології підвищення зносостійкості, Вінницький національний технічний університет, Україна.

Савуляк Валерій Іванович, доктор технічних наук, професор, кафедра технології підвищення зносостійкості, Вінницький національний технічний університет, Україна.

Vishtak Inna, Vinnitsa National Technical University, Ukraine, e-mail: inna.vishtak@rambler.ru.

Savulyak Valeriy, Vinnitsa National Technical University, Ukraine

УДК 621.791/075.8

DOI: 10.15587/2312-8372.2015.51490

Прасолов Є. Я.,
Беловол С. А.,
Багмет С. О.,
Федій Б. С.

ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ДЕТАЛЕЙ ШНЕКА ШЛЯХОМ ПЛАЗМОВОГО НАПЛАВЛЕННЯ ПОРОШКОВИМИ МАТЕРІАЛАМИ

Для відновлення циліндричних деталей із корозійностійких сталей запропоновано наплавлення порошковою сумішшю, яка забезпечує задані фізико-механічні властивості наплавленого шару. Використані матричне планування експерименту та регресійний аналіз дослідних даних при визначенні геометричних параметрів шару наплавлення в залежності від заданих режимів наплавлення. Результати лабораторних досліджень підтверджені виробничими випробуваннями.

Ключові слова: плазмове наплавлення, порошкова суміш, корозійностійкі сталі, постійний струм оберненої полярності.

1. Вступ

Стратегічним напрямком розвитку технічного сервісу є забезпечення працездатності і продовження терміну використання техніки за рахунок підвищення ресурсу машин на основі прогресивних технологій їх обслуговування та ремонту [1–3].

Аналіз технологічної документації устаткування переробних підприємств показав, що швидкозношувані деталі устаткування виготовляються із корозійностійких матеріалів, які піддаються відновленню. Із відомих способів відновлення зношених деталей переважає наплавлення, за допомогою якої відновлюють до 80 % поверхні деталей. Її параметри залежить від характеру і значення зношування поверхні деталей, особливостей вихідного матеріалу.

Враховуючи специфіку експлуатації устаткування переробних підприємств, в умовах підвищення навантаження, темп зношування деталей має тенденцію до зростання. Більшість деталей мають складну форму, виготовлені із матеріалів з високими експлуатаційними

показниками робочих поверхонь і є високовартісними. До них відносять шнеки, шківні, гальмівні ролики транспортів, цапфи, куттерні ножі [4–6].

Таким чином, вдосконалення технології відновлення зношених деталей устаткування переробних підприємств агропромислового виробництва є актуальним науковим та виробничим завданням.

2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

Аналіз номенклатури деталей переробного устаткування та характеру їх зношування під час експлуатації показав, що доцільним для відновлення більшості з них є застосування технологій наплавлення [7, 8].

Особливістю відновлення деталей із корозійностійких сталей з структурою аустенітно-феритного класу є те, що не допускається перегрів металу, так як це викликає міжкристалічну корозію і крихкість зони термічного впливу. Для відновлення деталей із корозійностійких сталей устаткування переробних підприємств агропро-