

УДК:621.9.06

В.Б. Струтинський, д.т.н., проф.

І.А. Рибачок, інж.

Національний технічний університет України "КПІ"

В.Є. Юмашев, к.т.н., доц.

Житомирський державний технологічний університет

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВІБРАЦІЙНОГО ПОЛЯ ПАРАМЕТРИЧНИХ ПРОСТОРОВИХ КОЛИВАНЬ ШПИНДЕЛЯ КОНСОЛЬНО-ФРЕЗЕРУВАЛЬНОГО ВЕРСТАТА

У статті розглянуто математичне моделювання вібраційного поля параметричних просторових коливань шпинделя консольно-фрезерувального верстата.

Актуальність. Металообробне обладнання, в якому здійснюється переміщення обертового шпинделя, широко використовується в сучасному виробництві. Воно має високу продуктивність і широкі функціональні можливості.

Розробка і дослідження показників точності даного металообробного обладнання є актуальною науково-технічною проблемою, яка має важливе значення для розвитку машинобудування [1].

Постановка проблеми. Вказана проблема є загальною і включає в себе ряд складових. Основною з них є дослідження динамічних процесів, що мають місце при роботі верстата. Динамічні процеси обумовлені просторовим коливальним рухом окремих вузлів і деталей верстата. Дослідження динамічних процесів ефективно здійснюється методами математичного моделювання [2].

Зв'язок проблеми з важливими науковими та практичними завданнями. Розглянута проблема пов'язана з важливими науковими та практичними завданнями розвитку вітчизняного верстатобудування. Підвищення показників динамічної точності верстатів сприяє підвищенню конкурентоздатності продукції машинобудування.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Складна механічна система рухомої шпиндельної бабки із взаємозалежними рухами має специфічні динамічні робочі процеси [3], [4]. Вони пов'язані з виникненням значних гіроскопічних моментів при зміні кутового положення обертового шпинделя. В літературних джерелах не виявлено даних про вплив гіроскопічних моментів на загальне динамічне навантаження та переміщення шпинделя. Відсутні методи розрахунку шпиндельних вузлів, які навантажені гіроскопічними моментами.

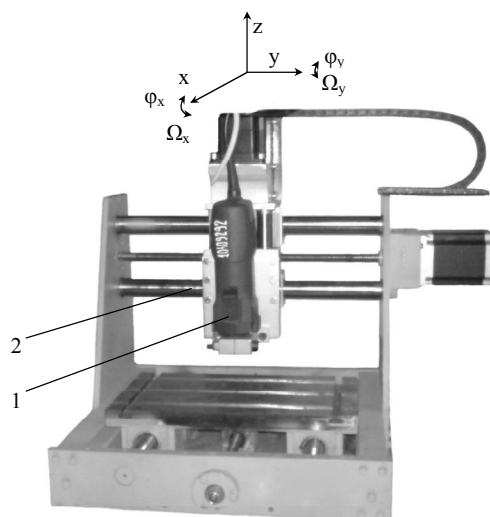


Рис. 1. Основні вузли консольно-фрезерувального верстата та основні параметричні просторові коливання шпиндельної бабки

Вирішення невирішених раніше частин загальної проблеми. До невирішених раніше частин загальної проблеми належить розробка динамічних моделей просторових рухів окремих вузлів верстата, зокрема рухомої шпиндельної бабки з обертовим шпинделем [5]. На основі динамічної моделі будуватиметься розрахункова схема і розробляється математична модель динамічних процесів.

Визначення мети і завдань досліджень. Метою досліджень є математичне моделювання вібраційного поля параметричних просторових коливань шпинделя консольно-фрезерувального верстата. Основними завданнями досліджень є розробка динамічної моделі верстата та побудова на її основі математичної моделі, призначеної для розрахунку вібраційного поля верстата. Виходом моделі є результат моделювання вібраційного поля шпинделя верстата.

Виклад матеріалу з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів. Консольно фрезерувальний верстат має шпиндельну бабку 1, яка рухається по напрямних 2 (рис. 1). Під дією динамічних навантажень шпиндельна бабка здійснює складні просторові коливальні рухи.

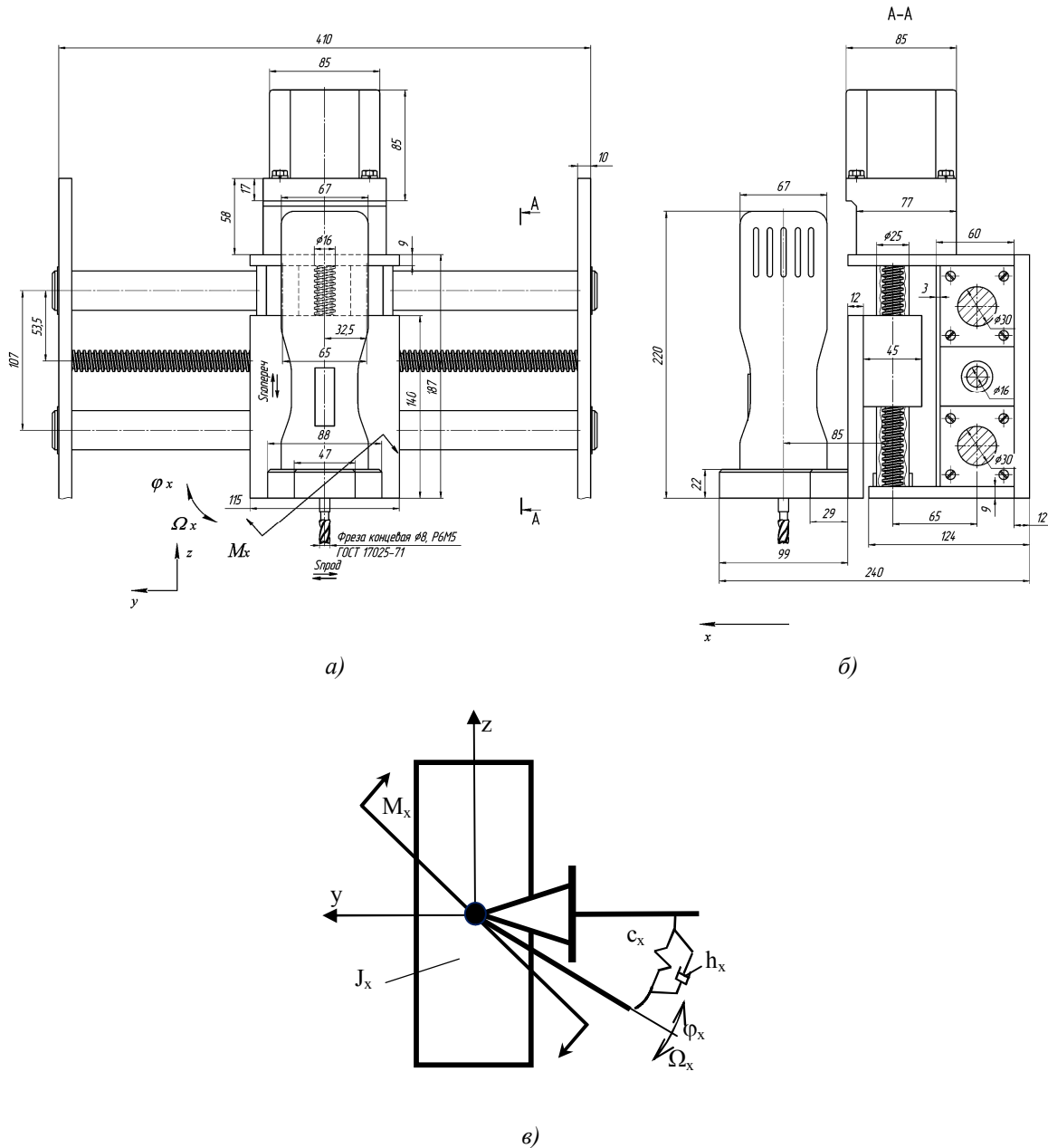


Рис. 2. Загальний вигляд шпиндельної бабки зі шпинделем (а, б) та динамічна модель (в) поперечно-кутових коливань шпиндельної бабки (в)

Основними з них є поперечно-кутові переміщення шпиндельної бабки відносно осей вибраної системи координат x , y , z . Низька жорсткість напрямних призводить до виникнення складного вібраційного поля коливань шпиндельної бабки. В основному це коливання відносно осей x і y з кутовими швидкостями Ω_x , Ω_y .

Розглянемо окремо кожен складову поперечно-кутових коливань.

Поперечно-кутові переміщення шпindelної бабки відносно осі x суттєво впливають на точність положення шпindelя. У площині, перпендикулярній осі x , шпindelна бабка здійснює поперечно-кутові коливання незначної амплітуди, але високої частоти.

Поворот шпindelної бабки навколо осі x характеризується кутом відхилення φ_x та кутовою швидкістю Ω_x (рис. 2).

Під дією зовнішніх силових факторів у вигляді крутного моменту M_x шпindelна бабка здійснює обмежені поперечно-кутові коливальні рухи відносно осі x . Коливання мають незначну амплітуду та відбуваються в межах пружних деформацій деталей пружної системи бабки. Пружні деформації характеризуються еквівалентною крутильною жорсткістю c_x . При поперечно-кутових коливаннях виникають сили опору. Вони характеризуються еквівалентним коефіцієнтом опору динамічної системи h_x при поперечно-кутових переміщеннях навколо осі x . Для наведеної одномасової крутильної динамічної системи (рис. 2, в) рівняння поперечно-кутових переміщень шпindelної бабки має вигляд:

$$J_x \frac{d^2\varphi_x}{dt^2} + h_x \frac{d\varphi_x}{dt} + c_x \varphi_x = M_x.$$

У рівняння входять еквівалентні параметри динамічної моделі, зокрема інерційний параметр у вигляді еквівалентного моменту інерції шпindelної бабки J_x , дисипативний параметр у вигляді еквівалентного коефіцієнта опору h_x та деформативний параметр у вигляді еквівалентної жорсткості шпindelної бабки при поперечно-кутових переміщеннях. З метою підвищення точності моделі дані параметри визначено теоретично та уточнено за результатами експериментальних досліджень.

Деформативний параметр c_x визначається експериментально вимірами крутильної жорсткості шпindelної бабки при її навантаженні моментом сил відносно осі x . Наведений момент інерції знаходиться на основі вимірів власної частоти крутильних коливань ω_x . При цьому момент інерції знаходиться за формулою:

$$J_x = \frac{c_x}{\omega_x^2}.$$

Дисипативний коефіцієнт шпindelної бабки є відповідним її крутильним коливанням навколо осі x . При наявності уточнених значень момент інерції J_x та крутильної жорсткості c_x значення коефіцієнта опору знаходиться розрахунком за формулою:

$$h_x = 2\zeta_x \sqrt{J_x c_x},$$

де ζ_x – відносний параметр затухання динамічної системи, який звичайно складає $\zeta_x = 0,05 \dots 0,15$.

За уточненими значеннями коефіцієнтів формується лінійна математична модель поперечно-кутових коливань шпindelної бабки навколо осі x . У даному випадку модель набуває вигляду коливальної ланки з диференціальним рівнянням:

$$T_x^2 \frac{d^2\varphi_x}{dt^2} + 2\zeta_x T_x \frac{d\varphi_x}{dt} + \varphi_x = K_x M_x,$$

де $K_x = 1/c_x$ – коефіцієнт передачі динамічної системи шпindelної бабки по крутному моменту;

$T_x = \sqrt{\frac{J_x}{c_x}}$ – постійні часу динамічної системи шпindelної бабки. Модель відповідає передавальній

функції такого вигляду:

$$W_x(s) = \frac{\varphi_x(s)}{M_x(s)} = \frac{K_x}{T_x^2 S^2 + 2\zeta_x T_x S + 1},$$

де S – оператор Лапласа; $\varphi_x(s)$ – зображення за Лапласом поперечно-кутового переміщення шпindelної бабки навколо осі x ; $M_x(s)$ – зображення за Лапласом моментного навантаження на шпindelну бабку відносно осі x .

Дана модель може бути використана для дослідження власних поперечно-кутових коливань шпindelної бабки під дією зовнішніх моментних навантажень.

Модель дозволяє уточнити параметри системи шляхом експериментального визначення перехідних або імпульсних характеристик шпindelної бабки.

Залежно від діючих на шпindelну бабку моментів мають місце поперечно-кутові переміщення шпindelя, які характеризуються кутовою швидкістю:

$$\Omega_x = \frac{d\varphi_x}{dt}.$$

Поперечно-кутові переміщення шпindelя розраховуються згідно з одержаною раніше моделлю диференціювання значення поперечно-кутових відхилень. При цьому математична модель для визначення кутової швидкості вібраційного поля буде мати вигляд такої передавальної функції:

$$W_{\Omega_x(s)} = \frac{\Omega_{x(s)}}{M_{x(s)}} = \frac{K_x S}{T_x^2 S^2 + 2\zeta_x T_x S + 1}$$

Наведені вище передавальні функції утворюють фрагмент структурної схеми, який визначає поперечно-кутові переміщення вібраційного поля шпindelьної бабки відносно осі x . Фрагмент структурної схеми включає два блоки (рис. 3).

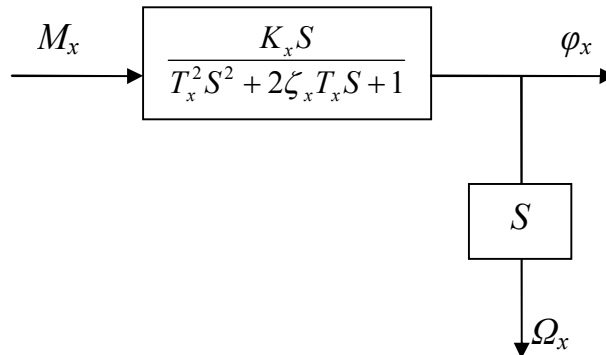


Рис. 3. Фрагмент структурної схеми, який визначає поперечно-кутові переміщення шпindelьної бабки навколо осі x

При поперечно-кутових коливаннях шпindelьної бабки відносно осі x на обертові вали діють вібраційні поля гіроскопічних моментів. Гіроскопічний момент M_e діє на шпindelь верстата. Наближено гіроскопічний момент пропорційний кутовій швидкості переносного руху, в даному випадку Ω_x гіроскопічний момент діє навколо осі y . Коефіцієнтами пропорційності є кінетичний момент обертових валів. Відповідно:

$$M_e = I_e \omega_e \Omega_x,$$

де I_e – моменти інерції відповідно ротора електродвигуна та шпindelя верстата; ω_e – значення кутової швидкості обертання.

Аналогічно визначається математична модель поперечно-кутових коливань шпindelьної бабки відносно осі y (рис. 2). У площині, перпендикулярній осі y , шпindelьна бабка здійснює поперечно-кутові коливання φ_y в межах деформації напрямних. Це призводить до виникнення гіроскопічного моменту, що діє навколо осі x .

З наведеного вище випливає, що поперечно-кутові коливання шпindelьної бабки в двох взаємно перпендикулярних напрямках є взаємозалежними. Поперечно-кутові коливання шпindelьної бабки навколо осі y викликають гіроскопічні моменти, які діють на шпindelьну бабку відносно осі x . Аналогічно поперечно-кутові коливання шпindelьної бабки навколо осі x призводять до виникнення гіроскопічних моментів, що діють відносно осі y . Гіроскопічні моменти спричиняють силові зворотні зв'язки в динамічній системі поперечно-кутових коливань шпindelьної бабки. Зворотні зв'язки динамічних підсистем діють по перехресній схемі (рис. 4).

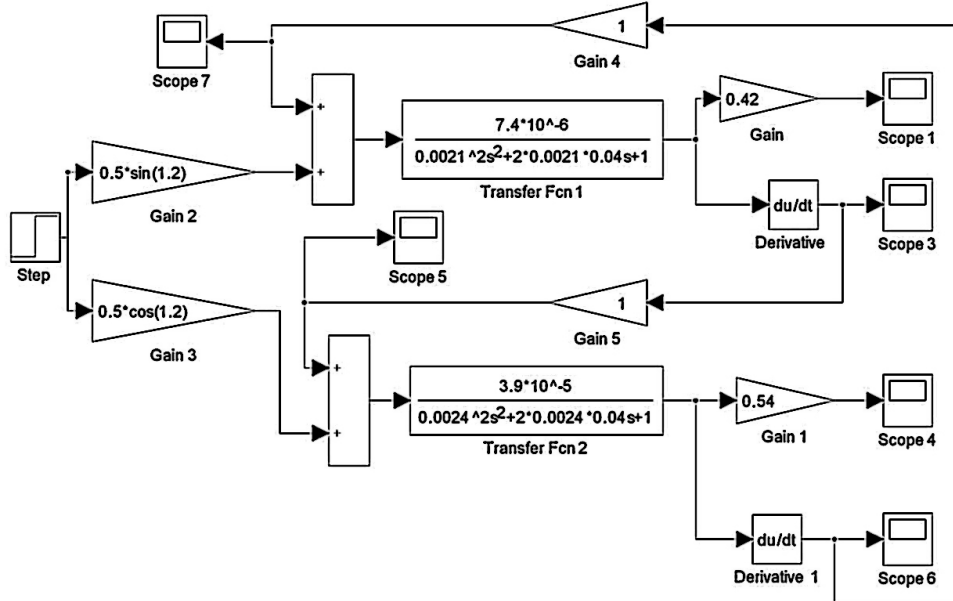


Рис. 4. Математична модель, яка враховує гіроскопічні моменти, що діють у динамічній системі шпиндельної бабки

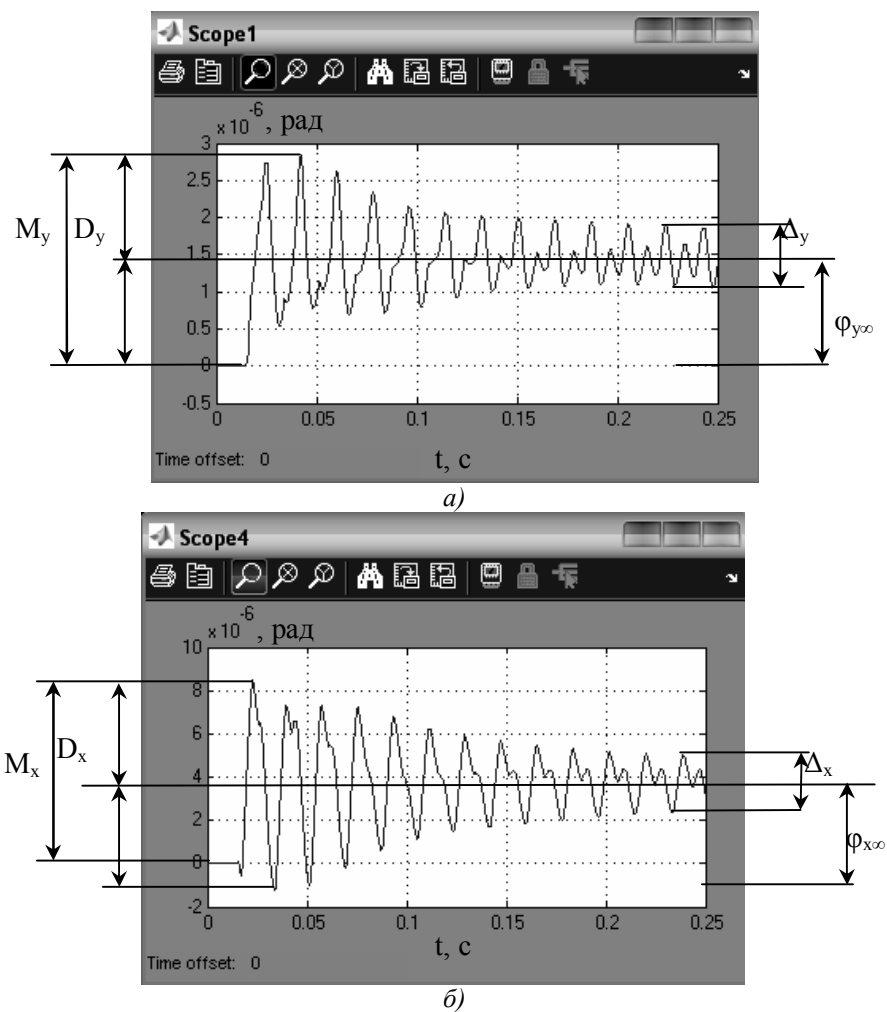


Рис. 5. Поперечно-кутові переміщення шпиндельної бабки (в радіанах) відносно осі y (а) та відносно осі x (б), розраховані із врахуванням гіроскопічних моментів

Гіроскопічні моменти обчислюються множенням кутових швидкостей коливань шпindelної бабки на постійний коефіцієнт. Коефіцієнт пропорційності визначається кутовою швидкістю обертання шпindelа верстата. Множення здійснено за допомогою блоків Gain 4 та Gain 5. Наведена на рисунку величина коефіцієнта вибрана з умови відповідності частоти обертання шпindelа $40...50 \text{ хв}^{-1}$.

Гіроскопічні моменти суттєво впливають на перехідні процеси в динамічній системі шпindelної бабки. Кутові переміщення шпindelної бабки мають складний вигляд (рис. 5). Перехідні процеси відзначені значною коливальністю. Для оцінки якості перехідних процесів використані такі параметри: частота коливань визначена за періодом коливань і складає $50...60 \text{ Гц}$; затухання перехідного процесу оцінено середнім розмахом коливань Δ_x та Δ_y відповідного часу $t = 0,2...0,25 \text{ с}$. При цьому число коливань перехідної функції складало $10...14$. Також визначались максимальні динамічні відхилення поперечно-кутового положення шпindelної бабки M_x та M_y .

Вказані параметри перехідних процесів визначались за результатами розрахунків за допомогою математичної моделі (рис. 4).

У процесі моделювання змінювалась частота обертання шпindelа верстата. Розрахунки наведені для частот обертання шпindelа в межах $20...100 \text{ хв}^{-1}$. Зміна частоти обертання шпindelа змінює значення коефіцієнтів блоків Gain 4 та Gain 5. У результаті проведених численних експериментів встановлено вплив частоти обертання шпindelа на параметри перехідних процесів, які визначають поперечно-кутові коливання шпindelної бабки навколо двох взаємно ортогональних осей x і y .

У результаті математичного моделювання встановлено, що гіроскопічні моменти мало впливають на динамічні властивості верстата при низьких частотах обертання шпindelа (рис. 6).

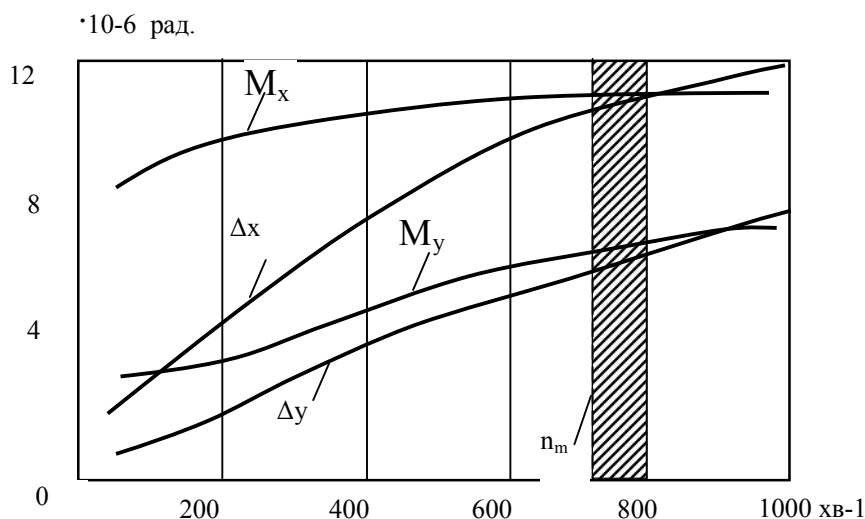


Рис. 6. Залежність параметрів перехідних коливальних процесів шпindelної бабки від частоти обертання шпindelа

На частотах обертання, нижчих 200 хв^{-1} , коливальність перехідних процесів M_x , M_y змінюється мало. Розмах коливань у кінці перехідних процесів у даному діапазоні частот росте більш інтенсивно. В результаті розрахунків встановлено, що при частотах обертання шпindelа $200...400 \text{ хв}^{-1}$ має місце ускладнення виду коливань. У них простежуються високочастотні складові. Підвищення частоти обертання до $700...800 \text{ хв}^{-1}$ суттєвим чином змінює перехідні процеси. Має місце інтенсивний автоколивальний процес. Збільшується розмах коливань у кінці перехідного процесу. З аналізу графіків випливає, що при частотах обертання шпindelа вище деякої частоти n_m розмах коливань у кінці перехідних процесів стає близьким до параметра коливальності, що означає наявність незатухаючих коливальних процесів у динамічній системі верстата.

Тому частоти обертання шпindelа $n_m \sim 700...750 \text{ хв}^{-1}$ є критичними з точки зору стійкої роботи верстата.

Розроблена математична модель не враховує додаткові втрати енергії в з'єднаннях деталей верстата та додаткові нелінійні складові опору, що обумовлені наявними силами сухого тертя. Тому розрахунки дають дещо занижені значення частот обертання шпindelа. Додаткові сили опору призведуть до деякого підвищення (на $5...15\%$) критичної частоти обертання.

Наявність обмеження робочих частот обертання шпindelа підтверджена досвідом експлуатації консольно-фрезерувального верстата.

Висновки:

1. Консольно-фрезерувальний верстат, який має рухому шпindelьну бабку, має складне вібраційне поле із просторовими параметричними коливаннями шпindelьної бабки. Особливістю поля є наявність композиції коливань, яка обумовлена дією гіроскопічних моментів на обертовий шпindelь верстата.

2. Вплив гіроскопічних моментів проявляється у виникненні системи перехресних зворотних зв'язків, які обумовлюють параметричну залежність поперечно-кутових коливань шпindelьної бабки відносно взаємно ортогональних осей.

3. У результаті гіроскопічних моментів виникають інтенсивні коливальні процеси в динамічній системі верстата. З підвищенням частоти обертання шпindelя дані процеси інтенсифікуються.

4. Наявність гіроскопічних моментів призводить до нестійких режимів роботи верстата при деяких (критичних) частотах обертання шпindelя. Область критичних частот знаходиться в діапазоні 750...850 об./хв.

5. Як напрямок подальших досліджень доцільно провести визначення впливу випадкових факторів на параметри вібраційного поля шпindelьної бабки.

ЛІТЕРАТУРА:

1. *Струтинський В.Б.* Математичне моделювання процесів та систем механіки / *В.Б. Струтинський.* – Житомир : ЖІТІ, 2001. – 616 с.
2. *Струтинський В.Б.* Структурна стохастична математична модель биття шпindelя вертикально-фрезерного верстата / *В.Б. Струтинський, П.П. Мельничук* // Вісник ЖІТІ : спеціальний випуск. – 2001. – С. 223–228.
3. *Струтинський В.Б.* Математична модель вібраційного поля довговимірної маложорсткої заготовки при обробці деталей токарним автоматом / *В.Б. Струтинський, А.В. Алексєєва* // Збірник наукових праць Кіровоградського державного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – 2003. – Вип. 12. – С. 29–41.

СТРУТИНСЬКИЙ Василь Борисович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри конструювання верстатів та машин Національного технічного університету України «КПІ».

Наукові інтереси:

– математичне моделювання процесів та систем механіки.

РИБАЧОК Ірина Анатоліївна – інженер кафедри конструювання верстатів та машин Національного технічного університету України «КПІ».

Наукові інтереси:

– металорізальні верстати.

ЮМАШЕВ Володимир Євгенович – кандидат технічних наук, доцент кафедри технології машинобудування та конструювання технічних систем Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

- верстати з ЧПУ;
- робототехніка.

Подано 20.01.2010

Струтинський В.Б., Рыбачок І.А., Юмашев В.Є. Математичне моделювання вібраційного поля параметричних просторових коливань шпинделя консольно-фрезерувального верстата.

Струтинский В.Б., Рыбачек И.А., Юмашев В.Е. Математическое моделирование вибрационного поля параметрических пространственных колебаний шпинделя консольно-фрезерного станка.

Strutinskij V.B., Ribachok I.A., Yumashev V.E. Mathematical modeling of the oscillation field of parametric spatial vibrations of the cantilever-milling machine-tool spindle.

УДК:621.9.06

Математическое моделирование вибрационного поля параметрических пространственных колебаний шпинделя консольно-фрезерного станка. / Струтинский В.Б., Рыбачек И.А., Юмашев В.Е.

В статье рассмотрено математическое моделирование вибрационного поля параметрических пространственных колебаний шпинделя консольно-фрезерного станка

УДК:621.9.06

Mathematical modeling of the oscillation field of parametric spatial vibrations of the cantilever-milling machine-tool spindle. / Strutinskij V.B., Ribachok I.A., Yumashev V.E.

The mathematical modeling of the oscillation field of parametric spatial vibrations of the cantilever-milling machine-tool spindle is considered in the article.