

Ю.М. Кузнєцов, проф., д-р техн. наук

Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут"

Б.І. Придальний, інж., Р.Г. Редько, доц., канд. техн. наук

Луцький національний технічний університет

## Критичні частоти обертання шпиндельного вузла токарного автомата

В статті визначені критичні частоти обертання шпиндельного вузла токарного автомата при різних значеннях діаметру оброблюваного прутка, його довжини і жорсткості опор шпинделя. На основі проведеного аналізу дані рекомендації відносно вибору найкращого способу закріплення прутка.

**шпиндель, критична частота, продуктивність обробки, закріплення прутка, токарний автомат**

Одним з шляхів підвищення продуктивності токарних автоматів і токарно-револьверних верстатів, які обробляють прутки, є підвищення частоти обертання шпиндельного вузла, проте при цьому втрачається стійкість системи шпиндель-патрон-деталь, особливо при поперечному точінні широкими різцями, що призводить до зниження якості обробленої поверхні, розкиду розмірів і форми оброблених деталей у міру використання [1,2,3].

Раніше виконані дослідження [2,3,4] дозволили встановити вплив ряду чинників, стримуючих підвищення частоти обертання шпиндельного вузла, серед яких важливе значення має жорсткість пружної системи, яка визначається способом закріплення і підтримка прутка [2,7], а також зміни його довжини і маси у міру використання [2].

Метою досліджень являється встановлення граничних (критичних) частот обертання шпиндельного вузла токарного автомата певного типорозміру з урахуванням найкращих способів його закріплення, вибором найкращих затискних механізмів (приводів і патронів), тобто визначення тих частот обертання, при яких недоцільно використовувати обробку деталей з прутків і труб на верстатах токарної групи по критеріях точності і продуктивності обробки. Як приклад візьмемо конструкцію шпиндельного вузла багатошпиндельного токарного автомата мод. 1Б240-6 (1А240-6, які конструктивно подібні і відрізняються приводом затиску та передньою опорою) [8] рис. 1. Для цього шпиндельного вузла розглянемо розрахункову схему (рис.2).

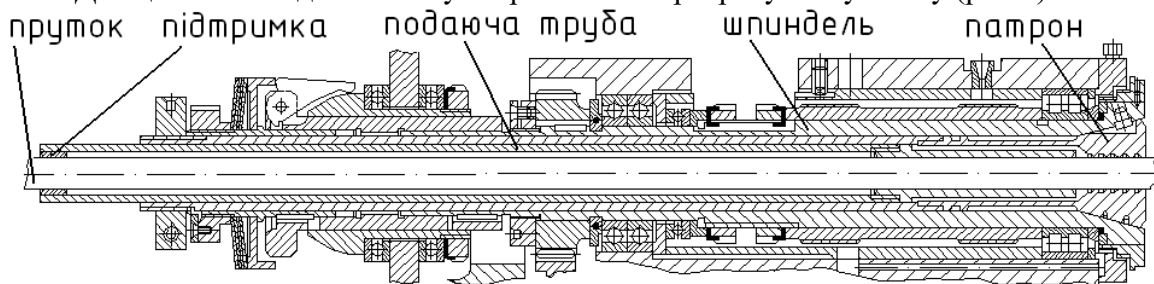


Рисунок 1 – Шпиндельний вузол БТА мод. 1Б240–6 з важільним приводом затиску і цанговим патроном

Для спрощення міркувань приймемо наступні припущення: 1) Центр тяжіння прутка т. $O_1$  лежить на лінії дії реакції опори  $R_1$  і розташований симетрично між опорами т. $A$  і т. $B$ , тобто  $L_1 = L_2 = 0.5L_0$ . 2) Жорсткість передньої і задньої опор шпинделя неоднакова  $C_1 < C_2$ . 3) Пруток обертається без різання, тобто сила різання  $P_p$  на вильоті  $l_p$  відсутня. 4) Статичний прогин прутка визначається за умови жорстких опор в місцях затиску (точка  $A$ ) і підтримки (точка  $B$ ). 5) Відстань від центру ваги шпинделя т.  $O_2$  до його опор (точок 1 і 2) однакові, тобто  $0.5l = l_1 + l_2$ . 6) Вплив консольних виступів шпинделя а і в (рис.2) на критичну частоту обертання шпинделя є несуттєвим.

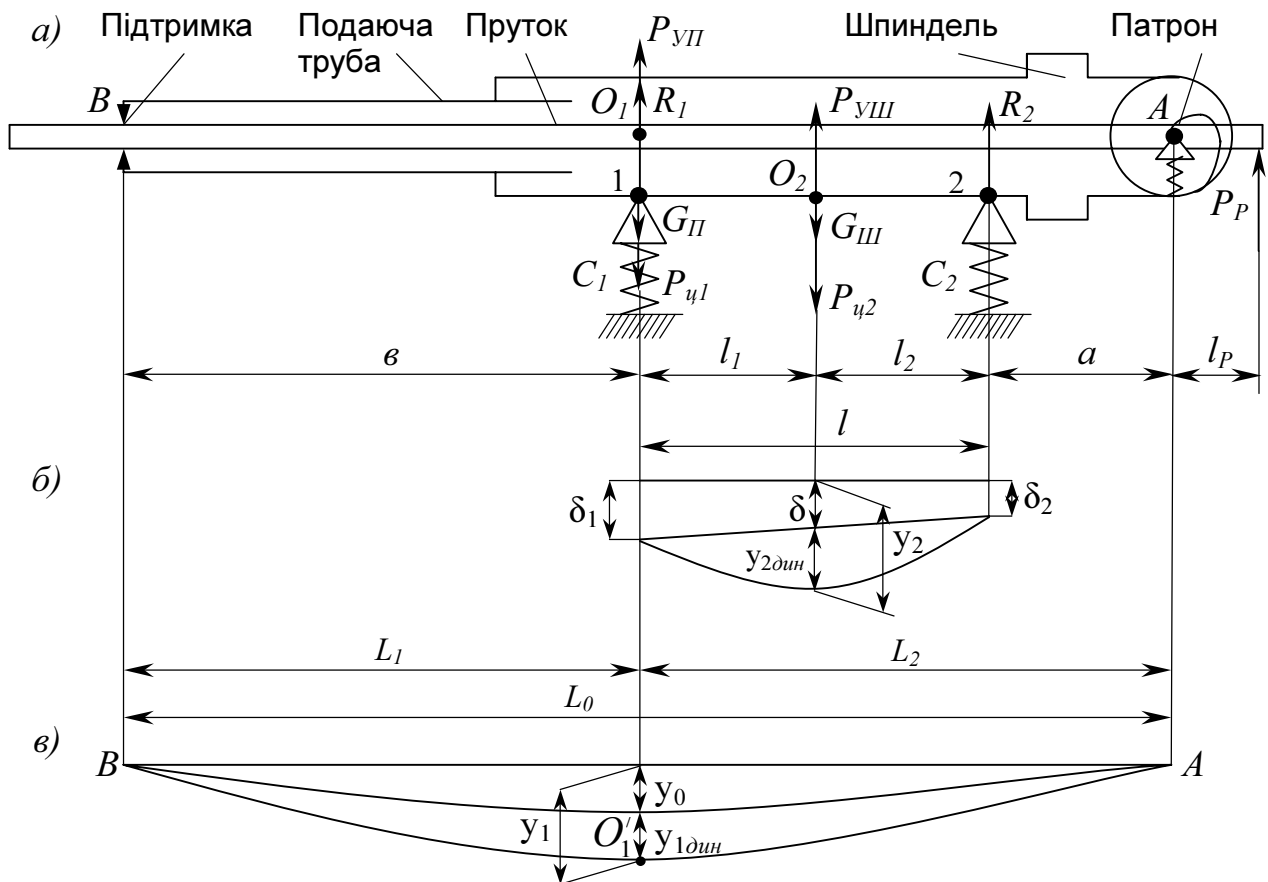


Рисунок 2 – Розрахункова схема шпиндельного вузла токарного автомата з прутком (а), пружні лінії шпинделя (б) і прутка (в) при обертанні

Для спрощення розрахунку у всіх залежностях не враховані: жорсткісні параметри патрона – поворотна і радіальна; сила затиску, що викликає момент тертя в умовному шарнірі. Приведена модель пружної системи "патрон–деталь" у вигляді пружно фрикційного шарніра представлена в [2] [3], чим можна скористатися при необхідності проведення більш точних розрахунків.

**I випадок.** Шпиндель з прутком не обертаються ( $n = 0$ ).

Статичний прогин прутка при його вазі  $G_{II}$  і відстані між опорами  $L_0 = L_1 + L_2$  буде:

$$y_0 = G_{\Pi} \cdot \frac{L_0^3}{48EI_{\Pi}} = \frac{G_{\Pi}}{C_{\Pi P}}, \quad (1)$$

де  $I_{\Pi} = \frac{\pi d_{\Pi P}^4}{64}$  - момент інерції прутка;  $E$  - модуль пружності;  $d_{\Pi P}$  - діаметр прутка;  $C_{\Pi P}$  - згинальна жорсткість прутка, рівна  $\frac{48EI_{\Pi}}{L_0^3}$ .

Отже, у прутка при його статичному прогині з'являється ексцентриситет  $y_0$ .

**II випадок.** Шпindel з прутком обертаються ( $n \neq 0$ ).

При обертанні шпинделя, а отже, і прутка, прогин прутка визначатиметься двома силами: вагою  $G_{\Pi}$  і відцентровою силою  $P_{\Pi 1}$ . Тому прогин  $y_1$  стане більший статичного  $y_0$  ( $y_1 > y_0$ ).

Динамічний прогин прутка [2]:

$$y_{\text{дин}} = \frac{m_{\Pi} y_0 \omega^2}{C_{\Pi P} - m_{\Pi} \omega^2} = y_0 \cdot \frac{m_{\Pi} \omega^2}{C_{\Pi P} - m_{\Pi} \omega^2} = y_0 \cdot \frac{1}{\frac{C_{\Pi P}}{m_{\Pi} \omega^2} - 1}. \quad (2)$$

Максимальне значення прогину прутка в т.  $O_1$  буде:

$$y_1 = y_0 + y_{\text{дин}}. \quad (3)$$

Оскільки відстань від центру тяжіння т.  $O_1$  до дійсної осі обертання  $O_1'$ , рівно  $y_1$ , то значення відцентрової сили буде:

$$P_{\Pi 1} = m_{\Pi} y_1 \omega^2. \quad (4)$$

Підставивши в (4) вираз (2) і (3), одержимо:

$$P_{\Pi 1} = m_{\Pi} \omega^2 \cdot \left( y_0 + \frac{m_{\Pi} y_0 \omega^2}{G_{\Pi P} - m_{\Pi} \omega^2} \right) = m_{\Pi} y_0 \omega^2 \cdot \frac{1}{1 - \frac{C_{\Pi P} / m_{\Pi}}{\omega^2}}. \quad (5)$$

Відношення  $\sqrt{\frac{C_{\Pi P}}{m_{\Pi}}} = p_{\Pi}$  - частота власних коливань прутка.

Введемо поняття коефіцієнт розладу коливальної системи прутка:

$$\chi_{\Pi} = \frac{\omega}{p_{\Pi}}. \quad (6)$$

Тоді формула (5) прийме вигляд:

$$P_{\Pi 1} = m_{\Pi} y_0 \omega \cdot \frac{1}{1 - \chi_{\Pi}^2}, \quad (7)$$

де  $\frac{1}{1 - \chi_{\Pi}^2} = \lambda_{\Pi}$  - коефіцієнт динамічності, який показує, в скільки разів слід збільшити статичний прогин  $y_0$  проти його дійсного значення для визначення відцентрової сили  $P_{\Pi 1}$  в умовах податливого прутка.

Критична кутова швидкість для прутка буде за умови  $\omega = p_{\Pi}$ , коли наступає резонанс, при якому  $y_{\text{дин}}$  і  $P_{\Pi 1}$  прагнуть теоретично до нескінченності:

$$\omega_{\Pi \text{кр}} = p_{\Pi} = \sqrt{\frac{C_{\Pi P}}{m_{\Pi}}}. \quad (8)$$

Для відходу від резонансу необхідно схемою закріплення прутка забезпечити умову, щоб  $\omega_{\Pi} < \omega_{кр}$ , де  $\omega_{\Pi} = \frac{\pi n_{\max}}{30}$ . Оскільки пруток розміщений усередині шпинделя, розглянемо вплив його на критичну швидкість обертання шпинделя, вважаючи, що згинальна жорсткість шпинделя  $C_{ш} > C_{пр}$  і рівна:

$$C_{ш} = \frac{48EI_{ш}}{l^3}, \quad (9)$$

де  $I_{ш}$  - момент інерції шпинделя в середньому січенні (т.О).

Використовуючи метод суперпозиції, вважатимемо, що під дією відцентрової сили прутка  $P_{ц1}$  на частоті  $\omega$  початковий ексцентриситет шпинделя буде рівний зміщенню  $\delta$  опор 1 і 2 з жорсткостями  $C_0$ :

$$y_{Ош} = \delta. \quad (10)$$

Під дією нерівноваженості шпинделя виникає відцентрова сила:

$$P_{ц2} = m_{ш}\omega^2 y_2, \quad (11)$$

де  $m_{ш} = \frac{G_{ш}}{g}$  – маса шпинделя;

$$y_2 = y_{Ош} + y_{2дин}. \quad (12)$$

Тому прогин шпинделя  $y_2$  стане більший  $y_{Ош}$  на величину динамічного прогину від  $P_{ц2}$ , рівного:

$$y_{2дин} = \frac{m_{ш}y_{Ош}\omega^2}{C_{ш} - m_{ш}\omega^2} = \frac{m_{ш}\delta\omega^2}{C_{ш} - m_{ш}\omega^2}. \quad (13)$$

Отже, під дією нерівноваженості шпинделя виникає відцентрова сила:

$$P_{ц2} = m_{ш}\omega^2 \delta \frac{1}{1 - \frac{C_{ш}}{m_{ш}\omega^2}}, \quad (14)$$

де  $\frac{C_{ш}}{m_{ш}} = p_{ш}^2$ , ( $p_{ш}$  – частота власних коливань шпинделя).

Введемо ще одне поняття – коефіцієнт розладу коливальної системи шпинделя

$$\chi_{ш} = \frac{\omega}{p_{ш}}.$$

Тоді

$$P_{ц2} = m_{ш}\omega^2 \delta \frac{1}{1 - \chi_{ш}^2}, \quad (15)$$

де  $\frac{1}{1 - \chi_{ш}^2} = \lambda_{ш}$  – коефіцієнт динамічності, що показує, в скільки разів слід збільшити статичний прогин  $y_{Ош}$  проти його дійсного значення для визначення  $P_{ц2}$  в умовах податливості прутка, шпинделя і його опор.

Сила пружності шпинделя:

$$P_{yш} = C_{ш}(y_2 - y_{Ош}) = C_{ш}y_{2дин}. \quad (16)$$

Прогин підшипників  $\delta_1$  і  $\delta_2$  залежить від реакції опор  $R_1$  і  $R_2$ , які дорівнюють:

$$\delta_1 = \frac{R_1}{C_1} = \frac{P_{ц1} + 0,5P_{ц2}}{C_1}; \quad \delta_2 = \frac{R_2}{C_2} = \frac{0,5P_{ц2}}{C_2};$$

$$R_1 = P_{ц1} + 0,5P_{ц2}; \quad R_2 = 0,5P_{ц2}.$$

Зміщення шпинделя  $\delta$  від прогинів у підшипниках з жорсткостями  $C_1$  і  $C_2$  буде  $\delta = \delta_2 + \frac{\delta_1 - \delta_2}{2}$ , а прийнявши  $C_2 \approx 4C_1$ :

$$\delta = \frac{0,5P_{ц1} + 0,3P_{ц2}}{C_1}. \quad (17)$$

Підставивши (17) і (10) в (16), одержимо:

$$P_{yш} = C_{ш} \left( y_2 - \frac{0,5P_{ц1} + 0,3P_{ц2}}{C_1} \right). \quad (18)$$

Враховуючи, що  $P_{ц2} = P_{yш}$ , одержимо:

$$P_{ц2} = C_{ш} \left( y_2 - \frac{0,5P_{ц1} + 0,3P_{ц2}}{C_1} \right);$$

$$P_{ц2}C_1 = C_{ш}y_2C_1 - 0,5P_{ц1}C_{ш} - 0,3P_{ц2}C_{ш}. \quad (19)$$

Використовуючи (4) і (11) виразимо  $P_{ц1}$  через  $P_{ц2}$  при умові  $\frac{P_{ц1}}{P_{ц2}} = \frac{m_{п}\omega^2 y_1}{m_{ш}\omega^2 y_2}$ ,

$$\frac{y_1}{y_2} = \frac{C_{ш}}{C_{пр}},$$

$$P_{ц1} = P_{ц2} \frac{m_{п}}{m_{ш}} \cdot \frac{C_{ш}}{C_{пр}}. \quad (20)$$

Виразимо з (19)  $P_{ц2}$  з врахуванням (20):

$$P_{ц2} = \frac{C_{ш}y_2C_1}{C_1 + C_{ш} \left( 0,5 \frac{m_{п}}{m_{ш}} \cdot \frac{C_{ш}}{C_{пр}} + 0,3 \right) C_{ш}}. \quad (21)$$

Розділимо чисельник і знаменник правої частини попереднього виразу на  $C_1$  та введемо пере позначення:  $\frac{C_{ш}}{C_{пр}} = \gamma$  – коефіцієнт відносної жорсткості шпинделя;

$$\frac{m_{п}}{m_{ш}} = \alpha; \quad \frac{C_{ш}}{C_1} = \varphi:$$

$$P_{ц2} = \frac{C_{ш}y_2}{1 + \varphi(0,5 \cdot \alpha \cdot \gamma + 0,3)}. \quad (22)$$

Прирівняємо праві частини (11) і (22), знайдемо критичну частоту обертання шпинделя з прутком при умові  $n_{кршп} = \frac{30}{\pi} \omega_{кршп}$ ,

$$n_{кршп} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{C_{ш}}{[1 + \varphi(0,5 \cdot \alpha \cdot \gamma + 0,3)] \cdot m_{ш}}}. \quad (23)$$

З залежності (23) видно, що критична частота обертання шпинделя з прутком підвищується:

— із збільшенням жорсткості шпинделя, його опор і жорсткості закріплення прутка;

— із зменшенням маси прутка (заготовки) і шпинделя (для штучних заготовок можна прийняти  $m_{\Pi} \rightarrow 0$  при малих діаметрах);

— при вдосконаленні схеми затиску і підтримки прутка (подвійний затиск з силовою підтримкою в одному і більше місцях по довжині прутка).

Для роботи на підвищених критичних частотах необхідно здійснювати балансування шпинделя зі всіма сидячими на ньому деталями, що можна зробити введенням додаткового вантажу  $G=M \cdot g$  (твердого або рідкого) на радіусі  $r_0$  з умови:

$$Mr_0 = m_{\text{ш}}(y_2 + e) + y_1 m_{\Pi}. \quad (24)$$

Розглянемо приклад впливу різних чинників по формулі (23) на критичну частоту обертання без різання стосовно БТА мод. 1А(Б)240, який обробляє прутки завдовжки 3-6м діаметром  $d_{\max} = 40\text{мм}$  і  $d_{\min} = 20\text{мм}$ . Для проведення розрахунку визначимо (задамося) початкові дані.

Характеристики шпинделя.

— маса шпинделя (частини шпинделя яка знаходиться між опорами 1 і 2):

$$m_{\text{ш}} = \pi \cdot \left( \left( \frac{D}{2} \right)^2 - \left( \frac{d}{2} \right)^2 \right) \cdot l \cdot \rho = 3,14 \cdot (4,5^2 - 3,2^2) \cdot 37,4 \cdot 7,85 = 9220\text{г} \approx 9,2\text{кг},$$

де  $D=90\text{мм}$  – зовнішній діаметр відповідної частини шпинделя;

$d=64\text{мм}$  – внутрішній діаметр;

$l=374\text{мм}$  – відстань між центрами опор 1 і 2;

$\rho=7,85\text{ г/см}^3$  – густина матеріалу шпинделя;

— момент інерції шпинделя:

$$I_{\text{ш}} = \frac{\pi \cdot D^4}{64} \cdot \left( 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^4 \right) = \frac{3,14 \cdot 90^4}{64} \cdot (1 - 0,71^4) = 2,4 \cdot 10^6 \text{ мм}^4;$$

— жорсткість шпинделя:

$$C_{\text{ш}} = \frac{48 \cdot E \cdot I_{\text{ш}}}{l^3} = \frac{48 \cdot 2,15 \cdot 10^5 \cdot 2,4 \cdot 10^6}{374^3} = 4,74 \cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{мм}} = 474 \frac{\text{Н}}{\text{мм}},$$

де  $E=2,15 \cdot 10^5\text{МПа}$  – модуль пружності матеріалу шпинделя.

Характеристики прутка.

— маса прутка (частини прутка яка знаходиться між опорами А і В):

$$m_{\Pi} = \pi \left( \frac{d_{\Pi\Pi}}{2} \right)^2 l_1 \rho_1 = 3,14 \cdot 2^2 \cdot 96 \cdot 7,8 = 9405\text{г} = 9,4\text{кг},$$

де  $d_{\Pi\Pi}=40\text{мм}$  – діаметр прутка;

$l_1=960\text{мм}$  – відстань між центрами опор прутка т.А і т.В;

$\rho_1=7,8\text{ г/см}^3$  – густина матеріалу прутка.

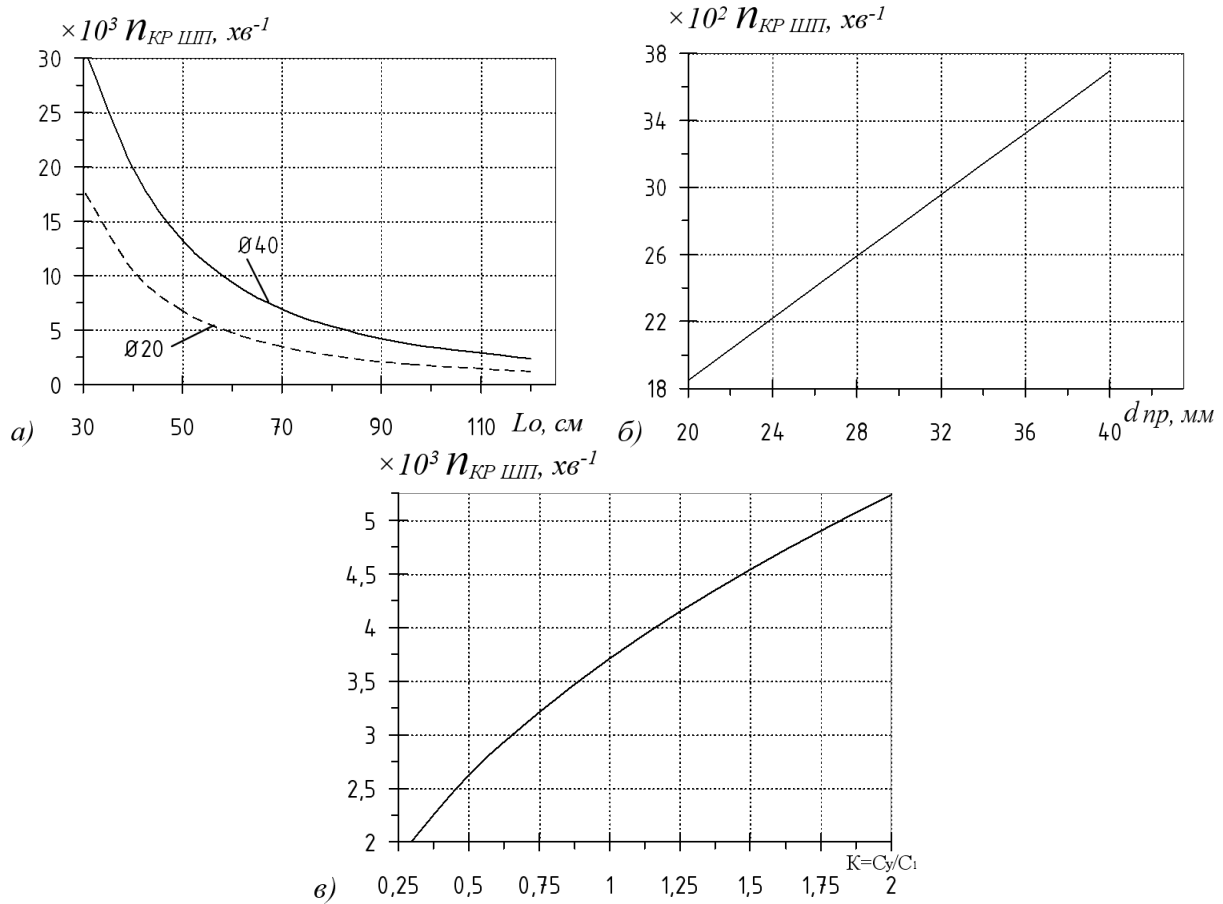
— момент інерції прутка:

$$I_{\Pi\Pi} = \frac{\pi \cdot d_{\Pi\Pi}^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 40^4}{64} = 12,56 \cdot 10^4 \text{ мм}^4;$$

— жорсткість прутка:

$$C_{\Pi\Pi} = \frac{48 \cdot E_1 \cdot I_{\Pi\Pi}}{l_1^3} = \frac{48 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 12,56 \cdot 10^4}{960^3} = 1370 \frac{\text{Н}}{\text{мм}},$$

де  $E_1=2 \cdot 10^5\text{МПа}$  – модуль пружності матеріалу прутка.



а) від відстані між опорами прутка; б) від діаметра прутка; в) від жорсткості опор підшипника  
Рисунок 3 – Залежність критичної частоти обертання шпинделя з прутком

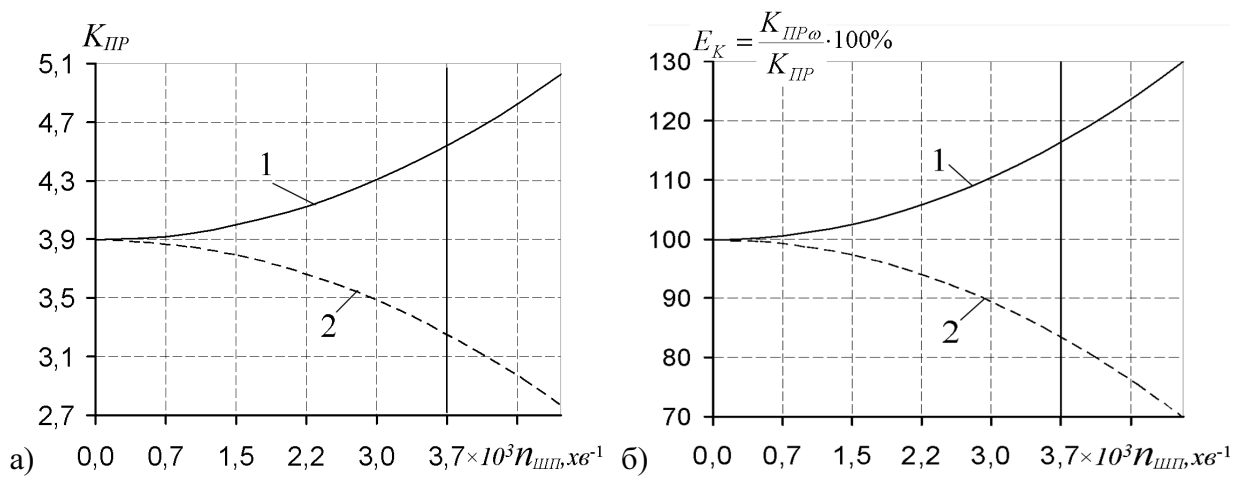


Рисунок 4 – Залежність величини коефіцієнта підсилення (а – абсолютного, б – відносного) привода механізму затиску КП від частоти обертання з охопленою – 1 та охоплюючою – 2 затискними муфтами

Розрахунок:

$$\gamma = \frac{C_{III}}{C_{IIp}} = \frac{4,74 \cdot 10^5}{1370} = 346; \quad \alpha = \frac{m_{II}}{m_{III}} = \frac{9,4}{9,2} = 1,02; \quad \varphi = \frac{C_{III}}{C_1} = \frac{474}{2 \cdot 127} = 1,866;$$

$$n_{KPIII} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{C_{III}}{[1 + \varphi(0,5\alpha\gamma + 0,3)] \cdot m_{III}}} = 9,55 \cdot \sqrt{\frac{4,74 \cdot 10^8}{9,2} \cdot \frac{1}{1 + 1,866(0,5 \cdot 1,02 \cdot 346 + 0,3)}} = 3713x6^{-1}$$

Похибка, що неминуче виникає при теоретичних розрахунках, в даному випадку буде мати знак "-", оскільки частоту власних коливань шпиндельного вузла (як наслідок і критичну частоту обертання) понижують наступні невраховані в розрахунок (з метою його спрощення) аспекти: вага сидячих на проміжку між опорами 1 і 2 деталей шпиндельного вузла; "неоднорідності" поперечного перерізу шпинделя на проміжку між опорами 1 і 2 (є прослаблені місця –різьба); вплив "консольних" виступів шпинделя а і в (рис.2) на початкове зміщення опор шпинделя і його прогин; вплив сили різання; пружні віджаття в опорах прутка; незбалансованість вузла через неточність геометричної форми його складових частин; і т.д..

На рис. 3 представлені залежності критичної частоти обертання шпинделя від діаметра прутка, відстані між його опорами та жорсткості опор шпинделя, де жорсткість умовних підшипників  $C_y$  виражена в частинах від жорсткості  $C_1$ .

Проведені вище дослідження демонструють можливість (потенціал) підвищення швидкохідності шпиндельного вузла БТА 1Б(А)240. Для повного використання цього потенціалу необхідно усунути ще ряд стримуючих факторів, серед яких непристосованість окремих конструкцій привода механізму затиску заготовки до роботи на високих частотах обертання, що виражається у втраті його експлуатаційних характеристик (працездатності), зокрема, зменшенні коефіцієнта підсилення  $K_{IIp}$ . На основі раніше проведених досліджень [4] на рис. 4 представлені залежності  $K_{IIp}$  від частоти обертання шпинделя двох типів приводів затиску: "пристосованого" (крива 1) та "непристосованого" (крива 2) до роботи на високих частотах обертання. Аналіз цих залежностей також визначає напрям подальших досліджень привода затиску, як – "перетворення негативного впливу відцентрових сил в позитивний". Тобто, як висновок можна зазначити, що вдосконалення привода затиску дасть можливість підвищити продуктивність верстата не лише за рахунок усунення обмеження швидкохідності шпинделя але й за рахунок більш якісної роботи механізму затиску верстата в цілому.

## Висновки

Для можливості обробки прутка на великих частотах п необхідно переходити на схему закріплення і підтримку прутка по аналогії з автоматами поздовжнього точіння, застосовувати подвійний затиск і додаткові підтримки прутка, уникати гідроциліндрів затиску, що обертаються, використовуючи привод з геометричним замиканням, гідромеханічний привод силового замикання, а при розширенні відхилень діаметрів прутків самоналагоджувальні приводи. Великі швидкості обробки пруткових заготовок можуть бути досягнуті при використанні цангового затиску або інших патронів із замкнутим силовим контуром, а також за рахунок використання урівноваженого ріжучого інструменту, що обертається (різцевих головок), у випадку коли пруток не обертається, по аналогії з фасонно-відрізними автоматами. Також для наведеної схеми шпиндельного вузла (рис. 2) доцільно підвищити жорсткість задньої опори шпинделя, оскільки вона сприймає основну частину навантаження від невірноважених мас прутка і шпинделя в той час, як її жорсткість значно менша жорсткості передньої опори.



Дана проблема вимагає додаткових теоретичних і експериментальних досліджень при ризанні.

## Список літератури

1. Данильченко Ю.М., Кузнецов Ю.М. Прецизійні шпindelні вузли на опорах кочення (теорія і практика). – Тернопіль -Київ: Економічна думка, 2003.-344с.
2. Ивович В.А. Переходные матрицы в динамике упругих систем: Справочник.-М.: Машиностроение, 1981.-183с.
3. Кельзон А.С., Циманский Ю.П., Яковлев В.И. Динамика роторов в упругих опорах. – М.: Наука . Главная редакция физико-математической литературы, 1982.- 280 с.
4. Кузнецов Ю.М. Редько Р.Г. Придальний Б.І. Вплив відцентрових сил інерції на передачу сил у важільних приводах затиску з геометричним замиканням. // Наукові нотатки. Випуск 18.– Луцьк 2006. – С. 230-240.
5. Кузнецов Ю.Н. Анализ динамической системы шпindel-патрон-деталь токарного автомата // Вестник машиностроения.-1990.-№8.- С.42-47.
6. Кузнецов Ю.Н., Сидорко В.І., Вачев А.А. Повышение динамического качества системы патрон-деталь пруткового автомата // Станки и инструмент.- 1987.- №12.-С.13-15.
7. Левина З.М., Зверев И.А. Расчёт статических и динамических характеристик шпindelных узлов методом конечных элементов // Станки и инструмент.-1986.-№8.-С.6-9.
8. Маслов Г.С. Расчеты колебаний валов: Справочник. 2-е изд., перераб. и доп.- М.: Машиностроение, 1980.-151с.
9. Металорежущие станки и автоматы: Учебник для машиностроительных вузов / Под ред. А.С. Проникова. - М.: Машиностроение, 1981.-479с.
10. Самонастраивающиеся зажимные механизмы: Справочник / Ю.Н.Кузнецов, А.А. Вачев, С.П. Сяров, А.Й. Цървенков; под ред. Ю.Н. Кузнецова.- К.: «Техника»; София: Гос.изд-во «Техника», 1988.- 222с.
11. Токарные многшпindelные автоматы. /В.И. Чергикало, О.И. Гуров, Б.П. Давидович и др.- М.: Машиностроение.–309с.
12. Кузнецов Ю.Н. Принципы создания технологической оснастки для высокоскоростной обработки на металлорежущих станках. // Доклад на международной юбилейной научной конференции, Пловдив, Болгария, 10.11.2006.

В статье определены критические частоты вращения шпindelного узла токарного автомата при разных значениях диаметра обрабатываемого прутка, его длины и жёсткости опор шпинделя. На основе проведенного анализа даны рекомендации относительно выбора наилучшего способа закрепления прутка.

The critical frequency of spindle block rotation of automatic lathe at the different values of the diameter and length of machinable bar and stiffness of the spindle bearing are determined. On the basis of the conducted analysis recommendation on the choice of the best method of the bar fixing is given.