

МЕХАНИЗМ ЗАТИСКУ ТОКАРНОГО АВТОМАТА З ДОДАТКОВОЮ ПІДТРИМКОЮ ПРУТКА

Придальний Б. І.

Рассмотрена проблема увеличения амплитуды колебаний прутка при его обработке на токарных автоматах, которая возникает при увеличении частоты вращения шпиндельного узла. Колебания прутка на междуопорном расстоянии вызывает искажения формы и размеров детали, ухудшает условия передачи крутящего момента к заготовке, негативно влияет на работоспособность и долговечность других элементов шпиндельного узла. Рассмотрены основные конструкции механизмов, позволяющих уменьшить колебания прутка при обработке на токарных автоматах. Установлены основные недостатки этих механизмов и факторы эффективного зажима прутка. На основе проведенных исследований путем использования морфологического синтеза создана новая конструкция механизма зажима прутка, что способствует уменьшению амплитуды колебания прутка во время обработки.

Розглянуто проблему збільшення амплітуди коливань прутка під час його обробки на токарних автоматах, що виникає при збільшенні частоти обертання шпиндельного вузла. Коливання прутка на міжопорній відстані викликає спотворення форми і розмірів деталі, погіршує умови передачі крутного моменту до заготовки, негативно впливає на працездатність і довговічність інших елементів шпиндельного вузла. Розглянуто основні конструкції механізмів, що дозволяють зменшити коливання прутка під час обробки на токарних автоматах. Встановлено основні недоліки цих механізмів та фактори ефективного затиску прутка. На основі проведених досліджень шляхом використання морфологічного синтезу створено нову конструкцію механізму затиску прутка, що сприяє зменшенню амплітуди коливання прутка під час обробки.

Considers the problem increasing the amplitude of the rod during its processing on lathe machines that arises with increasing frequency of rotation spindle unit. Oscillations in the rod between the support distance causes distortion shapes and sizes of parts worsens conditions transmission of torque to the workpiece, adversely affect the performance and durability of the other elements of the spindle unit. Considers the main construction of mechanisms to reduce vibrations rod during processing on lathes machines. The basic shortcomings of these mechanisms and factors effective clamping rod. On the basis of studies using morphological synthesis created new construction rod clamping mechanism that reduces the amplitude of the oscillation rod during processing.

Придальний Б. І.

канд. техн. наук, доц. ЛНТУ
prydalnyy@rambler.ru

ЛНТУ – Луцький національний технічний університет, м. Луцьк.

УДК 621.9.06

Придальний Б. І.

МЕХАНІЗМ ЗАТИСКУ ТОКАРНОГО АВТОМАТА З ДОДАТКОВОЮ ПІДТРИМКОЮ ПРУТКА

У зв'язку з постійним підвищенням вимог до продуктивності та якості обробки на токарних верстатах спостерігається стійка тенденція до підвищення частоти обертання шпиндельних вузлів токарних автоматів [1]. Зазначена тенденція реалізується в значній мірі за рахунок розвитку та вдосконалення окремих елементів металорізальних верстатів (поява мотор-шпинделів, сучасних різальних інструментів, нових компоновок верстатів та ін.). При цьому підвищення частоти обертання шпиндельних вузлів токарних автоматизованих верстатів також стримується рядом факторів.

Раніше виконані дослідження [2] встановили вплив ряду чинників, стримуючих підвищення частоти обертання шпиндельного вузла токарного автомата, серед яких важливе значення має жорсткість пружної системи, яка визначається способом закріплення і підтримки прутка, а також зміни його довжини і маси у міру використання. Дисбаланс та дія значних відцентрових сил на високих частотах обертання приводять до резонансних коливань елементів шпиндельного вузла з розміщеним у ньому прутком. Коливання прутка на міжопорній відстані та елементів шпиндельного вузла (рис. 1) спричиняє коливання також його оброблюваної частини і, як наслідок, спотворення форми та розмірів деталі, погіршення умов передачі крутного моменту до заготовки, негативний вплив на працездатність та довговічність інших елементів шпиндельного вузла, втрату потужності головного руху верстата та ін.

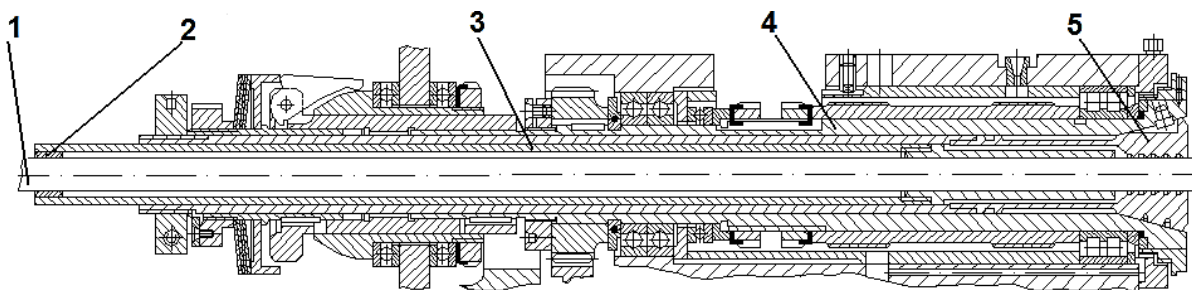


Рис. 1. Шпиндельний вузол токарного автомата 1Б240:

1 – пруток; 2 – підтримка прутка; 3 – подаюча труба; 4 – шпиндель; 5 – патрон

Жорсткість системи шпиндель-патрон-деталь в значній мірі визначається способом закріплення та підтримки прутка, що загалом визначає критичні частоти обертання шпиндельного вузла з прутком $n_{кр\ шп}$ (рис. 2) [2, 3].

Спроби введення в конструкцію шпиндельного вузла додаткової підтримки прутка обмежувалися встановленням додаткових опорних елементів. Така «пасивна» підтримка прутка має низьку жорсткість внаслідок відсутності натягу в системі «пруток-опорні елементи» (особливо при використанні некаліброваного прутка), а також низької жорсткості самих опорних елементів. Тому такі системи не здатні суттєво обмежити амплітуду коливання прутка і не отримали істотного поширення в промисловому використанні. Один з варіантів реалізації такої підтримки прутка описано в [4] (рис. 3), де в розрізах 2 труби подачі прутка 4 розміщені опорні елементи 1, що кріпляться пружними кільцями 3, котрі також фіксують в радіальному напрямі трубу подачі 4 всередині труби затиску 5, котра одним кінцем жорстко з'єднана з затискним патроном (цангою) 6.

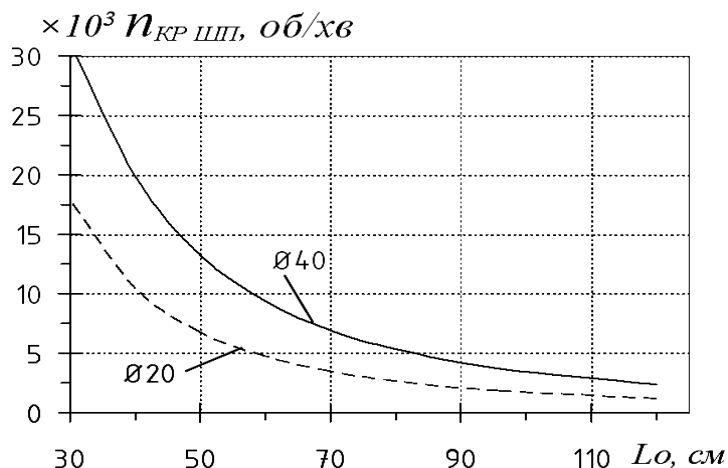


Рис. 2. Залежність критичної частоти обертання шпинделя токарного автомата мод. 1Б240 з прутком від відстані між опорами прутка [3]

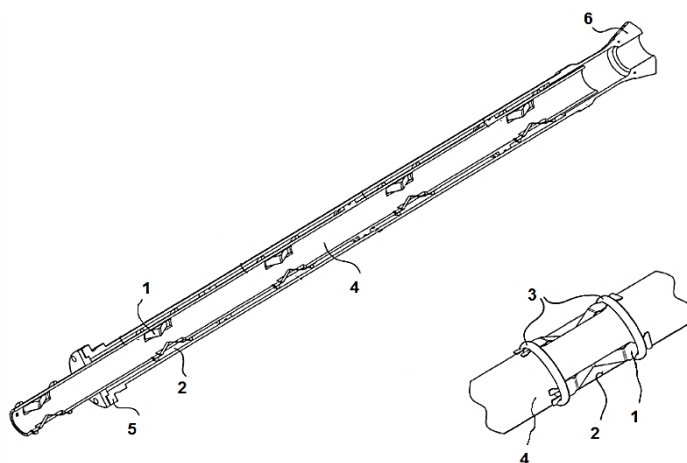


Рис. 3. Елементи шпиндельного вузла з «пасивною» підтримкою прутка [4]

З проведених вище узагальнень стає очевидним, що для можливості значного обмеження амплітуди коливання прутка на високих частотах обертання необхідна більш жорстка, «активна» форма підтримки прутка – затиск. Раніше проведені дослідження щодо зменшення негативного впливу коливання довгомірних прутків під час обробки шляхом додаткового (подвійного) затиску стосувалися лише вдосконалення затискних патронів (цанг) [5, 6], хоча механізм затиску заготовки, як технічна система в загальному випадку складається з джерела енергії та підсистем «привод затиску» і «патрон-деталь». Зокрема розробки школи проф. Кузнєцова Ю. М. налічують значну кількість цангових патронів подвійного затиску, основні конструктивні схеми яких показані на рис. 4. Оскільки жорсткість затиску, яку забезпечують затискні патрони, не може бути абсолютною, то актуальною залишається задача зменшення коливань прутка, особливо у випадку прецизійної обробки.

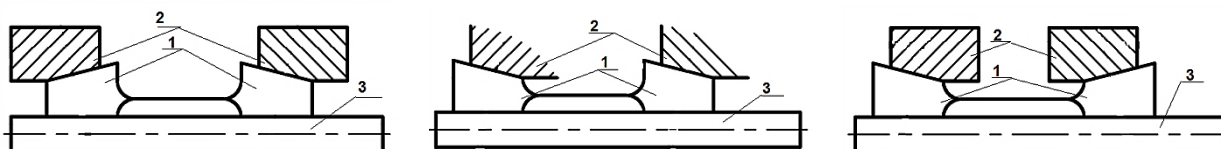


Рис. 4. Деякі конструктивні схеми цангових затискних патронів з подвійним затиском: 1 – затискні елементи; 2 – елементи шпиндельного вузла з внутрішньою конічною поверхнею, 3 – об'єкт затиску (пруток)

На думку автора, недоліком додаткового затиску «в межах» затискного патрона є відсутність можливості суттєвого зменшення міжопорної відстані прутка тому, що зони затиску знаходяться надто близько одна від одної (рис. 4). Як видно з попередньо проведених за участю автора досліджень [3] та графіка (рис. 2), зменшення міжопорної відстані прутка L_0 підвищує критичну частоту обертання шпиндельного вузла $n_{крIII}$ за рахунок зменшення амплітуди коливання прутка під час його обертання. Отже, для зменшення амплітуди коливання довгомірних прутків під час їх обробки та підвищення критичної частоти обертання шпиндельного вузла з прутком доцільно здійснювати додатковий «активний» затиск прутка на міжопорній відстані L_0 .

Метою дослідження є створення конструкції шпиндельного вузла, що дозволить здійснювати додатковий затиск-підтримку оброблюваного прутка на міжопорній відстані з метою підвищення критичної частоти обертання шпинделя. З огляду на значну кількість складових елементів шпиндельного вузла токарного автомата очевидною є велика кількість можливих варіантів реалізації такої конструкції. Зважаючи на це для створення конструкції автор використав метод структурно-схемного синтезу на основі морфологічного аналізу. Даний метод дає змогу максимально ефективно розглянути найбільшу кількість можливих варіантів конструкції та вибрати найбільш вдалий.

На основі виконаного аналізу факторів зменшення амплітуди коливання прутка під час обертання шпиндельного вузла та з врахуванням вимог до роботи механізмів затиску в складі шпиндельного вузла токарних автоматів, шляхом структурно-схемного синтезу із застосуванням системно-морфологічного підходу [5, 7,] проведено синтез можливих варіантів конструкції механізму додаткового затиску.

Для цього складена морфологічна модель у вигляді морфологічної таблиці (табл. 1), що містить в собі обмежену кількість елементів механізму додаткового затиску та зв'язків між ними – основні морфологічні признаки об'єкта. При цьому таблиця побудована таким чином, що в стрічках представлені морфологічні ознаки елементів механізму додаткового затиску і зв'язки між ними, а в стовбцях – альтернативи кожної ознаки без їх критичного розгляду [8]. Обрані наступні основні морфологічні ознаки: вид споживаної енергії, кількість та вид перетворювачів енергії, система керування, тип замикання, підвід енергії для затиску та розтиску, розміщення механізму у шпиндельному вузлі, тип затискних елементів. Склад морфологічної таблиці може розширюватися за рахунок нових альтернатив кожної ознаки, а при появі нової інформації – за рахунок додаткових ознак. Представлений варіант морфологічної моделі механізму додаткової підтримки прутка отримано внаслідок виділення функціонально важливих елементів з метою не створювати у моделі несуттєву інформацію, яка ускладнює вибір корисної.

Морфологічна модель механізму додаткового затиску прутка (табл. 1) також представлена у вигляді морфологічних матриць (1) (2), що утворюються шляхом цифрового зазначення відповідних альтернатив вміщених у розділах морфологічної таблиці. Тобто в загальному випадку схему механізму додаткового затиску можна представити як $M_{ДЗ} = |M_{ДЕ}| \wedge |M_{КПЕ}| \wedge |M_{ВПЕ}| \wedge |M_{КЕР}| \wedge |M_{ЗАМ}| \wedge |M_{ЕЗ}| \wedge |M_{ЕР}| \wedge |M_{Р}| \wedge |M_{ЗЕ}|$. Повна кількість варіантів конструктивних схем механізму додаткового затиску (сполучень, альтернатив), вміщених в морфологічну матрицю, є дуже великою $N_{II} = 712800$, що тяжко піддається повному перебору та вимагає багато часу для вибору найкращих рішень. Якщо обмежити кількість видів виконання конструктивних елементів та виділити найбільш прийнятні, то морфологічна матриця в цьому випадку буде дещо спрощеною (усіченою) (2) і загальна кількість можливих варіантів (рішень) схем стане значно меншою $N_{II}^V = 32400$ (на два порядки).

Морфологічна модель механізму додаткової підтримки прутка

1. Вид споживаної енергії $M_{ДЕ}$	Перетворювачі енергії		4. Система керування $M_{КЕР}$	5. Тип замикання механізму $M_{ЗАМ}$	Підвід енергії		8. Розміщення M_P	9. Тип затискних елементів $M_{ЗЕ}$
	2. Кількість $M_{КПЕ}$	3. Вид $M_{ВПЕ}$			6. Для затиску $M_{ЕЗ}$	7. Для розтиску $M_{ЕР}$		
1.1. Електрична 1.2. Механічна 1.3. Гідрравлічна 1.4. Пневматична 1.5. Відцентрові сили 1.6. Електромагнітна	2.1. Один 2.2. Два 2.3. Кілька 2.4. Нема	3.1. Важільний 3.2. Клиновий 3.3. Кульковий 3.4. Комбінація 3.5. Соленоїд 3.6. Гідродвигун 3.7. Пневмодвигун 3.8. Електродвигун 3.9. Спеціальний 3.10. Зубчастий 3.11. Нема	4.1. Спільна з механізмом затиску 4.2. Окрема від механізму затиску 4.3. Комбінація	5.1. Силове не пружне 5.2. Силове пружне 5.3. Геометричне 5.4. Фрикційне 5.5. Комбінація	6.1. Енергія ззовні 6.2. Енергія, акумульована в механізмі 6.3. Комбінація	7.1. Енергія ззовні 7.2. Енергія, акумульована в механізмі 7.3. Комбінація	8.1. В складі привода затиску 8.2. В складі патрона затиску 8.3. Окремо 8.4. Інше	9.1. Призматичні 9.2. Сферичні 9.3. Циліндричні 9.4. Конічні 9.5. Інші

Морфологічні матриці систем додаткового затиску прутка:

$$\text{повна} \quad M_{ДЗ}^П = \left(\begin{array}{c} |1.1| \\ |1.2| \\ |1.3| \\ |1.4| \\ |1.5| \\ |1.6| \end{array} \right) \wedge \left(\begin{array}{c} |2.1 \quad 3.1| \\ |2.2 \quad 3.2| \\ |2.3 \quad 3.3| \\ |2.4 \quad 3.4| \\ |3.5| \\ |3.6| \\ |3.7| \\ |3.8| \\ |3.9| \\ |3.10| \\ |3.11| \end{array} \right) \wedge \left(\begin{array}{c} |4.1| \\ |4.2| \\ |4.3| \end{array} \right) \wedge \left(\begin{array}{c} |5.1| \\ |5.2| \\ |5.3| \\ |5.4| \\ |5.5| \end{array} \right) \wedge \left(\begin{array}{cc} |6.1 \quad 7.1| \\ |6.2 \quad 7.2| \\ |6.3 \quad 7.3| \end{array} \right) \wedge \left(\begin{array}{c} |8.1| \\ |8.2| \\ |8.3| \\ |8.4| \end{array} \right) \wedge \left(\begin{array}{c} |9.1| \\ |9.2| \\ |9.3| \\ |9.4| \\ |9.5| \end{array} \right); \quad (1)$$

$$\text{усічена} \quad M_{ДЗ}^У = \left(\begin{array}{c} |1.1| \\ |1.2| \\ |1.3| \end{array} \right) \wedge \left(\begin{array}{c} |2.1 \quad 3.1| \\ |2.2 \quad 3.2| \\ |3.3| \\ |3.4| \\ |3.5| \end{array} \right) \wedge \left(\begin{array}{c} |4.1| \\ |4.2| \end{array} \right) \wedge \left(\begin{array}{c} |5.1| \\ |5.2| \\ |5.3| \\ |5.4| \\ |5.5| \end{array} \right) \wedge \left(\begin{array}{cc} |6.1 \quad 7.1| \\ |6.2 \quad 7.2| \\ |6.3 \quad 7.3| \end{array} \right) \wedge \left(\begin{array}{c} |8.1| \\ |8.2| \\ |8.3| \\ |9.2| \\ |9.3| \\ |9.4| \end{array} \right). \quad (2)$$

Серед різних варіантів синтезованих схем механізму додаткового затиску шляхом експертної оцінки обрано шість, що мають покращенні експлуатаційні характеристики
Морфологічні формули синтезованих схем механізму додаткового затиску (рис. 5).

$$X_1 = |1.2| \wedge |2.1| - 3.3| \wedge |4.1| \wedge |5.3| \wedge |6.2| - 7.1| \wedge |8.1| \wedge |9.2|;$$

$$X_2 = |1.2| \wedge |2.1| - 3.3| \wedge |4.1| \wedge |5.1| \wedge |6.2| - 7.1| \wedge |8.1| \wedge |9.2|;$$

$$X_3 = |1.1| \wedge |2.2| - 3.5| \wedge |4.2| \wedge |5.2| \wedge |6.1| - 7.3| \wedge |8.3| \wedge |9.2|;$$

$$X_4 = |1.2| \wedge |2.1| - 3.1| \wedge |4.2| \wedge |5.2| \wedge |6.3| - 7.3| \wedge |8.3| \wedge |9.3|;$$

$$X_5 = |1.2| \wedge |2.2| - 3.4| \wedge |4.1| \wedge |5.2| \wedge |6.2| - 7.1| \wedge |8.1| \wedge |9.3|;$$

$$X_6 = |1.2| \wedge |2.1| - 3.1| \wedge |4.1| \wedge |5.1| \wedge |6.1| - 7.1| \wedge |8.1| \wedge |9.3|.$$

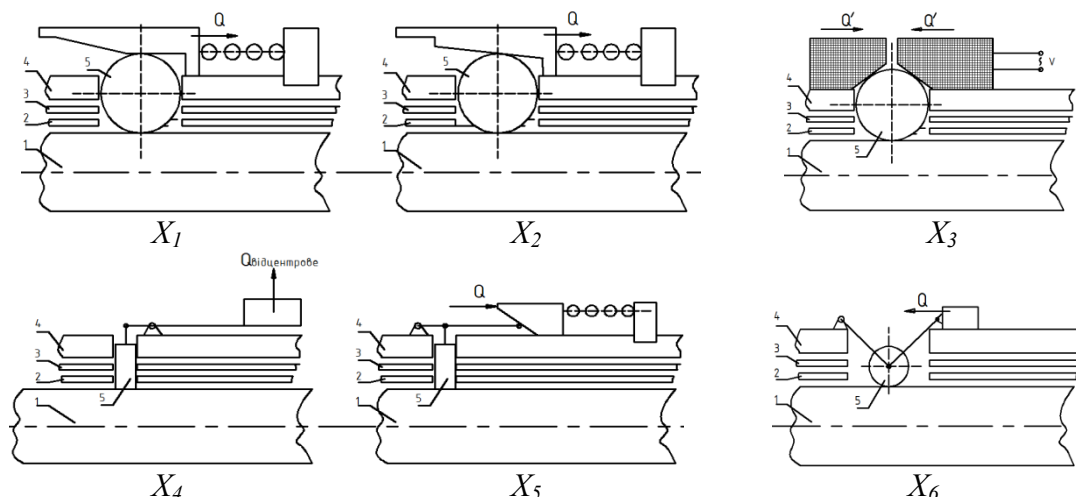


Рис. 5. Схеми синтезованих механізмів додаткового затиску:

1 – пруток; 2 – труба подачі; 3 – труба затиску; 4 – шпиндель; 5 – затискний елемент;
 Q – вхідне зусилля

В табл. 2 виконана відносна якісна оцінка кожного варіанта за шістьма характеристиками: простота конструкції; жорсткість затиску; зручність розташування в складі шпиндельного вузла; ширина діапазону розмірів, що затискаються; можливість та зручність переналагодження на інший розмір; характер впливу відцентрових сил.

Таблиця 2

Характеристика синтезованих механізмів додаткового затиску

№	Характеристики синтезованих схем <i>ПрЗ</i>	Синтезовані схеми <i>ПрЗ</i>					
		X_1	X_2	X_3	X_4	X_5	X_6
1	Простота конструкції	+	+	++	++	-	-
2	Жорсткість затиску	++	++	-	--	-	+
3	Зручність розташування в складі шпиндельного вузла	+	+	+	-	-	--
4	Ширина діапазону розмірів, що затискаються (можливість затиску прутка із відхиленням діаметрального розміру)	--	+	+	++	+	+
5	Можливість та зручність (швидкість) переналагодження на інший розмір	+	+	+	++	+	+
6	Характер впливу відцентрових сил на роботу механізму	-	-	--	++	-	-

Позначення: +, ++ – відповідно покращення та значне покращення характеристики;
 -- – відповідно погіршення та значне погіршення характеристики.

Представлена в табл. 2 оцінка синтезованих схем механізму підтримки прутка дає можливість простим підрахунком знаків «+» та «-» виявити найкращі схеми. В даному випадку такою схемою є варіант X_2 , реалізація якої в складі шпиндельного вузла багатошпиндельного токарного автомата мод. 1Б240 представлена на рис. 6.

Робота запропонованого пристрою для затиску пруткового матеріалу відбувається наступним чином. Для здійснення процесу затиску (рис. 6) вилка 10 передає осьове зусилля на муфту затиску 8 через опорні підшипники 9. При осьовому переміщенні затискної муфти 8 важіль 6 провертається і передає осьове зусилля на стакан 17, котрий через набір пружних елементів 5, гайку 4, приводну втулку 3 і гайку 16 передає осьове зусилля на трубу затиску 2, котра затягує затискний патрон (на рис. 6 не показано). При цьому рух муфти затиску 8 призводить до переміщення на величину x муфти затиску 13 під дією зусилля пружини 15. Під час руху муфта 13 взаємодіє фасонною поверхнею з розклинюючими елементами 14 таким чином, що останні зміщуються крізь отвори в шпинделі 3, трубі затиску 2 та трубі подачі 1 до центра обертання шпинделя на величину y та затискають пруток 18.

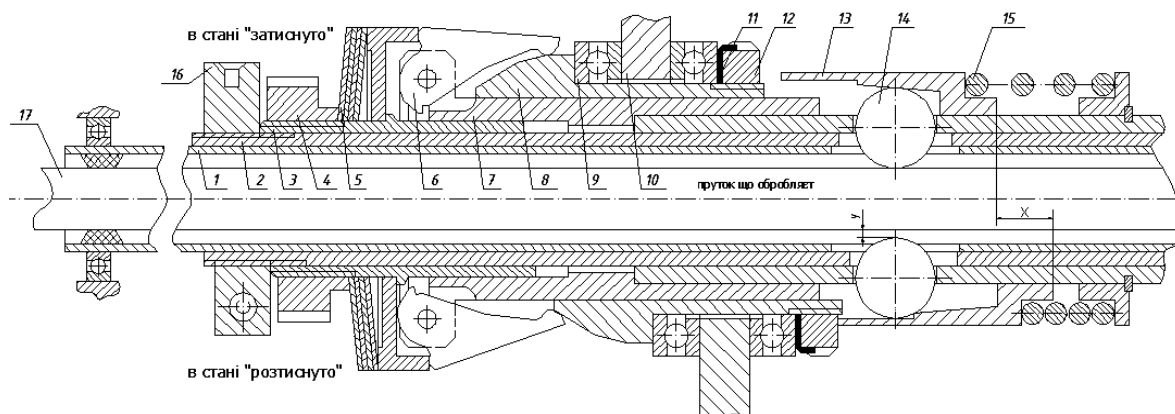


Рис. 6. Механізм додаткового затиску прутка в складі шпиндельного вузла багатшпиндельного токарного автомата мод. 1Б240

ВИСНОВКИ

Використання в складі шпиндельного вузла пруткового токарного автомата запропонованого механізму дозволяє підвищити продуктивність та якість обробки за рахунок зменшення амплітуди коливання прутка та елементів шпиндельного вузла під час обробки (підвищення критичної частоти обертання шпинделя). Результат досягається за рахунок зменшення міжпорнової відстані прутка шляхом здійснення його додаткового затиску-підтримки. Ефективність запропонованого механізму залежить від геометрично-масових параметрів елементів конкретного шпиндельного вузла, в складі якого буде використовуватися механізм додаткової підтримки прутка та особливо від розміщення зони додаткової підтримки прутка. Найбільш ефективною робота механізму буде при здійсненні додаткового затиску прутка в зоні рівновіддаленій від його опор (середина відстані між задньою підтримкою прутка та затискним патроном), що відповідно до залежностей, представлених на (рис. 2), дозволить підвищити критичну частоту обертання шпиндельного вузла приблизно в 3–4 рази.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Кузнецов Ю. М. Прогнозування розвитку технічних систем / Ю. М. Кузнецов, Р. А. Склярів ; під заг. ред. проф. Ю. М. Кузнецова. – К. : ТОВ "ЗМОК" – ПП "ГНОЗИС", 2004. – 323 с. : іл.
2. Кузнецов Ю. Н. Анализ динамической системы шпиндель-патрон-деталь токарного автомата / Ю. Н. Кузнецов // Вестник машиностроителя. – 1990. – № 8. – С. 42–47.
3. Кузнецов Ю. М. Критичні частоти обертання шпиндельного вузла токарного автомата / Ю. М. Кузнецов, Б. І. Придальний, Р. Г. Редько // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. – Кіровоград, 2009. – Випуск 22. – С. 243–252.
4. Reduction unit for lathe feeders and spindle. International publication number WO2007/060217 A1. Applicant: IEMCA GIULIANI MACCHINE ITALIA S.P.A. Inventors: Melandri, Pierantonio. Ragazzini, Massimo. Romagnolli, Renzo. World Intellectual Property Organization.
5. Кузнецов Ю. Н. Генетико-морфологический подход при синтезе цанговых патронов двойного зажима / Ю. Н. Кузнецов Гера Ж. А. Хамуйела // Вісник СевНТУ : зб. наук. пр. – Вип. 120/2011. – Севастополь, 2011. – (Серія «Механіка, енергетика, екологія»).
6. Кузнецов Ю. Н. Принципы создания зажимных устройств для высокоскоростной и прецизионной обработки на металлорежущих станках. Современные технологии в машиностроении. К юбилею Ф. Я. Якубова / [Ю. Н. Кузнецов, А. И. Грабченко] ; под общ. ред. А. И. Грабченко. – Харьков НТУ «ХПИМ», 2007.
7. Kuznietsov Y. Genetic-morphological approach to creating and forecasting the development of clamping mechanisms for rotating parts / Y. Kuznietsov, G. Hamueyla, A. Poparov // Fundamental sciences and Applications. – Plovdiv, Bulgaria, 2013. –Vol. 19.
8. Зжимные механизмы для высокопроизводительной и высокоточной обработки резанием : монография / Кузнецов Ю. Н., Волошин В. Н., Недельчева М. П., Сль-Дахаби Ф. В. ; под. ред. Ю. Н. Кузнецова. – Габрово : Университетское издательство «Васил Априлов», 2010. – 724 с.