

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Розроблення та дослідження високошвидкісного токарного патрона
плунжерного типу з компенсацією відцентрових сил

Виконав(ла): студент(ка) 6 курсу, групи МВм-61
спеціальності

133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва спеціальності)

		Рудик Я.А.
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Керівник		Буховець В.М.
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Нормоконтроль		Кобельник В.Р.
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Завідувач кафедри		Крупа В.В.
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Рецензент		
	(підпис)	(прізвище та ініціали)

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет Інженерії машин, споруд та технологій

(повна назва факультету)

Кафедра Конструювання верстатів, інструментів та машин

(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Крупа В.В.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

« » _____ 2025 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня магістр

(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва спеціальності)

студенту Рудика Ярославу Анатолійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розроблення та дослідження високошвидкісного токарного патрона
плунжерного типу з компенсацією відцентрових сил

Керівник роботи Буховець Валерій Миколайович, к.т.н.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від «15» 08 2025 року № 4/7-756

2. Термін подання студентом завершеної роботи 21.12.2025р.

3. Вихідні дані до роботи Конструкторська документація по приводах головного руху
токарно-револьверних верстатів багатоопераційних автоматів з ЧПК; документація по
токарних патронах з компенсаторами відцентрових сил: матеріали робіт в області в
області дослідження високошвидкісних токарних патронів

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Аналітичний розділ

2. Проєктний розділ

3. Науково-дослідний розділ

4. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)

1. Аналіз способів компенсації відцентрової сили в токарних затискних патронах

2. Аналіз конструкції токарних патронів із компенсацією відцентрових сил контрвантажами

3. Загальний вигляд токарно-револьверного багатоопераційного автомату з ЧПК

4. Кінематична схема токарно-револьверного багатоопераційного автомату з ЧПК

5. Шпиндельний вузол токарно-револьверного багатоопераційного автомату з ЧПК

(складальне креслення)

6. Конструкція високошвидкісного плунжерного токарного патрона із компенсацією

відцентрових сил контрвантажами (складальне креслення)

7. Моделі передачі сил у плунжерному токарному патроні із компенсацією відцентрових сил в
статичній та в процесі усталеного обертання

8. Результати моделювання динамічних силових характеристик плунжерного токарного
патрона з компенсацією відцентрових сил контрвантажами

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н., асистент Сенік А.А.		
Безпека в надзвичайних ситуаціях			
Нормоконтроль	к.т.н., доцент Кобельник В.Р.		

7. Дата видачі завдання 15.08.2025р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

[illegible]

Студент

(підпис)

Рудик Я.А.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Буховець В.М.

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Рудик Я.А. Розроблення та дослідження високошвидкісного токарного патрона плунжерного типу з компенсацією відцентрових сил. 133 – Галузеве машинобудування; Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя; м. Тернопіль, 2025 р.

У кваліфікаційній роботі вирішено важливу науково-прикладну задачу розроблення високошвидкісного токарного патрона плунжерного типу із компенсаторами відцентрових сил у вигляді важелів із вантажами, що взаємодіють із плунжерами, та дослідження його динамічних силових характеристик. Проведено автоматизований розрахунок параметрів зубчатої пасової передачі. Розроблено конструкцію шпиндельного вузла на опорах кочення із радіально-упорних підшипників. Проведено розрахунок радіальної жорсткості переднього кінця шпинделя швидкохідного шпиндельного вузла.

Запропоновано конструкцію плунжерного токарного патрона з компенсаторами відцентрових сил у вигляді важелів з контрвантажами, які створюють додаткові осьові сили на плунжерах. Розроблено математичні моделі для визначення статичної та динамічної радіальної сили затиску заготовки, що враховує конструктивні параметри затискного патрона, осьову силу приводу затиску, коефіцієнт тертя в стиках, відцентрові сили затискних кулачків з плунжерами, а також додаткову радіальну силу затиску, створену контрвантажами. Приведені результати моделювання сумарної динамічної радіальної сили затиску заготовки плунжерним токарним патроном з компенсацією відцентрових сил контрвантажами.

Ключові слова: токарний верстат з ЧПК, токарний патрон плунжерного типу, компенсація відцентрових сил, динамічна сила затиску, математична модель, привід головного руху.

ANNOTATION

Rudyk Y.A. Development and study of a high-speed plunger-type lathe chuck with centrifugal force compensation. 133 – Industrial machinery engineering; Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University; Ternopil, 2025.

In the qualification work, an important scientific and applied problem of developing a high-speed plunger-type lathe chuck with centrifugal force compensators in the form of levers with loads interacting with the plungers, and a study of its dynamic power characteristics was solved. An automated calculation of the parameters of the toothed belt transmission was carried out. A design of a spindle assembly on rolling bearings from radial thrust bearings was developed. A calculation of the radial stiffness of the front end of the spindle of a high-speed spindle assembly was carried out.

A design of a plunger lathe chuck with centrifugal force compensators in the form of levers with counterweights that create additional axial forces on the plungers was proposed. Mathematical models have been developed to determine the static and dynamic radial force of clamping the workpiece, which takes into account the design parameters of the clamping chuck, the axial force of the clamping drive, the coefficient of friction in the joints, the centrifugal forces of the clamping jaws with plungers, as well as the additional radial clamping force created by counterweights. The results of modeling the total dynamic radial force of clamping the workpiece by a plunger lathe chuck with compensation of centrifugal forces by counterweights are presented.

Key words: CNC lathe, plunger-type lathe chuck, centrifugal force compensation, dynamic clamping force, mathematical model, main motion drive.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
1. АНАЛІЗ СТАНУ ДОСЛІДЖЕНЬ ВИСОКОШВИДКІСНИХ ТОКАРНИХ ПАТРОНІВ	9
1.1. Вимоги до шпиндельних вузлів із механізмами затиску токарних верстатів для високошвидкісної обробки	9
1.2. Вплив частоти обертання затискного патрона на силу затиску	10
1.3. Способи компенсації відцентрових сил у токарних патронах	14
1.4. Аналіз конструкції токарних патронів із компенсацією відцентрових сил	16
1.4.1. Способи розміщення контрвантажів для компенсації відцентрових сил	16
1.4.2. Клинові токарні патрони із компенсацією відцентрових сил контрвантажами	17
1.4.3. Важільні та клино-важільні токарні патрони із компенсацією відцентрових сил контрвантажами	20
1.4.4. Спирально-рейкові та клино-рейкові токарні патрони із компенсацією відцентрових сил контрвантажами	22
1.4.5. Плунжерні токарні патрони із компенсацією відцентрових сил контрвантажами	23
1.5. Огляд існуючих досліджень високошвидкісних токарних патронів	24
1.6. Висновки по розділу 1, постановка мети та задач дослідження	28
2. ПРОЄКТНИЙ РОЗДІЛ	32
2.1. Структура модернізованого приводу головного руху токарно- револьверного багатоопераційного автомата з ЧПК	32
2.2. Вибір привідного двигуна та планетарної коробки швидкостей модернізованого приводу головного руху	33
2.3. Розрахунок кінематичних та силових характеристик модернізованого приводу головного руху	36

2.4.	Автоматизований розрахунок параметрів зубчатої пасової передачі	38
2.5.	Конструкція та розрахунок швидкохідного шпиндельного вузла приводу головного руху	41
2.5.1.	Компонувальна схема шпиндельного вузла та вибір опор	41
2.5.2.	Розрахунок жорсткості шпиндельного вузла, як статично невизначеної системи	43
2.6.	Висновки по розділу	50
3.	НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ	52
3.1.	Розробка конструкції високошвидкісного плунжерного токарного патрона із компенсацією відцентрових сил контрвантажами	52
3.2.	Модель передачі сил у плунжерному токарному патроні із компенсацією відцентрових сил в статиці	54
3.3.	Модель передачі сил у плунжерному токарному патроні з компенсацією відцентрових сил контрвантажами в процесі обертання	56
3.4.	Моделювання динамічних силових характеристик плунжерного токарного патрона з компенсацією відцентрових сил контрвантажами	59
3.5	Висновки по розділу 3	63
4.	ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	65
4.1.	Характеристика токарно-револьверного багатоопераційного автомата з ЧПК з точки зору охорони праці	65
4.2.	Вимоги ергономіки до організації робочого місця оператора токарно-револьверного верстата з ЧПК	66
4.3	Заходи по забезпеченню безпечної роботи токарно-револьверного багатоопераційного автомата з ЧПК	69
4.4.	Оцінка стійкості системи управління промислового об'єкта	70

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	75
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	78
ДОДАТКИ	83

ВСТУП

Завдяки своїм перевагам, таким як висока продуктивність, низьке зусилля різання та хороша якість поверхні, високошвидкісне різання зараз широко застосовується в літакобудуванні, автомобілебудуванні та інших галузях промисловості. Поступовий розвиток технології високошвидкісного різання (HSC) ставить більші вимоги до конструкції токарних верстатів та їх компонентів.

Для задоволення цих вимог в останні роки було розроблено нові концепції та компоненти токарних верстатів, такі як високочастотні моторшпинделі, лінійні приводні двигуни, а також технології захисних пристроїв та теплової компенсації похибок. Пов'язана з цим постійно зростаюча продуктивність обробки та швидкість різання призводять до дедалі вищих вимог до затискних пристроїв.

Використання кулакових патронів із зовнішнім затисканням обмежене при вищих швидкостях шпинделя, оскільки відцентрові сили, що діють на кулачки, зменшують початкове зусилля затискання. Для безпечної і продуктивної токарної обробки на високих швидкостях, окрім розробки відповідних систем затискання заготовок, необхідний також точний розрахунок динамічної сили затиску.

Тому розроблення та дослідження високошвидкісних токарних затискних патронів плунжерного типу з компенсацією відцентрових сил затискних елементів для оснащення сучасних високошвидкісних токарних верстатів з ЧПК, є актуальною науково-практичною задачею.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СТАНУ ДОСЛІДЖЕНЬ ВИСОКОШВИДКІСНИХ ТОКАРНИХ ПАТРОНІВ

1.1. Вимоги до шпиндельних вузлів із механізмами затиску токарних верстатів для високошвидкісної обробки

Для високошвидкісної обробки сьогодні використовуються комерційно доступні токарні верстати, конструкція та продуктивність яких забезпечують відповідно високі швидкості різання. Порівняно зі звичайними токарними центрами для комплексної обробки, вони оснащені, зокрема, спеціально розробленими головними шпинделями [1, 2].

Використання сучасних інструментальних матеріалів дозволяє забезпечувати високі швидкості різання

Наприклад, при обробці сталі найнижча швидкість різання для високошвидкісної обробки становить близько 500 м/хв, тоді як для обробки алюмінієвих сплавів потрібна швидкість різання щонайменше 2000 м/хв [1]. При токарній обробці швидкість різання визначається частотою обертання заготовки. Тому центральною технічною вимогою до верстата є те, щоб можна було досягти необхідних частот обертання шпинделя і що на цих швидкостях була доступна достатня потужність для забезпечення процесу обробки [1].

Шпиндель токарного верстата із механізмом затиску, який придатний для високошвидкісної токарної обробки, повинен забезпечувати необхідну швидкість різання та крутний момент, необхідний для обробки. На рис. 1.1. показано залежності частоти обертання головного шпинделя від діаметра обробки для швидкостей різання від 500 до 10000 м/хв [1]. Із рис. 1.1 видно, що швидкість різання 500 м/хв (нижня межа для високошвидкісної обробки сталі) досяжна з наявними головними шпинделями для обробки діаметру обробки приблизно від 30 мм [1]. Швидкість різання 2000 м/хв (нижня межа для високошвидкісної обробки легких металів) досяжна лише з сучасними головними шпинделями для діаметру обробки приблизно 100 мм і більше.

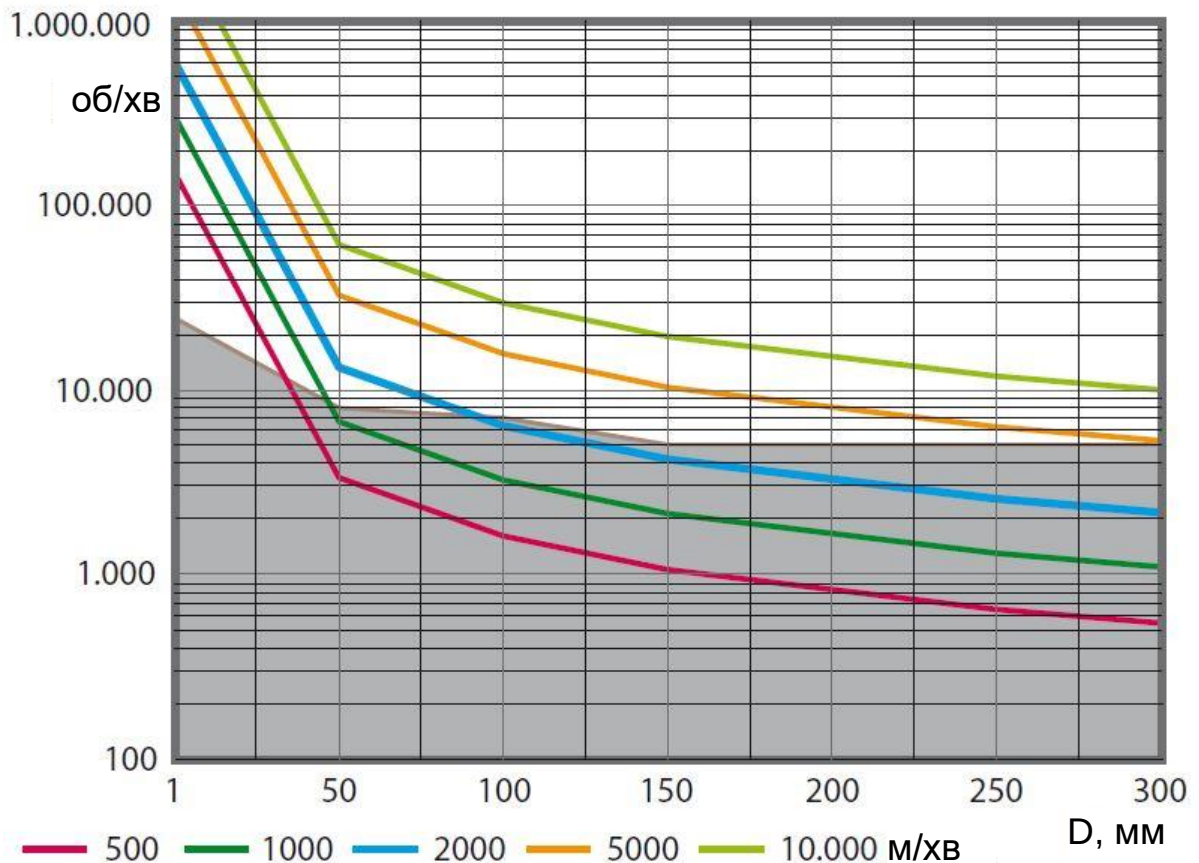


Рисунок 1.1 – Залежності частоти обертання головного шпинделя від діаметра обробки

Сіра зона позначає діапазони швидкостей шпинделів токарних верстатів різних розмірів, що використовуються для відповідних діаметрів заготовок [1]. Це значне збільшення частоти обертання вимагає комплексної розробки головного шпинделя із механізмом затиску, що потенційно може призвести до абсолютно нових концепцій.

1.2. Вплив частоти обертання затискного патрона на силу затиску

При токарній обробці затискний патрон повинен бути здатним передавати потужність приводу на оброблювану заготовку. Під час високошвидкісної токарної обробки заготовка, що обертається, та її система затиску накопичують величезну кількість кінетичної енергії, і тому є джерелом небезпеки та слабкою ланкою високошвидкісних токарних верстатів. Відцентрова сила токарного затискного патрона збільшується пропорційно

квадрату швидкості обертання, що призводить до значного зменшення ефективної сили затискання при високій швидкості обертання [2, 3]. Коли ефективна динамічна сила затискання менша за необхідну силу затискання для передачі сил різання та крутного моменту, заготовка може бути вирвана з патрона та може пошкодити як верстат, так і оператора.

При обертанні заготовки на неврівноважені елементи затискного патрона діє відцентрова сила $F_{wk}=m\omega^2 R_k$, де m – маса неврівноважених елементів затискного патрона; ω – кутова швидкість затискного патрона; R_k – радіус розташування центра мас неврівноважених елементів. Ця сила призводить до зменшення радіальної сили затиску на величину $\Delta T_\omega = T - T_\omega$ (рис.1.2) [4].

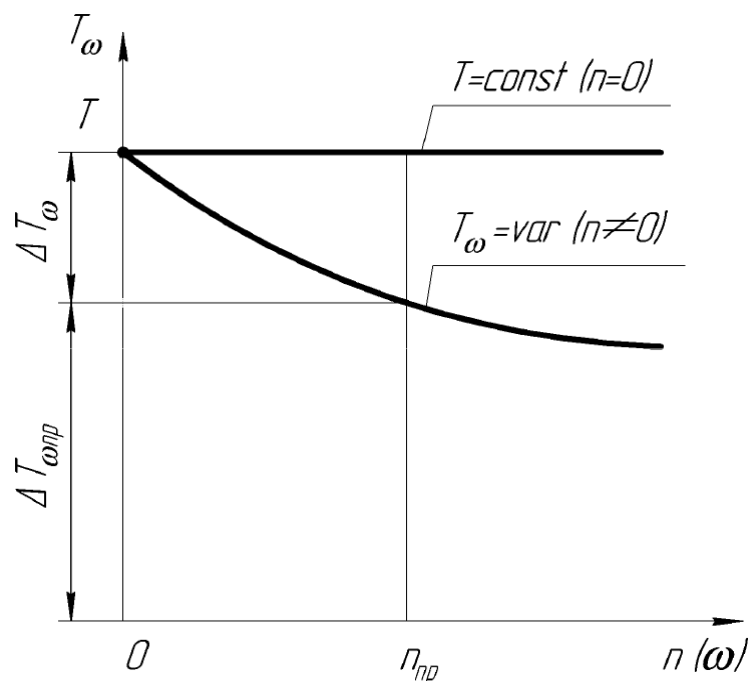


Рисунок 1.2 –Графік зміни радіальної сили затиску з урахуванням відцентрових сил

Тому однією з силових характеристик токарного патрона, є гранична сила затиску $[T_\omega]$ при максимально допустимій частоті обертання $[n]$ ($[\omega]$), яка за умовами експлуатації з погляду техніки безпеки має бути не менше $2/3 T$ [3, 4]. Для порівняння різних конструкцій токарних патронів в умовах високошвидкісної обробки використовується такий показник, як коефіцієнт втрати радіальної сили затиску T одним затискним елементом за однакової

частоти обертання шпиндельного вузла (або сумарної сили затиску $T_S = zT$, де z – кількість затискних елементів).

$$K_{T\omega} = \frac{T_\omega}{T} = \frac{T_{\Sigma\omega}}{T_\Sigma} = \frac{T - \Delta T_\omega}{T} = 1 - \frac{\Delta T_\omega}{T} = 1 - \lambda_{T\omega}, \quad (1.1)$$

де $\lambda_{T\omega} = \frac{\Delta T_\omega}{T} = \frac{T_{\Sigma\omega}}{T_\Sigma}$ - показник рівня падіння вихідної силової характеристики.

При певній частоті обертання токарний патрон повністю втрачає працездатність, коли коефіцієнт втрати радіальної сили затиску стає рівним нулю, що відповідає показнику рівня падіння $\lambda_{T\omega}=0$.

На рис. 1.3 приведені залежності зміни радіальної сили затиску T від частоти обертання n з точки зору впливу різних факторів [4].

Якщо в токарному патроні закріплюється тонкостінна заготовка, то оптимальна початкова сила затиску визначається допустимою деформацією заготовки і допустимою похибкою її форми після обробки. У цьому випадку приймається сила $T_1=T_{\min}$, тоді робота затискного патрона без компенсації відцентрових сил за умови падіння радіальної сили до $2/3 T_{\min}$ (через $F_{\text{ок}}$) згідно для зовнішнього діаметра $D_{\max}$ обмежується частотою $n_{1\max}$ (точка A_1) [4]. Для підвищення продуктивності обробки при умові збереження вимог щодо точності необхідне використання компенсації відцентрових сил. Тоді при $D_{\max}$ частота обертання підвищується до $n_{1k\max}$ (точка B_1) [4].

Якщо у токарному патроні закріплюються жорсткі (суцільні) заготовки максимального діаметра $D_{\max}$, то за відсутності компенсації відцентрових сил можна збільшувати початкову радіальну силу затиску до $T_2=T_{\max}$ [4]. У цьому допустима частота обертання збільшується до $n_{2\max}$ (точка A_2), а при компенсації відцентрових сил – до $n_{2k\max}$ (точка B_2) [4].

Заштриховані зони а і б показують різні можливості токарних патронів залежно від початкової сили затиску з компенсацією і компенсації відцентрових сил [4].

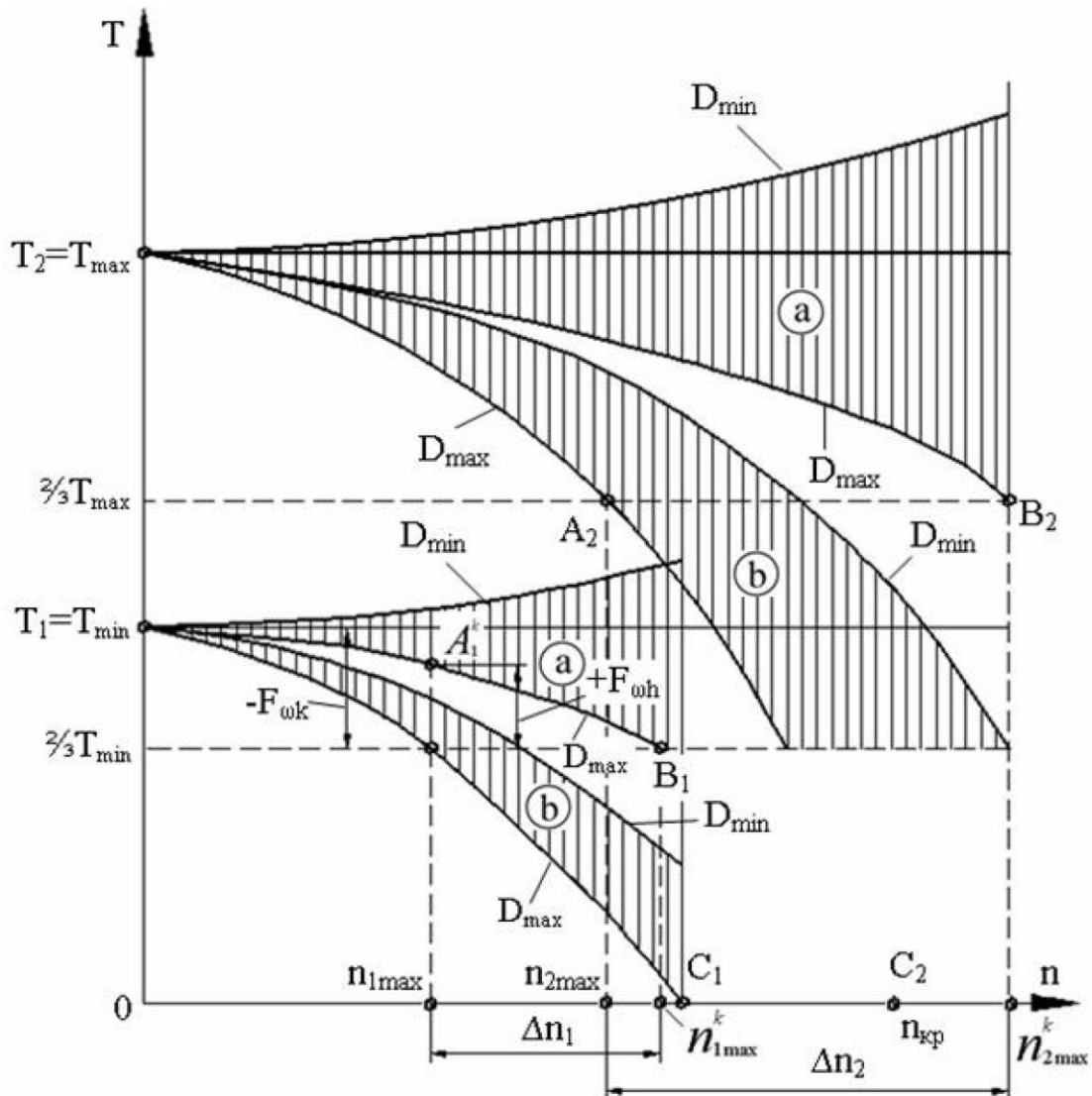


Рисунок 1.3 – Залежності зміни радіальної сили затиску T від частоти обертання n з точки зору впливу різних факторів

Затискне зусилля, яке розвиває токарний патрон в площині затиску, в процесі обертання в загальному випадку є функцією великої кількості факторів: частоти обертання; коефіцієнта тертя, передавального відношення передавальних ланок, маси затискних елементів, виду та положення затискних елементів, жорсткості елементів патрона та ін.

На рис. 1.4. показані залежності втрати сили затиску від частоти обертання для п'яти типорозмірів кулачкових токарних патронів і двох різних значень радіусів розташування центра мас кулачків. Із рис.1.4 видно, що для одного із стандартних токарних кулачкових патронів з діаметром корпусу 250 мм з малим радіусом розміщення центра мас (діаметр затиску 90 мм) втрата 1/3

сумарної сили затиску (T_{Σ}) відбувається при частоті обертання 3400 об/хв., втрата $1/2 T_{\Sigma}$ – при 4100 об/хв, а втрата $2/3 T_{\Sigma}$ – при 4800 об/хв.

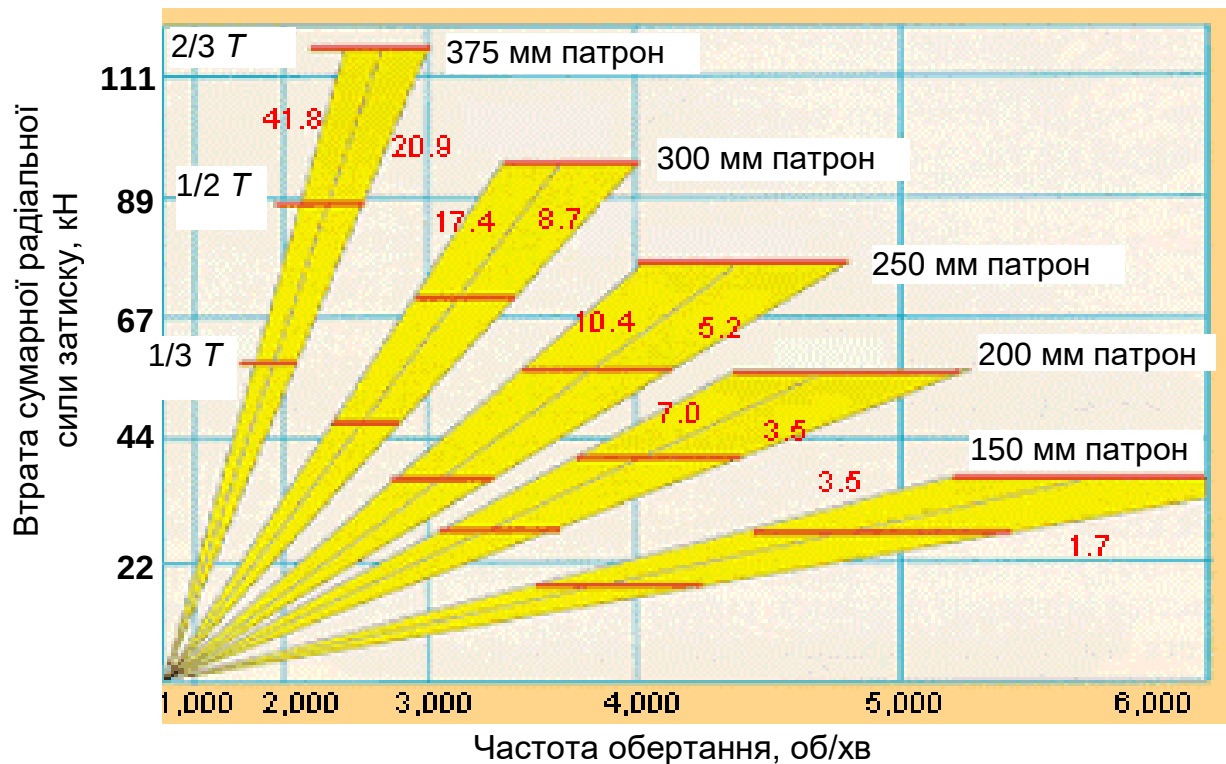


Рисунок 1.4 – Втрата сили затиску в залежності від частоти обертання різних типорозмірів токарних кулачкових патронів.

1.3. Способи компенсації відцентрових сил у токарних патронах

Конструктивне виконання підсистеми зниження впливу відцентрових сил, що виникають в процесі обертання токарних патронів, залежить від використовуваного принципу, який використовується. Існує ряд способів компенсації або зниження впливу відцентрових сил (рис. 1.5) [3, 5].

Одним із способів є збільшення сили приводу затиску S , але це в свою чергу пов'язано із ростом маси затискного механізму, а також із необхідністю підвищення міцності елементів токарного патрона.

Відцентрову силу $F_{\text{ц}} = mR\omega^2$ (де m – маса затискних елементів; R – радіус кола, на якому розташовані центри їх мас; ω – кутова швидкість патрона) можна знизити, зменшивши масу m і радіус R . Зменшення маси затискних елементів здійснюється за рахунок заміни значної частини накладних

кулачків більш легкими матеріалами, наприклад, вуглепластиками [6], алюмінієвими сплавами. Радіус R можна зменшити шляхом перерозподілу мас ступеней кулачків, зміни розмірів патрона та кулачків і т.д.

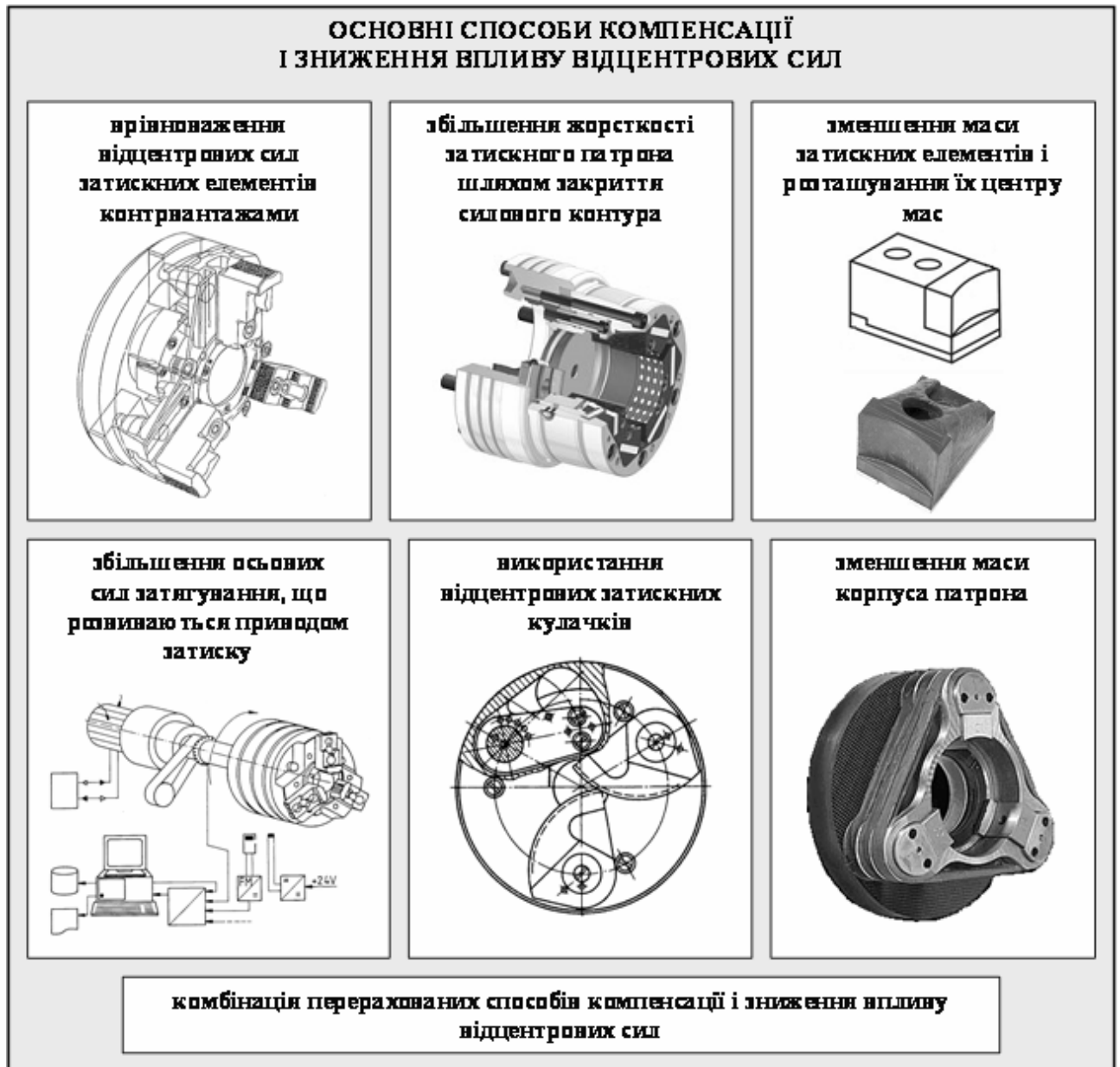


Рисунок 1.5 – Основні способи компенсації відцентрової сили в токарних затискних патронах

У зв'язку із достатньою простотою конструкції та надійністю широке розповсюдження отримали механізми компенсації відцентрових сил у вигляді контрвантажів з важелями. Завдяки таким механізмам можна досягнути частоти обертання затискного патрона до 8000 об/хв. Міцність елементів токарного патрона також обмежує його допустиму частоту обертання.

Величина сили затиску в першому наближенні в результаті дії відцентрових сил визначається за залежністю [7]:

$$\Delta T = T_{ct} - T = \frac{C_{к.з}}{C_{к.п}} \cdot F_{ц}, \quad (1.2)$$

де $C_{к.з}$ і $C_{к.п}$ – жорсткість стиків кулачок-заготовка і кулачок-патрон відповідно.

Із цієї залежності зрозуміло, що для збільшення допустимої частоти обертання токарного патрона необхідно створювати більш жорсткі їх конструкції. За даними фірми Heinbuch (Німеччина), підвищення жорсткості токарного патрона на 35% приводить до зростання сумарної радіальної сили затиску на 50%. Одним із способів збільшення жорсткості токарного патрона є створення натягу у силовому контурі затискного патрона.

Однією із найбільш прийнятних схем компенсації відцентрових сил є схема їх компенсації самими кулачками (так звані відцентрові затискні кулачки). Вона найбільш вигідна з точки зору зниження енергетичних затрат і габаритних розмірів токарного патрона.

1.4. Аналіз конструкції токарних патронів із компенсацією відцентрових сил контрвантажами

1.4.1. Способи розміщення контрвантажів для компенсації відцентрових сил

Токарні патрони із врівноваженням відцентрових сил контрвантажами залежно від передавально-підсилювальної ланки бувають клиновими, важільними, плунжерними, спіральними, клино-важільними, клино-рейковими, мембранними.

Значний вплив на конструкцію та швидкохідність токарного патрона надає розташування контрвантажів та їх зв'язку із затискними елементами (рис.1.6). На основі аналізу конструкцій токарних патронів із компенсацією

відцентрових сил контрвантажами можна виділити наступні варіанти розташування контрвантажів:

- у площині осі обертання затискного патрона позаду затискного елемента (рис. 1.6, а);
- у площині перпендикулярній осі обертання затискного патрона збоку затискного елемента (рис. 1.6, б);
- симетрично до затискного елемента відносно осі обертання затискного патрона (рис. 1.6, в).

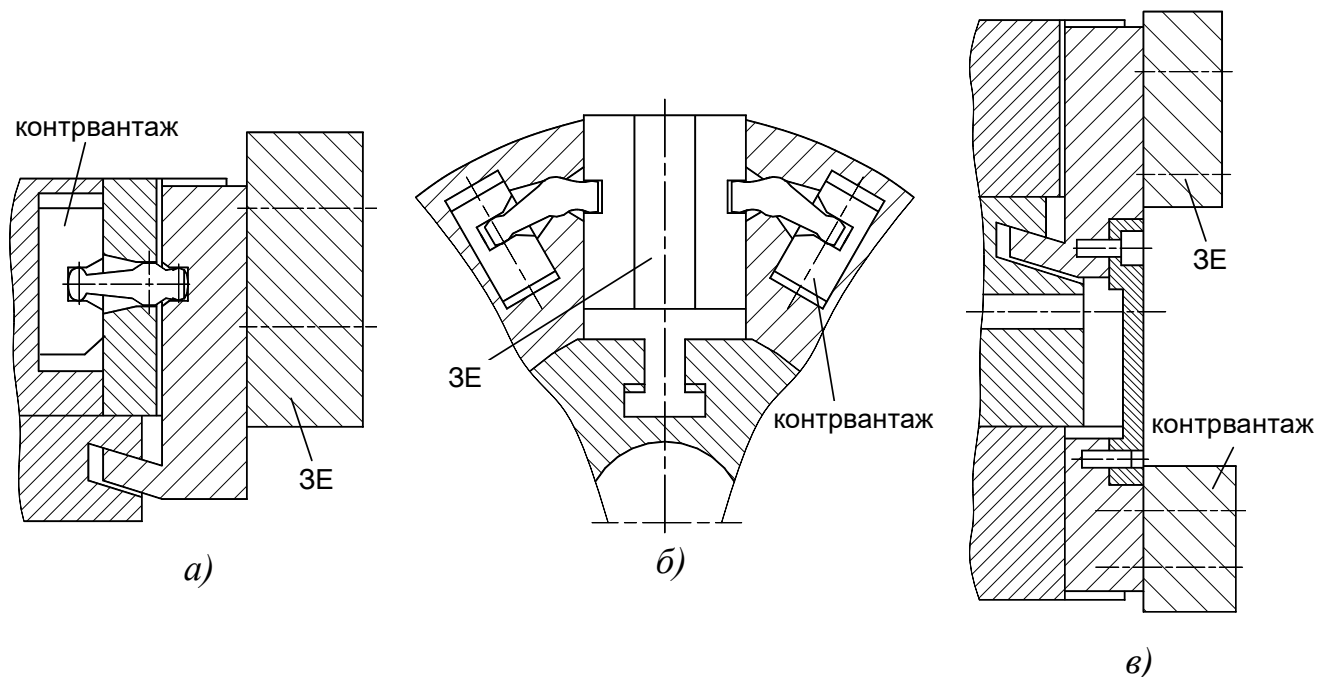


Рисунок 1.6 – Можливі варіанти розташування контрвантажів токарних патронів із компенсацією відцентрових сил

1.4.2. Клинові токарні патрони із компенсацією відцентрових сил контрвантажами

Клинові токарні патрони із компенсацією відцентрових сил контрвантажами, розташованими у площині осі обертання затискного патрона позаду затискного елемента, виготовляються провідними зарубіжними фірмами Forkardt, Schunk, SMW Autoblok, Berg Spanntechnik і ін., мають однакову конструктивну схему.

Клиновий токарний патрон мод. QLC фірми Forkardt з компенсацією відцентрових сил контрвантажами (рис.1.7) [8] складається з корпусу 1, фланця 2 для приєднання патрона до шпинделя, приводного плунжера, що переміщає основні затискні кулачки 4 в радіальних пазах корпусу. По зубчатих поверхнях основних кулачків за допомогою гвинтів кріпляться накладні кулачки 5. З основними кулачками через важелі 6 зв'язані контрвантажі 7. Затиск заготовки здійснюється накладними кулачками 5 при осьовому переміщенні приводного плунжера 3 з клиновими виступами.

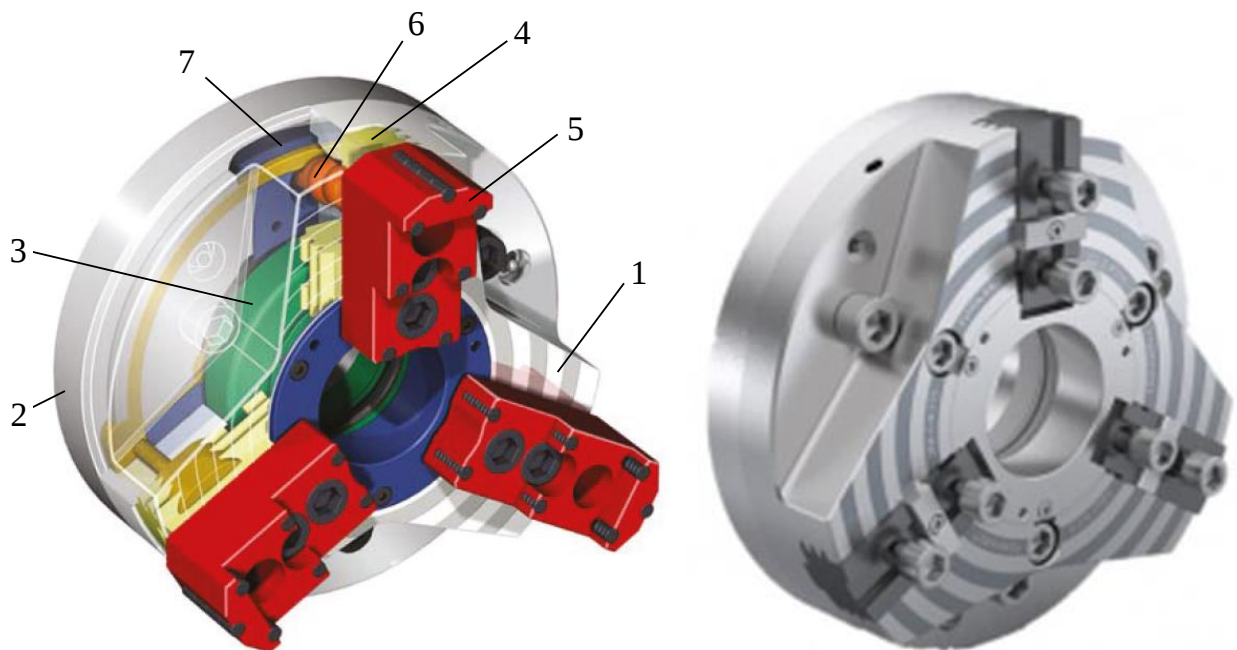


Рисунок 1.7 – Клиновий токарний патрон мод. QLC фірми Forkardt з компенсацією відцентрових сил контрвантажами

При обертанні патрона виникають відцентрові сили контрвантажів 7, які рухаючись радіально в пазах корпусу патрона створюють момент протидії, який виникає відносно осі повороту важелів. Цей момент врівноважує момент відцентрових сил основних і накладних кулачків. Недоліком такого токарного патрона є використання важеля з постійною довжиною плечей та контрвантажів з постійною масою. Така конструкція не дозволяє повністю врівноважувати масу різних типів накладних кулачків.

Клиновий токарний патрон із розташуванням контрвантажів у площині перпендикулярній осі обертання затискного патрона запатентований фірмою

Schunk (рис.14.9) [9], складається з корпусу 1, по радіальних напрямних якого переміщуються кулачки 3 за допомогою аксіально-рухомої клинної втулки 4. До корпусу 3 за допомогою гвинтів приєднаний передній фланець 2. З кожним кулачком 3 через два двоплечі важелі 5 з'єднані два контрвантажі 6, що знаходяться в вікнах 7. При обертанні патрона контрвантажі 6 через два важелі 5 передають зусилля, викликане відцентровою силою на кулачки 3, викликаючи тим самим додаткове зусилля затиску. Перевагою конструкції такого затискного патрона в порівнянні з попередньою конструкцією є симетричне прикладання зусиль, що виникають від відцентрових контрвантажів, на кулачок.

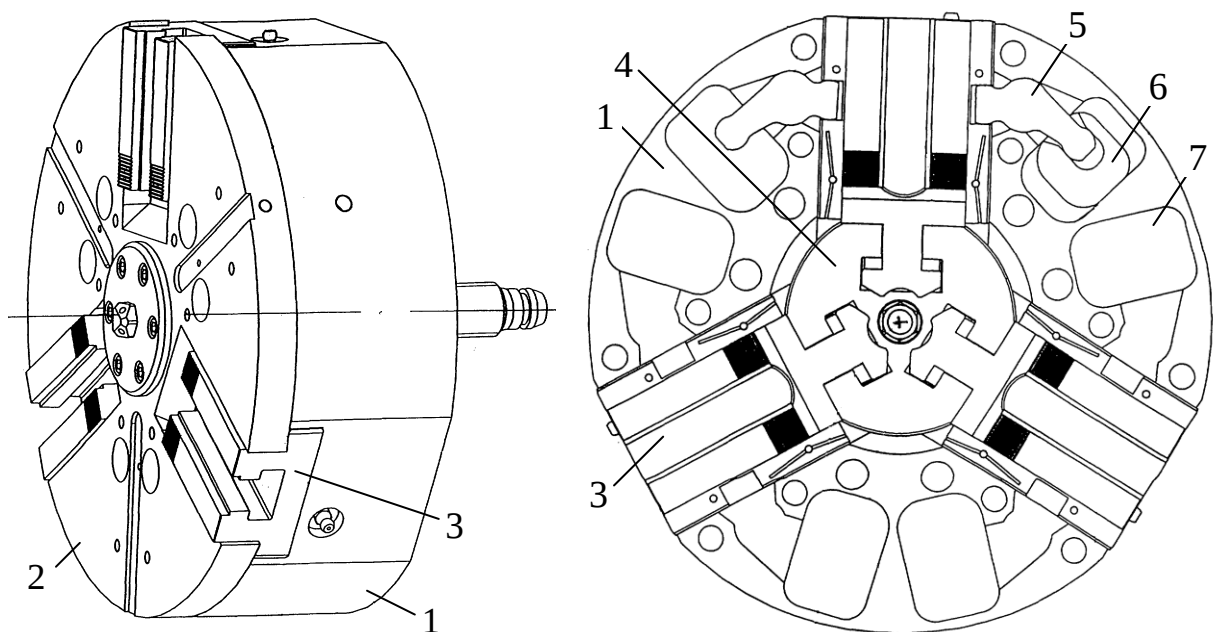


Рисунок 1.8 –Клинний токарний патрон із розташуванням контрвантажів у площині, перпендикулярній осі обертання затискного патрона, запатентований фірмою Schunk

Фірмою Goss&DeLeeuw запатентований клинний токарний патрон із розташуванням контрвантажів симетрично кулачкам відносно осі обертання патрона [10], конструкція якого приведена на рис.1.9. Патрон складається з корпусу 1, у радіальних пазах якого розміщені основні кулачки 4 і 5, які з'єднані між собою за допомогою тяги 6, та приєднувального фланця 2 і затискних кулачків 7, приєднаних до тяги 6. Опозитно до кожного затискного кулачка 7 на тязі 6 розміщений контрвантаж 8. Приведення в дію основних кулачків 4 і 5 здійснюється від привідної втулки 3, яка взаємодіє з ними через три пари клинових поверхонь.

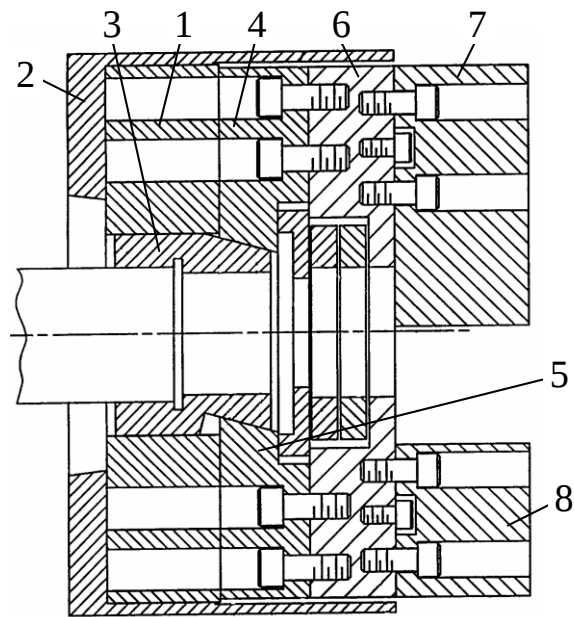


Рисунок 1.9 – Клиновий токарний патрон із розташуванням контрвантажів симетрично кулачкам відносно осі обертання патрона, запатентований фірмою Goss&DeLeeuw

При обертанні патрона дія відцентрової сили накладного кулачка 7 компенсується протилежно направленою відцентровою силою контрвантажу 8, запобігаючи втраті сили затиску.

1.4.3. Важільні та клино-важільні токарні патрони із компенсацією відцентрових сил контрвантажами

Важільні токарні патрони із компенсацією відцентрових сил контрвантажами, розміщеними на важільних передавально-підсилювальних ланках серійно випускаються фірмами Hardinge, Gamet Precision, Powerhold і ін.

Важільний токарний патрон фірми Hardinge (рис. 1.10) [11] складається з корпусу 1, в радіальних напрямних якого переміщаються основні кулачки 3 із приєднаними до них накладними кулачками 4. Для переміщення основних кулачків служать важелі 5, встановлені на осях 6. Важелі 5 одним кінцем взаємодіють з основними кулачками 3, а іншим – з привідною втулкою 2, при осьовому переміщенні якої вони повертаються навколо осі 6, приводячи в рух основні кулачки 3. Контрвантаж 7 встановлений на задньому кінці важелів 5. При обертанні затискного патрона виникають відцентрові сили контрвантажів

7, що створюють момент протидії відносно осей 6 важелів 5. Цей момент врівноважує момент відцентрових сил основних 3 і накладних 4 кулачків.

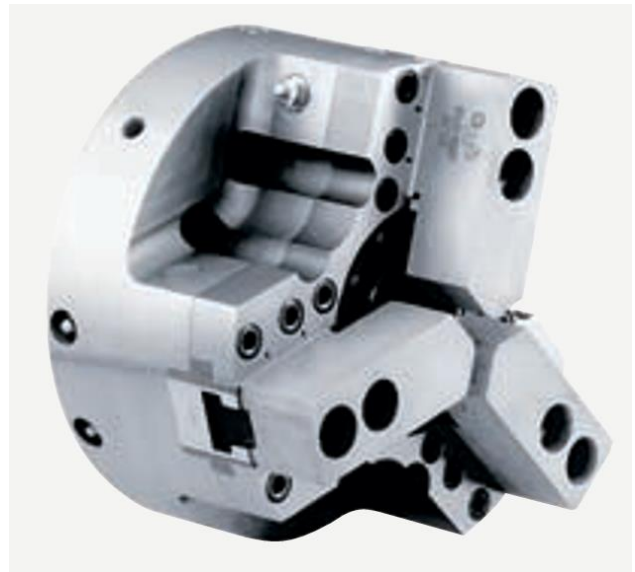
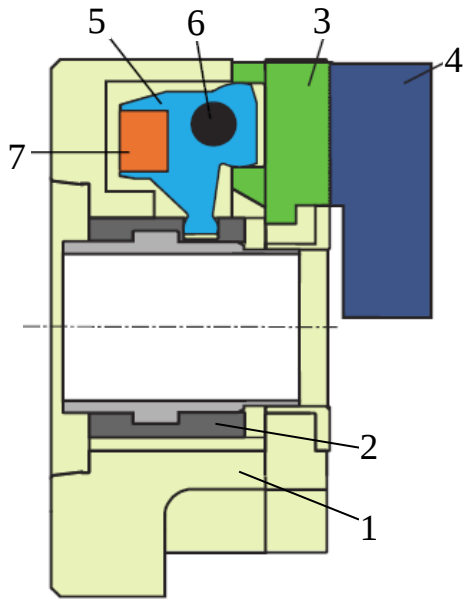


Рисунок 1.10 – Важільний токарний патрон мод. Sure-Grip фірми Hardinge з компенсацією відцентрових сил контрвантажами

У клино-важільному токарному патроні з компенсацією відцентрових сил контрвантажами (рис. 1.11) [12], запатентованому фірмою Sandvik Tobler, використана важільна передача на одному кінці якої знаходиться кулачок, а на іншому – контрвантаж.

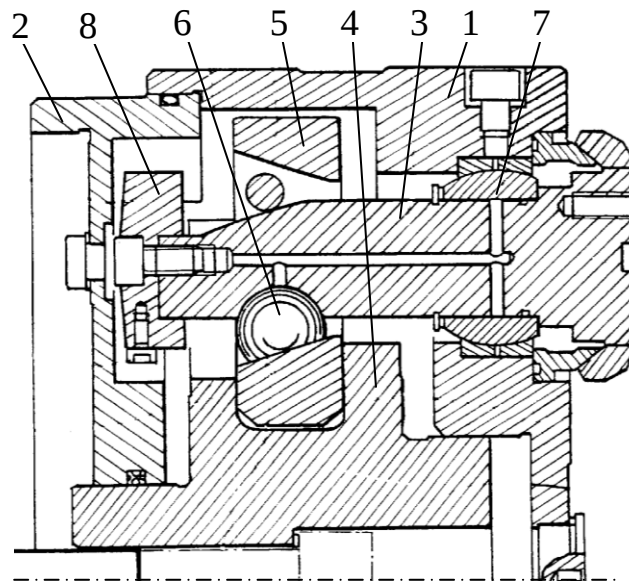


Рисунок 1.11 – Клино-важільний токарний патрон з компенсацією відцентрових сил контрвантажами, запатентований фірмою Sandvik Tobler

Патрон складається з корпусу 1, приєднувального фланця 2, привідної втулки 4 з клиновими компенсаторами 5, що взаємодіють через зрізані сферичні опори 6 з важелями 3. Важелі 3 із приєднаними до них кулачками встановлені у сферичних опорах 7 корпусу 1 патрона. До задніх кінців важелів 3 за допомогою гвинтів приєднані контрвантажі 8. При переміщенні привідної втулки 4 через клинові поверхні і сферичні опори 6 важелі 3 із приєднаними кулачками повертаються і затискають деталь. При обертанні патрона відцентрові сили контрвантажів 8 врівноважують відцентрові сили кулачків, приєднаних до важелів 3.

Аналогічну конструкцію мають клино-важільні ВШЗП фірм Forkardt, Schunk, SMW Autoblok, Howa Machinery і ін.

1.4.4. Спирально-рейкові та клино-рейкові токарні патрони із компенсацією відцентрових сил контрвантажами

Спирально-рейковий токарний патрон з компенсацією відцентрових сил контрвантажами (рис.1.12) [3] складається із корпусу 1, в якому в у двох паралельних радіальних пазах із напрямними встановлені кулачки 3 і противаги 4. На кулачках 3 і противагах 4 виконані зуби 6 і 7 із скошеними профілями, що взаємодіють з різнонаправленими спіральними нарізками на обох торцях спірального диска 2. Спіральний диск 2 має можливість переміщуватися в осьовому напрямку. Кут α_1 більше кута α_2 . Відцентрові сили противаг, які виникають при обертанні патрона, передаються на спіральний диск 2 завдяки скошеному профілю і далі через скошений профіль на кулачки 3. При цьому на кулачках 3 створюється додаткова сила, направлена проти відцентрових сил кулачків. Таким чином здійснюється компенсація втрати зусилля затиску.

У клино-рейковому затискному патроні (рис. 1.13) контрвантажі виконані у вигляді підпружинених важелів 1 [3]. Під дією відцентрових сил важіль 1 повертається відносно рейки 2, передаючи їй зусилля, яке компенсує відцентрову силу, що діє на основні і накладні кулачки 3 і 4.

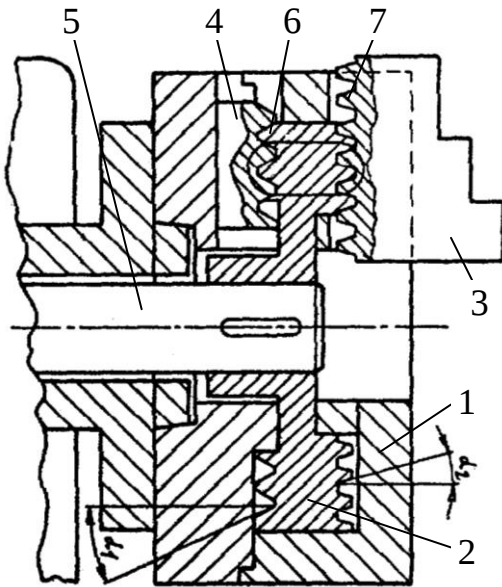


Рисунок 1.11 – Спірально-рейковий токарний патрон з компенсацією відцентрових сил

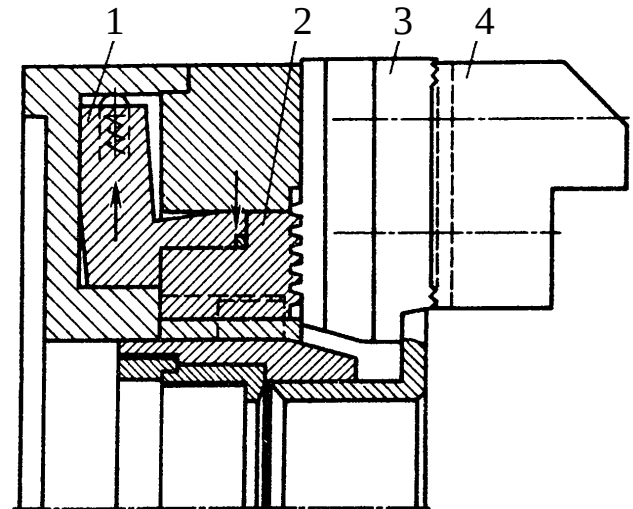


Рисунок 1.12 – Клино-рейковий токарний патрон з противагами у вигляді підпружинених важелів

1.4.5. Плунжерні токарні патрони із компенсацією відцентрових сил контрвантажами

Конструкція плунжерного токарного патрона із компенсацією відцентрових сил контрвантажами приведена на рис. 1.13. [13]. Він складається із корпусу 1 та фланця 2, між якими встановлений диск 3. В корпусі 1 виконані під кутом 15° до осі обертання патрона отвори, в яких розміщені плунжери 4. У диску 3 навпроти отворів, в яких розміщені плунжери 4, також виконані під кутом 15° наскрізні отвори. В цих отворах знаходяться противаги 6, які виконують роль компенсаторів. Вони з'єднуються з плунжерами за допомогою Т – подібних пазів, що дозволяє здійснювати рух противагам 6 тільки вгору чи вниз по відношенню до плунжерів 4. У фланці 2, який приєднаний за допомогою гвинтів до корпусу патрона, виконаний приєднувальний отвір для закріплення патрона на шпинделі верстата. Плунжери 4 і компенсатори 6 в рух приводяться за допомогою привідного штока 5. В плунжерах 4 виконані поперечні пази, в які входять виступи привідного штока 5. Затиск і розтиск заготовки здійснюється затискними кулачками 7, які закріплюються на

плунжерах двома гвинтами 8. Змінюючи кулачки 7 можна змінювати діапазон діаметрів закріплювальних заготовок.

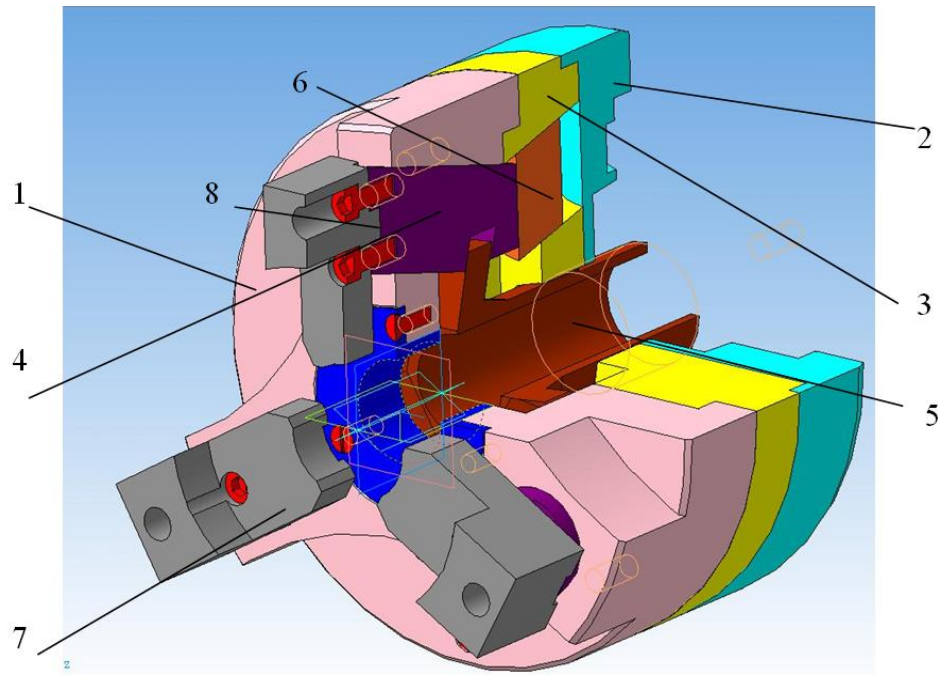


Рисунок 1.13 – Плунжерний токарний патрона із компенсацією відцентрових сил контрвантажами

1.5. Огляд існуючих досліджень високошвидкісних токарних патронів

Дослідженню впливу на силові характеристики затискних патронів в процесі обертального руху різного роду факторів присвячено ряд робіт вітчизняних і зарубіжних вчених, таких як Кузнецов Ю.М., Литвин О.О., Волошин В.Н., Schulz H., Wagner H.-D., Steinberger J., Spur G., Stelzer C., Doll S., Ulrich R., Mette U., Uhlmann E., Feng P., Rahman M., Tsutsumi M., Zhou C., Yang H.Y., El-Dahabi F. та ін.

В роботах [3, 4] Кузнецова Ю.М. та El-Dahabi F. запропоновані принципи проектування високошвидкісних затискних патронів та розроблена методика їх проектування та розрахунку, що включає вибір принципу затиску, структурний, схемний та параметричний синтез. Розроблені конструктивні рекомендації щодо підвищення жорсткості стиків, що дозволяють підвищити максимально допустимі частоти обертання затискних патронів. Також запропоновано з низку

схемних рішень нових високошвидкісних затискних патронів, синтезованих методом морфологічного аналізу.

Дослідженню пружно-силових характеристик високошвидкісних патронів для токарної обробки клиново-важільного типу в процесі обертання та визначенню критичних частот обертання токарних патронів присвячені роботи Ю.М. Кузнєцова, В.Н. Волошина, Ф.В. Ель-Дахаби [14-16]. У цих роботах виведені аналітичні залежності для визначення динамічної радіальної сили затиску патрона та її розподілу на поверхнях затискних елементів. Визначено з використанням методу скінченних елементів граничні частоти обертання клиново-важільних токарних патронів залежно від міцності корпусу. Показані шляхи підвищення частот обертання патрона для токарної роботи, що досягається завдяки підвищенню жорсткості патрона.

У роботі [17] наведено результати моделювання динамічних силових характеристик плунжерних токарних патронів з багатопрофільними позиційними затискними елементами з використанням пакету прикладних програм, що дозволяє виконувати сумісний динамічний та скінченно-елементний аналіз. Встановлено вплив конструктивних та експлуатаційних параметрів, а також положення багатопрофільних затискних елементів на залежність сумарної радіальної сили затиску від частоти обертання. Визначено допустимі частоти обертання спроектованого затискного патрона плунжерного типу з діаметром корпусу 200 мм, при яких забезпечується надійний затиск заготовки в процесі обробки.

У роботі Литвина О.В. [18] приведені дослідження з використанням методу скінченних елементів, який реалізується за допомогою CAD/CAE-системи, впливу частоти обертання на величину сили затиску деталі шестикулачковим плунжерним токарним патроном, яким оснащений верстат мод. ПАБ-350. На основі імітаційного моделювання побудовано епюри еквівалентних напружень під впливом сили затиску і відцентрових сил, а також встановлені місця найбільшої концентрації напружень та допустима частота обертання затискного патрона.

Питання впливу жорсткості елементів системи «затискний патрон» на втрату сили затиску розглядається у роботах Steinberger J [19], Schulz H., Wagner H.-D. [20, 21].

В роботах [19] та [20] відмічено, що не вся відцентрова сила виступає як втрата сили затиску. Встановлено що при рівних моментах інерції жорсткий патрон має меншу втрату сили затиску. В цих роботах також звертається увага на те, що втрата сили затиску залежить також від жорсткості деталі. У деталі, виготовленої зі сталі, без отвору жорсткість найвища і залежить тільки від довжини затиску, а не від діаметра. Деталі, що мають отвори, із співвідношенням зовнішнього та внутрішнього діаметрів більше 0,7 рахуються нежорсткими, із-за чого втрата сили затиску значно менша. У роботі [21] приведені результати теоретичного визначення жорсткості системи. Для розрахунку розподілу сил затиску консольно закріпленої деталі показано застосування методу скінченних елементів. Приведена методика визначення динамічної сили затиску із використанням датчиків сили затиску.

У роботі [22] приведено конструкцію оптимізованого по масі високошвидкісного плунжерного затискного патрона з компонентами з вуглецевих волокнистих матеріалів. Показано, що за рахунок застосування компонентів патрона з вуглеволокна і топологічної оптимізації, можна досягнути зменшення маси патрона на 38% і моменту інерції на 46%. За результатами досліджень це дозволило зменшити час розгону і час гальмування шпинделя на 18%. Запропоновано збільшити жорсткість високошвидкісного плунжерного затискного патрона шляхом замикання силового контуру патрона за допомогою трьох бандажів з вуглецевого волокнистого матеріалу.

Результати дослідження впливу частоти обертання клинового затискного трикулачкового патрону на зусилля затиску приведено у роботі [23]. Експериментально встановлено, що зусилля затиску зменшується зі збільшенням частоти обертання, а також було виявлено, що падіння зусилля затиску стає більшим зі збільшенням маси затискних кулачків. У роботі

приведений теоретичний аналіз, який обґрунтовує експериментальні результати.

У роботі P.F. Fenga та E. Uhlmann [24] запропоновано математичну модель для визначення динамічної сили затиску кулачкових токарних патронів під час високошвидкісного точіння, яка враховує вплив жорсткості патрона та заготовки. Приведено результати перевірки цієї моделі за допомогою методу скінченних елементів та експериментальних досліджень. Запропонована теоретична модель має високу точність обчислень для клинових токарних патронів без компенсації відцентрових сил та з компенсацією відцентрової сили. Це забезпечує точне обчислення динамічної сили затиску та дозволяє повною мірою використовувати потенціал клинових кулачкових патронів при високих швидкостях обертання шпинделя. Приведені у роботі результати дослідження забезпечують надійну теоретичну та технічну підтримку для оптимізації конструкції та застосування клинових токарних кулачкових патронів.

Математична ступенева модель, що враховує різницю радіальної деформації клинової передавально-підсилювальної ланки токарного патрона між низькошвидкісним та середньовисокошвидкісним ступенями, сили тертя в стиках патрона та стискання масла в обертових гідроциліндрах пропонується у статті Zhou C., Yang H.Y., Yang L. [24]. У цій роботі також встановлено скориговану модель втрати сили затиску для клинових токарних патронів з асиметричною жорсткістю. Приведені також результати експериментів для перевірки моделі. Дана модель використана для пояснення такого експериментального явища, коли загальний коефіцієнт втрат сили затиску збільшується зі збільшенням частоти обертання на середніх та високих частотах обертання. Також у роботі аналізуються коефіцієнти втрат сили затиску на кожному етапі під час прискорення та критична частота обертання між двома сусідніми етапами.

1.5. Висновки по розділу 1, постановка мети та задач дослідження

В рамках розгляду даного розділу можна зробити такі висновки:

1. Проведений аналіз швидкостей різання сучасними інструментальними матеріалами показав, що для забезпечення високошвидкісної токарної обробки вимагається комплексна розробка головного шпинделя із механізмом затиску для забезпечення необхідної частоти обертання та потужності різання, що потенційно може призвести до абсолютно нових їх концепцій.

2. На основі аналізу проведених досліджень встановлено, що затискне зусилля, яке розвиває токарний патрон в площині затиску, в процесі обертання в загальному випадку є функцією великої кількості факторів: частоти обертання; коефіцієнта тертя в стиках, передавального відношення передавальних ланок, маси затискних елементів, виду та положення затискних елементів, жорсткості елементів токарного патрона.

3. Встановлено, що однією із характеристик токарного патрона, є динамічна силова характеристика по якій визначається гранично допустима затиску при максимально допустимій частоті обертання, яка за умовами експлуатації з погляду техніки безпеки має бути не менше $2/3$ сумарної статичної радіальної сили затиску. Для порівняння різних конструкцій токарних патронів в умовах високошвидкісної обробки доцільно використовувати такий показник, як коефіцієнт втрати радіальної сили затиску за однакової частоти обертання затискного патрона.

4. На основі огляду конструкцій токарних патронів виділено способи компенсації або зниження впливу відцентрових сил: врівноваження відцентрових сил затискних елементів контрвантажами; збільшення жорсткості токарного патрона; зменшення маси затискних елементів та радіусу розташування їх центра мас; збільшення осьових зусиль приводу затиску; використання відцентрових затискних елементів; зменшення маси корпусу затискного патрона; комбінація приведених вище способів.

5. На основі аналізу конструкцій токарних патронів із компенсацією

відцентрових сил контрвантажами виділено наступні варіанти їх розташування: у площині осі обертання затискного патрона позаду затискного елемента; у площині перпендикулярній осі обертання затискного патрона збоку затискного елемента; симетрично до затискного елемента відносно осі обертання затискного патрона.

6. Аналіз показав, що конструктивні виконання токарних патронів із контрвантажами залежно від типу передавально-підсилювальної ланки бувають клиновими, важільними, плунжерними, клино-важільними, клино-рейковими спірально-рейковими. В основному на ринку затискного оснащення переважають конструкції клинових, важільних та клино-важільних кулачкових затискних патронів.

Плунжерні затискні патрони мають великий потенціал для їх використання при високошвидкісній обробці, оскільки можуть поєднувати для зменшення впливу відцентрових сил їх компенсацію за рахунок введених у конструкцію компенсаторів та закриття силового контуру.

7. Огляд багатьох робіт в області розроблення і дослідження високошвидкісних токарних затискних патронів показав наступне.

7.1. У ряді робіт для створення та розроблення перспективних конструкцій високошвидкісних токарних патронів пропонується використовувати морфологічний, генетико-морфологічний та інші методи структурно-схемного синтезу, а також оптимізації конструкції. В ряді робіт для зменшення маси корпусу та затискних елементів пропонується використовувати компоненти з легких матеріалів, зокрема, вуглецевих волокнистих матеріалів.

7.2. У проаналізованих роботах велика увага приділяється дослідженням впливу жорсткості елементів системи «затискний патрон» на втрату сили затиску при обертанні затискного патрона. В ряді робіт запропоновані математичні моделі для визначення динамічної сили затиску кулачкових токарних патронів під час високошвидкісного точіння, які враховують вплив жорсткості затискного патрона та заготовки.

7.3. Для оцінки впливу частоти обертання на величину сили затиску деталі у ряді робіт використовується метод скінченних елементів, який реалізується за допомогою CAD/CAE-системи. Використання імітаційного моделювання дозволяє встановити найбільш навантажені елементи конструкції при дії сили затиску і відцентрових сил, а також встановлені місця найбільшої концентрації напружень та допустиму частота обертання затискного патрона.

На основі проведеного аналізу, можна здійснити постановку мети даного дослідження та сформулювати основні задачі дослідження.

Метою даного дослідження є розроблення високошвидкісного токарного патрона плунжерного типу із компенсаторами відцентрових сил у вигляді важелів із вантажами, що взаємодіють із плунжерами, та дослідження його динамічних силових характеристик.

Об'єкт дослідження – високошвидкісний токарний патрон плунжерного типу із компенсаторами відцентрових сил у вигляді важелів із контрвантажами, що взаємодіють із плунжерами для оснащення верстатів для високошвидкісної токарної обробки.

Предмет дослідження – динамічні силові характеристики в залежності від частоти обертання, геометричних і інерційних параметрів елементів затискного патрона, що приймають участь у передачі силового потоку, та важелів із контрвантажами, а також стану поверхонь тертя.

Для досягнення поставленої мети в кваліфікаційній роботі сформульовані для реалізації такі **задачі**:

1. Провести аналіз вимоги до шпиндельних вузлів із механізмами затиску токарних верстатів для високошвидкісної обробки, а також впливу частоти обертання затискного патрона на силу затиску.

2. Провести аналіз способів компенсації відцентрових сил у токарних патронах.

3. Провести аналіз відомих конструкцій високошвидкісних затискних патронів із компенсаторами відцентрових сил

3. Провести аналіз відомих конструкцій затискних патронів для токарної обробки з інтегрованими приводами затиску (клинових, важільних, плунжерних, клино-важільних, клино-рейкових та спірально-рейкових).

4. Провести огляд існуючих досліджень високошвидкісних токарних патронів для оснащення верстатів для токарної високошвидкісної обробки.

5. Розробити конструкцію швидкохідного шпиндельного вузла приводу головного руху токарного верстата з ЧПК для високошвидкісної токарної обробки.

6. Провести розрахунок радіальної жорсткості опор швидкохідного шпиндельного вузла та визначити жорсткість його переднього кінця.

7. Розробити конструкцію високошвидкісного токарного патрона плунжерного типу із компенсаторами відцентрових сил у вигляді важелів із контрвантажами, що взаємодіють із плунжерами.

8. Розробити математичні моделі передачі сил у високошвидкісному токарному патроні плунжерного типу із компенсаторами відцентрових сил в статиці та в процесі усталеного обертання.

10. Дослідити за допомогою розроблених математичних моделей вплив частоти обертання, геометричних і інерційних параметрів елементів затискного патрона, що приймають участь у передачі силового потоку, та важелів із контрвантажами, а також стану поверхонь тертя на статичні і динамічні силові характеристики.

2. ПРОЄКТНИЙ РОЗДІЛ

2.1. Структура модернізованого приводу головного руху токарно-револьверного багатоопераційного автомата з ЧПК

Токарно-револьверний багатоопераційний автомат з ЧПК моделі 11Б40ПФ4 призначений для комплексної високопродуктивної обробки деталей в автоматичному режимі із каліброваного прутка в напівавтоматичному режимі. Максимальний діаметр обробки прутка – 40 мм та штучних заготовок – 125 мм. Клас точності верстата – П.

До модернізації привод головного руху (рис.2.1) включав електродвигун постійного струму 2ПФ-180МГ потужністю, 15,0 кВт і максимальною частотою обертання 3500 об/хв, який через з'єднувальну муфту передавав рух на двоступеневу коробку швидкостей із двома електромагнітними муфтами. Рух із вихідного валу коробки швидкостей через зубчасту пасову передачу передавався на шпиндель, що розташований у рухомій шпиндельній бабці.

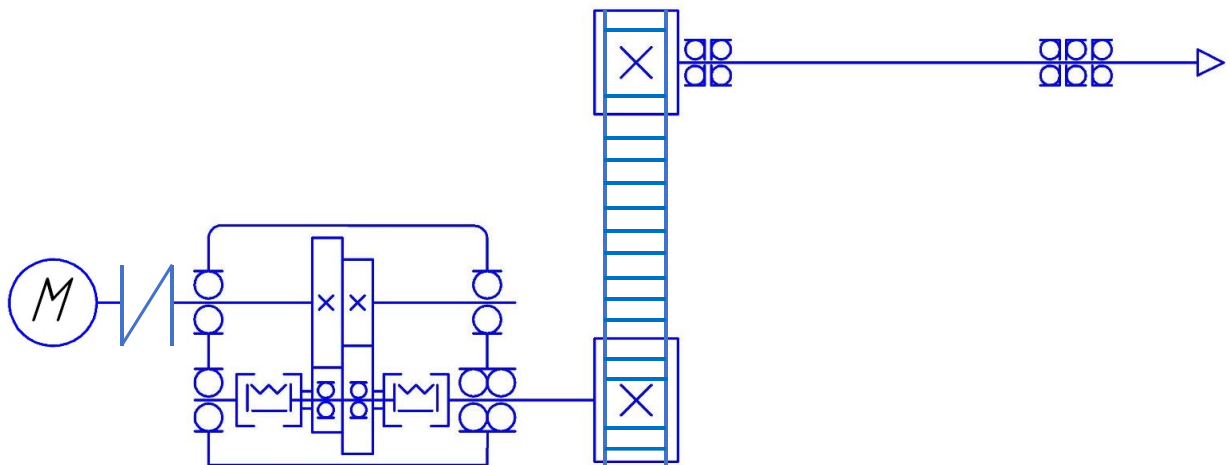


Рисунок 2.1 – Привод головного руху токарно-револьверного багатоопераційного автомата з ЧПК мод. 11Б40ПФ4 до модернізації

З метою підвищення швидкохідності шпиндельного вузла, зменшення габаритів приводу головного руху запропоновано модернізований привід головного руху, який включає частотно-регульований асинхронний

електродвигун, планетарну коробку швидкостей, що приєднується до валу електродвигуна та зубчасту пасову передачу. Зубчаста пасова передача передає рух від вихідного валу планетарної коробки швидкостей на шпиндель, що розташований у рухомій шпиндельній бабці.

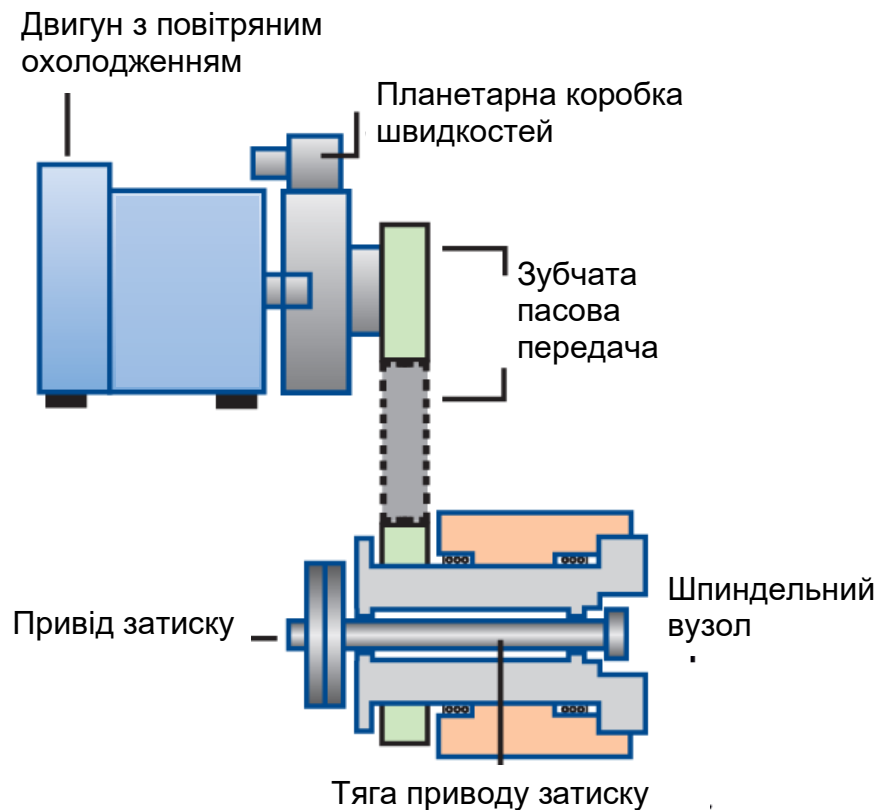


Рисунок 2.2 – Модернізований привод головного руху токарно-револьверного багатоопераційного автомата з ЧПК мод. 11Б40ПФ4

Швидкісні та силові характеристики такого приводу визначаються параметрами частотно-регульованого асинхронного електродвигуна та планетарної коробки швидкостей.

2.2. Вибір привідного двигуна та планетарної коробки швидкостей модернізованого приводу головного руху

Асинхронний привідний електродвигун вибираємо виходячи із потужності двигуна постійного струму, який був встановлений у приводі головного руху до модернізації, що становила 15 кВт.

коробку швидкостей фірми ZF Friedrichshafen AG моделі 2K121 [26], конструкція якої приведена на рис. 2.5. Коробка швидкостей має наступні технічні характеристики [26]: максимальна потужність – 19 кВт; передавальне число першої ступені – $i=1$, другої – $i=4$; максимальний крутний момент при $i=1$ – 140 Нм, при $i=4$ – 560 Нм. Максимальна частота обертання вихідного валу при $i=1$ – 8000 об/хв.

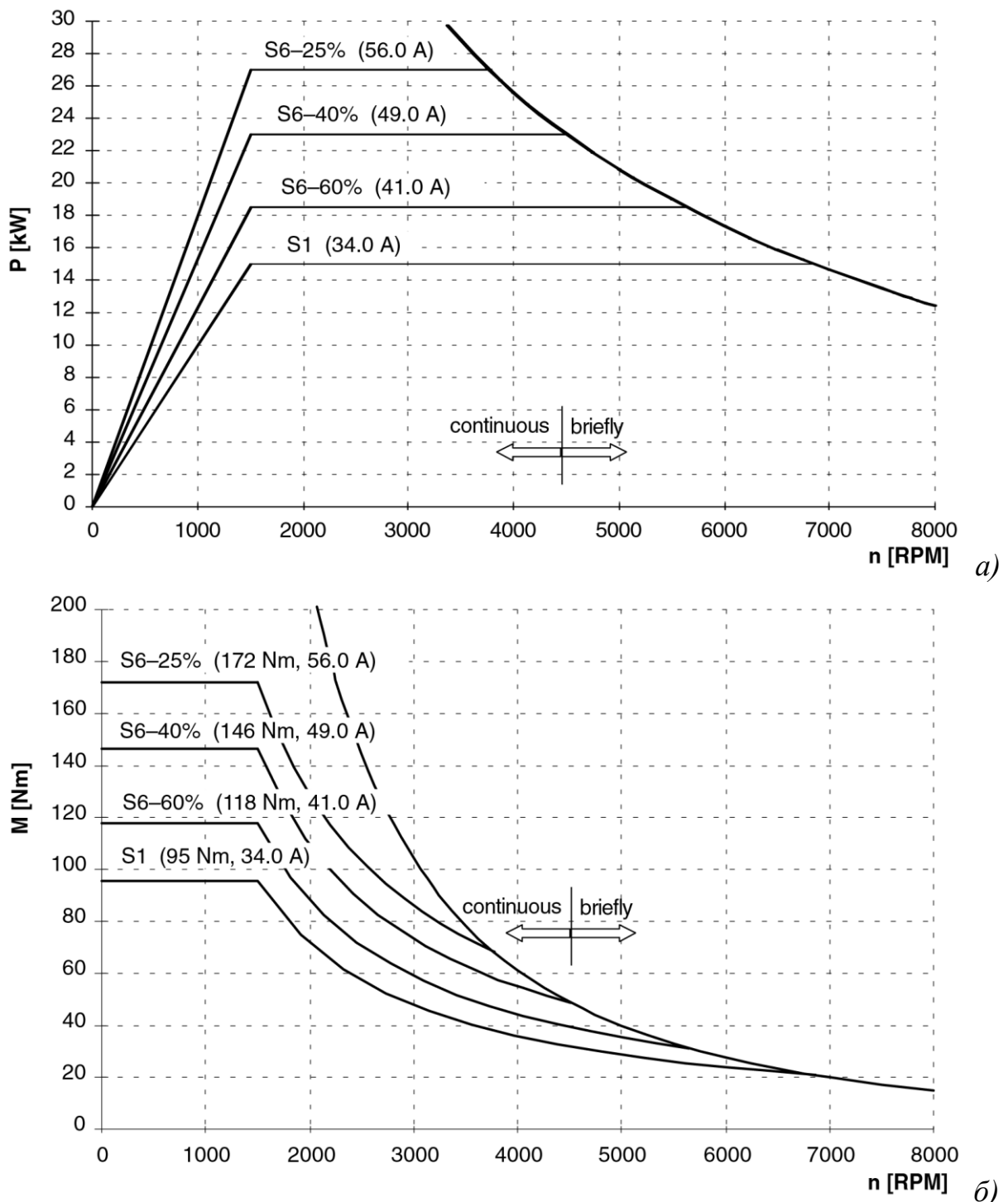


Рисунок 2.4 – Діаграми залежності потужності (а) та крутного моменту (б) від частоти обертання валу для двигуна мод. 1PH7133-NF фірми Siemens

$$R_{nl} = \frac{u_{max}}{u_{min}} = \frac{4}{1} = 4, \quad (2.2)$$

де u_{max} – максимальне передавальне число планетарної коробки швидкостей; $u_{max} = 4$;

де u_{min} – мінімальне передавальне число планетарної коробки швидкостей; $u_{min} = 1$.

Діапазон регулювання приводу із постійною потужністю [27]:

$$R_{nN} = R_{eN} \cdot R_{nl} = 4,5 \cdot 4 = 18 \quad (2.3)$$

Діапазон регулювання частот обертання шпинделя визначається за формулою [27]:

$$R_n = \frac{n_{max}}{n_{min}}, \quad (2.4)$$

де n_{max} – максимальна частота обертання шпинделя;

n_{min} – мінімальна частота обертання шпинделя.

За паспортними даними мінімальна частота обертання для верстату мод. 11Б40ПФ4 становить $n_{min} = 40$ об/хв. У відповідності до діаграми (рис.1.1, розділ 1) при швидкостях різання для чистової обробки $V=1000$ м/хв і максимальному діаметрі обробки $D=125$ мм максимальна частота обертання шпинделя $n_{max} = 5000$ об/хв.

Підставивши значення у формулу (2.4) отримаємо:

$$R_n = \frac{5000}{40} = 125.$$

Передавальне число зубчатої пасової передачі для забезпечення максимальної частоти обертання на шпинделі при $u_{min} = 1$:

$$u_{zn} = \frac{n_{max}}{n_{e max}} = \frac{6800}{5000} = 1,36. \quad (2.5)$$

Мінімальна частота обертання шпинделя при постійній потужності, яка забезпечується приводом головного руху:

$$n_{N \min} = \frac{n_{en}}{u_{zn} \cdot u_{max}} = \frac{1500}{1,36 \cdot 4} = 275 \text{ об/хв.} \quad (2.6)$$

Мінімальний крутний момент на ведучому шківу зубчато-пасової передачі [27]:

$$M_{3П \min} = M_{Д} \cdot u_{\min} \cdot \eta_{КШ} \cdot \quad (2.7)$$

де $M_{Д} = 98 \text{ Нм}$ – крутний момент на валу електродвигуна;

$\eta_{КШ} \approx 0,96$ - коефіцієнт корисної дії планетарної коробки швидкостей.

Підставивши значення у формулу (2.7) отримаємо:

$$M_{3П \min} = 98 \cdot 1 \cdot 0,96 = 94 \text{ Нм.}$$

Максимальний крутний момент на ведучому шківі зубчато-пасової передачі [27]:

$$M_{3П \max} = M_{Д} \cdot u_{\max} \cdot \eta_{КШ} = 98 \cdot 4 \cdot 0,96 = 376 \text{ Нм.} \quad (2.8)$$

Мінімальний крутний момент на шпинделі [27]:

$$M_{ШП \min} = M_{3П \min} \cdot u_{zn} \cdot \eta_{3П}, \quad (2.9)$$

де $\eta_{3П} \approx 0,97$ - коефіцієнт корисної дії зубчатої пасової передачі.

Підставивши значення у формулу (2.9) отримаємо:

$$M_{ШП \min} = 94 \cdot 1,36 \cdot 0,97 = 124 \text{ Нм.}$$

Максимальний крутний момент на шпинделі [27]:

$$M_{ШП \max} = M_{3П \max} \cdot u_{zn} \cdot \eta_{3П} = 376 \cdot 1,36 \cdot 0,97 = 496 \text{ Нм.} \quad (2.10)$$

2.4. Автоматизований розрахунок параметрів зубчатої пасової передачі

Автоматизований розрахунок параметрів зубчатої пасової передачі проводимо за допомогою пакету прикладних програм САР 6.0 фірми Optibelt GmbH [28], провідного європейського виробника пасових передач. Вихідні дані для розрахунку, які внесені у вікно програми (рис. 2.6): потужність, яка передається зубчатою пасовою передачею $N = 15 \text{ кВт}$; номінальна частота обертання ведучого шківа при передавальному числу планетарної коробки

швидкостей $u_{min} = 1 - n_{unom} = 1500$ об/хв; передавальне число зубчатої пасової передачі $u_{zn} = 1,36$; попередня міжосьова віддаль між шківками – $a = 1000$ мм.

The screenshot shows the Optibelt CAP 6.0 software interface. The 'Product-Information' panel on the left displays 'Timing Belts' and 'optibelt OMEGA' with dimensions 74 to 4578 mm. The main input area includes:

- Customer and Sender fields.
- Calc.-No.: C000000003.
- Drive Power: 15 kW.
- Driver unit: Type of driver unit: Electric motor, Driver speed n1: 1500 1/min.
- Driven unit: Type of driven unit: (empty), Driven speed n2: 1102 1/min.
- Other drive parameters: Ratio: 1.36, Required centres: 1000 mm, Service factor: Medium duty.
- Buttons: Reset, Start Calculation.

Рисунок 2.6 – Вікно із введеними вихідними даними у пакеті прикладних програм CAP 6.0

Варіанти трьох розрахованих у пакеті прикладних програм CAP 6.0 зубчатих пасових передач, які задовольняють вихідним даним, приведені на рис. 2.7.

The screenshot shows the Optibelt CAP 6.0 software interface with the 'Result' tab selected. The table below displays the calculated results for three different belt drive options.

N	Section	Lw [..]	b [m...]	a [m...]	z1	d1 [..]	z2	d2 [..]	n2 [1/mi...]	v [m...]	i	c2	Price [€]
1	OMEGA 14M	2590	55.00	1029	32	143	44	196	1091	11.20	1.38	2.05	---
2	OMEGA 14M	2450	85.00	994	28	125	38	169	1105	9.80	1.36	2.48	---
3	OMEGA 14M	2450	85.00	983	29	129	40	178	1088	10.15	1.38	2.67	---

Рисунок 2.7 – Вікно із варіантами розрахованих у пакеті прикладних програм CAP 6.0 зубчатих пасових передач

Вибираємо із цього списку варіант 3 зубчатої пасової передачі. Результати розрахунку силових та геометричних параметрів цієї передачі приведені на рис. 2.8 та 2.9. та у додатку 1.

The screenshot shows the CAP 6.0 software interface. The main workspace displays the following information:

- Product-Information:** Product type: Timing Belts. Product: Choose a product.
- Customer:** [Empty field]
- Sender:** [Empty field]
- Calc.-No.:** C000000007
- Customer / Sender:** [Empty field]
- General view:**
 - The Drive requires:**
 - Optibelt OMEGA Timing Belts 2450 14M 85
 - Optibelt-ZRS Timing belt pulley TB 29-14M-85
 - Optibelt-TB taper bush 2517 (Bore-diameter 16-60 mm)
 - Optibelt-ZRS Timing belt pulley TB 40-14M-85
 - Optibelt-TB taper bush 3020 (Bore-diameter 25-75 mm)
 - Total price:** [Empty field]
 - Type of driver unit:** Electric motor
 - Driver speed n1:** 1500 1/min
 - Driver power:** 15 kW
 - Type of driven unit:** [Empty field]
 - Driven speed n2:** 1087.50 1/min
 - Actual centres:** 983.19 mm
 - Tensioning recommendations:**

	new belts	used belts
Static belt tension:	935 N	813 N
Load/Deflection tension gauge	85 N	74 N
Deflection:	19.66 mm	19.66 mm
optibelt TT frequency tester (1 Hz - 600 Hz)	16.87 1/s	15.73 1/s

Рисунок 2.8 – Вікно із результатами автоматизованого розрахунку силових параметрів у пакеті прикладних програм CAP 6.0

За результатами розрахунку пакетом прикладних програм CAP 6.0 по третьому варіанту вибрано зубчатий пас OMEGA 14M 85 фірми Optibelt довжиною 2450 мм.

Решта розрахованих основних параметрів зубчатої пасової передачі:

- крок пасу – $t=14$ мм;
- ширина пасу – $b=85$ мм;
- міжосьова віддаль між шківками – $a = 1000$ мм;
- число зубів ведучого і веденого шківів – $Z_1=29$, $Z_2=40$;
- ширина шківів – $B=102$ мм;
- діаметри ведучого і веденого шківів – $D_1=129$ мм; $D_2=178$ мм;
- швидкість паса – $V=10,15$ м/с.

Product-Information

Product type: Timing Belts

Product: Choose a product

Product description: optibelt OMEGA

Sections: 2M, 3M, 5M, 8M, 14M

Dimensions: 74 to 4578 mm

Timing pulleys: optibelt OMEGA timing belts do not require any special pulleys. The section is tailored to the standard HTD® and RPP® pulleys.

Customer [] **Sender** [] **Calc.-No.:** C000000007 **Customer / Sender** []

Result Length-Calculation

General information

Pitch	t:	14	mm	Min. adjustment for belt fitting	y:	58	mm
Width	b:	85	mm	Min. adjustment for belt tensioning	x:	3.93	mm
Number of teeth	zr:	175		Effective belt tension	Sn3:	1478	N
Actual centres	a:	983.19	mm	Shaft load	Fa:	1626	N
Calculated pitch length	Lwth:	2483.60	mm	Static belt tension	T:	813	N
Standard pitch length	Lw:	2450	mm	Span length	l:	982.89	mm
Actual drive ratio	i:	1.38					
Actual service factor	c2:	2.67					
Belt speed	v:	10.15	m/s				
Design power	PB:	25.50	kW				
Power per bel	PÜ:	40	KW				

Pulley-data:

Pulley 1 (driver)				Pulley 2 (driven)			
Driver unit	Electric motor			Driven unit			
Number of teeth	z:	29		Number of teeth	z:	40	
Pitch diameter	dw:	129.23	mm	Pitch diameter	dw:	178.25	mm
Face width	b:	102	mm	Face width	b:	102	mm
Speed	n:	1500	1/min	Speed	n:	1088	1/min
Teeth in mesh	ze:	14		Teeth in mesh	ze:	20	
Torque	M1:	95	Nm	Torque	M2:	132	Nm
Pulley type		4F		Pulley type		4F	
Number of flanges		2		Number of flanges		2	
Material		GG		Material		GG	

Рисунок 2.9 – Вікно із результатами автоматизованого розрахунку геометричних параметрів у пакеті прикладних програм CAP 6.0

2.5. Конструкція та розрахунок швидкохідного шпиндельного вузла приводу головного руху

2.5.1. Компонувальна схема шпиндельного вузла та вибір опор

Для базування і закріплення токарного патрона вибираємо передній кінець шпинделя із розмірами, приведеними на рис.2.10.

Виходячи із максимальної частоти обертання $n_{max} = 5000$ об/хв та потужності на шпинделі вибрано компонентну схему шпиндельного вузла (рис. 2.11), для якої параметр $d_{nmax} \cdot 10^5 = 4,0-6,0$ мм/хв [29].

Радіальне навантаження сприймається передньою опорою із трьох радіально-упорних підшипників, встановлених по схемі триплекс тандем «О»,

та задньою опорою із двох радіально-упорних підшипників, встановлених по схемі дуплекс «О» [29]. Передня і задня опори можуть працювати з легким, середнім та важким попереднім натягом, який забезпечується при виготовленні комплекту радіально-упорних підшипників [29].

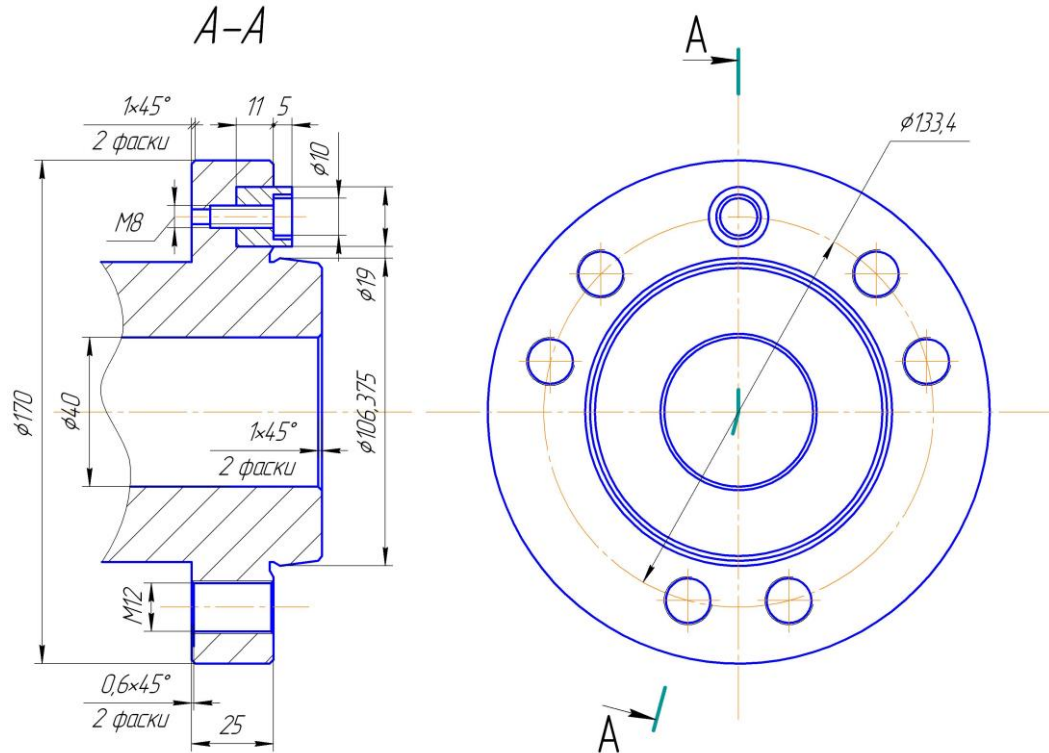


Рисунок 2.10 – Приєднувальні розміри переднього кінця шпинделя



Рисунок 2.11 – Компонувальна схема швидкохідного шпиндельного вузла

Підшипник передньої опори марки 36118К вибраний по діаметру шийки шпинделя під передню опору, який рівний 90 мм. Підшипник задньої опори марки 36115К вибраний по діаметру шийки шпинделя під задню опору, який рівний 75 мм. Характеристики підшипників передньої та задньої опор приведені в табл.2.1 [27].

Для шпинделя, встановленого на опорах кочення, максимально допустима частота обертання:

$$[n_{\max}] = n_{n\max} f_r \quad (2.11)$$

де $n_{\max}$ – максимальна частота обертання підшипника, об/хв;

f_r – коефіцієнт, який враховує компоновальну схему шпинделя.

Таблиця 2.1 – Характеристики підшипників опор шпинделя

№п/п	Назва параметру	Значення параметру	
		36118K	36115K
1.	Внутрішній діаметр d , мм	90	75
2.	Зовнішній діаметр D , мм	140	115
3.	Ширина підшипника B , мм	24	20
4.	Динамічна вантажопідйомність C_{dyn} , кН	56	37,5
5.	Статична вантажопідйомність C_0 , кН	55	34,5
6.	Максимальна частота обертання $n_{\max}$, об/хв	7500	10000
8.	Кут контакту α , град	15	15

При легкому натягу в підшипниках для прийнятої компоновальної схеми передньої опори шпинделя (рис.2.10) $f_r = 0,68$.

Максимально допустима частота обертання шпинделя:

$$[n_{\max}] = 7500 \cdot 0,68 = 5100 \text{ хв}^{-1} > n_{\max} = 5000 \text{ хв}^{-1}.$$

Звідси можна зробити висновок, що по допустимій частоті обертання підшипники опор шпиндельного вузла вибрані правильно.

2.5.2. Розрахунок жорсткості шпиндельного вузла, як статично невизначеної системи

У відповідності до графічної залежності [29] при діаметрі внутрішнього кільця кулькового радіально-упорного підшипника передньої опори 90 мм його радіальна жорсткість становить $c_{p1} = 270$ Н/мкм. Тоді радіальна податливість підшипника передньої опори $k_{p1} = 1/c_{p1} = 0,0037$ мкм/Н.

Сумарна радіальна жорсткість двох підшипників передньої опори, встановлених по схемі тандем:

$$c_B = 2 \cdot c_{p1} = 2 \cdot 270 = 540 \text{ Н/мкм.}$$

Відповідно радіальна податливість двох підшипників передньої опори, встановлених по схемі тандем:

$$k_B = 1/540 = 0,00185 \text{ мкм/Н.}$$

При діаметрі внутрішнього кільця кулькового радіально-упорного підшипника задньої опори 75 мм згідно графічної залежності [29] його радіальна жорсткість становить $c_{p2} = 220 \text{ Н/мкм.}$

Сумарна радіальна жорсткість двох підшипників задньої опори, встановлених по схемі «О»:

$$c_C = 2 \cdot c_{p2} = 2 \cdot 220 = 440 \text{ Н/мкм.}$$

Відповідно радіальна податливість двох підшипників передньої опори, встановлених по схемі «О»:

$$k_C = 1/440 = 0,00227 \text{ мкм/Н.}$$

У відповідності компонувальної схеми шпиндельного вузла він являє собою один раз статично невизначену систему. Його розрахункова схема, як статично невизначеної системи приведена на рис. 2.12. Вихідні дані для розрахунку приведені у табл. 2.2.

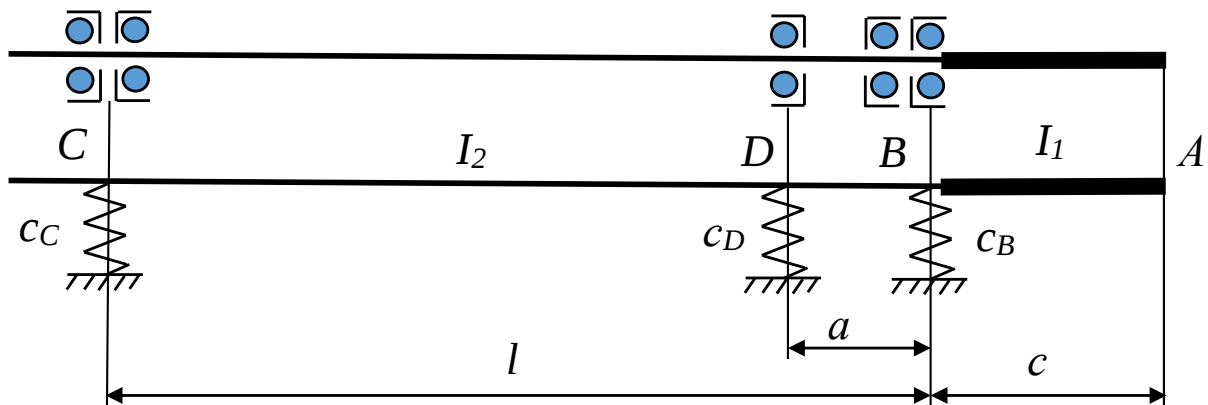


Рисунок 2.12 - Розрахункова схема шпиндельного вузла, як статично невизначеної системи

Коефіцієнт впливу податливості переднього кінця шпинделя:

$$\delta_A = \alpha_{AA} - \frac{\alpha_{AD}^2}{\alpha_{DD} + k_D}, \quad (2.12)$$

де α_{AA} - зміщення в точці А від одиничної сили, прикладеної в точці А;

α_{AD} - зміщення в точці А від одиничної сили, прикладеної в точці D;

.... α_{DD} - зміщення в точці D від одиничної сили, прикладеної в точці D

Таблиця 2.2 - Вихідні дані для розрахунку жорсткості

№п	Назва величини, позначення, одиниці вимірювання	Числове значення
1.	Момент інерції перерізу в міжопорній частині шпинделя $I_2, \text{мм}^4$	$1,545 \cdot 10^6$
2.	Момент інерції перерізу переднього кінця шпинделя $I_1, \text{мм}^4$	$2,612 \cdot 10^6$
3.	Модуль пружності матеріалу шпинделя $E, \text{Н/мм}^2$	$2,1 \cdot 10^5$
4.	Радіальна податливість опори В $k_B, \text{мм/Н}$	$1,85 \cdot 10^{-6}$
5.	Радіальна податливість опори С задньої опори $k_C, \text{мм/Н}$	$2,27 \cdot 10^{-6}$
6.	Радіальна податливість опори D $k_D, \text{мм/Н}$	$3,7 \cdot 10^{-6}$
7	Міжопорна віддаль $l, \text{мм}$	360
9.	Виліт переднього кінця шпинделя $c, \text{мм}$	70
10.	Відстань до опори D від опори В, $a, \text{мм}$	60

Кожен коефіцієнт впливу податливості складається з двох частин:

$$\alpha_{AA} = \alpha'_{AA} + \alpha''_{AA}, \quad \alpha_{AD} = \alpha'_{AD} + \alpha''_{AD}, \quad \alpha_{DD} = \alpha'_{DD} + \alpha''_{DD}, \quad (2.13)$$

де α'_{AA} , α'_{AD} , α_{DD} - коефіцієнти впливу податливості пружної балки на жорстких опорах;

α''_{AA} , α''_{AD} , α''_{DD} - коефіцієнти впливу податливості жорсткої балки на пружних опорах.

Для визначення коефіцієнтів впливу податливості пружної балки на жорстких опорах використаємо метод Верещагіна [30]:

$$\delta = \sum_{i=1}^n \frac{1}{EI_i} M_i \omega_i, \quad (2.14)$$

де M_i - площа i -ї ділянки епюри згинального моменту;

ω_i - координата центру ваги ділянки першої епюри, взята на другій

епюрі згинального моменту.

Визначаємо коефіцієнт впливу податливості α'_{AA} . Розрахункова схема для його визначення якого приведена на рис. 2.13.

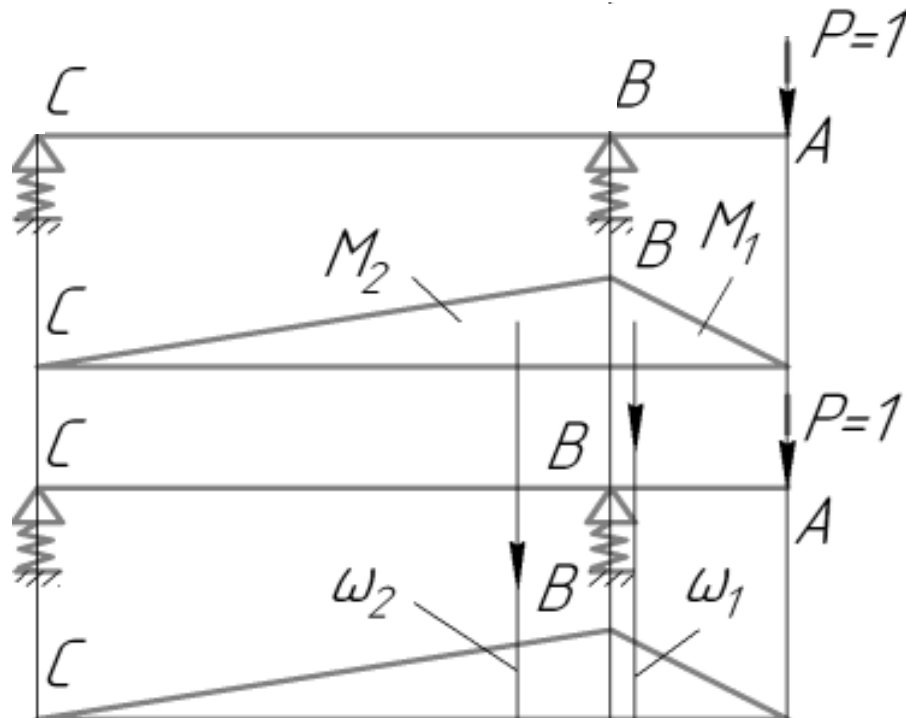


Рисунок 2.13 - Розрахункова схема для визначення коефіцієнту впливу податливості α'_{AA}

Використовуючи метод Верещагіна

$$\alpha'_{AA} = \frac{1}{EI_1} M_1 \omega_1 + \frac{1}{EI_2} M_2 \omega_2, \quad (2.15)$$

$$\text{де } M_1 = \frac{1}{2} c^2; \quad \omega_1 = \frac{2}{3} c; \quad M_2 = \frac{1}{2} cl; \quad \omega_2 = \frac{2}{3} c.$$

Підставивши залежності та значення величин у (2.15) отримаємо:

$$\alpha'_{AA} = \frac{c^3}{3EI_1} + \frac{lc^2}{3EI_2} = \frac{70^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 2,612 \cdot 10^6} + \frac{360 \cdot 70^2}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,545 \cdot 10^6} = 2,014 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н.}$$

Визначаємо коефіцієнт впливу податливості α''_{AA} за формулою:

$$\alpha''_{AA} = \frac{(l+c)^2}{l^2} k_B + \frac{c^2}{l^2} k_C. \quad (2.16)$$

Підставивши значення у (2.16) отримаємо:

$$\alpha''_{AA} = \frac{(360 + 70)^2}{360^2} \cdot 1,85 \cdot 10^{-6} + \frac{70^2}{360^2} \cdot 2,27 \cdot 10^{-6} = 2,73 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н.}$$

Коефіцієнт впливу податливості у відповідності до (2.13)

$$\alpha_{AA} = 2,014 \cdot 10^{-6} + 2,73 \cdot 10^{-6} = 4,744 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н.}$$

Визначаємо коефіцієнт впливу податливості α'_{DA} . Розрахункова схема для його визначення якого приведена на рис. 2.13.

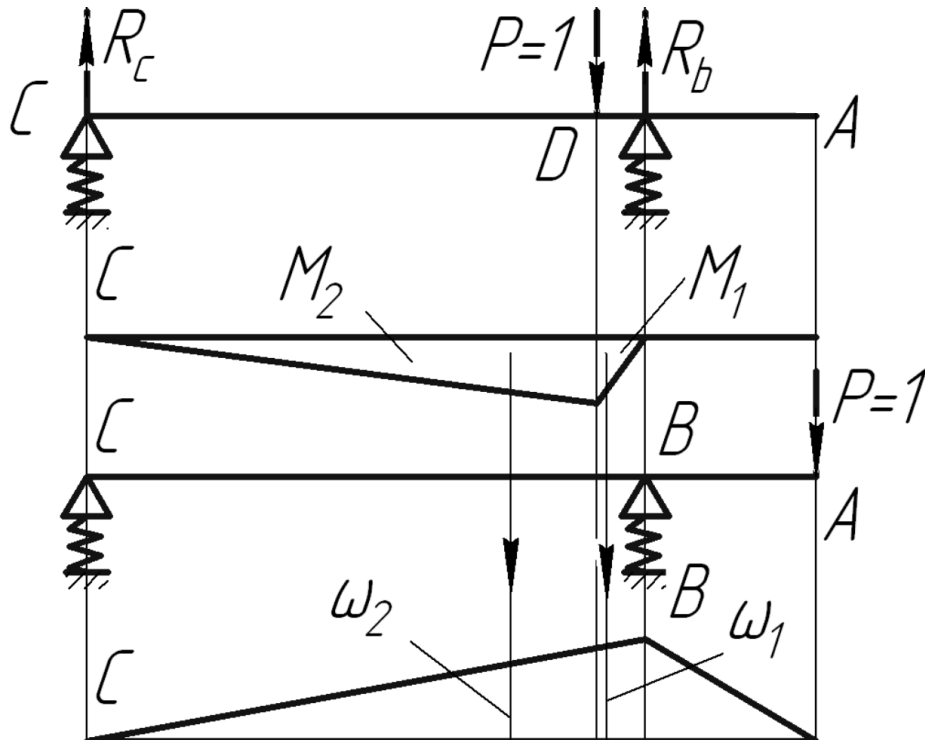


Рисунок 2.14 - Розрахункова схема для визначення коефіцієнту впливу податливості $\alpha'_{AD} = \alpha'_{DA}$

Використовуючи метод Верещагіна

$$\alpha'_{AD} = -\frac{1}{EI_2} M_1 \omega_1 - \frac{1}{EI_2} M_2 \omega_2. \quad (2.17)$$

Необхідні для розрахунку площі фігур, реакції опор і координати центра ваги:

$$R_C = \frac{a}{l}; \quad R_B = \frac{l-a}{l}; \quad M_1 = \frac{1}{2} R_B a^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{(l-a)}{l} \cdot a^2 = \frac{(l-a)a^2}{2l}; \quad \omega_1 = \frac{2}{3} c;$$

$$M_2 = \frac{1}{2} (l-a) R_B a = \frac{1}{2} \frac{(l-a)}{l} (l-a) \cdot a = \frac{(l-a)^2 a}{2l}; \quad \omega_2 = \frac{1}{2} c.$$

Підставивши залежності у (2.17) отримаємо:

$$\alpha'_{AD} = -\frac{1}{EI_2} \frac{(l-a)a^2}{2l} \frac{2}{3} c - \frac{1}{EI_2} \frac{(l-a)^2 a}{2l} \frac{1}{2} c = -\frac{(l-a)a^2 c}{3EI_2 \cdot l} - \frac{(l-a)^2 ac}{4EI_2 \cdot l}. \quad (2.18)$$

Підставивши значення у (2.18) отримаємо:

$$\alpha'_{AD} = -\frac{(360-60) \cdot 60^2 \cdot 70}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,545 \cdot 10^6 \cdot 360} - \frac{(360-60)^2 \cdot 60 \cdot 70}{4 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,545 \cdot 10^6 \cdot 360} = -1,026 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н.}$$

Визначаємо коефіцієнт впливу податливості α''_{AD} за формулою:

$$\alpha''_{AA} = \frac{(l+c)(l-a)}{l^2} k_B - \frac{ca}{l^2} k_C. \quad (2.19)$$

Підставивши значення у (2.16) отримаємо:

$$\alpha''_{AD} = \frac{(360+70)(360-60)}{360^2} \cdot 1,85 \cdot 10^{-6} - \frac{70 \cdot 60}{360^2} \cdot 2,27 \cdot 10^{-6} = 1,76 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н.}$$

Коефіцієнт впливу податливості у відповідності до (2.13):

$$\alpha_{AD} = -1,026 \cdot 10^{-6} + 1,76 \cdot 10^{-6} = 0,734 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н.}$$

Визначаємо коефіцієнт впливу податливості α'_{DD} . Розрахункова схема для його визначення якого приведена на рис. 2.15.

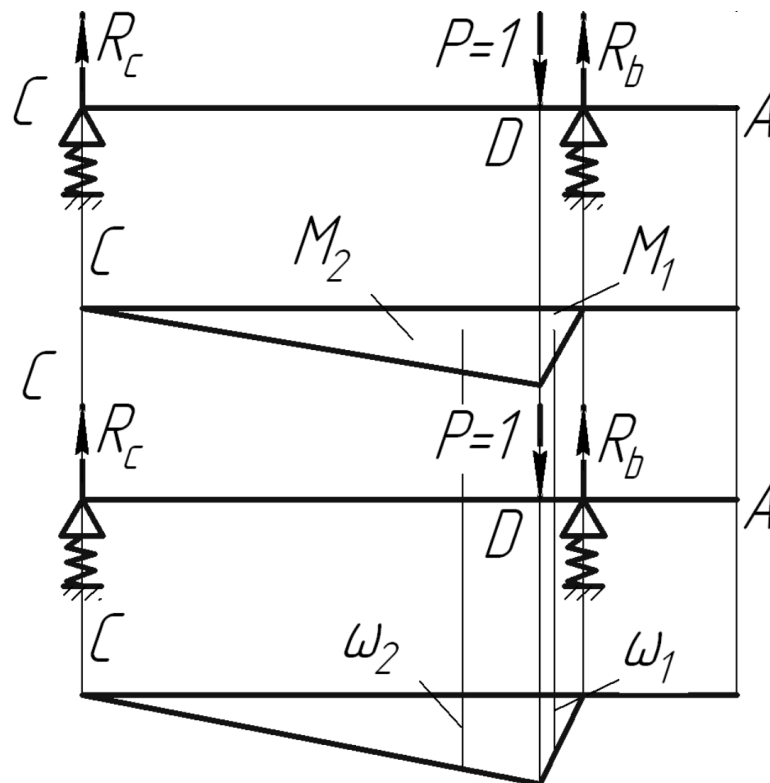


Рисунок 2.15 - Розрахункова схема для визначення коефіцієнту впливу податливості α'_{DD}

Використовуючи метод Верещагіна

$$\alpha'_{DD} = \frac{1}{EI_2} M_1 \omega_1 + \frac{1}{EI_2} M_2 \omega_2. \quad (2.20)$$

Необхідні для розрахунку площі фігур, реакції опор і координати центра ваги:

$$R_C = \frac{a}{l}; R_B = \frac{l-a}{l}; M_1 = \frac{1}{2} R_B a^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{(l-a)}{l} \cdot a^2 = \frac{(l-a)a^2}{2l};$$

$$M_2 = \frac{1}{2} (l-a) R_B a = \frac{1}{2} \frac{(l-a)}{l} (l-a) \cdot a = \frac{(l-a)^2 a}{2l};$$

$$\omega_1 = \omega_2 = \frac{2}{3} R_B a = \frac{2}{3} \frac{(l-a) \cdot a}{l}.$$

Підставивши залежності та значення величин у (2.20) отримаємо:

$$\alpha'_{DD} = \frac{1}{3EI_2} \frac{(l-a)^2 a^2}{l} = \frac{1}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,545 \cdot 10^6} \frac{(360-60)^2 60^2}{360} = 0,925 \cdot 10^6 \text{ мм/Н}.$$

Визначаємо коефіцієнт впливу податливості α''_{DD} за формулою:

$$\alpha''_{AA} = \frac{(l-c)(l-a)}{l^2} k_B + \frac{ca}{l^2} k_C. \quad (2.21)$$

Підставивши значення у (2.21) отримаємо:

$$\alpha''_{DD} = \frac{(360-70)(360-60)}{360^2} \cdot 1,85 \cdot 10^{-6} + \frac{70 \cdot 60}{360^2} \cdot 2,27 \cdot 10^{-6} = 1,31 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}.$$

Коефіцієнт впливу податливості у відповідності до (2.13):

$$\alpha_{DD} = 0,925 \cdot 10^{-6} + 1,31 \cdot 10^{-6} = 2,24 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}.$$

Підставивши значення у (2.12) отримаємо коефіцієнт впливу податливості переднього кінця шпинделя:

$$\delta_A = 4,74 \cdot 10^{-6} - \frac{(0,734 \cdot 10^{-6})^2}{2,24 \cdot 10^{-6} + 3,7 \cdot 10^{-6}} = 3,83 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}.$$

Жорсткість переднього кінця шпинделя:

$$c_A = \frac{1}{\delta_A} = \frac{1}{3,83 \cdot 10^{-6}} = 2,61 \cdot 10^5 \text{ Н/мм} = 261 \text{ Н/мкм}. \quad (2.22)$$

2.6. Висновки по розділу 2

В рамках розгляду даного розділу можна зробити такі висновки:

1. Проведено модернізацію приводу головного руху токарно-револьверного багатоопераційного автомата з ЧПК з метою підвищення швидкохідності шпиндельного вузла. Модернізований привід головного руху включає частотно-регульований асинхронний електродвигун, планетарну коробку швидкостей та зубчасту пасову передачу і забезпечує потужність на шпинделі 15 кВт та безступеневе регулювання частот обертання в діапазоні 40...5000 об/хв.

2. Для модернізованого приводу головного руху вибрано асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором фірми Siemens мод. 1PH7133-NF та двоступеневу планетарну коробку швидкостей фірми ZF Friedrichshafen AG мод. 2K121, яка має передавальне число першої ступені рівне одиниці, а другої – чотири. Проведено кінематичний та силовий розрахунок модернізованого приводу головного руху.

4. За допомогою пакету прикладних програм САР 6.0 фірми Optibelt GmbH проведено автоматизований розрахунок параметрів зубчатої пасової передачі. За результатами розрахунку вибрано зубчатий пас OMEGA 14M 85 фірми Optibelt довжиною 2450 мм та наступні параметри зубчатої пасової передачі: міжосьова віддаль між шківками $a = 1000$ мм; число зубів ведучого і веденого шківів $Z_1=29$, $Z_2=40$; діаметри ведучого і веденого шківів $D_1=129$ мм; $D_2=178$ мм.

5. Виходячи із максимальної частоти обертання вибрано компоувальну схему шпиндельного вузла на опорах кочення, що складаються із радіально-упорних підшипників та розроблено його конструкцію. Передню опору сконструйовано з трьох радіально-упорних підшипників 36118K, встановлених по схемі триплекс тандем «О», а задню – із двох радіально-упорних підшипників 36115K, встановлених по схемі дуплекс «О». Проведено

розрахунок максимальної частоти обертання шпиндельного вузла та радіальної жорсткості його опор.

6. Розроблено розрахункову схему шпиндельного вузла, як один раз статично невизначену систему. Розроблено математичну модель радіальної жорсткості переднього кінця шпинделя шпиндельного вузла з використанням канонічних рівнянь методу сил. Проведено розрахунок коефіцієнтів впливу податливості шпиндельного вузла, як пружної балки на жорстких опорах та жорсткої балки на пружних опорах. Радіальна жорсткість переднього кінця шпиндельного вузла за результатами розрахунку становить 261 Н/мкм.

3. НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

3.1. Розробка конструкції високошвидкісного плунжерного токарного патрона із компенсацією відцентрових сил контрвантажами.

Плунжерні токарні патрони забезпечують точну, стабільну та високоточну обробку, яка ідеально підходить для затиску нестандартних деталей або токарної обробки з високою швидкістю. Їх перевагами є одночасне радіальне затискання та аксіальне притягуванням деталі, висока точність, універсальність та підвищена продуктивність. Тому їх застосовують для оснащення токарних верстатів з ЧПК для виконання операцій, що вимагають високої концентричності та повторюваності, а також для високошвидкісної токарної обробки коротких штучних заготовок.

На основі аналізу схем встановлення вантажів [3] розроблено конструкцію плунжерного затискного патрона з компенсаторами відцентрових сил у вигляді важелів з контрвантажами (рис. 3.1) [31].

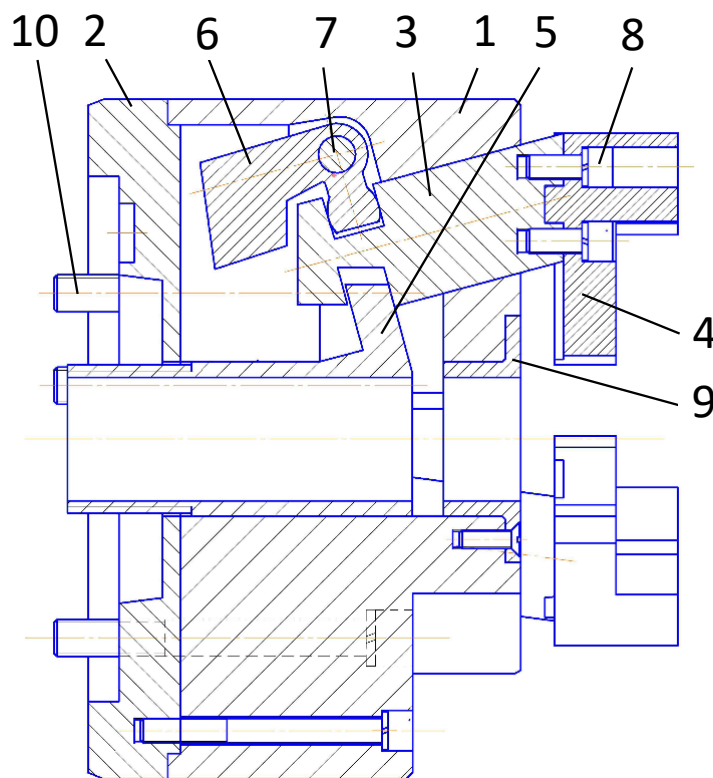


Рисунок 3.1 – Розроблений плунжерний затискний патрон з компенсаторами відцентрових сил у вигляді важелів з контрвантажами

Патрон складається із корпусу 1, у якому його задня торцева поверхня закрита фланцем 2. По осі обертання патрона розташований приводна втулка 5, який базується у центральному отворі корпусу 1. Центральний отвір корпусу 1 спереду патрона закритий кришкою 9. У корпусі 1 з рівними інтервалами в коловому напрямку та під кутом до осі обертання патрона сформовано отвори під плунжери 3. Плунжери 3 вставлені в кожен нахилений отвір, розміщений під кутом до осі обертання патрона, а затискні кулачки 4 прикріплені до кожного плунжера за допомогою гвинтів 8. Виступи приводної втулки 5 входять в зачеплення із пазами на задніх кінцях плунжерів 3. Крім того на плунжерах 3 передбачені пази для запобігання їх провертанню, в які входять підпружинені кульки (на рис. 3.1. не показано). Таким чином, коли приводна втулка 5 рухається вперед і назад у напрямку осі обертання патрона, кожен плунжер 3 рухається вздовж напрямного отвору, змушуючи затискні кулачки 4 рухатися радіально. Патрон оснащений контрвантажами 6, щоб запобігти радіальному переміщенню затискних кулачків 4 назовні в патроні в процесі обертання затискного патрона. Важіль із контрвантажем 6 виконаний за одне ціле, на одному кінці якого сформований контвантаж, а інший кінець якого має частину, яка входить в зачеплення із верхнім пазом плунжера 3. Важіль із контрвантажем 6 розташований у внутрішньому просторі патрона на осі 7, яка встановлена нерухомо у корпусі патрона. Таким чином, важіль із контрвантажем 6 коливається навколо осі 7, коли плунжер 3 рухається вздовж напрямного отвору приводною втулкою 5. Патрон закріплений на передньому кінці шпинделя токарного верстата за допомогою монтажних гвинтів 10, розташованих в корпусі патрона.

При переміщенні приводної втулки 5 вліво від приводу затиску токарного верстата плунжери 3 втягуються і затискні кулачки 4, які рухаються радіально до центра обертання патрона, затискають заготовку. При переміщенні приводної втулки 5 вправо від приводу затиску затискні кулачки 4, які рухаються радіально від центра обертання патрона, розтискають заготовку.

Коли патрон обертається із закріпленою заготовкою, відцентрова сила, що діє на кожен затискний кулачок 4, створює силу, яка переміщує переміщує затискні кулачки 4 радіально назовні, зменшуючи силу затиску затискних кулачків 4 на заготовці. При обертанні патрона на контрвантажі важеля 6, який з'єднаний із плунжером 3, виникає відцентрова сила, яка через важіль передається плунжеру 3, та тягне його до задньої частини корпусу патрона 1 зачіпною частиною важеля 6. Ця сила може компенсувати відцентрову силу кулачків 4, що дозволяє запобігти зменшенню сили затиску заготовки.

3.2. Модель передачі сил у плунжерному токарному патроні із компенсацією відцентрових сил в статиці

На основі конструкції плунжерного затискного патрона з компенсаторами відцентрових сил розроблено розрахункову схему дії сил в статиці на плунжер із затискним кулачком для визначення статичної сили затиску (рис. 3.2).

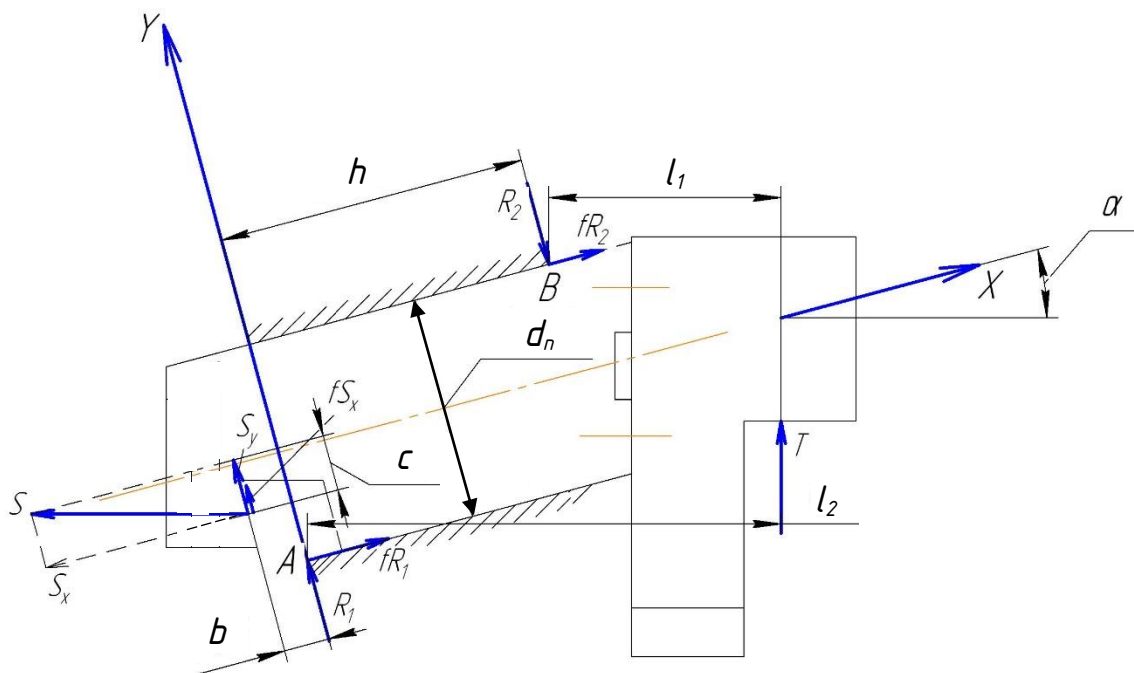


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема дії сил в статиці на плунжер із затискним кулачком

Згідно із цією схемою на плунжер із затискним кулачком діють наступні сили:

- 1) S – сила приводу, що припадає на один плунжер із затискним кулачком;
- 2) T – радіальна сила затиску деталі одним затискним кулачком;
- 3) R_1, R_2 – реакції, що виникають в стику плунжера з корпусом патрона;
- 4) $f R_1, f R_2$ – сили тертя між плунжером та корпусом патрона в зонах контакту; f – коефіцієнт тертя, прийнятий однаковим у всіх стиках.

На розрахунковій схемі дії сил в статиці на плунжер із затискним кулачком (рис.3.1) також приведені наступні величини:

α - кут нахилу плунжера;

d_n - діаметр плунжера;

h – віддаль між силами реакцій плунжера;

b, c, l_1, l_2 - віддалі від активних сил до сил реакцій плунжера.

Розглянемо рівновагу плунжера із затискним кулачком, навантаженого відповідними силами. Для цього складемо рівняння рівноваги плунжера із затискним кулачком:

$$\begin{cases} \Sigma M_A = Sb \sin \alpha + Sf \cos \alpha \cdot b - S \cos \alpha (0,5d_n - c) + R_2 h + f R_2 d_n - T \cdot l_2 = 0, \\ \Sigma M_B = S \sin \alpha (h + b) + Sf \cos \alpha (h + b) + S \cos \alpha (0,5d_n + c) + R_1 \cdot h - f R_1 d_n - T \cdot l_1 = 0, \\ \Sigma Y = S \sin \alpha + Sf \cos \alpha + R_1 - R_2 + T \cdot \cos \alpha = 0. \end{cases} \quad (3.1)$$

З першого рівняння системи (3.1)

$$S \cdot (b \sin \alpha + f \cos \alpha \cdot b - \cos \alpha (0,5d_n - c)) + R_2 (h + f d_n) - T \cdot l_2 = 0 \quad (3.2)$$

визначаємо R_2 :

$$R_2 = \frac{T \cdot l_2 - S \cdot (b \sin \alpha + f \cos \alpha \cdot b - \cos \alpha (0,5d_n - c))}{h + f d_n} \quad (3.3)$$

Прийнявши $k_1 = b \sin \alpha + f \cos \alpha \cdot b - \cos \alpha (0,5d_n - c)$ отримаємо:

$$R_2 = \frac{T \cdot l_2 - S \cdot k_1}{h + f d_n} \quad (3.4)$$

З другого рівняння системи (3.1)

$$S \cdot (\sin \alpha (h + b) + f \cos \alpha (h + b) + \cos \alpha (0,5d_n + c)) + R_1 (h - f d_n) - T \cdot l_1 = 0 \quad (3.5)$$

визначаємо R_1 :

$$R_1 = \frac{T \cdot l_1 - S \cdot (\sin \alpha (h + b) + f \cos \alpha (h + b) + \cos \alpha (0,5d_n + c))}{h - fd_n} \quad (3.6)$$

Прийнявши $k_2 = \sin \alpha (h + b) + f \cos \alpha (h + b) + \cos \alpha (0,5d_n + c)$ отримаємо:

$$R_1 = \frac{T \cdot l_1 - S \cdot k_2}{h - fd_n} \quad (3.7)$$

Підставивши отримані значення R_1 і R_2 в третє рівняння системи (3.1) отримаємо:

$$S \cdot \left(\sin \alpha + f \cos \alpha - \frac{k_2}{h - fd_n} + \frac{k_1}{h + fd_n} \right) - T \cdot \left(\frac{-l_1}{h - fd_n} + \frac{l_2}{h + fd_n} - \cos \alpha \right) = 0. \quad (3.8)$$

Залежність (3.8) запишемо у вигляді:

$$S \cdot \left(\sin \alpha + f \cos \alpha - \frac{k_2}{h - fd_n} + \frac{k_1}{h + fd_n} \right) = T \cdot \left(\frac{l_2}{h + fd_n} - \frac{l_1}{h - fd_n} - \cos \alpha \right). \quad (3.9)$$

Із залежності (3.9) знаходимо радіальну силу затиску деталі одним затискним кулачком:

$$T = S \cdot \frac{\sin \alpha + f \cos \alpha - \frac{k_2}{h - fd_n} + \frac{k_1}{h + fd_n}}{\frac{l_2}{h + fd_n} - \frac{l_1}{h - fd_n} - \cos \alpha}. \quad (3.9)$$

Сумарна радіальна сила затиску деталі трьома затискними кулачками патрона в статиці:

$$T_{\Sigma} = 3 \cdot T. \quad (3.10)$$

3.3. Модель передачі сил у плунжерному токарному патроні з компенсацією відцентрових сил контрвантажами в процесі обертання

При усталеному обертанні плунжерного затискного патрона разом із затиснутою деталлю сумарна динамічна сила затиску буде залежати від сумарної радіальної сили затиску деталі кулачками в статиці T_{Σ} , втрати сили затиску від відцентрових сил затискних кулачків з плунжерами $T_{\omega K}$ та сили затиску, яка

компенсується контрвантажами T_{comp} :

$$T_{\Sigma dyn} = T_{\Sigma} - 3 \cdot T_{\omega K} - 3 \cdot T_{comp} . \quad (3.11.)$$

Відцентрова сила затискного кулачка з плунжером визначиться за залежністю:

$$T_{\omega K} = m_K \cdot r \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 , \quad (3.12)$$

де m_K - маса затискного кулачка з плунжером;

n - частота обертання плунжерного затискного патрона;

r - радіус центра мас затискного кулачка з плунжером.

Для визначення сили затиску, яка компенсується контрвантажами T_{comp} , розроблено розрахункову схему дії сил у важільній передачі (рис. 3.3).

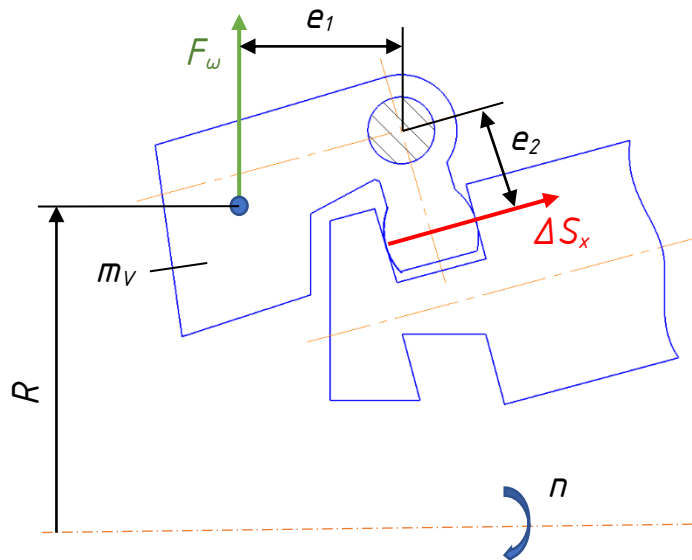


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема дії сил у важільній передачі

На лівий кінець важеля діє відцентрова сила контрвантажу F_{ω} , яка створює додаткову осьову силу на плунжер ΔS_x .

Відцентрова сила контрвантажу F_{ω} визначиться за залежністю:

$$F_{\omega} = m_v \cdot R \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 , \quad (3.13)$$

де m_v - маса контрвантажу;

n - частота обертання плунжерного затискного патрона;

R - радіус розташування центра мас контрвантажувача.

Рівняння рівноваги важеля під дією цих сил при нехтуванні тертям в опорі важеля та зоні контакту важеля з плунжером буде мати вигляд:

$$F_{\omega} \cdot e_1 - \Delta S_x \cdot e_2 = 0. \quad (3.14)$$

Звідки додаткова осьова сила, що діє на плунжер ΔS_x

$$\Delta S_x = \frac{F_{\omega} \cdot e_1}{e_2}, \quad (3.15)$$

де e_1 – віддаль від осі повороту важеля до лінії дії сили F_{ω} ;

e_2 – віддаль від осі повороту важеля до лінії дії сили ΔS_x .

Тоді додаткова осьова сила приводу затиску, що виникає внаслідок дії відцентрових сил контрвантажувача:

$$\Delta S = \Delta S_x \cdot \cos \alpha = \frac{F_{\omega} \cdot e_1}{e_2} \cdot \cos \alpha. \quad (3.16)$$

Підставивши значення (3.13) у (3.16) отримаємо:

$$\Delta S = m_v \cdot R \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 \frac{e_1}{e_2} \cdot \cos \alpha. \quad (3.17)$$

Динамічна радіальна сила затиску одним кулачком при дії сили приводу та додаткової осьової сили приводу, що виникає внаслідок дії відцентрових сил контрвантажувача визначиться за залежністю:

$$T_{dynK} = (S + \Delta S) \cdot \frac{\sin \alpha + f \cos \alpha - \frac{k_2}{h - fd_n} + \frac{k_1}{h + fd_n}}{\frac{l_2}{h + fd_n} - \frac{l_1}{h - fd_n} - \cos \alpha}. \quad (3.18)$$

Динамічна радіальна сила затиску одним кулачком при обертанні затискного патрона визначиться за залежністю:

$$T_{dyn} = (S + \Delta S) \cdot \frac{\sin \alpha + f \cos \alpha - \frac{k_2}{h - fd_n} + \frac{k_1}{h + fd_n}}{\frac{l_2}{h + fd_n} - \frac{l_1}{h - fd_n} - \cos \alpha} - T_{\omega K}. \quad (3.19)$$

Підставивши у (3.18) залежності (3.12) та (3.17) отримаємо:

$$T_{dyn} = \left(S + m_v \cdot R \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 \frac{e_1}{e_2} \cdot \cos \alpha \right) \cdot \frac{\sin \alpha + f \cos \alpha - \frac{k_2}{h - fd_n} + \frac{k_1}{h + fd_n}}{\frac{l_2}{h + fd_n} - \frac{l_1}{h - fd_n} - \cos \alpha} - m_K \cdot r \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2. \quad (3.18)$$

Сумарна динамічна сила затиску деталі затискним патроном при його обертанні:

$$T_{\Sigma dyn} = 3 \cdot T_{dyn}. \quad (3.19)$$

3.4. Моделювання динамічних силових характеристик плунжерного токарного патрона з компенсацією відцентрових сил контрвантажами

Дослідження впливу коефіцієнтів тертя в стиках плунжерного токарного патрона з компенсацією відцентрових сил контрвантажами, кута нахилу плунжера затискного патрона α , осьової сили приводу S_{Σ} та частоти обертання затискного патрона n на сумарну динамічну радіальну силу затиску заготовки $T_{\Sigma dyn}$ проводилося за допомогою ПЕОМ з використанням пакету прикладних програм MatCAD.

Вихідні дані для моделювання:

- маса затискного кулачка з плунжером $m_K = 3,9$ кг;
- радіус центра мас затискного кулачка з плунжером $r = 68$ мм;
- маса контрвантажу $m_v = 0,85$ кг;
- радіус розташування центра мас контрвантажу $R = 80$ мм;
- діаметр плунжера $d_n = 40$ мм;
- кут нахилу плунжера $\alpha = 15^\circ$;
- віддаль між силами реакцій плунжера $h = 55$ мм;
- віддалі від активних сил до сил реакцій плунжера $b = 8$ мм; $c = 9$ мм;
- $l_1 = 42$ мм; $l_2 = 85$ мм;
- віддаль від лінії дії сили F_{ω} до осі повороту важеля $e_1 = 30$ мм;
- віддаль від лінії дії сили ΔS_x до осі повороту важеля $e_2 = 15$ мм.

Моделювання проводилося при зміні сумарної сили приводу S_{Σ} від 12 до 21 кН при зміні частоти обертання n від 0 до 5000 об/хв для коефіцієнтів тертя, прийнятих однаковими у всіх стиках $f = 0,13$ та $f = 0,15$.

На рис. 3.4 та рис. 3.5 приведені графічні залежності динамічної радіальної сили затиску $T_{\Sigma dyn}$ від сумарної осьової сили приводу S_{Σ} при коефіцієнті тертя в усіх стиках затискного патрона $f = 0,13$ та $f = 0,15$ відповідно, отримані за результатами моделювання.

Ці графічні залежності, побудовані на основі (3.18) та (3.19) дозволяють оцінити також статичні силові характеристики плунжерного токарного патрона з компенсацією відцентрових сил контрвантажами при $n = 0$. Із графічних залежностей видно, що при максимальній осьовій силі приводу $S_{\Sigma} = 21$ кН максимальна радіальна статична сила затиску буде $T_{\Sigma} = 41,7$ кН при коефіцієнті тертя у стиках $f = 0,13$, та $T_{\Sigma} = 39,5$ кН при коефіцієнті тертя у стиках $f = 0,15$.

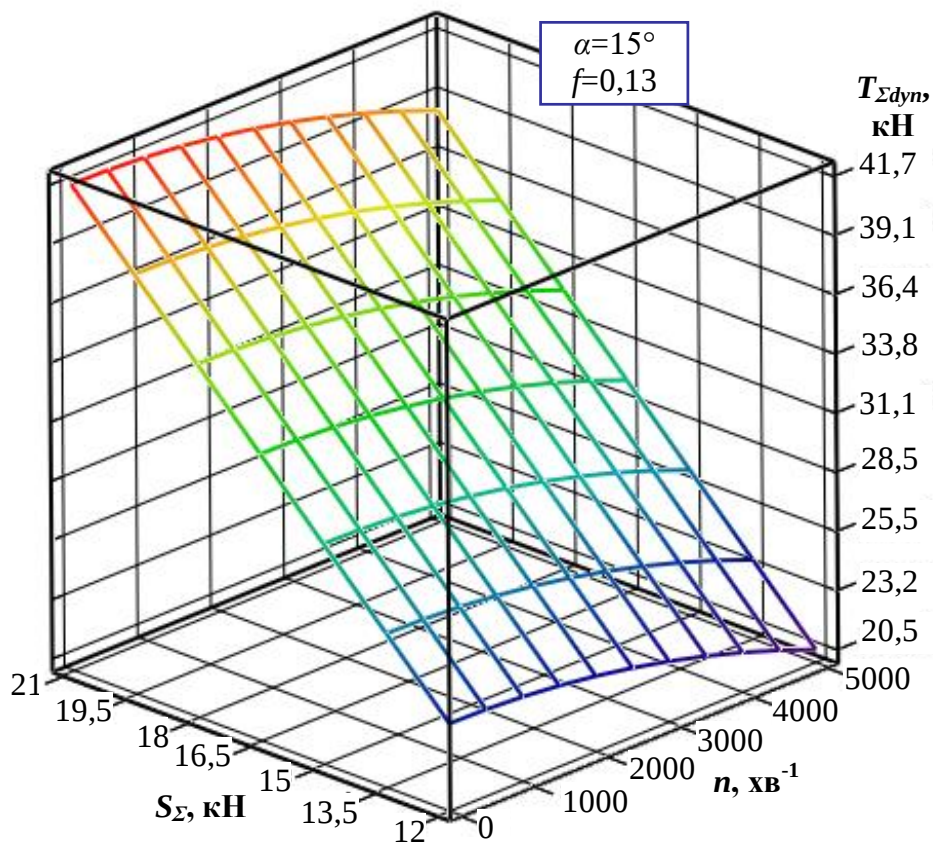


Рисунок 3.4 – Графічні залежності динамічної радіальної сили затиску $T_{\Sigma dyn}$ від сумарної осьової сили приводу S_{Σ} та частоти обертання затискного патрона n для $f = 0,13$

Вплив стану поверхонь тертя у стиках затискного патрона впливає на статичну радіальну силу затиску. Навіть незначне збільшення коефіцієнта тертя на 0,02 (від 0,13 до 0,15) приводить до зменшення максимальної статичної радіальної сили затиску на 2,2 кН. Графічні залежності показують лінійний характер залежності сумарної статичної радіальної сили затиску T_{Σ} від сумарної осьової сили приводу S_{Σ} . При збільшенні сумарної осьової сили приводу S_{Σ} від 12 до 21 кН сумарна статична радіальна сила затиску T_{Σ} збільшується у 1,75 раз (від 23,9 до 41,7 кН) при $f = 0,13$ та у 1,6 раз (від 22,1 до 39,5 кН) при $f = 0,15$.

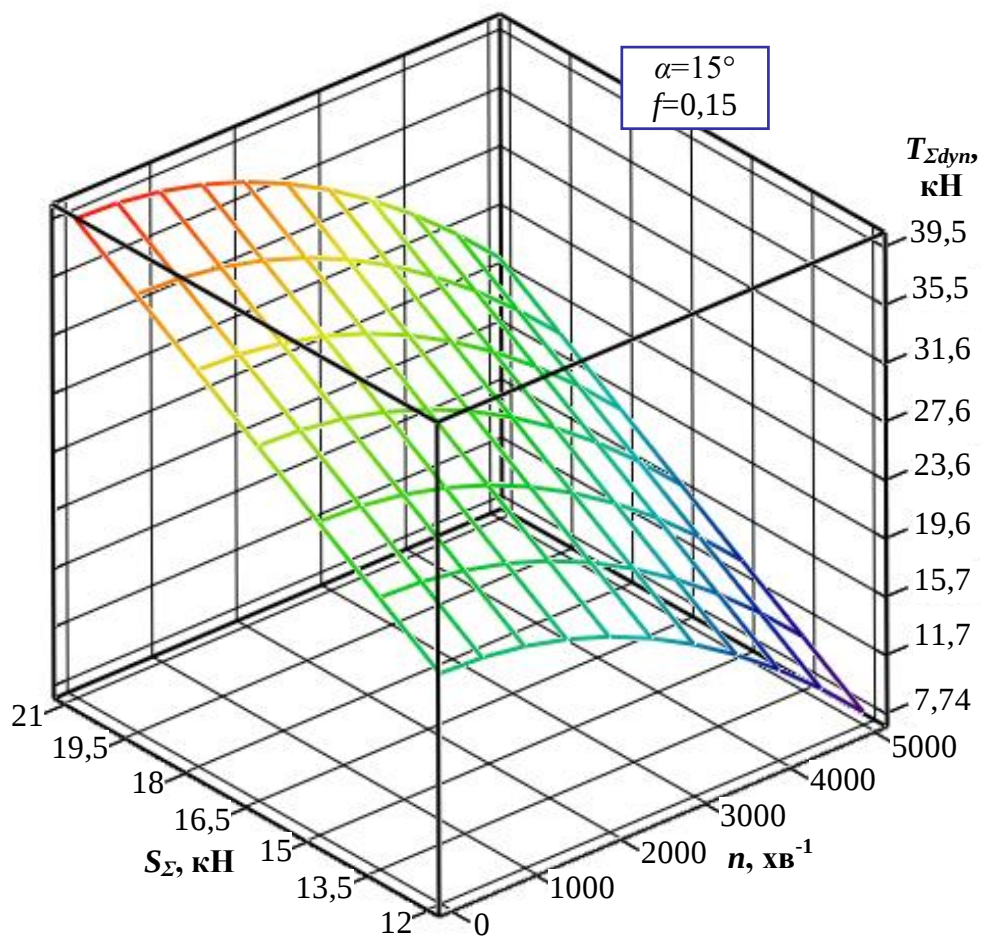


Рисунок 3.5 – Графічні залежності динамічної радіальної сили затиску $T_{\Sigma dyn}$ від сумарної осьової сили приводу S_{Σ} та частоти обертання затискного патрона n для $f = 0,15$

Важливою статичною характеристикою є коефіцієнт підсилення затискного патрона, який визначається за залежністю:

$$k = T_{\Sigma} / S_{\Sigma} . \quad (3.20)$$

Отримані значення коефіцієнта підсилення будуть рівні:

- при $f = 0,13$ $K_{\Pi} = 41,7/21 = 2$;

- при $f = 0,15$ $K_{\Pi} = 39,5/21 = 1,88$;

Графічні залежності (рис. 3.4 та 3.5) сумарної динамічної радіальної сили затиску заготовки $T_{\Sigma dyn}$ від частоти обертання n плунжерного токарного патрона з компенсацією відцентрових сил контрвантажами є квадратичними для різних значень осьової сили приводу S_{Σ} .

Збільшення частоти обертання n плунжерного токарного патрона з компенсацією відцентрових сил контрвантажами від 0 до 5000 об/хв призводить до зменшення сумарної максимальної динамічної радіальної сили затиску заготовки $T_{\Sigma dyn}$ у 1,09 раз (з 41,7 кН до 38,4 кН) при $f = 0,13$ та у 1,6 раз (від 39,5 до 24,7 кН) при $f = 0,15$. Звідси можна зробити висновок, що при коефіцієнті тертя в стиках затискного патрона $f = 0,13$ втрати радіальної сили затиску майже не відбувається завдяки компенсації відцентрової сили кулачків з плунжерами контрвантажами. У цьому випадку гранична частота обертання плунжерного токарного патрона з компенсацією відцентрових сил контрвантажами буде визначатися міцністю його компонентів.

При збільшенні коефіцієнта тертя в стиках затискного патрона до $f = 0,15$ плунжерний токарний патрон завдяки компенсації відцентрових сил контрвантажами буде працювати у допустимих межах сумарної радіальної сили затиску, оскільки вона становить 24,7 кН при $n = 5000$ об/хв. Такий висновок впливає із того, що для забезпечення безпечної роботи допустима динамічна сумарна радіальна сила затиску за рекомендаціями [3, 14] повинна становити $[T_{\Sigma dyn}] = T_{\Sigma} / 3$. У нашому випадку вона рівна $[T_{\Sigma dyn}] = 39,5 / 3 = 13,2$ кН, що менше від $T_{\Sigma dyn} = 24,7$ кН при $n = 5000$ об/хв.

Використовуючи отриману математичну модель (3.18) для відповідних умов роботи та маси використовуваних затискних кулачків можна правильно

підібрати масу контрвантажу для забезпечення безпечної роботи затискного патрона при максимальних частотах його обертання.

3.5. Висновки по розділу 3

В рамках розгляду даного розділу можна зробити такі висновки:

1. На основі аналізу схем встановлення вантажів у токарних патронах з компенсацією відцентрових сил розроблено конструкцію плунжерного токарного патрона з компенсаторами відцентрових сил у вигляді важелів з контрвантажами, які створюють додаткові осьові сили на плунжерах.

2. На основі розробленої розрахункової схеми дії сил в статиці на плунжер із затискним кулачком та з використанням рівнянь статичної рівноваги отримано математичну модель статичної радіальної сили затиску заготовки, що враховує осьову силу приводу затиску, конструктивні параметри затискного патрона та коефіцієнта тертя в його стиках.

3. На основі математичної моделі статичної радіальної сили затиску заготовки отримано математичну модель динамічної радіальної сили затиску заготовки, яка враховує втрати радіальної сили затиску, спричинені відцентровими силами затискних кулачків з плунжерами, а також додаткову радіальну силу затиску, створену контрвантажами.

4. За отриманими результатами теоретичних досліджень впливу коефіцієнта тертя в стиках плунжерного токарного патрона з компенсаторами відцентрових сил та осьової сили приводу на радіальну силу затиску заготовки в статиці можна зробити наступні висновки:

- стан поверхонь тертя між плунжерами та корпусом затискного патрона та із виступами привідної втулки впливає на сумарну радіальну силу затиску; навіть незначне збільшення коефіцієнта тертя на 0,02 (від 0,13 до 0,15) приводить до зменшення максимальної статичної радіальної сили затиску на 2,2 кН.

- коефіцієнт підсилення плунжерного токарного патрона з компенсаторами

відцентрових сил при $f = 0,13$ становить $K_{\pi} = 2$, а при $f = 0,15$ $K_{\pi} = 1,88$.

5. За результатами моделювання сумарної динамічної радіальної сили затиску заготовки $T_{\Sigma dyn}$ встановлено, що її залежність від частоти обертання n плунжерного токарного патрона з компенсацією відцентрових сил контрвантажами є квадратичною для різних значень осьової сили приводу S_{Σ} .

6. Результатами моделювання показали, що при коефіцієнті тертя в стиках $f = 0,13$ для розробленої конструкції затискного патрона втрати радіальної сили затиску при зміні частоти обертання від 0 до 5000 об/хв. майже не відбувається завдяки компенсації відцентрової сили кулачків з плунжерами контрвантажами. У цьому випадку гранична частота обертання плунжерного токарного патрона з компенсацією відцентрових сил контрвантажами буде визначатися міцністю його компонентів.

7. При збільшенні коефіцієнта тертя в стиках затискного патрона до $f = 0,15$ плунжерний токарний патрон завдяки компенсації відцентрових сил контрвантажами буде працювати у допустимих межах максимальної сумарної радіальної сили затиску, яка становить 24,7 кН при $n = 5000$ об/хв., що більше допустимої динамічної сумарної радіальної сили затиску $[T_{\Sigma dyn}] = 13,2$ кН.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Характеристика токарно-револьверного багатоопераційного автомата з ЧПК з точки зору охорони праці

Для забезпечення безпечної роботи верстата повинні бути передбачені наступні технічні засоби: захисні огорожі; запобіжні та блокуючі пристрої; засоби сигналізації та індикації.

Для закриття травмонебезпечних зон на верстаті повинні бути передбачені захисні огорожі. В першу чергу це огорожа, виконана у вигляді захисного екрану, яка захищає оператора від стружки, змащувально-охолоджувальних рідин та уламків зруйнованого інструменту або вириву заготовки із затискного патрона. Крім цього повинні бути передбачені огорожі, виконані у вигляді захисних щитків пасових передач приводу револьверних супортів та щитків електрошаф [36, 37].

Блокувальні пристрої повинні забезпечити блокування огороження електрошаф, переміщень револьверних супортів в зони обмеження та аварійні зони [37]. Крім того повинно передбачатись неможливість включення електродвигуна при відсутності тиску в системах гідроприводу верстата та централізованій системі змащення. Також повинна передбачатись аварійна зупинка верстата при падінні тиску в гідросистемі, неможливість розтиску заготовки при шпинделі, що обертається та неможливість запуску шпинделя при розтиснутому патроні, а також автоматичне відключення верстата від мережі при відкриванні дверей електрошаф і зупинку верстата при закінченні прутка.

Повинне бути також передбачене заземлення всіх струмопровідних частин: електрошаф, пульта, пристрою ЧПК, станції гідроприводу, електродвигунів і панелей, станції охолодження електрошпинделя.

Засоби сигналізації та індикації передбачені на верстаті для сповіщення обслуговуючого персоналу про подачу напруги на верстат, його пуск,

несправності відповідальних вузлів та порушення режимів роботи, виникнення аварійних ситуацій [36, 37]. Засоби індикації повинні бути виконані у вигляді світлодіодів, що винесені на пульт оператора. На верстаті передбачаються наступні типи сигналізації: сигналізація про включення верстата в мережу; сигналізація включення гідравліки; сигналізація включення головного приводу та приводів подач; сигналізація обмежень переміщень по координатах; сигналізація про вихідні положення супортів; сигналізація про перевантаження приводів подач та приводу головного руху.

На верстаті передбачається пристрій для забезпечення автоматичної подачі пруткового матеріалу, зміни інструменту, лотки для відрізаних із прутка деталей, автоматична система затиску заготовки та контролю розмірів за допомогою вимірювальної головки із щупом контакту.

4.2. Вимоги ергономіки до організації робочого місця оператора токарно-револьверного верстата з ЧПК

Робоче місце оператора – це місце в системі «людина-техніка», оснащене засобами відображення інформації, органами керування і допоміжним обладнанням, на якому здійснюється його трудова діяльність. Правильна організація робочого місця передбачає розв’язання таких основних завдань [36, 37]:

- вибір раціональної робочої пози;
- раціональне розміщення індикаторів і органів керування у відповідності з їх важливістю і частотою користування в межах поля зору і зон досягання;
- забезпечення оптимального огляду робочого місця;
- відповідність конструкції технічних пристроїв і робочих меблів антропометричним, фізіологічним і психологічним характеристикам людини;
- відповідність інформаційних потоків можливостям людини щодо сприймання і переробки інформації;

- забезпечення сприятливих санітарно-гігієнічних умов праці;
- забезпечення умов для відпочинку оператора в процесі роботи.

Безпосередній вплив на функціональний стан і працездатність оператора, а також надійність, швидкість і точність його роботи має виробниче середовище. Воно може бути комфортним, відносно дискомфортним, екстремальним та надекстремальним.

З метою зменшення несприятливого впливу елементів виробничого середовища на оператора при проектуванні токарно-револьверного верстата з ЧПК необхідно враховувати такі вимоги [36, 37]:

- нормовані виробничі елементи при їх комплексній взаємодії не повинні негативно впливати на здоров'я оператора протягом тривалого часу (роки);
- допустимі параметри несприятливих факторів за тривалістю та інтенсивністю впливу не повинні викликати протягом робочого дня зниження надійності і ефективності діяльності оператора.

Інформація про стан керованого об'єкта поступає від засобів відображення інформації, якими є різні прилади і які формують сенсорне поле на робочому місці. За функціями інформації засоби відображення інформації поділяються на командні (цільові) і ситуаційні. Перші дають відомості про необхідні дії для досягнення мети, другі - інформацію щодо протікання технологічного процесу та описують наявну ситуацію.

За способом використання показників засоби відображення інформації на токарно-револьверному верстаті з ЧПК поділяються на три групи [36, 37]:

- для контрольного читання; оператор встановлює наявність чи відсутність умов роботи, норму чи відхилення від неї якихось параметрів;
- для кількісного читання; ці індикатори передають інформацію у вигляді числових значень;
- для якісного читання; інформація вказує на напрямок зміни керованого параметра.

Засоби відображення інформації є технічною основою для побудови інформаційної моделі процесу керування.

Інформаційна модель процесу керування токарно-револьверним верстатом з ЧПК повинна відповідати таким вимогам [36, 37]:

- за змістом адекватно відображати об'єкти керування і навколишнє середовище;
- за кількістю інформації забезпечувати оптимальний інформаційний баланс і запобігати як дефіциту, так і перевантаженню інформацією оператора;
- за формою і композицією відповідати завданням оператора щодо управління і його психофізіологічним можливостям щодо сприймання і переробки інформації.

Системи відображення інформації на токарно-револьверному верстаті з ЧПК виконана у вигляді дисплею промислового комп'ютера та приладових панелей .

Основні принципи компоновання засобів відображення інформації на токарно-револьверному верстаті з ЧПК такі [36, 37]:

- принцип лаконічності; засіб відображення інформації містить лише ті елементи, які необхідні для забезпечення оператора інформацією про стан верстата і вибір оптимального способу впливу;
- принцип узагальнення і уніфікації означає;
- принцип акценту на елементах контролю і керування; це значить, що незалежно від розмірів цих елементів їх символи повинні виділятися дуже чітко на засобах відображення інформації на токарно-револьверному верстаті з ЧПК;
- принцип просторового співвідношення елементів контролю і керування; розміщення індикаторів на токарно-револьверному верстаті з ЧПК має бути погоджено з розміщенням відповідних їм органів керування;
- принцип використання звичних асоціацій; доцільно застосувати символи, які асоціюються з об'єктами і явищами, які вони позначають.

Рухи оператора характеризуються швидкістю, темпом, силою, точністю. Встановлено, що максимальний темп кругових рухів становить $4,0 \dots 4,8 \text{ с}^{-1}$; ударних рухів – від 5 до 14 ударів/с [36, 37]. При збільшенні зусиль темп зменшується. До просторових характеристик рухів оператора відносяться

розміри моторного поля (зони досягання) і траєкторії рухів. Розміри моторного поля для оператора визначаються довжиною витягнутої руки. В моторному полі розрізняють три зони – максимального, допустимого і оптимального досягання. У зонах оптимального і допустимого досягання можливі найбільш точні і швидкі рухи. У зоні максимального досягання точність і швидкість рухів зменшуються, а втома наступає швидше.

4.3. Заходи по забезпеченню безпечної роботи токарно-револьверного багатоопераційного автомата з ЧПК

При підготовці токарно-револьверного верстата з ЧПК до роботи потрібно [36, 37]:

- перевірити наявність і справність кожухів та кришок;
- особливу увагу звертати на надійність кріплення кожухів та кришок, що закривають пасові передачі приводів револьверного супорта та зону різання;
- перевіряти надійність заземлення верстату і його складових частин, правильність роботи блокувальних пристроїв верстату.

При першопочатковому пуску перевірити дію кнопки «аварійний стоп» з грибовидним штовхачем червоного кольору, розташованою на пульті керування верстатом, що забезпечує відключення всього електрообладнання верстата незалежно від циклу його роботи.

В процесі роботи токарно-револьверного верстата з ЧПК необхідно дотримуватись загальних вимог безпеки при роботі на металорізальних верстатах. При цьому необхідно:

- періодично перевіряти надійність заземлення верстата і його складових частин;
- слідкувати за попереджувальною сигналізацією пульта керування і за нормальною освітленістю верстата;

- не включати верстат, якщо який-небудь щит огороження або екран зняті;
- під час роботи верстата забороняється проводити регулювання або налагодження його механізмів;
- не працювати на верстаті без екрана, що закриває зону різання, та кожухів і кришок, що закривають пасові передачі приводів поперечного та поздовжнього переміщень револьверного супорта;
- не працювати при відкритих дверцях електрошаф;
- замінювати деталь потрібно тільки при повністю зупиненому шпинделі верстата;
- чищення та витирання верстату проводити тільки після його зупинки і відключення від електромережі;
- слідкувати за тим, щоб робоче місце біля верстата не було загроможденим.

4.4. Оцінка стійкості системи управління промислового об'єкта

Принципами стійкості роботи промислових підприємств (об'єктів) в надзвичайних ситуаціях є єдина нормативна і директивна база, яка включає: - Конституцію України, Закон України «Про цивільний захист», нормативні документи по стійкості роботи об'єктів.

Основним керівним документом, відповідно до якого повинні плануватися та здійснюватися інженерно-технічні заходи цивільної оборони є «Будівельні норми і правила», що зберігають свою чинність на всій території України. Інженерно-технічні заходи цивільної оборони – це комплекс заходів, спрямованих на: захист населення та зниження можливих втрат і збитків від наслідків великих виробничих аварій, катастроф та стихійних лих, а також застосування засобів збройної боротьби під час конфліктних ситуацій; підготовку галузей промисловості та об'єктів господарювання до стабільної роботи при загрозі і виникненні великих виробничих аварій, катастроф,

стихійних лих та під час розгортання конфліктних ситуацій; створення умов для проведення рятувальних та інших невідкладних робіт та ліквідації наслідків виробничих аварій, катастроф, стихійних лих [38].

Норми інженерно-технічного забезпечення цивільного захисту розповсюджуються: на категорійні міста по цивільному захисту і окремо розташовані об'єкти особливої важливості і першої категорії; на об'єкти які розташовані в категорійних містах, на території, де можливі руйнування і ураження людей; на всю територію України і стосуються захисту населення від радіоактивного зараження місцевості, отруйних речовин і біологічних засобів.

Норми проектування інженерно-технічного забезпечення цивільного захисту повинні здійснюватись [38]:

- при плануванні і забудові нових житлових і промислових районів і міст, будівель і споруд, промислових підприємств, систем і об'єктів електро-, газо-, водопостачання і зв'язку, транспорту, захисних споруд і ін.;

- при реконструкції міст, підприємств, комунально-енергетичних систем, засобів зв'язку, транспорту.

При проектуванні та здійсненні інженерно-технічного забезпечення цивільного захисту використовується диференційований метод. Великі адміністративні та промислові центри (міста) відносять до груп з цивільного захисту за такою класифікацією: міста «особливої групи», 1-ї, 2-ї та 3-ї груп з цивільного захисту [38].

Великі промислові та інші господарські об'єкти відносять до об'єктів «особливої важливості», 1-ї та 2-ї категорій з цивільного захисту, при цьому об'єкти атомної енергетики виділяють в окрему групу [38].

Надалі міста та об'єкти господарювання, що відносяться до груп та категорій з цивільного захисту будуть існувати як «категорійні міста та об'єкти».

Відповідно до вимог проектування інженерно-технічного забезпечення цивільного захисту здійснюється зонування території, на якій розташовані категорійні міста та об'єкти господарювання.

Територія, де може виникнути надмірний тиск у фронті повітряної ударної хвилі ≥ 10 кПа і більше, складає зону можливих руйнувань. Частина території зони можливих руйнувань, у межах якої надмірний тиск у фронті повітряної ударної хвилі ≥ 10 кПа і більше, складає зону можливих сильних руйнувань [38].

Для оцінки стійкості функціонування підприємства керівника комісії з цивільного захисту об'єкта експлуатації, комісією з цивільного захисту і головними спеціалістами проводяться спеціальні дослідження. До них залучаються виконавці від об'єкта експлуатації, робітники галузевих проектно-технологічних і науково-дослідних інститутів.

Робота проводиться в чотири етапи [38].

На першому етапі дослідження відпрацьовуються необхідні документи:

- наказ керівника комісії з цивільного захисту об'єкта експлуатації на проведення дослідження;
- календарний план підготовки і проведення дослідження, де визначаються виконавці, терміни виконання робіт, керівники і склад груп, що вирішують специфічні завдання;
- завдання групам на проведення дослідження по конкретним питанням.

Перша група (від відділу капітального будівництва) визначає фізичну зношеність елементів об'єкту (мінімальний надлишковий тиск, який вони можуть витримати), а також захисних споруд і індивідуальних укриттів для персоналу, що обслуговує агрегати безперервного циклу [38].

Друга група (від відділу головного механіка) оцінює стійкість технологічного і лабораторного обладнання; можливість виникнення вторинних факторів ураження; достатність захисту унікального і цінного обладнання [38].

Третя група (від відділу головного енергетика) оцінює стійкість функціонування енергооб'єктів, мереж і комунікацій, стійкість функціонування зовнішніх і внутрішніх джерел електроенергії, а також їх введів [38].

Четверта група (від відділу головного технолога) визначає найбільш уразливі ділянки технологічного процесу; можливі руйнування верстатного обладнання, місця порушення технологічних процесів внаслідок деформації або обвалу елементів будівель; можливість зміни технологічного процесу при виході зі строю уразливих ділянок; можливість заміни матеріалів, сировини, комплектуючих виробів, палива з врахуванням місцевих ресурсів [38].

П'ята група (від відділу постачання і збуту) оцінює: наявність, умови зберігання і забезпечення збереження запасів і резервів матеріальних цінностей (паливо-мастильних матеріалів, сировини, комплектуючих), їх захищеність від впливу факторів ураження; стійкість виробничих зв'язків і умов отримання пального, сировини, комплектуючих виробів від постачальників; можливість переходу на підвищення норми запасів; можливість постачання за рахунок дублерів і місцевих ресурсів в умовах надзвичайних ситуацій; доцільність розвитку мережі доріг, під'їзних шляхів; терміни роботи об'єкту без поставок необхідних матеріалів [38].

Шоста група (від комісії з надзвичайних ситуацій і служб цивільного захисту) оцінює стійкість систем управління, оповіщення, зв'язку, захисні властивості будівель в радіаційному відношенні; визначає забезпеченість персоналу засобами індивідуального захисту, наявність цих засобів і їх готовність до використання за призначенням. Уточнює план цивільного захисту об'єкту.

Сьома група, під керівництвом головного інженера об'єкта організовує і контролює роботу всіх груп, оформлює усі необхідні документи стосовно дослідження [38].

Другий етап дослідження (оцінка стійкості) починається з вивчення району розташування об'єкту (місто, рівнинна або болотиста місцевість), дослідження його планування, комунікацій. При цьому проводиться аналіз уразливості елементів, а також об'єкту в цілому в умовах надзвичайних ситуацій, визначаються інженерно-технічні заходи, виконання яких дозволить забезпечити підвищення стійкості об'єкту [38].

На даному етапі проводиться аналіз [38]:

- наслідків аварій окремих систем виробництва;
- розповсюдження ударної вибухової хвилі по території об'єкту (місця і характер вибухів, їх потужність і ймовірні наслідки);
- розповсюдження вогню при різних видах пожежі;
- надійність комунікацій і промислових комплексів;
- розповсюдження хмари зараженого повітря при викиді шкідливих речовин;
- можливості утворення токсичних і пожежонебезпечних сумішей.

При організації робіт другого етапу можна застосовувати різноманітні методи аналізу пошкоджень і дефектів [38]:

- а) метод оцінки зростання пошкоджень в системі після аварії з побудовою «древа відмов»;
- б) метод побудови «древа подій» для визначення імовірності аварії.

При цьому використовується інформація про несправності компонентів обладнання і про можливості зниження їх негативного впливу на навколишнє середовище.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. В даній кваліфікаційній роботі магістра вирішено важливу науково-прикладну задачу розроблення високошвидкісного токарного патрона плунжерного типу із компенсаторами відцентрових сил у вигляді важелів із вантажами, що взаємодіють із плунжерами, та дослідження його динамічних силових характеристик.

2. Встановлено, що токарний патрон розвиває в площині затиску затискне зусилля, яке в процесі обертання в загальному випадку є функцією великої кількості факторів таких як маса затискних елементів їх вид і положення, частота обертання, коефіцієнт тертя в стиках, передавальне відношення передавальних ланок, жорсткість елементів патрона. Однією із характеристик токарного патрона, є динамічна силова характеристика по якій визначається гранично допустима сила затиску при максимально допустимій частоті обертання.

3. На основі огляду конструкцій токарних патронів виділено наступні способи зниження впливу відцентрових сил або їх компенсації: зменшення маси затискних елементів та радіусу розташування їх центра мас; врівноваження відцентрових сил затискних елементів контрвантажами; збільшення осьових зусиль приводу затиску; збільшення жорсткості конструкції патрона; використання відцентрових затискних елементів; зменшення маси корпусу затискного патрона; комбінація приведених вище способів.

4. Аналіз конструкцій токарних патронів із контрвантажами показав, що розміщення контрвантажів у клинових, важільних, плунжерних, клино-важільних, клино-рейкових та спірально-рейкових патронів має наступні варіанти: позаду затискного елемента у площині осі обертання патрона; збоків затискного елемента у площині перпендикулярній осі обертання патрона; симетрично до затискного елемента відносно осі обертання патрона. Встановлено, що плунжерні затискні патрони мають великий потенціал для їх

використання при високошвидкісній обробці, оскільки можуть поєднувати для зменшення впливу відцентрових сил їх компенсацію за рахунок введених у конструкцію компенсаторів та закриття силового контуру.

5. Огляд багатьох робіт в області розроблення і дослідження високошвидкісних токарних затискних патронів показав широке використання для розроблення їх перспективних конструкцій морфологічного, генетико-морфологічного методів структурно-схемного синтезу. У проаналізованих роботах велика увага приділяється дослідженням впливу жорсткості елементів системи «затискний патрон» на втрату сили затиску при обертанні затискного патрона, використанню імітаційного моделювання за допомогою CAD/CAE-системи, яке дозволяє встановити найбільш навантажені елементи конструкції при дії сили затиску і відцентрових сил.

6. З метою підвищення швидкохідності шпиндельного вузла проведено модернізацію приводу головного руху токарно-револьверного багатоопераційного автомата з ЧПК, який забезпечує потужність на шпинделі 15 кВт та безступеневе регулювання частот обертання в діапазоні 40...5000 об/хв і включає частотно-регульований асинхронний електродвигун мод. 1PH7133-NF фірми Siemens, планетарну коробку швидкостей мод. 2K121 фірми ZF Friedrichshafen AG та зубчасту пасову передачу.

7. За допомогою пакету прикладних програм CAP 6.0 фірми Optibelt GmbH проведено автоматизований розрахунок параметрів зубчастої пасової передачі. За результатами розрахунку вибрано зубчатий пас OMEGA 14M 85 фірми Optibelt довжиною 2450 мм.

8. Виходячи із максимальної частоти обертання вибрано компоновальну схему шпиндельного вузла на опорах кочення, що складаються із п'яти радіально-упорних підшипників та розроблено його конструкцію. З використанням канонічних рівнянь методу сил розроблено математичну модель радіальної жорсткості переднього кінця шпинделя швидкохідного шпиндельного вузла. Радіальна жорсткість переднього кінця шпиндельного вузла за результатами моделювання становить 261 Н/мкм.

9. Розроблено конструкцію плунжерного токарного патрона з компенсаторами відцентрових сил у вигляді важелів з контрвантажами, які створюють додаткові осьові сили на плунжерах.

10. З використанням рівнянь статичної механіки на основі розробленої розрахункової схеми дії сил на плунжер із затискним кулачком отримано математичну модель статичної радіальної сили затиску заготовки, що враховує конструктивні параметри затискного патрона, осьову силу приводу затиску та коефіцієнт тертя в стиках.

11. На основі математичної моделі статичної радіальної сили затиску заготовки отримано математичну модель динамічної радіальної сили затиску заготовки, яка враховує втрати радіальної сили затиску, спричинені відцентровими силами затискних кулачків з плунжерами, а також додаткову радіальну силу затиску, створену контрвантажами.

12. За результатами моделювання сумарної динамічної радіальної сили затиску заготовки $T_{\Sigma dyn}$ встановлено, що її залежність від частоти обертання n плунжерного токарного патрона з компенсацією відцентрових сил контрвантажами є квадратичною для різних значень осьової сили приводу S_{Σ} . Результатами моделювання показали, що при коефіцієнті тертя в стиках $f = 0,13$ для розробленої конструкції затискного патрона втрати радіальної сили затиску при зміні частоти обертання від 0 до 5000 об/хв. майже не відбувається завдяки компенсації відцентрової сили кулачків з плунжерами контрвантажами. При збільшенні коефіцієнта тертя в стиках затискного патрона до $f = 0,15$ плунжерний токарний патрон завдяки компенсації відцентрових сил контрвантажами буде працювати у допустимих межах максимальної сумарної радіальної сили затиску.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Drehmaschinen für die HSC-Bearbeitung [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <https://www.werkstatt-betrieb.de/a/grundlagenartikel/drehmaschinen-fuer-die-hsc-bearbeitung-242141> (дата звернення: 16.11.2025).
2. Brecher C., Weck M. Werkzeugmaschinen Fertigungssysteme 1. Maschinenarten und Anwendungsbereiche – Berlin: Springer-Verlag GmbH, 2019 – 507 S.
3. Кузнєцов Ю.М., Луців І.В., Шевченко О.В., Волошин В.Н. Технологічне оснащення для високоефективної обробки деталей на токарних верстатах: монографія – К.: - Тернопіль: Терно-граф, 2011. – 692 с.
4. Ель-Дахабі Ф. В. Принципи проектування високошвидкісних затискних патронів/ Ф. В. Ель-Дахабі, Ю.М. Кузнєцов, М.Т. Хазим// Вісник НТУУ «КПІ». Серія машинобудування. – 2014. – № 3 (72). – С. 175-180.
5. Kuznetsov Yu. Dynamic resiliently-forced features of high-speed chucks for turning working/ Yu. Kuznetsov, V. Voloshyn, F. El-Dahabi// Journal of fundamental sciences and applications. International conference on advanced manufacturing technologies – 2009. – Vol.15. – S.187 – 197.
6. Spur G. Reserven nutzen: Bauteile aus Faserverbundkunststoff erhöhen die Belastbarkeit von Spannfutter/ G. Spur, U. Rudolph// Maschinenmarkt. – 1994. – №38. – S.72-74, 76.
7. Schulz H. Ermittlung der Betriebsspannkraft von Drehfuttern unter Berücksichtigung der Systemsteifigkeiten/ H. Schulz, H.-D. Wagner// Industrieanzeiger. – 1987. – №35-36. – S.53 – 54.
8. QLC High Precision Universal Application Power Chuck [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <https://forkardthardinge.de/workholding/power-chucks-sliding-jaw-qlc/> (дата звернення: 16.11.2025).
9. Lathe chuck has clamping jaws displaceable in radial jaw guides and with associated centrifugal compensating weights to compensate centrifugal force: patent

DE 10045255, Germany: B23B31/14 / SCHUNK GMBH & CO KG; priority date: 2000-09-13; publication info: 2002-04-04.

10. Dynamic compensating machine tool chuck: patent WO 9901246, USA: B23B31/14; B23B31/16; B23B31/177 / GOSS & DELEEUEW MACHINE COMPANY; priority date: 1997-07-03; publication info: 1999-01-14.

11. Sure-Grip® 3-Jaw Power Chucks. Проспект фірми Hardinge. Elmira, New York, 04/2008. – 24 p.

12. Clamping chuck with six arms mounted on ball joints compensated two by two: patent US 6375197, France: B23B31/14; B23B31/175; B23B31/18 / SANDVIK TOBLER; priority date: 2000-04-14; publication info: 2002-04-23.

13. Волошин В.Н. Високошвидкісні плунжерні токарні патрони з компенсаторами відцентрових сил/ В.Н. Волошин, І.І. Грицишин, А.І. Ліщина // Збірник тез доповідей V міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій», Том І. – Тернопіль, 2016. – С. 139.

14. Кузнєцов Ю.М. Критичні частоти обертання токарних затискних патронів/ Ю.М. Кузнєцов, В.Н. Волошин, Ф. Ель-Дахабі// Машинознавство. – 2005. - №4 (94). – С.17 – 21.

15. Кузнєцов Ю.М. Дослідження напружено-деформованого стану корпусу високошвидкісного токарного патрона методом скінченних елементів/ Ю.М. Кузнєцов, В.Н. Волошин, Ф.В. Ель-Дахабі // Вісник ТДТУ. – 2006. – №2. – с.57-61.

16. Kuznetsov Yu. Dynamic resiliently-forced features of high-speed chucks for turning working/ Yu. Kuznetsov, V. Voloshyn, F. El-Dahabi// Journal of fundamental sciences and applications. International conference on advanced manufacturing technologies – 2009. – Vol.15. – p.187 – 197.

17. Кузнєцов Ю.М. Моделювання динамічних силових характеристик плунжерних токарних патронів з багатопрофільними затискними елементами/ Ю.М. Кузнєцов, В.Н. Волошин // Збірник наукових праць КНТУ. Техніка в

сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – 2008. – Випуск 20. – С.173 – 176.

18.Литвин О.В. Робочі процеси та параметри вузлів штокових токарних патронів для швидкісної обробки// Промислова гідравліка і пневматика – 2012. – №4 (38). – С.81 – 86.

19.Steinberger J. Spannkrafte und Spannzeuge zum Hochgeschwindigkeitsdrehen// Werkstatt und Betrieb. – 1982. – №7. – s.449 – 454.

20.Schulz H. Sicheres Spannen beim Drehen mit hohen Drehzahlen/ H. Schulz, H.-D. Wagner// Industrieanzeiger. – 1985. – №25. – s.94 – 96.

21.Schulz H. Ermittlung der Betriebsspannkraft von Drehfuttern unter Berücksichtigung der Systemsteifigkeiten/ H. Schulz, H.-D. Wagner// Industrieanzeiger. – 1987. – №35-36. – s.53 – 54.

22.Mette U. Massenoptimierte CFK-Spannfutter erhöhen die Drehzahlgrenzen/ Mette U., Spur G., Uhlmann F.// Maschinenmarkt. – 2001. - №15. – s. 76 – 79.

23.Rahman M. Effect of spindle speed on clamping force in turning/ Rahman, M. Tsutsumi// Journal of Materials Processing Technology. – 1993. - №38. – p. 407-416.

24.Fenga P.F.Jaw-chuck stiffness and its influence on dynamic clamping force during high-speed turning/ P.F.Fenga, D.W. Yua, Z.J. Wua, E. Uhlmann// International Journal of Machine Tools & Manufacture. – 2008. - №48 – p.1268–1275.

25.Induction Motors 1PH7 Main Spindle Drives. Посібник з планування фірми Siemens. Siemens AG, 05/2004. – 176 p.

26.Power and Dynamics. Two-Speed Gearbox for Machine Tools Duoplan 2K. Проспект фірми ZF Group. Friedrichshafen, Germany, 2025. – 40 p.

27.Бочков В.М., Сілін, Р.І., Гаврильченко О.В. Розрахунок та конструювання металорізальних верстатів: Підручник. – Львів: Бескид Біт, 2008– 448 с.

28. Calculation tool for two-pulley drives CAP 6.0 [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <https://web.optibelt.com/en/c/service-support/tools/software-cap> (дата звернення: 26.11.2025).

29. Верб І.І., Даниленко О.В. Статичний розрахунок шпиндельних вузлів на опорах кочення: Методичні вказівки до виконання розрахунків у дипломних проектах та курсових проектах з дисциплін «Металорізальні верстати», «Металорізальні верстати та обладнання автоматизованого виробництва», «Конструювання обладнання металообробних цехів» для студентів напряму підготовки 6.050503, спеціальностей «Металорізальні верстати та системи» та «Інструментальне виробництво» і спеціальностей 7.05050201, 8.05050201 «Технологія машинобудування». Частина 1. – К.: НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського», 2017. – 104 с.

30. Писаренко Г.С., Квітка О.Л., Уманський Е.С. Опір матеріалів: Підручник. – К.: Вища школа, 2004. – 665с.

31. Волошин В.Н. Силові характеристики токарного плунжерного патрона з компенсацією відцентрових сил/ В.Н. Волошин, В.М. Буховець, Я.А. Рудик// Збірник тез доповідей XIV міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» (11–12 грудня 2025р.). – Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2025.– С.65.

32. Крупа В. Обґрунтування параметрів спеціального трикулачкового патрона для затиску тонкостінних циліндричних заготовок/ В. Крупа, В. Кобельник, А. Гагалюк// Вісник КрНУ імені Михайла Остроградського. – 2023. - Випуск 4 (141). – С. 128-137.

33. Крупа В.В. Теорія технічних систем: особливості побудови створення та розвитку: навчальний посібник / Володимир Крупа. – Тернопіль : Осадца Ю.В., 2023. – 308 с.

34. Кобельник В.Р. Підвищення ефективності процесу свердління наскрізних отворів регулюванням подачі: Дис. ... канд. техн. наук: 05.03.01 / Кобельник Володимир Романович; Тернопіль, 2013 – 168 с.

35.Гагалюк А.В. Моделювання станини токарного верстата з використанням методу топологічної оптимізації / А.В. Гагалюк, В.В. Крупа // Вісник Тернопільського національного технічного університету. – 2023. - Випуск 3 (111). – С. 67-75.

36.Голубенко О.Л., Касьянов М.А., Гунченко О.М. Охорона праці в машинобудівному виробництві. Підручник. – Луганськ. Східноукраїнський університет ім. В. Даля, 2010 – 456.с.

37.Пістун І.П., Стець Р.Є., Трунова І.О. Охорона праці в галузі машинобудування. Навчальний посібник (стереотипне видання) – Суми: Університетська книга, 2023 – 556 с.

38.Левчук К.О. Цивільний захист: навчальний посібник / К.О. Левчук, Р.Я. Романюк, А.О. Толок – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2016. – р325 с.

ДОДАТКИ

Optibelt-CAP Drive Calculation



Sender

Tel. No. :
Fax. No. :
E-Mail :
Internet :

Tel. No. :
Fax. No. :
E-Mail :
Internet :

Drive Calculation

Timing Belts 2 Pulley Drive

No. : C000000005
Project : 0001

Date : 01.12.2025
Drawing No. : 0001

SN :
Drive : 0001

Dear Sir or Madam

As discussed on the telephone we have used your drive information
in a series of calculations.

The drive requires:

- Optibelt OMEGA Timing Belts 2450 14M 85
- Optibelt-ZRS Timing belt pulley TB 29-14M-85
- Optibelt-TB taper bush 2517 (Bore-diameter 16-60 mm)
- Optibelt-ZRS Timing belt pulley TB 40-14M-85
- Optibelt-TB taper bush 3020 (Bore-diameter 25-75 mm)

Should you have questions about our recommendations please contact us
at the postal or E-Mail address, telephone or fax number shown.

With best regards

Our 'General Conditions of Sale' are applicable.



Drive Calculation

Timing Belts 2 Pulley Drive

No : C000000005
Project : 0001

Date : 01.12.2025
Drawing No. : 0001

SN :
Drive : 0001

The drive requires:

- Optibelt OMEGA Timing Belts 2450 14M 85
- Optibelt-ZRS Timing belt pulley TB 29-14M-85
- Optibelt-TB taper bush 2517 (Bore-diameter 16-60 mm)
- Optibelt-ZRS Timing belt pulley TB 40-14M-85
- Optibelt-TB taper bush 3020 (Bore-diameter 25-75 mm)

Type of driver unit

: Electric motor

Type of driven unit

:

Timing Belt Data

Pitch	t	:	14.000	mm
Width	b	:	85.00	mm
Calculated pitch length	Lwth	:	2483.60	mm
Standard pitch length	Lw	:	2450.00	mm
No. of teeth	zr	:	175	
Belt speed	v	:	10.15	m/s

Deviation / Hints

--- mm

Timing Belt Pulley Data

		Pulley 1 (driver)	Pulley 2 (driven)
No. of teeth	z	29	40
Pitch diameter	dw	129.23 mm	178.25 mm
Face width	b1	102.00 mm	102.00 mm
Speed	n	1500.0 1/min	1087.5 1/min
Teeth in mesh	ze	14	20
Nominal torque	MN	95 Nm	132 Nm
Pulley Type		4F	4F
No. of flanges		2	2
Material		GG	GG
shaft alignment		horizontal	

Actual Drive Data

Calculation Power

Nominal motor power
Transmitted power

Actual service factor

Actual drive ratio

Actual centres

Min. adjustment for belt fitting
Min. adjustment for belt tensioning
Effective belt tension
Static shaft loading
Span length

* Notice: Centre distance outside the limits!

PC	:	25.50 kW
PN	:	15.00 kW
PT	:	40.00 KW
c2	:	2.67
i	:	1.38
a	:	983.19 mm *
y	≥	58.00 mm
x	≥	3.93 mm
Sn3	:	1478 N
Sa	:	1626 N
L	:	982.89 mm

Deviation / Hints

1.3 %

-16.806 mm

Tensioning recommendations:

given c2 = ---

		Initial installation new belts	Re-tension existing belts
1.	Static belt tension	935 N	813 N
2. Load/deflection tension gauge	Load at centre of span	85 N	74 N
	Deflection	19.66 mm	19.66 mm
3. optibelt TT frequency tester (1 Hz - 600 Hz)	Frequency	16.87 1/s	15.73 1/s

Our 'General Conditions of Sale' are applicable.

Перв. примен.	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
Справ. №					<u>Документація</u>			
				KPM 24-295.04.00.000 СК	Складальне креслення			
					<u>Деталі</u>			
		1	KPM 24-295.04.00.001	Корпус	1			
		2	KPM 24-295.04.00.002	Фланець	1			
		3	KPM 24-295.04.00.003	Плунжер	3			
		4	KPM 24-295.04.00.004	Затискний кулачок	3			
		5	KPM 24-295.04.00.005	Привідна втулка	1			
		6	KPM 24-295.04.00.006	Кришка	1			
		7	KPM 24-295.04.00.007	Контрвантаж з важелем	3			
		8	KPM 24-295.04.00.008	Вісь	3			
					<u>Стандартні вироби</u>			
		10		Гвинт М8 ГОСТ 11738-84	6			
		11		Гвинт М6 ГОСТ 17475-80	6			
	Подп. и дата		12		Гвинт М8 ГОСТ 11738-84	3		
		13		Гвинт М12 ГОСТ 11738-84	6			
		14		Шайба 6 ГОСТ 6402-70	6			
		15		Шайба 8 ГОСТ 6402-70	3			
		16		Шайба 12 ГОСТ 6402-70	6			
Взам. инв. №	Ине. № дубл.	Подп.	Дата	KPM 24-295.04.00.000				
Ине. № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лит.	Лист	Листов
	Разраб.	Рудик Я.А.						
	Пров.	Буховець В.М.						1
	Н.контр.	Кобельник В.Р.						
	Утв.	Крупа В.В.						
Високошвидкісний плунжерний токарний патрон з компенсацією відцентрових сил вантажами						ТНТУ, ФМТ гр. МВм - 61		

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
Маріборський університет (Словенія)
Технічний університет у Кошице (Словаччина)
Вільнюський технічний університет ім. Гедимінаса (Литва)
Краківський економічний університет (Польща)
Вроцлавський економічний університет (Польща)
Університет «Опольська Політехніка» (Польща)
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
Вінницький національний аграрний університет
Львівський національний університет ім. І. Франка
Головне управління Пенсійного фонду в Тернопільській області
Наукове товариство ім. Шевченка
Тернопільський обласний комунальний інститут післядипломної педагогічної освіти
Сумський державний педагогічний університет
Запорізький національний університет

АКТУАЛЬНІ ЗАДАЧІ СУЧАСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Збірник

тез доповідей

**XIV Міжнародної науково-технічної
конференції молодих учених та студентів**
11-12 грудня 2025 року



УКРАЇНА
ТЕРНОПІЛЬ – 2025

УДК 62:004:338
А43

Актуальні задачі сучасних технологій : зб. тез доповідей XIV міжнар. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів, (Тернопіль, 11-12 грудня 2025) / М-во освіти і науки України, Терн. націон. техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін]. – Тернопіль : ФОП Паляниця В.А., 2025 – 593.

Actual problems of modern technologies: book of abstracts of the XIV International scientific and practical conference of young researchers and students, (Ternopil, December, 11th-12th, 2025) / Ministry of Education and Science of Ukraine, Ternopil Ivan Puluj National Technical University [and other.]. – Ternopil: PE Palianytsia V.A., 2025. – 593.

ISBN 978-614-8751-08-1

ПРОГРАМНИЙ КОМІТЕТ

Голова: Микола Митник – ректор ТНТУ ім. І. Пулюя (Україна)

Заступник голови: Павло Марущак – проректор з наукової роботи ТНТУ ім. І. Пулюя (Україна)

Члени: Томаш Вухерер (Словенія), Ян Вінаш (Словаччина), Олегас Прентковскіс (Литва), Анетта Зелінська (Польща), Діана Рокіта-Поскарт (Польща), Бригіда Клеменс (Польща), Марцін Завіцкі (Польща), Олександр Андрейків (Україна), Інна Кульчій (Україна), Світлана Коляденко (Україна), Віктор Кравецький (Україна), Наталія Ілляшенко (Україна), Ірина Дашко (Україна)

ОРГАНІЗАЦІЙНИЙ КОМІТЕТ

Ціх Г., Баран І., Карташов В., Лещук Р., Золотий Р., Окіпний І., Мочарський В., Тимошик Н., Маркович І.

Науковий секретар: Наталія Тимошик

Адреса оргкомітету: ТНТУ ім. І. Пулюя, м. Тернопіль, вул. Руська, 56, 46001
Редагування, оформлення, верстка: Маркович І., Тимошик Н.

СЕКЦІЇ КОНФЕРЕНЦІЇ

Секція 1. Фізико-технічні основи розвитку нових технологій

Секція 2. Нові матеріали, міцність і довговічність елементів конструкцій

Секція 3. Сучасні технології в будівництві, машино- та приладобудуванні

Секція 4. Сучасні технології на транспорті

Секція 5. Комп'ютерно-інформаційні технології та системи зв'язку

Секція 6. Електротехніка та енергозбереження

Секція 7. Фундаментальні проблеми харчових біо- та нанотехнологій

Секція 8. Економічні та соціальні аспекти нових технологій

@ТНТУ ім. І. Пулюя

ISBN 978-614-8751-08-1

За достовірність поданих до друку матеріалів відповідальність несуть автори

СИЛОВІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОКАРНОГО ПЛУНЖЕРНОГО ПАТРОНА З КОМПЕНСАЦІЄЮ ВІДЦЕНТРОВИХ СИЛ

V.N. Voloshyn, Ph.D., Assoc. Prof., V.M. Bukhovets, Ph.D., Y.A. Rudyk

FORCE CHARACTERISTICS OF A LATHE PLUNGER CHUCK WITH CENTRIFUGAL FORCE COMPENSATION

Сучасні токарні верстати з ЧПК спроектовані таким чином, щоб забезпечити високу продуктивність, точність та якість обробки. Одним із важливих компонентів у конструкції токарного верстата є затискний механізм. Він поряд з іншими механізмами має значний вплив на точність та продуктивність обробки деталі, оскільки від нього залежать використовувані режими різання та час, витрачений на обробку деталі [1]. У випадку токарних верстатів з ЧПК збільшення швидкості обертання шпинделя призводить до збільшення відцентрової сили, що діє на кулачки затискних патронів (ЗП), що призводить до зменшення сили затиску заготовки [1, 2]. Тому розробка плунжерних ЗП з компенсаторами відцентрових сил та оцінка їх силових характеристик з метою вибору їх конструктивних параметрів є актуальною задачею.

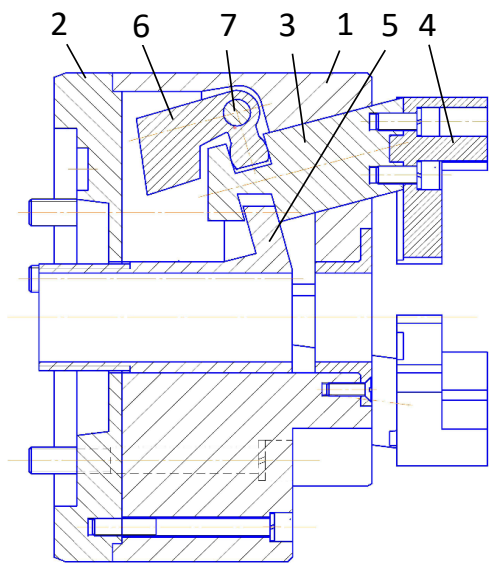


Рис.1. Розроблений плунжерний ЗП з компенсацією відцентрових сил

На основі аналізу схем встановлення вантажів [1] розроблено конструкцію плунжерного ЗП з компенсаторами відцентрових сил у вигляді важелів з вантажами (рис.1). В корпусі 1 ЗП розміщені під кутом 15° до осі патрона плунжери 3 із кулачками 4, які приводяться в дію за допомогою виступів привідного штока 5. В корпус 1 посаджені осі 7, на яких встановлені важелі 6 із вантажами. Другі кінці важелів 6 входять у пази плунжерів 3. ЗП закривається кришкою 2, в якій виготовлено отвір для закріплення його на шпинделі.

На основі розгляду дії сил в ЗП розроблено математичні моделі для визначення сумарної радіальної сили затиску заготовки в статичі та в процесі усталеного обертання з врахуванням компенсації відцентрових сил. За результатами моделювання із використанням математичного пакету MathCAD, побудовані динамічні силові характеристики та визначені допустимі частоти обертання ЗП. За допомогою розроблених моделей встановлено вплив ряду параметрів на динамічні силові характеристики ЗП з компенсаторами відцентрових сил.

Література

1. Технологічне оснащення для високоєфективної обробки деталей на токарних верстатах: Монографія/ Ю.М. Кузнецов, І.В. Луців, О.В. Шевченко, В.Н. Волошин. – К.: – Тернопіль: Терно-граф, 2011. – 692 с.
2. Кузнецов Ю.М. Критичні частоти обертання токарних затискних патронів/ Кузнецов Ю.М., Волошин В.Н., Е.-Д. Фарук// Машинознавство. – 2005. - №4 (94). – С.17-21.