

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ ІВАНА ПУЛЮЯ
ФАКУЛЬТЕТ ІНЖЕНЕРІЇ МАШИН, СПОРУД І ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА КОНСТРУЮВАННЯ ВЕРСТАТІВ, ІНСТРУМЕНТІВ ТА МАШИН

РАТУШКО ЯРОСЛАВ АНДРІЙОВИЧ

УДК 621.941.2-229.323

**ШИРОКОДІАПАЗОННІ ПЛУНЖЕРНО-КУЛАЧКОВІ
ПАТРОНИ ДЛЯ ТОКАРНОЇ ОБРОБКИ**

133 «Галузеве машинобудування»

Автореферат
дипломної роботи магістра

Тернопіль 2018

Роботу виконано на кафедрі конструювання верстатів, інструментів та машин Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя Міністерства освіти і науки України

Керівник роботи: кандидат технічних наук, доцент кафедри конструювання верстатів, інструментів та машин
Волошин Віталій Несторович,
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Рецензент: Кандидат технічних наук, доцент кафедри технічної механіки та сільськогосподарських машин
Сташків Микола Ярославович,
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Захист відбудеться 27 грудня 2018 р. о 9⁰⁰ годині на засіданні екзаменаційної комісії № 10 у Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя за адресою: 46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56, навчальний корпус №4, ауд. 101

1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

а) Актуальність теми роботи.

Вирішення висунутих суспільством задач в сфері промислового виробництва можливе лише за допомогою створення сучасних машин, впровадження прогресивних технологій їх виробництва, а також застосування нових нетрадиційних підходів до проектування машин, технологій та організації виробництва. Для вирішення основної задачі розширення технологічних можливостей, підвищення продуктивності праці і якості продукції при мінімальних затратах необхідне широке впровадження машин і обладнання з вмонтованими засобами мікропроцесорної техніки.

Для виготовлення деталей з пруткового матеріалу та штучних заготовок в умовах дрібносерійного виробництва використовуються токарно-револьверні верстати. Сучасні токарно-револьверні верстати повинні забезпечувати комплексну обробку деталей з високою продуктивністю в автоматичному та напівавтоматичному циклі. Це повинно забезпечуватися рядом конструктивних рішень, таких як використання багатосупортної обробки, використанням приводів позиціювання шпинделя та використання інструментальних шпинделів, вмонтованих в револьверну головку, застосуванням швидкодіючих поворотних револьверних головок та ін.

При токарній обробці співвідношення продуктивності та гнучкості має велике значення і воно значно залежить від технологічного оснащення для затиску заготовок. Можливість забезпечити затиск оброблюваних деталей при токарній обробці в широкому діапазоні буде в значній мірі визначати її ефективність. Тому створення та дослідження токарних патронів для забезпечення надійного затиску заготовок в широкому діапазоні мінімальною кількістю комплектів затискних елементів є актуальною науково-практичною задачею.

б) Мета і завдання.

Метою роботи є розширення технологічних можливостей токарно-револьверного верстата з ЧПК, що працює в умовах швидкого переналагодження, за рахунок його оснащення широкодіапазонними плунжерно-кулачковими токарними патронами та встановлення закономірностей статичної та динамічної сили затиску від їх конструктивних, кінематичних та експлуатаційних параметрів.

Для досягнення цієї мети у роботі поставлено наступні задачі:

- проаналізувати конструкції токарно-револьверних верстатів з ЧПК, їх приводів головного руху та механізмів затиску заготовок;
- провести аналіз схем формоутворення, вибрати комплект модулів та компоновку верстата, визначити та вибрати основні технічні характеристики верстата;
- розробити конструкцію мотор-шпинделя приводу головного руху токарно-револьверного верстата з ЧПК на базі мехатронної привідної системи;
- провести аналіз відомих конструкцій широкодіапазонних затискних

- патронів для затиску пруткових і штучних заготовок;
- провести огляд існуючих досліджень і розробок по затиску заготовок в широкому діапазоні розмірних параметрів;
 - провести аналіз схем охоплення діапазонів діаметрів закріплювальних заготовок в затискних патронах та розробити конструкції широкодіапазонних плунжерно-кулачкових токарних патронів;
 - розробити математичну модель передачі сил у широкодіапазонних плунжерно-кулачкових токарних патронах в статиці;
 - дослідити за допомогою розробленої математичної моделі вплив конструктивних, кінематичних та експлуатаційних параметрів на статичну силу затиску.

с) Об'єкт, методи та джерела дослідження.

Об'єкт дослідження. Широкодіапазонний плунжерно-кулачкових токарний патрон із послідовно з'єднаними плунжерною і клинковою передавально-підсилюючими ланками.

Предмет дослідження. Статична радіальна сила затиску, яка розвивається затискними кулачками широкодіапазонного плунжерно-кулачкового токарного патрона.

Методи дослідження. В основу роботи покладено фундаментальні положення теорії технічних систем, технічної механіки, технологічного оснащення та математичного аналізу.

д) Наукова новизна отриманих результатів.

Запропоновано математичну модель передачі сил у широкодіапазонному плунжерно-кулачковому токарному патроні із послідовно з'єднаними плунжерною і клинковою передавально-підсилюючими ланками в статиці, що дозволяє встановити вплив конструктивних, кінематичних та експлуатаційних параметрів на статичну силу затиску.

е) Практичне значення отриманих результатів.

Результати проведених досліджень та інженерного розрахунку можна використати при проектуванні нових конструкцій широкодіапазонних плунжерно-кулачкових токарних патронів для оснащення токарних верстатів з механізованим приводом затиску.

ф) Апробація.

Результати досліджень за тематикою магістерської роботи доповідались на VII міжнародній науково-технічній конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» (Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет ім. І.Пулюя (м. Тернопіль, 28-29 листопада 2018 р.) і опубліковані в збірнику:

1. Збірник тез доповідей VII міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій», Том I. – Тернопіль, 2018.– С.58.

2. **СТРУКТУРА РОБОТИ.** Робота складається зі вступу, 7 розділів, висновків, списку літератури (45 найменувань), 3 додатків.

Загальний обсяг тестової частини – 153 сторінок, 48 рисунків, 12 таблиць.

3. ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

а) У Вступі відзначено актуальність теми магістерської роботи, сформульована мета виконання роботи, а також перелічено завдання, які необхідно виконати для досягнення поставленої мети.

б) **Перший «АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ»** присвячений аналізу конструкції базової моделі токарно-револьверного верстата з ЧПК мод. 1П420ПФ40 та конструкцій і технічних характеристики верстатів аналогічного призначення провідних світових виробників.

Проведено аналіз схем і конструкцій затискних патронів по степені охоплення діапазону діаметрів заготовок. Аналіз структурної і функціональної схем показав, що основними елементами, які визначають характеристики затискного патрона (силові, жорсткісні, точностні, широкодіапазонні, експлуатаційні, статичні і динамічні) являються передавально-підсилювальні ланки. Приведені показники широкодіапазонності, які запропоновані різними вченими в галузі технологічного оснащення.

Проведений аналіз конструкцій широкодіапазонних цангових і безцангових затискних патронів. На основі проведеного огляду існуючих конструкцій встановлено, що для затиску пруткових заготовок в широкому діапазоні служать самоналагоджувальні цангові патрони, широкодіапазонні цангові патрони з мультиплікацією, ексцентриками та поперечним самоналагодженням. Встановлено, що для затиску пруткових і штучних заготовок в широкому діапазоні служать широкодіапазонні клиноплунжерні та широкоуніверсальні плунжерно-клинові затискні патрони.

Проведено огляд існуючих досліджень і розробок по затиску пруткових і штучних заготовок в широкому діапазоні, яким присвячено багато робіт вітчизняних і зарубіжних вчених, зокрема роботи Кузнєцова Ю.М. та його наукової школи (Кушика В.Г., Юрчишин О.Я., Ахрамовича В.М., Волошина В.Н. та ін.), Дементьев В.І., Вачева А.А. та ін. Значну увагу при цьому приділялося методикам силових розрахунків широкодіапазонних та швидкопереналагоджувальних затискних механізмів в статистиці та в процесі усталеного обертання.

с) У другому розділі **«ВИБІР КОМПОНОВКИ ВЕРСТАТА ТА ОСНОВНИХ ТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВОДУ ГОЛОВНОГО РУХУ»** вибрано проведено аналіз формоутворення на верстаті, сформовано технологічний модуль і модульний комплект. Виходячи з технічного завдання сформулюємо умови відбору компоновки верстату. Здійснено математичний відбір компоновки верстату. Вибрано розмірні характеристики верстата, визначено технологічні, кінематичні та силові характеристик верстата приводу головного руху токарно-револьверного верстат з ЧПК.

д) У третьому розділі **«ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАТРОННОГО ПРИВОДУ ГОЛОВНОГО РУХУ З ВИКОРИСТАННЯМ СИСТЕМ АВТОМАТИЗОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ»** вибрано структуру приводу головного руху токарно-револьверного верстата з ЧПК. В якості приводу головного руху вибрано прямий привід у вигляді мехатронного вузла, який поєднує в собі привідний та робочий органи. Така привідна система являє

собою мотор-шпindel із вмонтованим асинхронним (або синхронним) двигуном та у порівнянні із традиційними розділеними приводами має наступні переваги: забезпечує високу максимальну частоту обертання; високу крутильну жорсткість; компактну конструкцію; високі динамічні характеристики.

По максимальній частоті обертання та потужності, яка передається, вибрано компоновочну схему шпindelного вузла, яка передбачає в передній опорі встановлення радіально-упорних кулькових підшипників по схемі триплекс тандем «О», а в задній опорі – радіально-упорних кулькових підшипників по схемі дуплекс «О». Перевірено правильність їх вибору по допустимій частоті обертання. У відповідності до розробленої конструктивної схеми розташування опор визначено радіальну жорсткість передньої і задньої опор шпинделя.

Також розроблено розрахункову схему шпindelного вузла верстата для визначення радіальної жорсткості. У відповідності до цієї схеми шпindel представлено у вигляді статично визначеної пружної балки на пружних опорах. За допомогою пакета прикладних програм MatCAD проведено розрахунок оптимальної між опорної відділі та радіальної жорсткості шпindelного вузла верстата, яка складає 205 Н/мкм при між опорній віддалі 420 мм.

Розроблено розрахункову схему для визначення динамічних характеристик шпindelного вузла у вигляді багатомасової системи із зосередженими масами. Здійснено приведення зосереджених і розподілених мас до передньої частини шпинделя і середини міжопорної віддалі з використанням пакета прикладних програм MatCAD.

Визначення власних частот та амплітуд коливань шпindelного вузла здійснювалося для приведеної двомасової системи із системи рівнянь:

$$\begin{cases} u_1 = p^2 m_{np1} u_1 \delta_{11} + p^2 m_{np2} u_2 \delta_{12} \\ u_2 = p^2 m_{np1} u_1 \delta_{21} + p^2 m_{np2} u_2 \delta_{22} \end{cases}, \quad (1)$$

де p – власна частота коливань; u_1 – амплітуда форми коливань на кінці шпинделя, що відповідає певній власній частоті коливань; u_2 – амплітуда форми коливань посередині міжопорної частини шпинделя, що відповідає певній власній частоті коливань; $\delta_{11}, \delta_{12}, \delta_{21}, \delta_{22}$ – коефіцієнти впливу податливостей; m_{np1}, m_{np2} – приведені маси відповідно на кінці та посередині між опорної частини шпинделя.

В результаті розв'язку отримані наступні власні частоти коливань шпинделя: перша власна частота коливань - $p_1 = 100$ Гц; друга власна частота коливань - $p_2 = 326$ Гц.

е) У четвертому «**НАУКОВО-ДОСЛІДНОМУ РОЗДІЛІ**» приведено дискретну, неперервну та дискретно-неперервну схеми охоплення заготовок затискними патронами, а також типові кінематичні структури затискних патронів для їх реалізації. Показано, що переважаючий вплив на основні характеристики затискних патронів має передавально-підсилювальна ланка (її тип, кількість, передаточне відношення, схема з'єднання). Значне зменшення

величини осьового переміщення труби затиску при застосуванні двох передавально-підсилювальних ланок в затискних патронах по відношенню до необхідного осьового переміщення затискних патронів з однією передавально-підсилювальною ланкою може зменшити габарити привода і патрона та збільшити швидкодію.

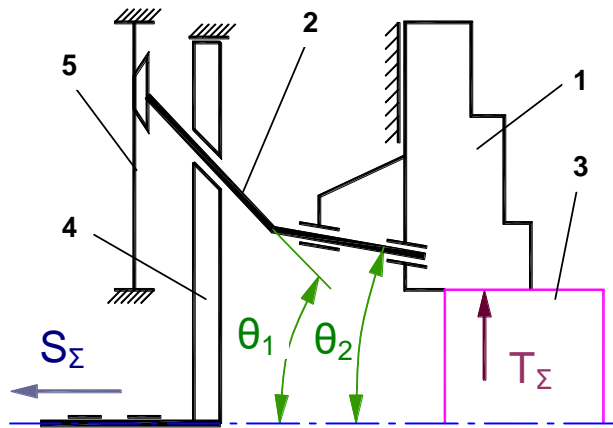


Рис. 1. Структурно-кінематична схема широкодіапазонного плунжерно-клинового патрона тягнутого типу

у вигляді клина із малим кутом $\theta_2 \ll \theta_1$, забезпечує створення необхідного зусилля затиску заготовки 3.

На основі розгляду схеми дії сил в статиці на затискний кулачок затискного патрона розроблено модель передачі сил у широкодіапазонному плунжерно-кулачковому затискному патроні (з врахуванням осьової сили приводу, що витрачається на деформування листової пружини), яка має вигляд:

$$T = \left(S_{np} - \frac{3EI \cdot l_1 \cdot \delta_A}{a_1^2 b_1^2} \right) \left(\frac{\frac{h}{\mu} + 1}{\operatorname{tg}(\theta_2 + \varphi)} - \mu b + h - 2c \right) \left(\frac{1}{2l + \frac{h}{\mu}} \right), \quad (1)$$

де T - радіальна сила затиску що діє на затискний кулачок; $T = T_\Sigma / 3$ для затискного патрона, що має три затискні елементи, де T_Σ - сумарна радіальна сила затиску; S_{np} - осьова сила, що діє на затискний кулачок; $S = S_\Sigma / 3$ для затискного патрона, що має три затискні елементи, де S_Σ - сумарна осьова сила затиску; μ - коефіцієнт тертя між основним кулачком та його напрямними; θ_2 - кут нахилу клинової передавально-підсилювальної ланки; φ - кут тертя, $\varphi = 6^\circ$; I - момент інерції перерізу листової пластини; E - модуль пружності другого роду; a , b - віддалі від торців листової пружини до прикладання сили від плунжера відповідно; l - довжина листової пружини; δ_A - деформація листової пружини в точці прикладання сили від плунжера.

Запропоновано структурно-кінематичну схему компактних широкодіапазонних плунжерно-клинових токарних патронів, які здійснюють затиск деталі 3 із високим затискним зусиллям та забезпечують значну довжину ходу ЗЕ 1. Особливістю цих патронів є дві послідовно з'єднані передавально-підсилювальні ланки 2. Перша, виконана у вигляді нахилоного під великим кутом θ_1 плунжера, виконує попередній затиск заготовки 3. Друга, виконана

Отримано графічні залежності статичної радіальної сили затиску від осьової сили приводу та коефіцієнта тертя (щеплення) в напрямних основного затискного елемента (рис.2), статичної радіальної сили затиску від осьової сили приводу та кута нахилу клина другої передавально-підсилювальної ланки (рис.3).

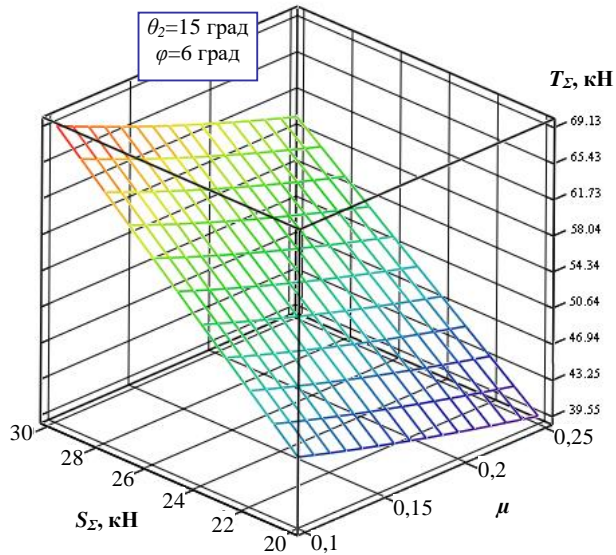


Рис. 2. Графічні залежності статичної радіальної сили затиску T_{Σ} від осьової сили приводу S_{Σ} та коефіцієнта тертя μ в напрямних основного затискного елемента

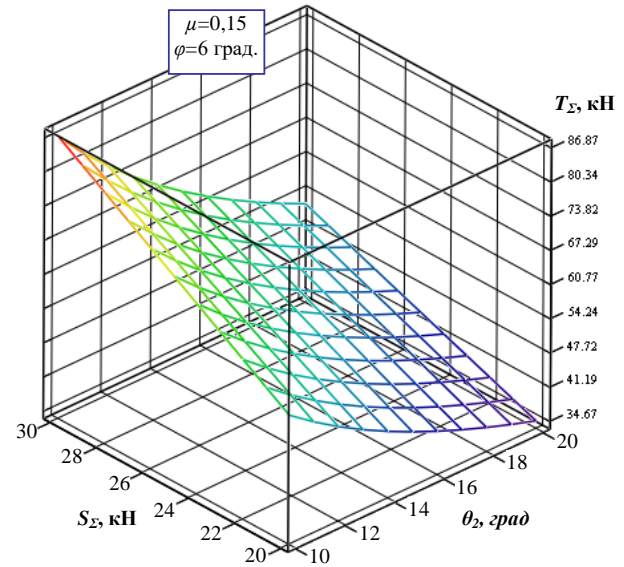


Рис. 3. Графічні залежності статичної радіальної сили затиску T_{Σ} від осьової сили приводу S_{Σ} та кута нахилу клина другої передавально-підсилювальної ланки θ_2

Вплив стану поверхонь тертя між основним затискним кулачком та напрямними при його переміщенні в радіальному напрямку не суттєво впливає на сумарну радіальну силу затиску. Збільшення коефіцієнта тертя від 0,1 до 0,25 приводить до зменшення сили затиску у 1,15 раз при куті нахилу клина другої передавально-підсилювальної ланки $\theta_2 = 15$ град. та у 1,17 рази при куті нахилу клина другої передавально-підсилювальної ланки $\theta_2 = 20$ град. Залежність сумарної статичної радіальної сили затиску T_{Σ} від осьової сили приводу S_{Σ} носить лінійний характер. Збільшення осьової сили приводу S_{Σ} від 20 до 30 кН призводить відповідно до зростання сумарної статичної радіальної сили затиску T_{Σ} від 44 до 69 кН при коефіцієнті тертя в напрямних основного затискного елемента $\mu = 0,1$ та куті нахилу клина другої передавально-підсилювальної ланки $\theta_2 = 15$ град. Коефіцієнт підсилення при цьому становить $K_n = 2,3$.

Як видно із графічних залежностей сумарної статичної радіальної сили затиску T_{Σ} (рис. 3) при збільшенні кута нахилу клина другої передавально-підсилювальної ланки θ_2 від 10 до 20 град. сумарна максимальна статична радіальна сила затиску T_{Σ} зменшується у 1,72 рази при коефіцієнті тертя в

напряжних основного затискного елемента $\mu = 0,15$ та у 1,69 раз при коефіцієнті тертя в напрямних основного затискного елемента $\mu = 0,25$.

f) П'ятий розділ «ОРГАНІЗАЦІЙНО-ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ» містить комплекс необхідних економічних розрахунків, які доводять економічну ефективність прийнятих технічних рішень.

g) Шостий розділ «ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ» присвячений висвітленню питань, щодо забезпечення безпечних умов праці на верстаті та аналізу дій адміністративного та виробничого персоналу у разі виникнення надзвичайних ситуацій.

h) Сьомий розділ «ЕКОЛОГІЯ» містить опис негативних факторів, які можуть впливати на екологічний стан навколишнього середовища та шляхи зменшення цього впливу у процесі виробничої діяльності.

4. ВИСНОВКИ

1. Проведено аналіз конструкції базової моделі верстата та конструкцій і технічних характеристики верстатів аналогічного призначення. Проведено аналіз формоутворення на верстаті, сформовано технологічний модуль і модульний комплект та умови відбору компоновок. Здійснено математичний відбір компоновки верстату. Вибрано розмірні характеристики верстата, визначено технологічні, кінематичні та силові характеристик верстата приводу головного руху. Вибрано структуру приводу головного руху токарно-револьверного верстата з ЧПК у вигляді прямого приводу (мехатронного вузла), який поєднує в собі привідний та робочий органи. Розроблено конструкцію та проведено розрахунок оптимальної міжопорної віддалі та радіальної жорсткості шпindelного вузла верстата з використанням пакета прикладних програм MatCAD. Радіальна жорсткість шпindelного вузла – 205,5 Н/мкм при міжопорній віддалі 420 мм. Проведено динамічний розрахунок шпindelного вузла верстата з використанням пакета прикладних програм MatCAD. Отримано дві перші власні частоти коливань шпинделя 100 і 326 Гц відповідно. Проведено аналіз схем і конструкцій затискних патронів по степені охоплення діапазону діаметрів, приведені показники широкодіапазонності, які запропоновані різними вченими в галузі технологічного оснащення. Проведений аналіз конструкцій широкодіапазонних цангових і безцангових затискних патронів. На основі проведеного огляду існуючих конструкцій встановлено, що для затиску пруткових заготовок в широкому діапазоні служать самоналагоджувальні цангові патрони, широкодіапазонні цангові патрони з мультиплікацією, ексцентриками та поперечним самоналагодженням. Встановлено, що для затиску пруткових і штучних заготовок в широкому діапазоні служать широкодіапазонні клиноплунжерні та широкоуніверсальні плунжерно-клинові затискні патрони. Проведено огляд існуючих досліджень і розробок по затиску пруткових і штучних заготовок в широкому діапазоні. Значну увагу при цьому приділялося методикам силових розрахунків широкодіапазонних та швидкопереналагоджувальних затискних механізмів в статистиці та в процесі усталеного обертання. Приведено схеми охоплення заготовок затискними патронами. Розроблено конструкцію

широкодіапазонного плунжерно-клинового токарного патрона, особливістю якого є дві послідовно з'єднані передавально-підсилювальні ланки: перша – у вигляді нахилоного під великим кутом плунжера, що виконує попередній затиск заготовки; друга – у вигляді клина із малим кутом, що забезпечує створення необхідного зусилля затиску заготовки. Розроблено модель передачі сил у широкодіапазонному плунжерно-клиновому токарному патроні у статистиці. Досліджено за допомогою розробленої математичної моделі вплив конструктивних, кінематичних та експлуатаційних параметрів на статичну радіальну силу затиску заготовки. Отримано графічні залежності статичної радіальної сили затиску від осьової сили приводу та коефіцієнта тертя (щеплення) між елементами затискного патрона, статичної радіальної сили затиску від осьової сили приводу та кута нахилу клина. Проведено техніко-економічне обґрунтування технічних рішень. Запропоновані заходи по охороні праці, безпеці життєдіяльності та по зменшенню забруднення навколишнього середовища.

5. ПЕРЕЛІК НАУКОВИХ ПРАЦЬ

1. Волошин В.Н., Грицишин І.І., Ратушко Т.Ю. Широкодіапазонні плунжерно-клинові токарні патрони// Збірник тез доповідей VII міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій», Том I. – Тернопіль, 2018. – С. 58.

2. Кузнецов Ю.М., Луців І.В., Шевченко О.В., Волошин В.Н. Технологічне оснащення для високоефективної обробки деталей на токарних верстатах: Монографія/ Упоряд. Кузнецов Ю.М.. – К.: - Тернопіль: Терно-граф, 2011. – 692 с.

3. Кузнецов Ю.Н., Волошин В.Н., Неделчева П.М., Эль-Дахаби Ф.В. Зажимные механизмы для высокопроизводительной и высокоточной обработки резанием: Монография/ Под ред. Кузнецова Ю.Н. – Габрово: Университетское издательство «Васил Априлов», 2010. – 724 с.

4. Кузнецов Ю.Н., Волошин В.Н., Неделчева П.М., Эль-Дахаби Ф.В. Зажимные механизмы для высокопроизводительной и высокоточной обработки резанием: Монография. В 2-х ч. Ч.1: Основные сведения и принципы создания зажимных механизмов/ Под ред. Кузнецова Ю.Н. – К.: ООО «ЗМОК» - ООО «ГНОЗИС», 2009. – 270 с.

5. Кузнецов Ю.М., Волошин В.Н. Принципи швидкого переналагодження затискних патронів токарних верстатів// Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». Серія машинобудування. – 2002. – №43. – С.126 – 128.

6. Кузнецов Ю.М., Волошин В.Н. Силові характеристики токарних патронів з позиційними багатопрофільними затискними елементами// Вісник ТДТУ. – 2004. - №3. – С. 43 – 48.

7. Кузнецов Ю.М., Кушик В.Г., Волошин В.Н. Схеми охоплення заготовок різними типами затискних патронів// Вісник Тернопільського державного технічного університету. – 2002. – №3. – С. 23 – 28.

8. Широкодиапазонные и многофункциональные зажимные патроны: теория и практика. Монография/ Ю.Н. Кузнецов, В.Г. Кушик, О.Я. Юрчишин. – К.: ООО «ЗМОК» - ООО «ГНОЗИС», 2011. – 424 с.

6. АНОТАЦІЇ

Ратушко Я.А.; «Широкодіапазонні плунжерно-кулачкові патрони для токарної обробки». 133 – Галузеве машинобудування; Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя; м. Тернопіль, 2018 р.

У дипломній роботі розглянуті питання, які пов'язані з аналізом і розробкою конструкції і моделюванням статичних силових характеристик розтискних широкодіапазонних плунжерно-клинових токарних патронів для оснащення автоматизованих токарних верстатів.

Вибрано структуру приводу головного руху токарно-револьверного верстата з ЧПК у вигляді прямого приводу (мехатронного вузла), який поєднує в собі привідний та робочий органи. Проведено розрахунок кінематичних і силових характеристик приводу головного руху. Розроблено конструкцію та проведено розрахунок жорсткості шпиндельного вузла верстата, проведено його динамічний розрахунок. Отримано власні частоти та форми коливань шпинделя. Проведено аналіз схем і конструкцій затискних патронів по степені охоплення діапазону діаметрів, приведені показники широкодіапазонності та проведено огляд існуючих досліджень і розробок по затиску пруткових і штучних заготовок в широкому діапазоні. Розроблено конструкцію широкодіапазонного плунжерно-клинового токарного патрона. Запропоновано модель передачі сил у широкодіапазонному плунжерно-клиновому токарному патроні в статистиці. Досліджено за допомогою розробленої математичної моделі вплив конструктивних, кінематичних та експлуатаційних параметрів на статичну радіальну силу затиску заготовки.

Ключові слова: затискний патрон, кулачок, широкодіапазонність, статична сила затиску, токарна обробка

Ratushko Ya.A.; «Wide-band plunger-jaw chucks for turning». 133 - Mechanical engineering; Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University; Ternopil, 2018.

The thesis deals with issues related to the analysis and design of the design and modeling of the static power characteristics of the clamping, wide-range plunger-wedge turning latches for the equipment of automated lathe machines.

The structure of the drive of the main motion of a turning-revolving machine with a CNC in the form of a direct drive (mechatronic knot), which combines the driving and working bodies, is selected. The calculation of kinematic and power characteristics of the drive of the main motion is carried out. The design and the calculation of the stiffness of the spindle knot of the machine are carried out, its dynamic calculation is carried out. Own frequencies and spindle oscillation forms are obtained. The analysis of circuits and designs of clamping chuck according to the degree of coverage of the range of diameters has been carried out, indicators of wide-bandwidth are given and a review of existing research and developments on the clamping of rods and artificial billets in a wide range has been carried out. The design

of wide-band plunger-jaw chucks is developed. The model of transfer of forces in wide-band plunger-jaw chucks in a static is offered. The influence of constructive, kinematic and operational parameters on the static radial force of the workpiece clamping is studied with the help of the developed mathematical model.

Key words: clamping chuck, jaw, wide-band, static clamping force, turning