

УДК 621.9.0

Д.О. Дмитрієв, В.Б. Фіранський

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРУЖНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТРИЖНЕВОЇ ЛАНКИ МЕХАНІЗМІВ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ

Розроблено і виготовлено стрижньову ланку – штангу постійної довжини для механізмів паралельної структури. Виконано розрахунок характеристик жорсткості штанги і випробування на розтяг-стиск. Отримано силові дані для модульного конструювання нових каркасних компоновок верстатів з паралельною кінематикою.

Вступ. Механізми паралельної структури (МПС) конструктивно виконуються у вигляді просторових стрижневих ферм, які мають незначну масу рухомих елементів, що обумовлює отримання високих швидкостей та прискорень виконавчого органу (ВО). Це зумовлює інтенсивні динамічні навантаження у приводах та ВО просторового механізму навіть при незначних масах рухомих елементів.

В МПС переміщення вихідної ланки, на якій може встановлюватися або заготовка, або інструмент, здійснюється кількома кінематичними ланцюгами. Кожний кінематичний ланцюг – це ланки, з'єднані одна з одною зв'язками, які дозволяють вільне переміщення ланок відносно одна одної і з'єднання, в якому встановлюються керовані приводи. Паралельність роботи кінематичних ланцюгів полягає в тому, що кожний кінематичний ланцюг повинен забезпечити переміщення вихідної ланки по керованим координатам і обмежити її переміщення по некерованим [2-5].

Постановка проблеми. Існуючі методики синтезу кінематичних схем МПС не дозволяють однозначно обрати його кінематичну схему, тому що одні і ті ж переміщення вихідної ланки можуть бути виконані з використанням різних кінематичних схем.

Оскільки в МПС кінематичні ланцюги, що з'єднують основу з вихідною ланкою, працюють паралельно, то в залежності від розташування їх початкових ланок на основі припустимі переміщення в кожному кінематичному ланцюгу. Крім того, можуть бути різними і типи з'єднань. Дослідження просторового механізму паралельної структури звичайно обмежують розглядом його кінематичних характеристик та деяких спеціальних властивостей, не приймаючи до уваги значні відхилення його жорсткісних та дисипативних параметрів. У значній мірі ці властивості обумовлюються конструкцією приводів лінійних переміщень, які в просторовому механізмі паралельної структури є елементами несучої системи.

Аналіз попередніх досліджень і публікацій. Перевага в жорсткості традиційних верстатних систем перед МПС забезпечується, насамперед, використанням масивних станин і напрямних, що, в свою чергу, знижує функціональність і гнучкість обладнання в цілому. Жорсткість верстатів-гексаподів з шестиступеневим МПС на телескопічних штангах змінної довжини недостатня для умов потужного фрезерування, особливо це проявляється поблизу меж робочої зони, чинником чого є велика довжина штанг [8, 9]. Тому авторами [5] внесено пропозиції по створенню високопродуктивних компоновок верстатів з МПС, побудованих на модульному принципі із розташуванням модулів у каркасних несучих системах з геометрією багатогранників. Дослідження каркасних компоновок верстатів з МПС проводяться в НУУУ "Київський політехнічний інститут" під керівництвом професора Ю.М. Кузнецова і ставлять за мету вдосконалення та розширення технологічних характеристик верстатного обладнання з МПС.

Кінематичний ланцюг становить основу кожного механізму. Найважливішою характеристикою кінематичного ланцюга є число ступенів вільності, під чим розуміють число узагальнених координат, тобто незалежних між собою параметрів, що визначають положення системи в обраному просторі. Узагальненими координатами механізму називаються незалежні між собою координати, завданням яких визначається положення всіх ланок відносно основи. Число узагальнених координат механізму дорівнює його числу ступенів вільності або по іншій термінології – ступеня рухливості механізму. Кожний кінематичний ланцюг, що з'єднує вихідну ланку з основою, незалежно від інших ланцюгів може уявляти механізм, що має задану кількість ступенів вільності. При цьому кількість ступенів вільності для кожного кінематичного ланцюга спільно з приєднаною до нього вихідною ланкою повинна бути не менше кількості ступенів вільності вихідної ланки. Дана умова є необхідною, але недостатньою для працездатності МПС.

В рамках нової концепції каркасних компоновок верстатів з МПС [5] запропоновано і запатентовано декілька виконань свердлильно-фрезерних верстатів з будовою три і чотиригранної піраміди, дослідні зразки яких зараз виготовляються під керівництвом професора Ю.М. Кузнецова. Дані

компоновки побудовані по принципу розподілення ступеня рухливості між МПС і традиційними функціональними модулями для переміщень заготовки або інструменту, що приводить до використання в МПС переважно коротких штанг постійної довжини з мінімальною їх кількістю і спрощенню кінематики верстату в цілому без втрат його сукупної функціональності.

Мета дослідження. Отримати числові значення пружних характеристик кінематичних ланцюгів МПС, що входять до складу верстатного обладнання нового покоління, визначити силові межі і навантажувальні умови функціонування просторових стрижневих механізмів у нових каркасних компоновках верстатів з паралельною кінематикою. Об'єктом експериментальних досліджень є штанга постійної довжини для багатощльового свердлильно-фрезерного верстату пірамідальної компоновки з МПС (патент України № 86533).

Характеристикою, що цікавить є жорсткість конструкції штанги при розтязі і стиску. Ця характеристика необхідна для оцінки існуючої конструкції штанги, знаходження в ній "проблемних" місць, якщо вони є, і подальшого вибору оптимальної конструкції шляхом оптимізації даної чи розробки нової, а також при розробці математичної моделі верстата в цілому.

Основна частина. Дані наведені в статті є результатом спільних досліджень, що проводяться в рамках договору "Про партнерство, співробітництво і науковий обмін між НТУУ "Київський політехнічний інститут і ХНТУ" від 05.09.2008.

МПС в пірамідальній компоновці має просторову структуру (рис. 1). Штанги механізму встановлені у сферичних опорах. Штанги 4 є ланками зв'язку між повзунами напрямної 3 поступального руху та рухомою платформою, на якій встановлено мотор-шпиндель 5 з патроном та інструментом 6 і призначені для передачі руху від крокового двигуна до ВО верстату.

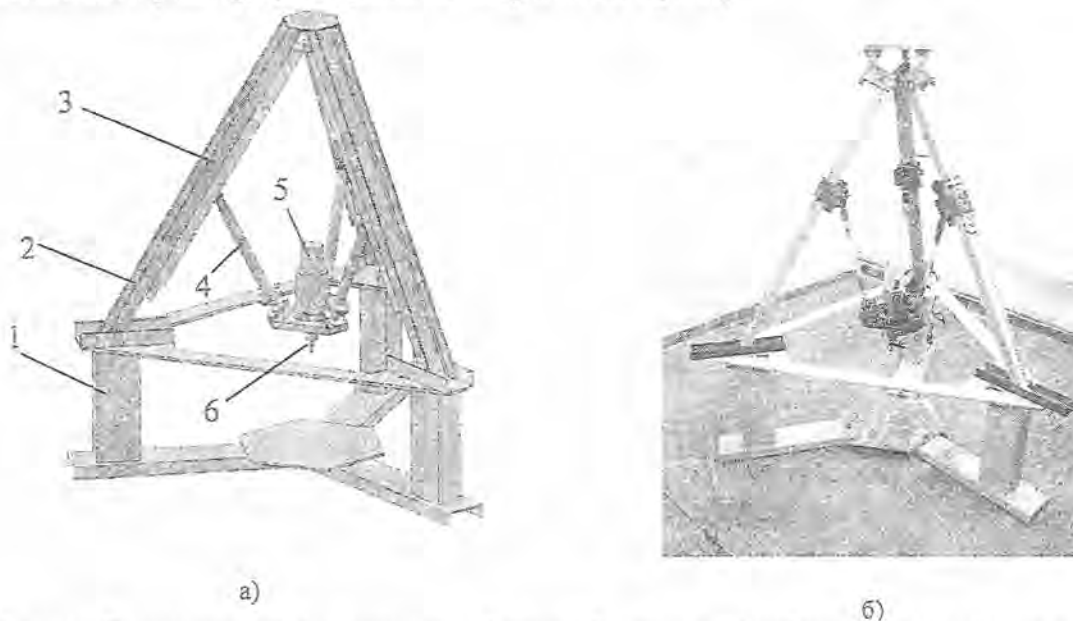


Рис. 1. Трикоординатний свердлильно-фрезерний верстат пірамідальної компоновки з МПС і штангами постійної довжини (патент України № 86533): а) – САД модель; б) – виготовлений дослідний макет в ХНТУ: 1 – основа; 2 – каркас; 3 – напрямна з приводом подачі; 4 – штанга; 5 – мотор-шпиндель; 6 – затискний патрон з інструментом

Дослідний зразок верстату (рис. 1, б) був демонтований із експериментальної моделі верстата, що знаходиться в процесі складання на факультеті машинобудування Херсонського національного технічного університету. Штангу (рис. 2) спроектовано і виготовлено в ХНТУ, а експериментальні дослідження пружних характеристик штанги проводились у Механіко-машинобудівному інституті НТУУ "Київський політехнічний інститут".

Штанга є збірною і складається з п'яти основних деталей (рис. 2): дві шарові опори (верхні) 1 від автомобіля ВАЗ (ВАЗ 2107 і ВАЗ 2108-09-099), дві втулки 2 і цільного стержня 3. Для фіксації різьбових з'єднань передбачено контргайки 4 (4 шт.). Довжина штанги $L = 570$ мм.

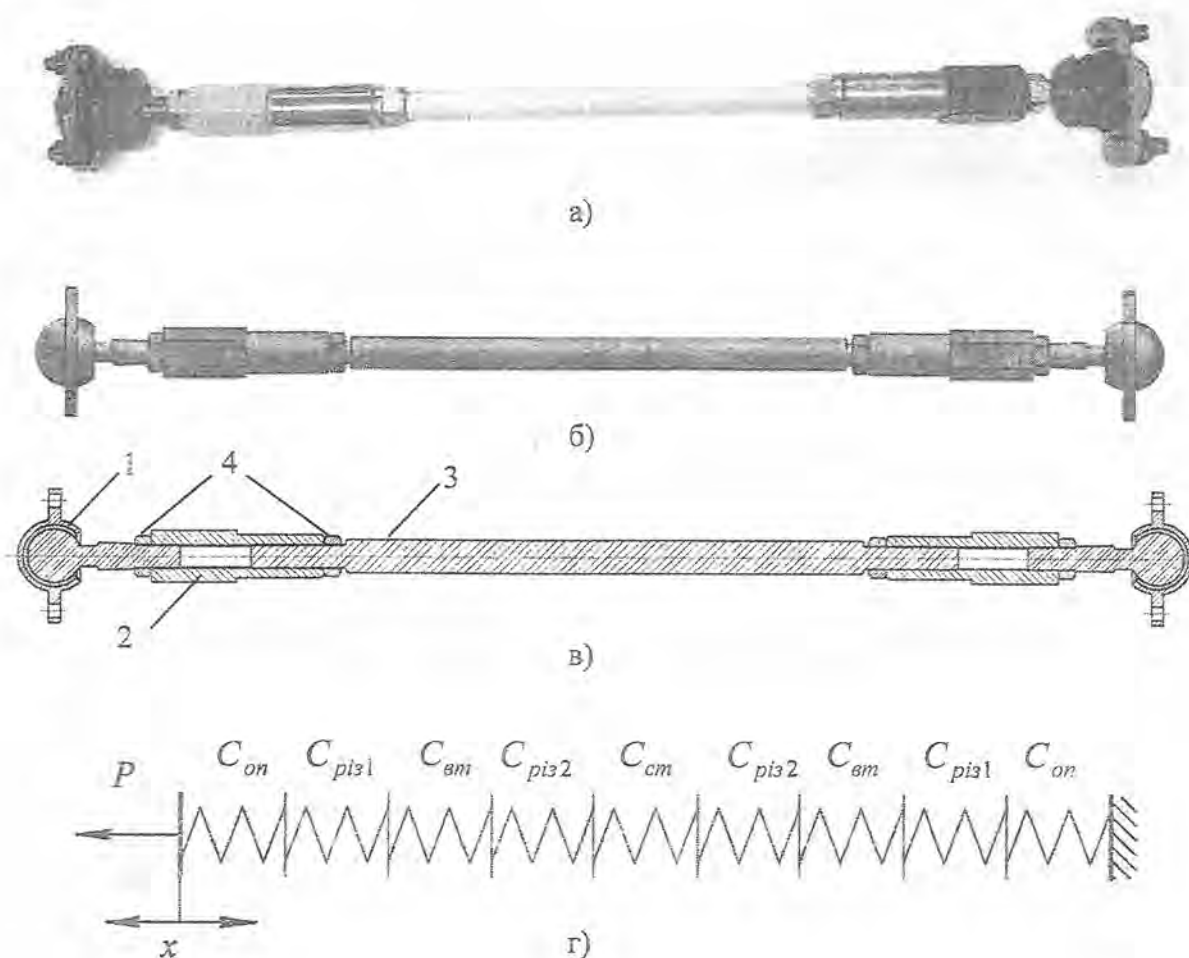


Рис. 2. Штанга постійної довжини: а) – виготовлений зразок; б) і в) – 3D і 2D CAD модель конструкції штанги, відповідно; г) – розрахункова схема. 1 – шарова опора; 2 – втулка; 3 – стержень; 4 – контргайка

Всі елементи конструкції штанги з'єднані послідовно. За умови рівності потенційної енергії жорсткість штанги постійної довжини необхідно рахувати за формулою:

$$\frac{1}{C} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_3} + \dots + \frac{1}{C_n}, \tag{1}$$

де $C_1, C_2, C_3, \dots, C_n$ – жорсткості послідовно з'єднаних елементів.

Після аналізу конструкції штанги (рис. 2.31, а) була складена розрахункова модель (рис. 2.31, б). Формула (2.31) набула вигляду:

$$\frac{1}{C_{шт}} = \frac{1}{C_{он}} + \frac{1}{C_{ri31}} + \frac{1}{C_{vn}} + \frac{1}{C_{ri32}} + \frac{1}{C_{cm}} + \frac{1}{C_{ri32}} + \frac{1}{C_{vn}} + \frac{1}{C_{ri31}} + \frac{1}{C_{он}}, \tag{2}$$

де $C_{он}$ – жорсткість шарових опор; C_{ri31} – жорсткість різьбових з'єднань M14×1,5; C_{vn} – жорсткість втулок; C_{ri32} – жорсткість різьбових з'єднань M14×2; C_{cm} – жорсткість стержня.

Для визначення жорсткості штанги було проведено експеримент: штангу навантажували розтягуючим зусиллям $P = 5200$ Н.

Визначимо жорсткість конструкції штанги на розтяг. Видовження стержня [6]:

$$\Delta l_{cm} = \frac{P \cdot l_{cm}}{E \cdot F_{cm}}, \quad \Delta l_{cm} = \frac{5200 \cdot 330}{2 \cdot 10^5 \cdot 176,6} = 0,058 \text{ мм.} \tag{3}$$

де P – розтягуюче зусилля, Н; $l_{ст}$ – довжина деталі, мм; E – модуль пружності, Н/мм²; $F_{ст}$ – площа поперечного перерізу деталі, мм².

Площа поперечного перерізу стержня:

$$F_{ст} = \frac{\pi \cdot d_{ст}^2}{4}, \quad F = \frac{3,14 \cdot 15^2}{4} = 176,6 \text{ мм}^2, \quad (4)$$

де $d_{ст}$ – середній діаметр стержня, мм.

Теоретична жорсткість стержня складе $C_{ст} = \frac{P}{\Delta l_{ст}} = \frac{5200}{0,058} = 89655 \text{ Н/мм}$.

Видовження втулки також визначаємо за формулою (3).

Площа поперечного перерізу втулки:

$$F_{вт} = \frac{\pi \cdot (D_{ст}^2 - d_{ст}^2)}{4}, \quad F_{вт} = \frac{3,14 \cdot (28^2 - 14^2)}{4} = 461,6 \text{ мм}^2, \quad (5)$$

де $D_{ст}$ – середній діаметр втулки, мм; $d_{ст}$ – середній діаметр отвору, мм.

Тоді з формули (3) отримуємо $\Delta l_{вт} = \frac{5200 \cdot 100}{2 \cdot 10^5 \cdot 461,6} = 0,008 \text{ мм}$.

Жорсткість втулки складе $C_{вт} = \frac{P}{\Delta l_{вт}} = \frac{5200}{0,008} = 650000 \text{ Н/мм}$.

Контактні деформації у витках різьби [7]:

$$\Delta l_{різ} = e_{різ} \cdot P, \quad (6)$$

де $e_{різ}$ – піддатливість різьбового з'єднання, мм/Н; P – розтягуюче зусилля, Н.

Піддатливість різьбового з'єднання:

$$e_{різ} = \frac{0,49}{d \cdot E} \cdot \sqrt{1,44 + 9,28 \frac{S}{d_0}}, \quad (7)$$

де S – крок різьби, мм; d_0 і d – середній і зовнішній діаметри різьби, мм; E – модуль пружності, Н/мм².

В штанзі є 4 різьбових з'єднання: два М14×2 і два М14×1,5.

З формули (7) маємо:

- різьба М14×2 $e_{різ1} = \frac{0,49}{14 \cdot 2 \cdot 10^5} \cdot \sqrt{1,44 + 9,28 \frac{2}{12,701}} = 3,129 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}$;

- різьба М14×1,5 $e_{різ2} = \frac{0,49}{14 \cdot 2 \cdot 10^5} \cdot \sqrt{1,44 + 9,28 \frac{1,5}{13,025}} = 2,837 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}$.

Тоді з формули (6):

- різьба М14×2 $\Delta l_{різ1} = 3,129 \cdot 10^{-6} \cdot 5200 = 0,032 \text{ мм}$;

- різьба М14×1,5 $\Delta l_{різ2} = 2,837 \cdot 10^{-6} \cdot 5200 = 0,028 \text{ мм}$.

Жорсткість різьбових з'єднань складе:

- різьба М14×2 $C_{різ1} = \frac{P}{\Delta l_{різ1}} = \frac{5200}{0,032} = 162500 \text{ Н/мм}$;

- різьба М14×1,5 $C_{різ2} = \frac{P}{\Delta l_{різ2}} = \frac{5200}{0,028} = 185714 \text{ Н/мм}$.

Так як конструкція сферичної опори є специфічною, то для розрахунку її жорсткості неможливо застосувати класичні контактні задачі [1, 6, 7]. Тому було вирішено провести теоретичні дослідження з використанням методу кінцевих елементів (МКЕ) засобами САПР.

Для проведення теоретичних досліджень за допомогою МКЕ створено розрахункову тривимірну модель сферичної опори (рис. 3, а) в системі автоматизованого проектування SolidWorks. Модель сферичного шарніру складається з 3-ох деталей: корпус 1, палець 2 і вкладиш 3.

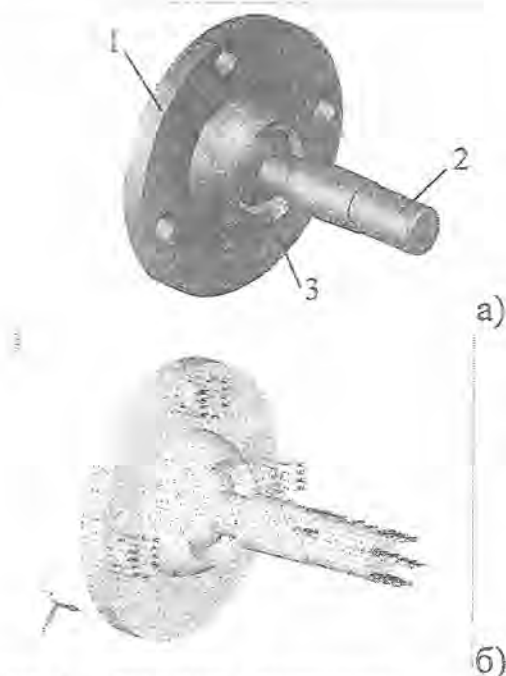


Рис. 3. Тривимірний розрахунковий модель сверичної опори: а) – в системі SolidWorks; б) – в системі Femap

Для здійснення розрахунків було використано систему Femap, куди і була потім імпортована тривимірний модель.

Femap – незалежний від САПР пре- і постпроцесор від Siemens PLM Software для проведення інженерного аналізу МКЕ. Femap є сполучною ланкою між користувачем і вирішувачем – ядром, що здійснює обчислення в завданнях інженерного аналізу. Система Femap, інтегрована з вирішувачем NX Nastran, і є незалежним середовищем для моделювання, імітації й оцінки результатів аналізу характеристик виробу [11]. Потім у системі Femap були задані механічні властивості матеріалів деталей, накладені обмеження, сили затиску, зусилля розтягу, побудована сітка (рис. 3, б).

Обмеження: корпус – жорстке закріплення по площині (контакт по поверхні задньої сторони) і фіксація від прокручування відносно осі X (по кріпильним отворам); палець – фіксація від прокручування відносно осі X. Зусилля розтягу: $P = 5200$ Н.

Механічні властивості матеріалів деталей. Так як знайти конкретні марки матеріалів деталей не вдалось, то з відомих даних і власних міркувань були прийняті орієнтовні матеріали: для корпусу і пальця – Сталь 30 ГОСТ 1050-88; вкладиш – високоміцна пластмаса Імпет 2700 GV1/45 Специфікація Hoechst.

Сталь 30:

Модуль пружності $E = 2,1 \cdot 10^5$ Н/мм²

Коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,33$

Густина 0,0000078 кг/мм³

Межа міцності на розрив 560 Н/мм²

Границя текучості 280 Н/мм²

Пластмаса Імпет 2700 GV1/45:

Модуль пружності $E = 0,17 \cdot 10^5$ Н/мм²

Коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,28$

Густина 0,00000174 кг/мм³

Межа міцності на розрив 185 Н/мм²

Границя текучості 181 Н/мм²

Примітка. На тривимірній розрахунковій моделі прийняте значення $P = 2600$ Н у зв'язку з тим, що площа, на якій діє сила розтягу, розділена на дві рівні частини.

Сили затиску. На шарову опору діють наступні сили від затискних елементів: притискаюче зусилля зі сторони 3-ох гвинтів (на корпус) і зусилля затиску від контргайки (на палець).

Притискаюче зусилля 1-го гвинта приймаємо за умови: сума зусиль від усіх гвинтів повинна перевищувати силу розтягу $P = 5200$ Н. Достатнє зусилля притискання від 1-го гвинта $P_{гв} = 1734$ Н.

Примітка. На тривимірній розрахунковій моделі прийняте значення $P_{гв} = 867$ Н у зв'язку з тим, що площа контакту шайби з корпусом розділена на дві рівні частини.

Виходячи з конструкції штанги видно, що сила затиску контргайки, яка створюється під дією крутного моменту $M_{КРmax}$, буде мати розподілений характер по поверхні втулки, тому в розрахунках використовуємо розподілене навантаження як одну з граничних умов. Максимальне значення сили q_{max} розраховуємо за умови міцності для гвинтового затискного пристрою [10]

$$q_{max} = \frac{[\sigma_s]}{S} \cdot \left(\frac{d}{C}\right)^2 \quad (8)$$

де q_{max} – розподілена сила затиску (Н/м²); d – номінальний діаметр гвинта різьби (м); $[\sigma_s]$ – границя міцності при розтяганні (стисканні) (МПа); S – площа поверхні, на яку діє розподілена сила (м²); C – коефіцієнт запасу.

Максимальне значення крутного моменту $M_{КРmax}$, який можна прикласти до контргайки розраховуємо за формулою:

$$M_{КРmax} = r_{cv} \cdot q_{max} \cdot S \cdot \text{tg}(\alpha + \rho) + \frac{1}{3} \cdot f \cdot q_{max} \cdot S \cdot \frac{D_n^3 - d_g^3}{D_n^2 - d_g^2} \quad (9)$$

де r_{cp} – середній радіус різьби (м); α – кут підйому різьби (град.); ρ – кут тертя у різьбі; f – коефіцієнт тертя; D_n – зовнішній діаметр різьби; d_a – внутрішній діаметр різьби. Після підстановки значень у формулу (9) отримаємо спрощену формулу для визначення $M_{крmax}$

$$M_{крmax} = 0.2 \cdot d \cdot q_{max} \cdot S, \tag{10}$$

З формули (10) при відомому значенні моменту затиску знаходимо силу затиску контргайки. Приймаємо значення $q = 10550$ Н.

В результаті розрахунків було отримано величини переміщень, деформацій та напружень точок сферичної опори при розтязі (рис. 4).

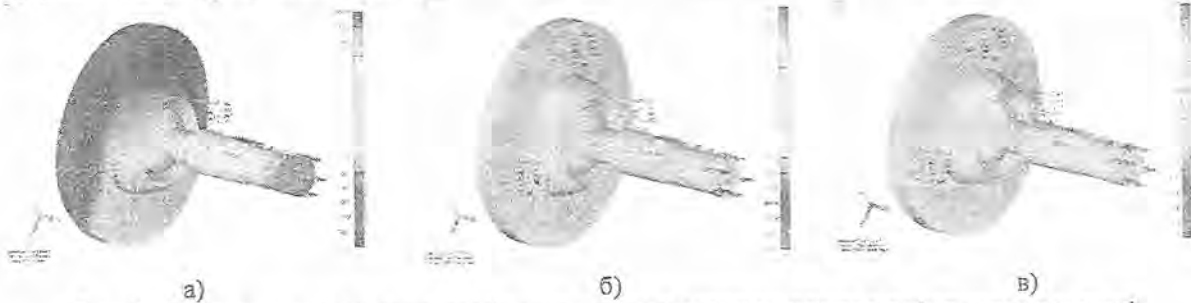


Рис. 4. Результати теоретичних досліджень сферичної опори на розтяг в деформованому стані:

а) – переміщення; б) – деформації; в) – напруження

Переміщення кінця пальця сферичної опори склало $\Delta l_{оп} = 0,34$ мм.

$$\text{Жорсткість сферичної опори } C_{оп} = \frac{P}{\Delta l_{оп}} = \frac{5200}{0,34} = 15294 \text{ Н/мм.}$$

Підставивши отримані в результаті розрахунків значення жорсткостей в формулу (2), було одержано значення жорсткості штанги $C_{шт} = 5950$ Н/мм.

Визначення жорсткості конструкції штанги при стиску. Так як формули для визначення переміщень та контактних деформацій в елементах конструкції штанги однакові як на розтяг, так і на стиск, то отримані значення жорсткостей при розтягу використаємо і для стиску, крім значення жорсткості сферичної опори (площа контакту деталей опори при стиску є більша, ніж при розтягу). Також потрібно перевірити на стійкість стержень, так як він має малу площу поперечного перерізу і значну довжину.

$$\text{Умова стійкості [6]} \quad \sigma \leq [\sigma_{ст}], \tag{11}$$

де σ – нормальні напруження, МПа; $[\sigma_{ст}]$ – границя стійкості, МПа.

$$\text{Нормальні напруження } \sigma = \frac{P}{F}, \quad \sigma = \frac{5200}{176,6} = 29,45 \text{ МПа.}$$

де P – сила розтягу/стиску, Н; F – площа поперечного перерізу, мм².

$$\text{Границя стійкості } [\sigma_{ст}] = \varphi \cdot [\sigma], \quad [\sigma_{ст}] = 0,29 \cdot 160 = 46,6 \text{ МПа.}$$

де $[\sigma]$ – допустиме напруження, $[\sigma] = 160$ МПа (сталь); φ – поправочний коефіцієнт, $\varphi = 0,29$ (Ст. 3).

Відповідно (11)

$$\sigma = 29,45 \leq [\sigma_{ст}] = 46,4 \text{ – стійкість забезпечено.}$$

Як і при розтягу була промодельована та досліджена сферова опора на стиск (рис. 5).

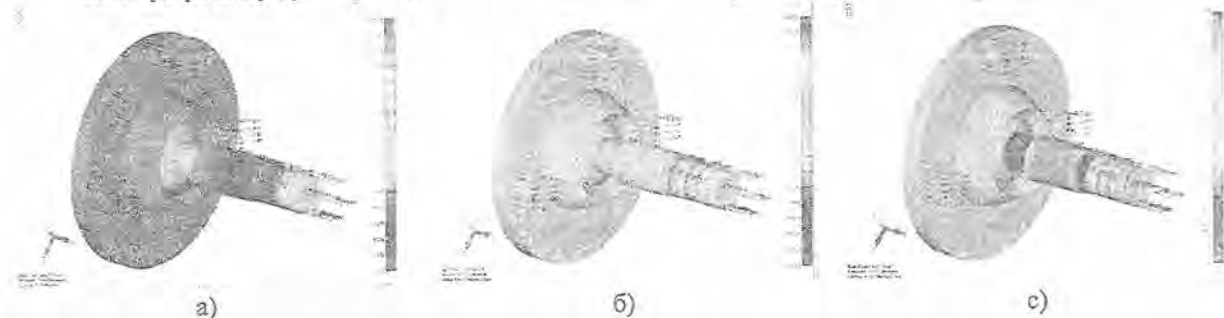


Рис. 5. Результати теоретичних досліджень сферичної опори на стиск у деформованому стані:

а) – переміщення; б) – деформації; в) – напруження

Переміщення кінця пальця шарової опори складо $\Delta l_{оп} = 0,07$ мм.

$$Жорсткість\ сферичної\ опори\ C_{оп} = \frac{P}{\Delta l_{оп}} = \frac{5200}{0,07} = 68333\ Н/мм.$$

Підставивши отримані в результаті розрахунків значення жорсткостей в формулу (2) було одержано значення жорсткості штанги $C_{шт}^+ = 15018$ Н/мм.

З результатів розрахунків випливає, що жорсткість штанги на стиск в 2,52 рази більша ніж на розтяг.

Результати розрахунків дали змогу впевнитися в працездатності запропонованої конструкції та попередньо визначити поведінку штанги в статичних умовах навантажень.

Експериментальне дослідження штанги на розтяг. Методика випробувань передбачає випробування в статичі з дослідженням жорсткісних характеристик. Штанги у верстатах цього типу працюють в умовах розтягу-стиску, тому випробування штанг постійної довжини дають картину поведінки їх у роботі.

Випробування штанги в статичі виконуються на стенді (рис. 6).

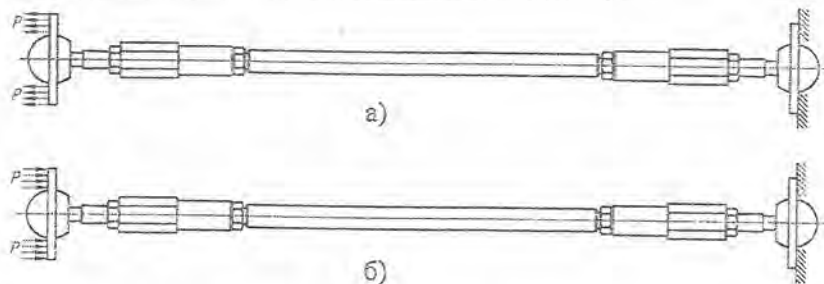


Рис. 6. Схема виміру жорсткості конструкції штанги при: а) – розтязі; б) – стиску

ВО в верстаті розташований в підвішеному стані, тому штанги у ньому працюють в основному на розтяг (від ваги власне рухомої платформи, мотор-шпинделя і патрона з інструментом). Враховуючи вище сказане і проблему, пов'язану з неможливістю провести вимір жорсткості конструкції штанги при стиску із застосуванням існуючого в наявності пристосування для закріплення штанги на стенді, було вирішено провести дослідження лише при розтязі.

Для виміру жорсткості конструкції штанги при розтязі виконали наступне:

- до обох кінців штанги, а власне до шарових опор, пригвинтили пристосування, які потрібні в подальшому для встановлення на стенді;
- штангу з встановили на стенд TIRATEST-2300 і закріпили її кінці – один до нерухомої частини, а інший до рухомої частини стенда (рис. 7);
- так як задати розтягуюче зусилля на стенді неможливо, то було задано переміщення рухомої частини на 1 мм;
- видовження штанги фіксували на діаграмі розтягу (рис. 8).

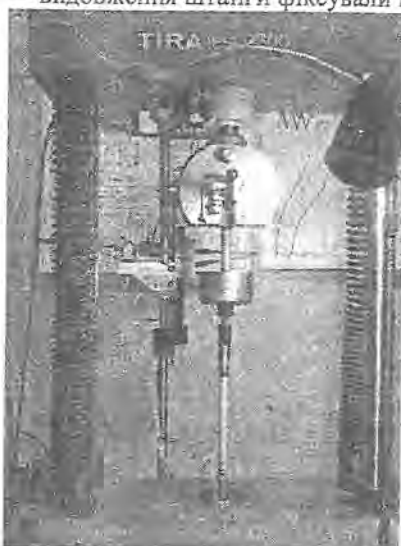


Рис. 7. Вимір жорсткості штанги на стенді TIRATEST-2300

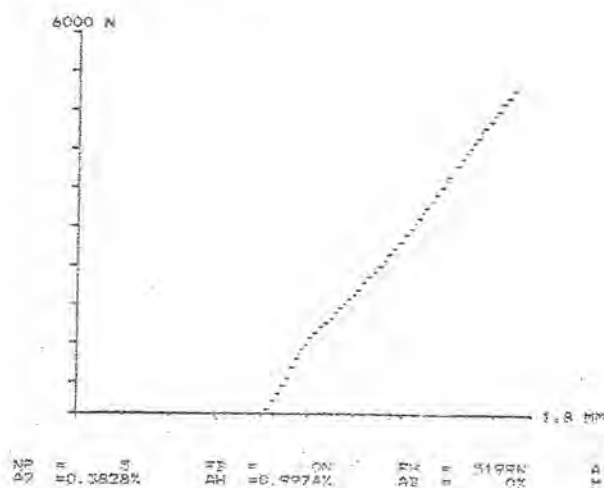


Рис. 8. Діаграма видовження штанги

Аналізуючи діаграму, видно, що при розтягуючому зусиллі $P = 5200$ Н штанга видовжилась на $\Delta l = 1$ мм. Жорсткість штанги склала $C_{шт}^- = 5200$ Н/мм.

Висновки. Виконано порівняння результатів теоретичних і експериментальних досліджень штанги постійної довжини. Аналізуючи отримані результати в ході проведення теоретичних та експериментальних досліджень, можна зробити наступні висновки:

При проведенні теоретичних розрахунків встановлено, що жорсткість штанги на розтяг $C_{шт.т}^- = 5950$ Н/мм (видовження штанги $\Delta l/t = 0,874$ мм).

При проведенні експериментальних досліджень на розтяг при зусиллі $P = 5200$ Н штанга видовжилась на $\Delta l_e = 1$ мм. Жорсткість штанги $C_{шт.е}^- = 5200$ Н/мм.

Розбіжність теоретичних та експериментальних даних при розтягу штанги постійної довжини становить 12,6 %.

При проведенні теоретичних розрахунків на стиск встановлено, що жорсткість штанги $C_{шт.т}^+ = 15018$ Н/мм.

З результатів теоретичних розрахунків випливає, що жорсткість штанги на стиск в 2,52 рази більша, ніж на розтяг.

Напрямки подальших досліджень. Теоретичні і експериментальні дослідження розподілу жорсткості МПС по робочій зоні виконавчого органу в верстатах каркасних компоновок.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Александров В.М., Ромалис Б.Л. Контактные задачи в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1986. – 176 с.
2. Афонин В.Л., Подзоров П.В., Слепцов В.В. Обработка оборудования на основе механизмов параллельной структуры / Под общей редакцией В.Л. Афонина. М.: Учебное пособие. Издательство МГТУ СТАНКИН, Янус – К., 2006. – 452 с.
3. Глазунов В.А., Колискор А.Ш., Крайнев А.Ф. Пространственные механизмы параллельной структуры. – М.: Наука, 1991.
4. Крижанівський В.А., Кузнецов Ю.М., Залявський І.А., Скляр Р.А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою. – Кіровоград, 2004. – 449 с.
5. Кузнецов Ю.М., Дмитрієв Д.О., Діневич Г.Ю. Компоновки верстатів з механізмами паралельної структури / Під ред. Ю.М. Кузнецова. – Херсон: ПП Вишемирський В.С., 2009. – 456 с.
6. Корнілов О.А. Опір матеріалів: Підруч. для студ. техн. спец. вищ. навч. закл. – 3-е вид., перероб. і доп. – К.: Логос, 2003. – 551 с.
7. Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность. Руководство и справочное пособие. Изд. 3-е, перераб. и доп. Под ред. С.В. Серенсена. – М.: Машиностроение, 1975. – 488 с.
8. Серков Н.А., Вайнштейн И.В., Мерзляков А.А., Сироткин Р.О. Результаты экспериментальных исследований механизма параллельной структуры на примере станка «Гексамех-1» // Вестник научно-технического развития Национальная Технологическая Группа. – 2008. – №.5 (9). – С. 67-88.
9. Струтинський В.Б., Кириченко А.М. Теоретичний аналіз жорсткості шестикоординатного механізму паралельної структури // Вісник Національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут". – 2009. – № 57. – С. 198 -207.
10. Корсаков В.С. Основы конструирования приспособлений: Учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М., Машиностроение, 1983. – 277 с.
11. <http://www.plm.automation.siemens.com/ru.ru>.

ДМИТРИЄВ Дмитро Олексійович – к.т.н., доцент Херсонського національного технічного університету, докторант НТУУ "Київський політехнічний інститут".

Наукові інтереси:

– розвиток теорії проектування і композитики верстатів з паралельною кінематикою.

ФІРАНСЬКИЙ Володимир Борисович – аспірант кафедри конструювання верстатів і машин НТУУ "Київський політехнічний інститут".

Наукові інтереси:

– створення високопродуктивних і високоточних інструментальних систем для верстатів з паралельною кінематикою, конструкторське вдосконалення їх вузлів і елементів.