

**РОЗРОБКА АНІМАЦІЙНОЇ МОДЕЛІ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ
ДЕФОРМАЦІЇ ВУЗЛІВ ТОКАРНО - КАРУСЕЛЬНОГО ВЕРСТАТА**

Шифр «ПЛАНШАЙБА»

План роботи

Вступ

1 Побудова 3D моделі токарно - карусельного верстата та анімації роботи основних вузлів

2 Визначення основних вузлів та аналіз деформацій, що виникають при роботі токарно – карусельного верстата

2.1 Моделі планшайб та визначення їх жорсткості

2.2 Методика проведення досліджень

2.3 Проведення досліджень на планшайбах та їх результати

2.4 Визначення куту нахилу планшайб

2.5 Модель супорт - траверса та визначення їх жорсткості

Висновки

Список літератури

Актуальність теми. Відомо, що пружні деформації складають суттєву долю у загальному балансі похибок при виготовленні деталей, особливо на токарно - карусельних верстатах. Внаслідок пружних та температурних деформацій, відцентрових сил різання, нерівномірного припуску заготовок, невідбалансованості їх виникають відносні зміщення планшайби, супорта та траверси верстата, що приводить до перерозподілу тисків, зміни товщини мастильного слою, зношенню напрямних. Дослідження пружних деформацій на сучасному рівні потрібно проводити з використанням комп'ютерних програм. З іншого боку, при вивченні роботи та конструкції токарно – карусельних верстатів теж виникають труднощі, які можна подолати використовуючи сучасні інформаційні технології навчання, а саме застосування анімаційних програм.

Таким чином, дослідження пружних деформацій вузлів токарно – карусельного верстата з метою розробки практичних рекомендацій до їх зменшення та розробка анімаційної моделі роботи верстата є актуальною науковою темою.

Мета дослідження: За допомогою використання сучасних програм для досліджень розглянути деформації вузлів токарно – карусельного верстата.

Задачі роботи:

1 Побудувати 3D модель токарно - карусельного верстата із анімацією роботи основних вузлів верстата: а) приводу головного руху; б) приводів переміщення супортів по траверсі та по стояку; в) механізму затискання – розтискання траверси.

2 Визначити основні вузли та провести аналіз їх деформацій, що виникають при роботі токарно – карусельного верстата.

3 Виконати дослідження пружних деформацій та жорсткості вузлів засобами комп'ютерного моделювання.

4 Зробити висновки на основі аналізу проведених досліджень та запропонувати корисну модель для зменшення пружних деформацій вузла верстата. 1

Побудова 3D моделі токарно - карусельного верстата та анімації роботи основних вузлів

3D модель одностоякового токарно – карусельного верстата 1541 [3,1] побудована з використанням програми Solid Works [8]. При побудові моделі були враховані та виконані у відповідному масштабі габаритні розміри основних вузлів верстата: стояка, траверси, планшайби, супортів, різцетримачей. У якості основного конструктивного матеріалу був вибраний чавун. Модель виконана збірною з окремих вузлів, що у подальшому дозволило виконувати дослідження на них з використанням пакету програми Solid Works.

Побудована модель токарно – карусельного верстата подана на рис. 1.

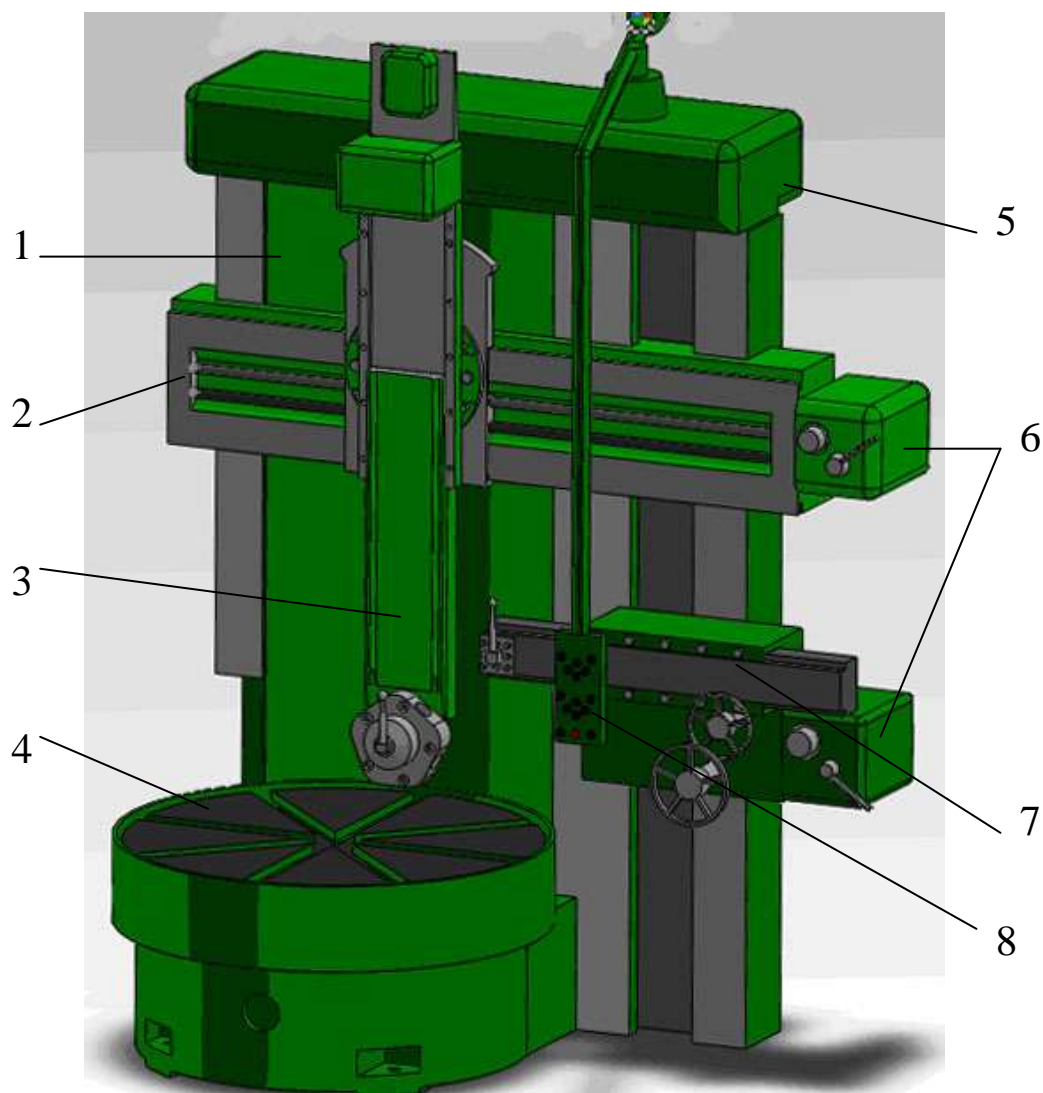


Рисунок 1 - 3D модель одностоякового токарно – карусельного верстата 1541
1 - стояк; 2 – траверса; 3 – супорт; 4 – планшайба; 5 – портал; 6 – приводи подач; 7 – бічний супорт; 8 – пульт управління

Для аналізу роботи вузлів верстата створена анімаційна модель кінематики з використанням програми «Flash» [9]. Така модель дозволяє візуалізувати рухи основних вузлів та механізмів верстата (рис. 2). На рис.2 крім кінематичної моделі подана також віртуальна панель управління верстатом, за допомогою якої можна задавати значення подач та головного руху і візуально спостерігати, як впливає зміна частот обертання планшайби на швидкість її обертання, а зміна значень подач на швидкість переміщення вертикального та бічного супортів. Модель передбачає також можливість візуалізації переміщення траверси та позиціонування револьверної головки. Мемонична символіка на панелі управління дозволяє швидко засвоїти процесом управління складним токарно – карусельним верстатом.

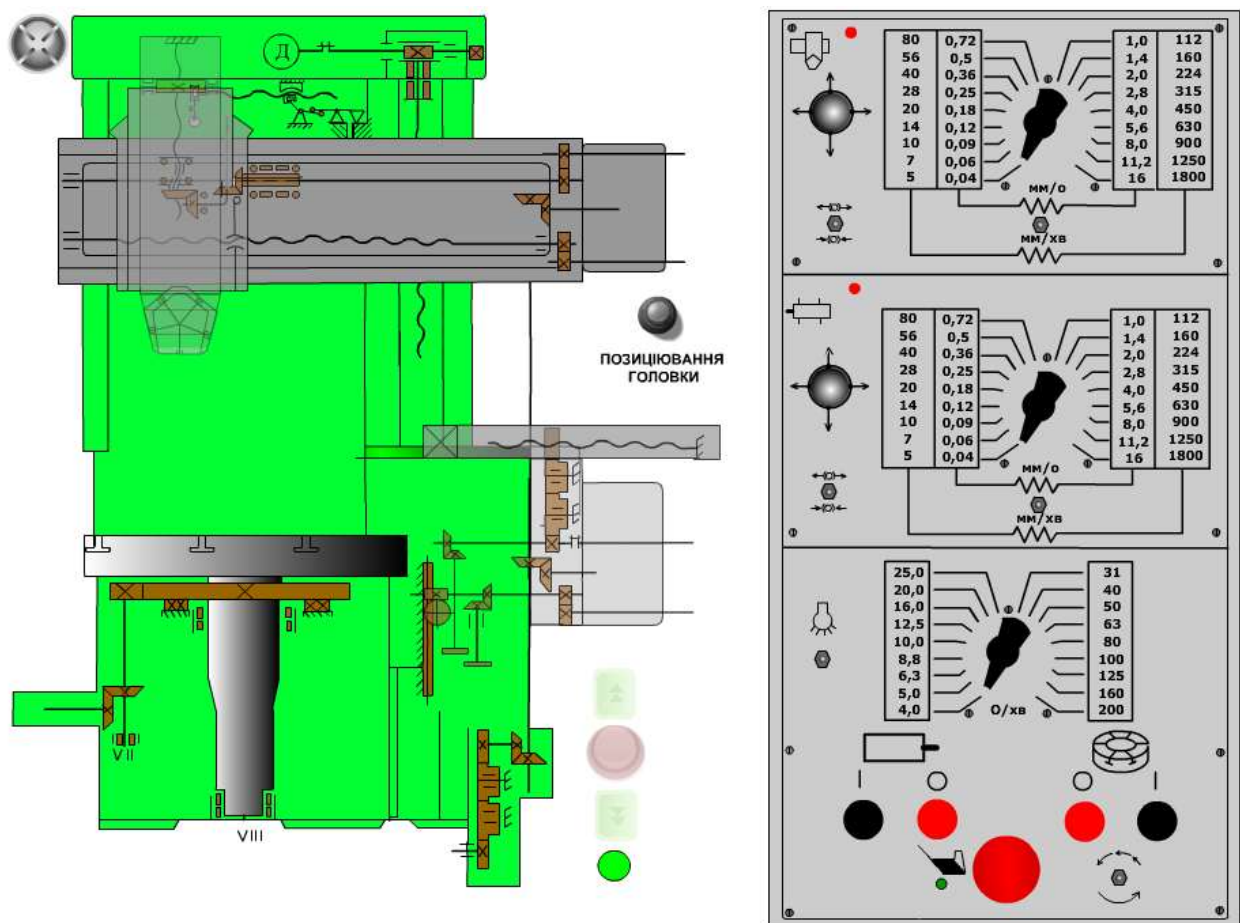


Рис. 2 – Анімаційна модель кінематики токарно – карусельного верстата а) та віртуальна модель панелі управління верстатом б)

Для подальшого аналізу та досліджень нами були створені анімаційні моделі окремих вузлів верстата, основним із яких є вертикальний супорт з револьверною головкою та траверса (рис. 3).

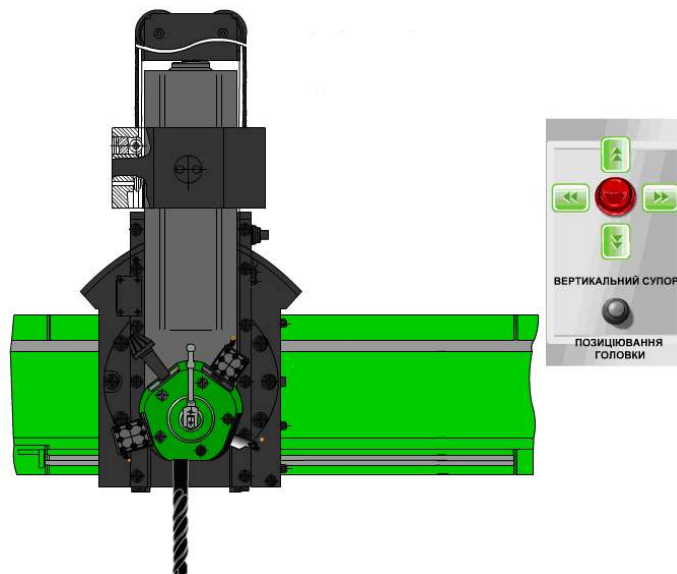
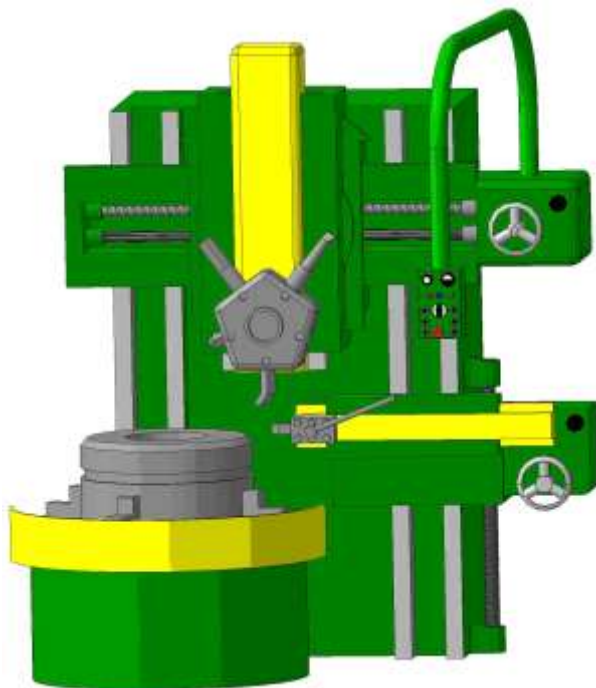


Рисунок 3 – Анімаційна модель вертикального супорта з револьверною головкою та набором інструментів

Модель імітує переміщення супорта поздовж траверси та у вертикальних напрямках, розтискання та затискання револьверної головки, позиціонування револьверної головки з інструментом, імітацію обертання свердла. У презентації



представлені ще окремі моделі з кінематики, які стосуються як приводу головного руху, так і приводу подач верстата. механізму затискання – розтискання траверси.

Завершальною є анімація з імітацією обробки на верстаті циліндричної заготовки (рис. 4) Така анімація дає найбільш повне уявлення роботи токарно – карусельного верстата.

Рисунок 4 – Анімаційна модель обробки деталі на токарно – карусельному верстаті

2 Визначення основних вузлів та аналіз деформацій, що виникають при роботі токарно – карусельного верстата.

З огляду літератури [1,2,4,5,6,7] встановлено, що основними вузлами, які сприймають деформації при роботі верстата є планшайба, супорти, траверса.

Планшайби токарно – карусельних верстатів працюють у важких умовах. Вони отримують значні навантаження, працюють при великих швидкостях ковзання, на їх напрямних часто виникають заїдання.

Працездатність планшайб металорізальних верстатів, особливо токарно – карусельних верстатів, визначається у першу чергу працездатністю напрямних. Для запобігання виходу з ладу напрямні планшайб при високих швидкостях повинні працювати в умовах рідкісного тертя. При низьких та середніх швидкостях напрямні повинні працювати в умовах змішаного тертя. Але саме ця обставина не завжди підтримується в умовах експлуатації токарно – карусельних верстатів. Крім того, внаслідок пружних та температурних деформацій, відцентрових сил різання, нерівномірного припуску заготовок, невідбалансованості заготовок виникають відносні зміщення планшайби та основи (станини) верстата, що приводить до перерозподілу тисків, виникненню значних кромкових тисків та зміну товщини мастильного слою. Таким чином, розгляд деформацій від діючих сил під час роботи планшайб токарно – карусельних верстатів є актуальною науковою задачею, вирішення якою потребує використання нових інформаційних технологій для подальшого удосконалення аналізу та розрахунків планшайб, надання рекомендацій для поліпшення правил експлуатації таких верстатів, як токарно – карусельні верстати.

Токарно – карусельні верстати як одностоякові, так і двостоякові оснащують планшайбами на напрямних. Планшайби з напрямними зазвичай працюють сумісно із шпинделями. На верстатах, де оброблюють високі деталі, тобто у тих випадках, коли сили різання приложені на значній відстані від площини планшайби, використовують подовжені шпинделі, наприклад як на верстаті мод.1М553. Планшайби невеликих діаметрів (до 1000мм) виконують

як правило суцільними. Планшайби крупніших розмірів виконуються порожнистими (коробчастими) та оснащуються ребрами жорсткості (рис. 5).

Порожністі планшайби оснащують радіальними ребрами а також кільцевим ребром над напрямною. Середні співвідношення між діаметром планшайби та діаметром шпинделя, або висотою планшайби та товщиною стінок і її діаметром для планшайб середніх розмірів мають такі співвідношення: $\frac{d}{D} = 0,12$; $\frac{h}{D} = 0,12$; $\frac{t}{D} = 0,012$;

де D – діаметр планшайби; d – діаметр отвору шпинделя; h – висота планшайби; t - товщина стінок планшайби.

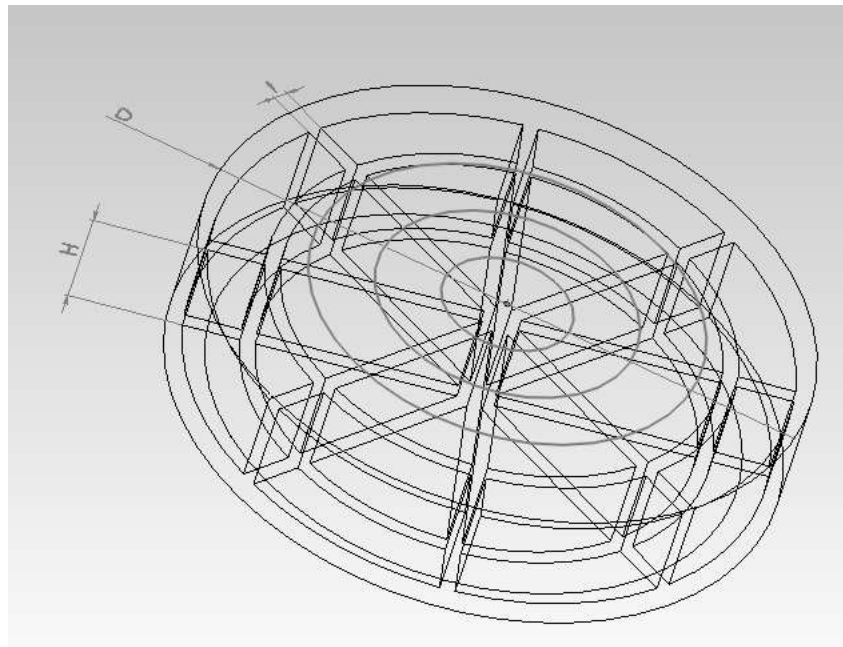


Рисунок 5 – Каркасна модель типової конструкції порожнистої планшайби токарно – карусельного верстата (Solid Works)

На токарно – карусельних верстатах використовують кругові напрямні ковзання – плоскі, конічної або V – подібної форми та кочення кулькові та роликові. На верстатах, що працюють на виробництвах України взагалі та у Сумській області особисто, використовуються колові напрямні ковзання. Основною причиною виходу з ладу напрямних ковзання є контактне злипання робочих поверхонь напрямної планшайби та напрямної станини з подальшим створенням задирів. Абразивне зношування колових напрямних незначний із –

за їх захищення від стружки та пилу. Для колових напрямних використовують матеріали чавун – чавун, чавун – текстоліт, кольорові сплави – чавун [5].

На токарно – карусельних верстатах для приводу головного руху використовують як напрямні ковзання, так і кочення. Для напрямних кочення використовують плоскі напрямні. Співвідношення середнього діаметра напрямних до діаметра планшайби складає 0,45 – 0,7; співвідношення ширини напрямних до їх середнього діаметра зазвичай 0,11 – 0,17, частіше 0,13 – 0,14. Для невеликих верстатів напрямні прикручують. Наявність підп'ятника шпинделя значно покращує роботу колових напрямних. За рекомендаціями [5] центральне підвантаження підп'ятника при діаметрі планшайби до 1000мм становить 0,02 – 0,03 мм, понад 1000 до 2000 мм – 0,03 – 0,04 мм. Такі дані нами враховувалися при навантаженні моделей планшайб.

Найменша товщина мастильного слою визначається з урахуванням кута нахилу планшайби на напрямних. Для напрямних, що працюють при невеликих швидкостях, тобто в умовах змішаного тертя, розрахунок ведуть за найбільшими тисками. Найбільший тиск визначається на кромці напрямних у радіальному перерізі. Нерівномірність розподілу тиску за площею напрямних визначається: 1) - вісесиметричним деформуванням планшайб за рахунок нерівномірного нагрівання та навантаження рівномірно розподіленим вантажем, за результатами яких виникає високий кромковий тиск; 2) - деформуванням планшайб внаслідок навантаження кососиметричним вантажем від сил різання та установалення виробу на невеликій кількості кулачків. За результатами такого розподілу планшайба навантажується силами, близькими до зосереджених. Це викликає перерозподіл тиску по довжині напрямних, за результатом чого можливе зменшення мастильного шару та створення сухого тертя.

З цього випливає, що планшайби токарно – карусельних верстатів працюють у важких умовах: отримують значні навантаження, працюють при великих швидкостях ковзання, на їх напрямних часто виникають заїдання.

2.1 Моделі планшайб та визначення їх жорсткості

Планшайба є круглою складеною пластиною, що складається з двох горизонтальних стінок, сполучених системою радіальних і кільцевих ребер, і що опирається за кільцевою поверхнею. Вона має зазвичай змінну висоту (велику в зоні напрямних і меншу по краях). Проте при розрахунках планшайбу розглядають як пластину постійної висоти, рівній висоті середньої частини. Експериментальне дослідження [6] показали, що форма пружної поверхні такої складної поверхні відрізняється від суцільної пластини (за винятком невеликої зони довкола точки навантаження). Отже, до розрахунку планшайб можуть бути застосовні формули для суцільних пластин

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$$

де h - висота пластини, E і μ - модуль пружності і коефіцієнт Пуассона матеріалу пластини підставляти деяку наведену жорсткість D_{np} . Значення наведеної жорсткості D_{np} може бути отримано з розгляду деформацій складної пластини, забезпеченою тільки радіальними ребрами, основні її стінки відчують вигин і двовісне розтягнення - стискання, радіальні ребра - вигинання і зрушення. Точне рішення такої задачі навіть при точному навантаженні викликає великі труднощі, тому нижче використовують наближене рішення за допомогою потенційної енергії деформації. При цьому розглядається найпростіший випадок навантаження пластини, опертої по краю, центральною силою F . Передбачається, що прогин пластини змінюється по радіусу, дотримуючись закону косинуса (рис.6)

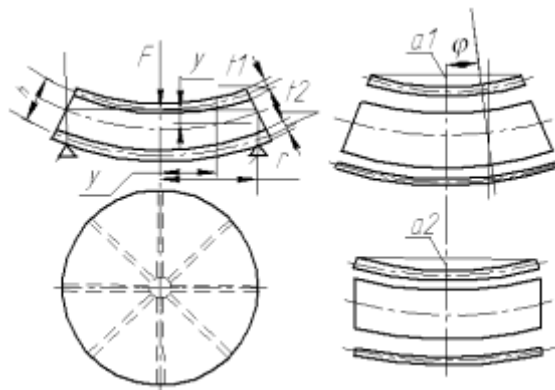


Рисунок 6 – Схема деформації планшайби при навантаженні силою F

$$y = \alpha \cos \frac{\pi \rho}{2r}$$

причому в ребрах частина цих переміщень $y_1 = \alpha_1 \cos \frac{\pi \rho}{2r}$ відбувається за рахунок вигинання, а частина $y_2 = \alpha_2 \cos \frac{\pi \rho}{2r}$ за рахунок зсуву, де α - переміщення в центрі пластини, $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$. Пружні переміщення розтягування - стискання стінок u_1 і u_2 пов'язані з переміщеннями ребер через кут нахилу поперечних перерізів наступним чином:

$$\varphi = \frac{u_1 + u_2}{h} = \frac{\alpha_1 \pi}{2r} \sin \frac{\pi \rho}{2r}$$

У зв'язку з тим, що кулачки планшайби мають незначну опорну поверхню, то сили, що діють на кулачки, можна розглядати як зосереджені. З точки зору тиску на напрямних та деформації планшайби такий випадок прикладання сил є найбільше несприятливий і який відповідає навантаженням для середніх токарно – карусельних верстатів. Виріб на планшайбі може бути розміщеним на трьох або чотирьох кулачках (рис.7). При розміщенні виробу на чотирьох кулачках внаслідок їх різної висоти тиск розподіляється порівну між двома протилежними кулачками. При установленні деталі на три кулачки – між усіма кулачками. Особливістю розрахункового навантаження планшайби є те, що при установленні заготовки на чотирьох кулачках за розрахункове приймається таке положення планшайби, при якому різець знаходиться над кулачком, що не сприймає вагу заготовки, наприклад, над кулачком 4, якщо вага заготовки сприймається кулачками 1 та 3 (рис. 7).

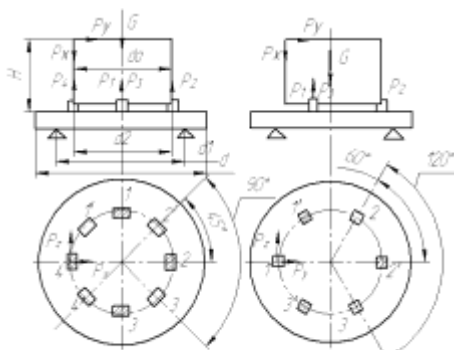


Рисунок 7 - Схеми розміщення заготовки на 4 та 3 кулачки

Найбільше навантаженим при цьому є кулачок 1, який сприймає силу ваги виробу і у напрямку якого діє сила P_z . Найбільш небезпечним з точки зору вислизання виробу з кулачків (при обробці високих заготовок, таких як у прикладі анімації) є положення планшайби, при якому різець розміщується між кулачками, причому сила P_z

направлена на один з кулачків, що сприймає вагу виробу. Найменше зусилля на планшайбі має проміжок між 3 та 4 кулачками.

2.2 Методика проведення досліджень

Проведення пружних деформацій здійснювали з використанням програмного продукту «Solid Works» та його підпрограми «Cosmos Works». При використанні для досліджень пружних деформацій планшайб визначення опори на плоскій пластині здійснюється штучним методом, при якому опора представлена кільцевою смужкою незначної висоти, яка не впливає на якість та точність розрахунків. Опора приймається лінійною (тобто нескінченно малої ширини), розташована по середньому діаметру напрямних. Це не вносить серйозних похибок у розрахунок, тому що ширина напрямних зазвичай на порядок менше діаметра планшайби.

Навантаження здійснювали зосередженою силою, розміщеною в середній частині планшайби, та відцентровою, що найбільше характерна для навантаження токарно – карусельних верстатів. При проведенні досліджень для вузла супорт – траверса навантаження здійснювали при різних значеннях вильоту супорта по відношенні до траверси. Результати досліджень реєстрували у протокольній формі, за результатами якої будували графіки залежності значення деформації від геометричних параметрів вузла верстата.

Для дослідження деформацій запропоновані такі моделі планшайб (рис. 8): 1 – з різною кількістю кільцевих ребер та суцільними горизонтальними поверхнями; 2 – з потовщеними горизонтальними поверхнями; 3 – з вікнами у нижніх поверхнях. Визначається, що потенціальна енергія поверхонь з вікнами дещо відрізняється від потенціальної енергії поверхонь без вікон. Але така різниця може бути компенсована введенням параметра приведеної товщини з одного боку, а з іншого введенням приведеної жорсткості пластин

$$D_{np} = \frac{D}{1 + \varphi} H_m,$$

де D - циліндрична жорсткість пластини, що складається з двох жорстко зв'язаних стінок; φ - коефіцієнт, що враховує вплив напруги зсуву у ребрах.

2.3 Проведення досліджень на планшайбах та їх результати

Навантаження планшайб силою $F=10000\text{ Н}$ у центрі подані на рис.8.

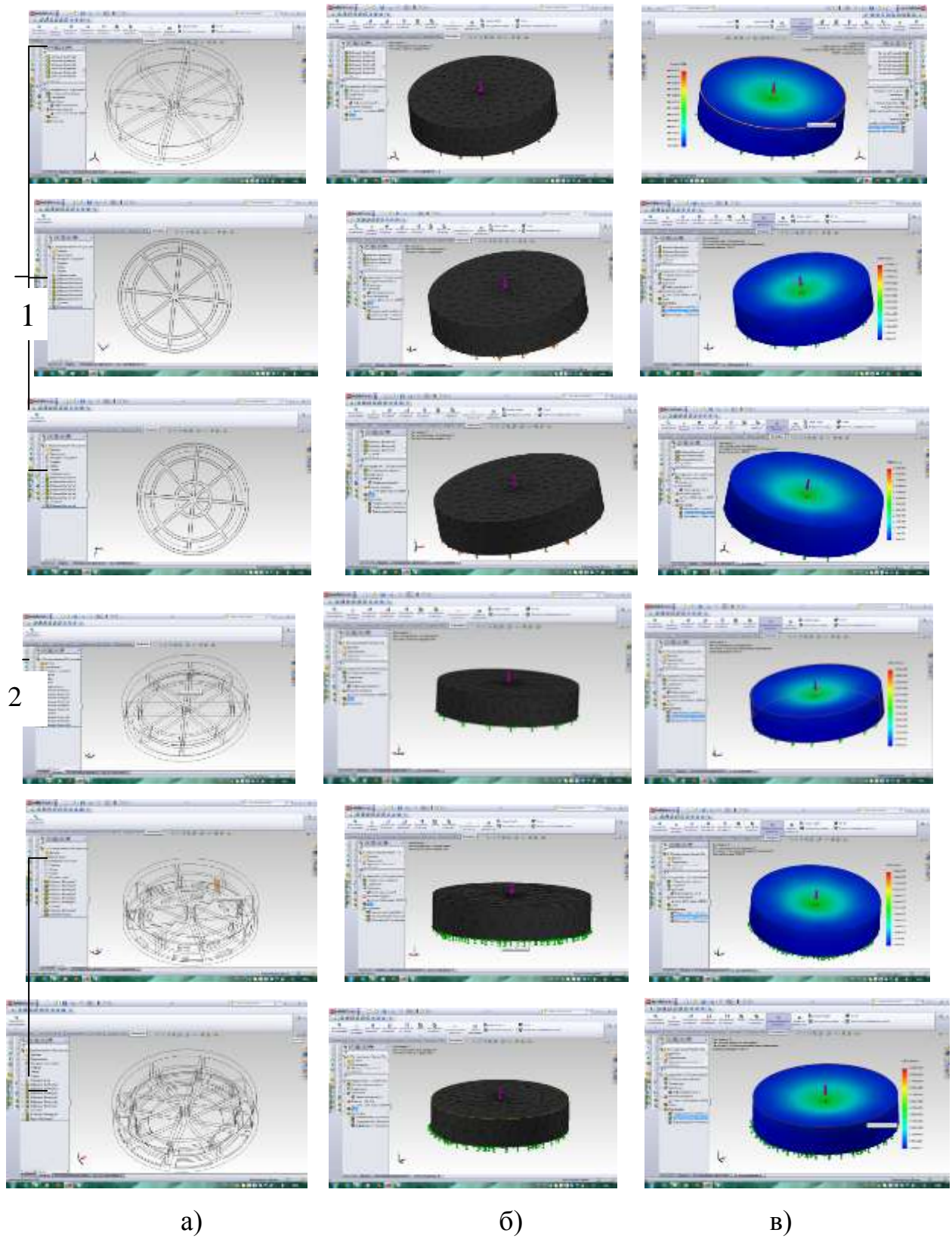


Рисунок 8 – Моделі конструкцій планшайб а), схема навантаження із структурною сіткою б) та результати досліджень в)

Кінцеві результати досліджень нами представлені графіками залежності значення пружної деформації від прикладеної сили і подані на рис.9.

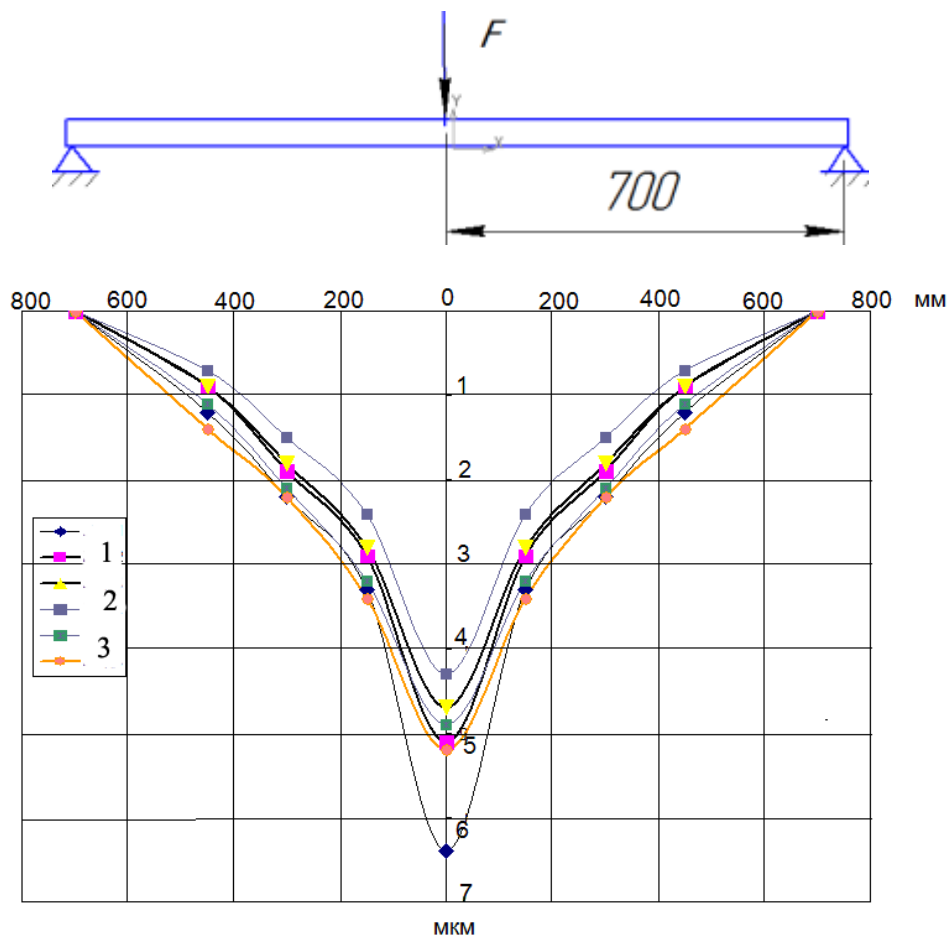


Рисунок 9 – Результати дослідження пружної деформації планшайб при дії зосередженої сили в центрі планшайби: 1 – з різною кількістю кільцевих ребер та суцільними горизонтальними поверхнями; 2 – з потовщеними горизонтальними поверхнями; 3 – з вікнами у нижніх поверхнях.

Аналіз проведених досліджень показав, що для планшайб з вікнами в нижній площині принципово рішення залишається тим же, тільки міняються межі інтегрування при визначенні потенційної енергії площини. Формула для D_{np} залишається колишньою, тільки замість товщини t_2 нижньої площини підставляється приведена товщина t_{2np} . Величина t_{2np} визначена з умови рівності внутрішньої потенційної енергії площини з вікнами і суцільний

площини певної товщини

$$t_{2np} = t_2 \left(1 - \sum_{i=1}^{i-m} \frac{\alpha_i}{2\pi} \xi_i \right),$$

де m - кількість рядів вікон; α_i - сумарний центральний кут у радіанах; ζ_i - коефіцієнт, що визначається за графіком [5] у залежності від розмірів вікон. Проведемо дослідження навантаженням відцентрової сили.

Навантаження планшайб відцентрово силою $F= 10000$ Н зображено на рисунку 10. Параметри планшайб залишаються попередніми.

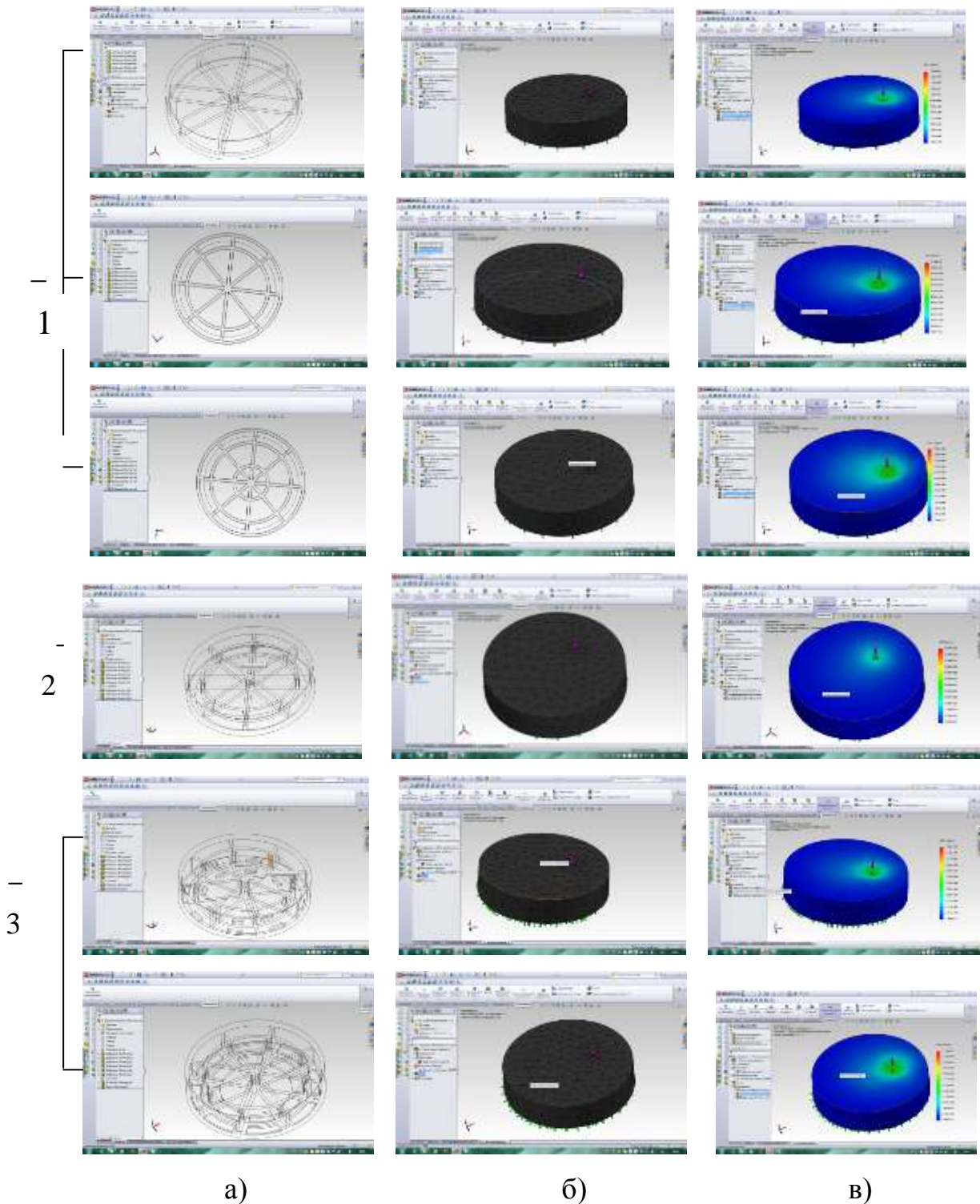


Рисунок 10 – Моделі конструкцій планшайб а), схема навантаження із структурною сіткою б) та результати досліджень в)

При відцентровому навантаженні отримані такі значення деформації планшайб (рис.11):

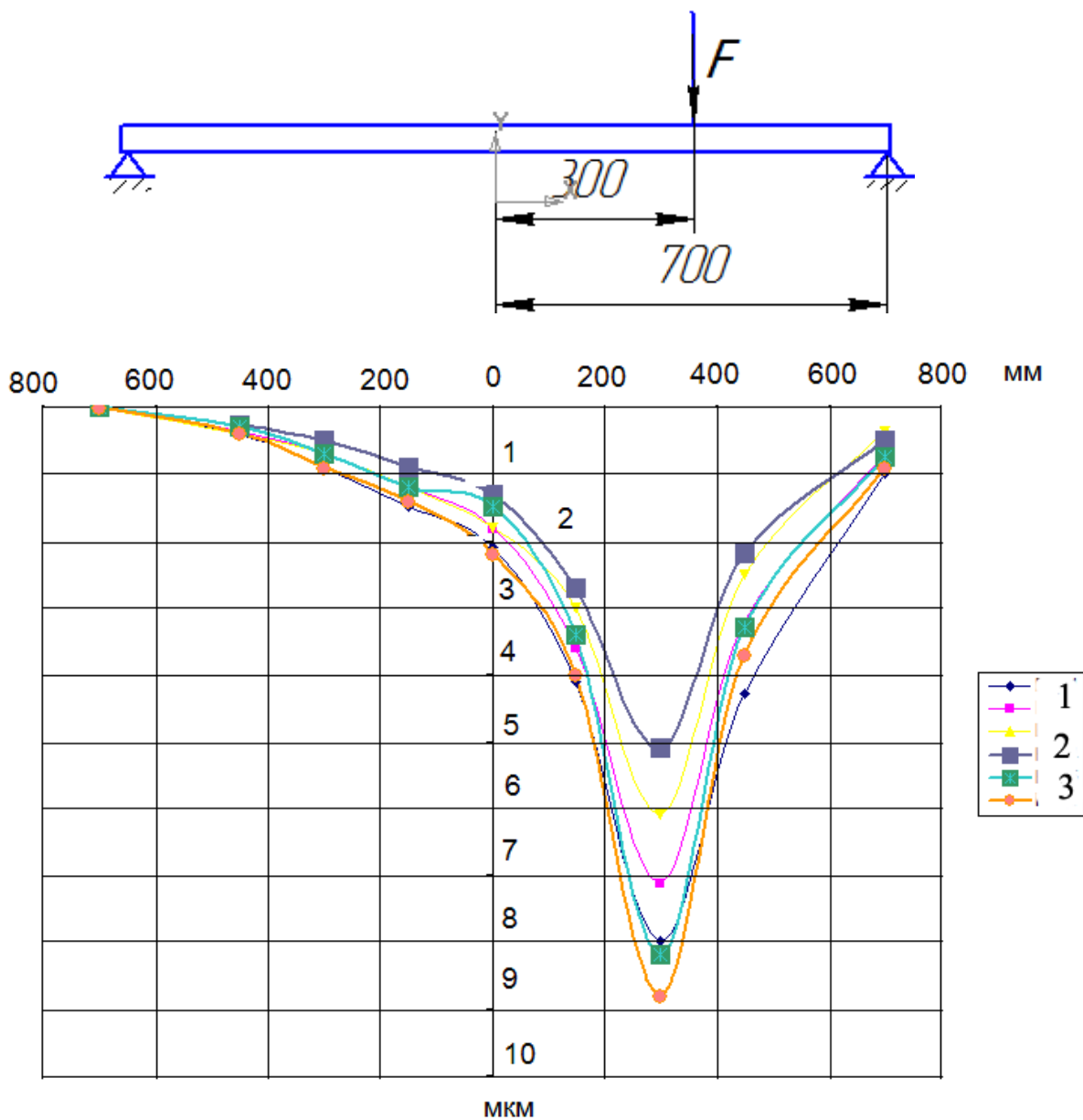


Рисунок 11 – Деформації планшайби при відцентровому навантаженні:
 1 – моделі з потовщеними стінками; 2 – моделі з тонкими стінками;
 3 – для моделей з вікнами у нижній пластині

Таким чином, проведені дослідження підтверджують, що для планшайб з вікнами в нижній площині деформації принципово не відрізняються від планшайб без вікон. Крім того, проведені дослідження підтверджують положення про деформації планшайб, наведені в [5].

2.4 Визначення кута нахилу планшайб

Основним критерієм, що характеризує жорсткість планшайби, вважають кут нахилу планшайби за середньою лінією окружності напрямних, яка безпосередньо впливає на працездатність напрямних.

Найбільший кут нахилу планшайби за середньою окружністю напрямних при розгляді навантаження, розподіленої по колу розміщення кулачків, визначається за формулою [5]

$$\Theta_{\max} = \frac{Pd_1k_p}{4\pi D_{np}} + \frac{M_k k_k}{4\pi D_{np}} + \frac{Mk_M}{4\pi D_{np}}$$

де d_1 - середній діаметр направляючих у см; k_p , k_k , k_M - коефіцієнти, що визначаються за графіками рис.12, в залежності від діаметра кола, розташування кулачків d_2 і розмірів планшайби. За допомогою програми Flash запрограмована формула і розрахунок кута нахилу планшайби для будь - яких параметрів виконується водночас. Вплив кільцевих ребер зводиться до того, що кути нахилу і радіальні переміщення в місцях сполучення кільцевих ребер із площинами не можуть бути більше, ніж відповідні кутові і радіальні переміщення цих ребер. Кільцеві ребра при наявності радіальних ребер дуже мало змінюють пружну лінію планшайби і тому в технічному розрахунку вплив кільцевих ребер не враховується. Це положення оцінене теоретично і практично. Коефіцієнти, що надходять до формули і значення яких визначають за графіком рис.12, при автоматизованому розрахунку визначаються за прямими, побудованими з використанням методу найменших квадратів

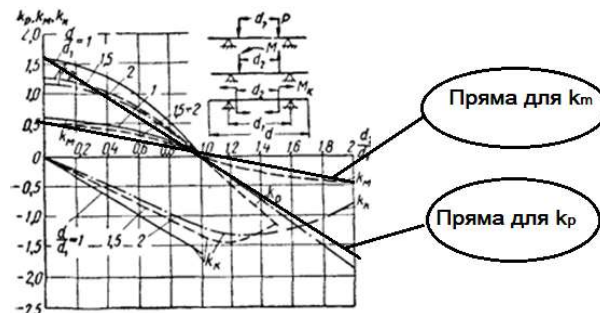


Рисунок 12 - Графіки для визначення коефіцієнтів K_M та K_p у формулі кута нахилу планшайби

Для автоматизованого розрахунку куту нахилу планшайби розроблена панель, на якій перемінні входні формули куту нахилу планшайби заводяться у відповідні комірки, а розрахунок куту нахилу здійснюється миттєво (рис. 13).

The image shows a software interface for calculating the deflection angle of a plate. It consists of several input fields and a large formula box.

Input fields on the left:

- Діаметр заготовки
- Висота заготовки
- сила різання

Input fields on the right:

- K_p
- K_k
- K_m

Formula box:

$$\alpha_{\max} = \frac{P d_1 k_p}{16 \pi D_{np}} + \frac{M k_k}{4 \pi D_{np}} + \frac{M k_m}{4 \pi D_{np}} =$$

At the bottom right, there is a green button labeled "РОЗРАХУВАТИ".

Рисунок 13 – Приклад автоматизованого визначення куту нахилу планшайби з використанням програми Flash

Висновки

1 Розроблена 3D модель та анімаційна модель одностоякового токарно – карусельного верстата, яка розширює уявлення про конструкцію та дію складного верстата.

2 Визначені основні вузли та проведений аналіз деформацій, що виникають при роботі токарно – карусельного верстата.

3 Розроблені 3D моделі планшайб та методика проведення досліджень щодо визначення статичних деформацій, напружень та переміщень.

4 Проведені дослідження з використанням пакету комп'ютерних програм Solid Works. Проведення досліджень на віртуальних моделях відповідає результатам розрахунків та досліджень на реальних об'єктах.

2.5 Модель супорт - траверса та визначення їх жорсткості

На верстатах порталного типу, до яких відносяться токарно – карусельні верстати, жорсткість portalу та траверси впливають на жорсткість верстата в цілому у значно більшому ступені, ніж у верстатах інших типів. З літератури [5,6,7] відомо, що в карусельних верстатах на долю переміщення системи супорт – траверса припадає від 30 до 80% повного переміщення різця відносно виробу. Вага portalу та поперечини складають близько 40% загальної ваги верстата. Тому проведення досліджень, що підтверджують розрахунки деформацій та жорсткості траверси при мінімальному використанні металу є актуальною науковою задачею.

В наших дослідженнях розглядався одно стояковий токарно – револьверний верстат мод. 1541. Деформація траверси (поперечини) розглядається як сума переміщень інструмента і супорта. При цьому були враховані такі припущення:

1 – станина (стояк) верстата вважається жорстким стояком з жорстким з'єднанням у вузлах з траверсою та з фундаментом верстата;

2 - жорсткість траверси по довжині приймається незмінною. При визначенні жорсткості елементи траверси та супорта розглядаються як тонкостінні стрижні із замкнутим контуром поперечного перетину.

3 – Силкові фактори від сил різання приймаються як зосереджені, тобто такими, що передаються на траверсу безпосередньо у площині їх дії. Силкові фактори від супорта також вважаються зосередженими.

При проведенні досліджень нами визначались переміщення інструмента, що встановлений на верхньому супорті, як найбільше навантаженого та розміщеного на траверсі. Траверса розглядалася як балка, пружно защемлена на стояках. Деформація траверси визначалася як вільно обпертої балки, додатково навантаженої моментом пружного защемлення у місцях з'єднання із стояком. На рис. 14 наведені результати досліджень деформації траверси та побудовані залежності переміщення інструмента від положення супорта на траверсі та траверси на стояку верстата за умови, що траверса затиснута на стояку.

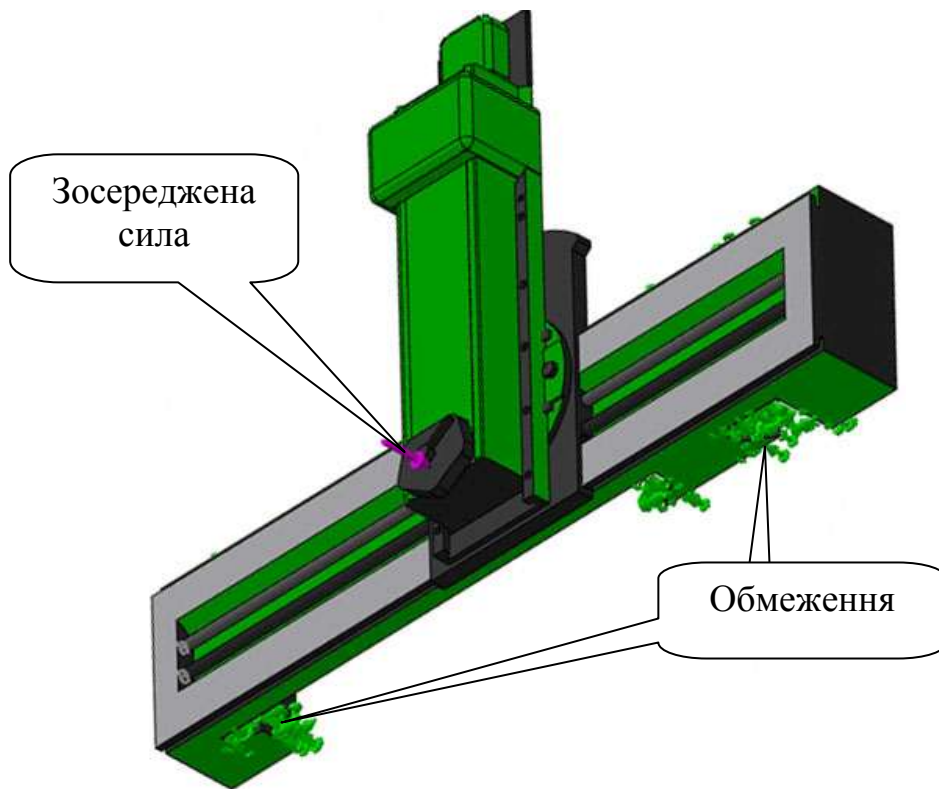


Рисунок 14 – Модель вузла супорт – траверса із зосередженою силою на револьверній головці та точками обмеження переміщень

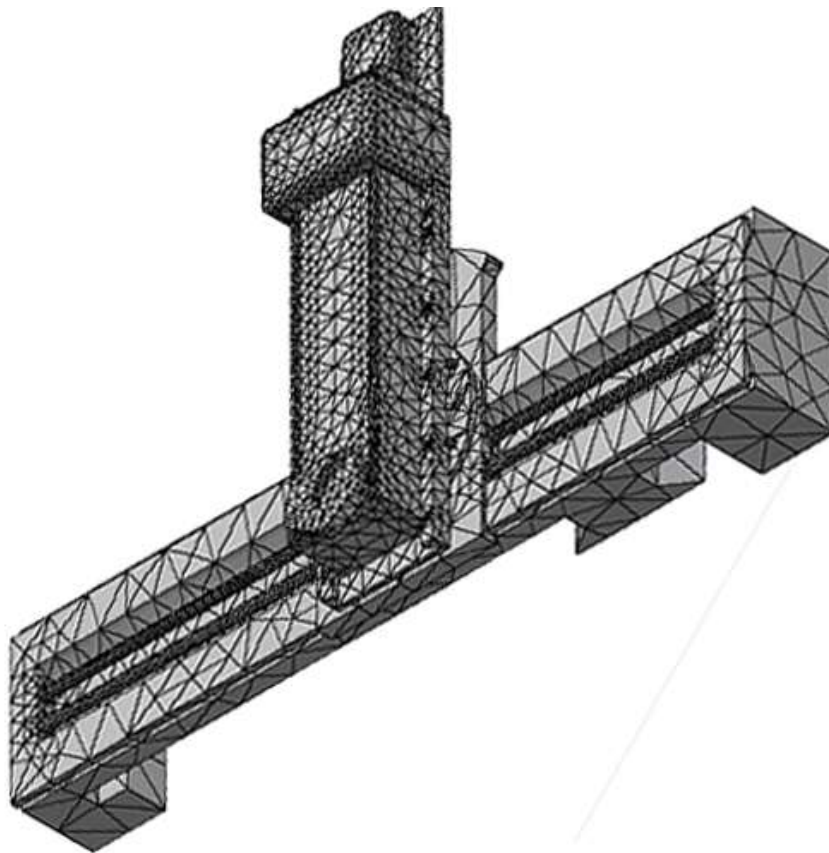


Рисунок 15 – Сітка скінчених елементів моделі вузла супорт – траверса із зосередженою силою на револьверній головці та точками обмеження переміщень

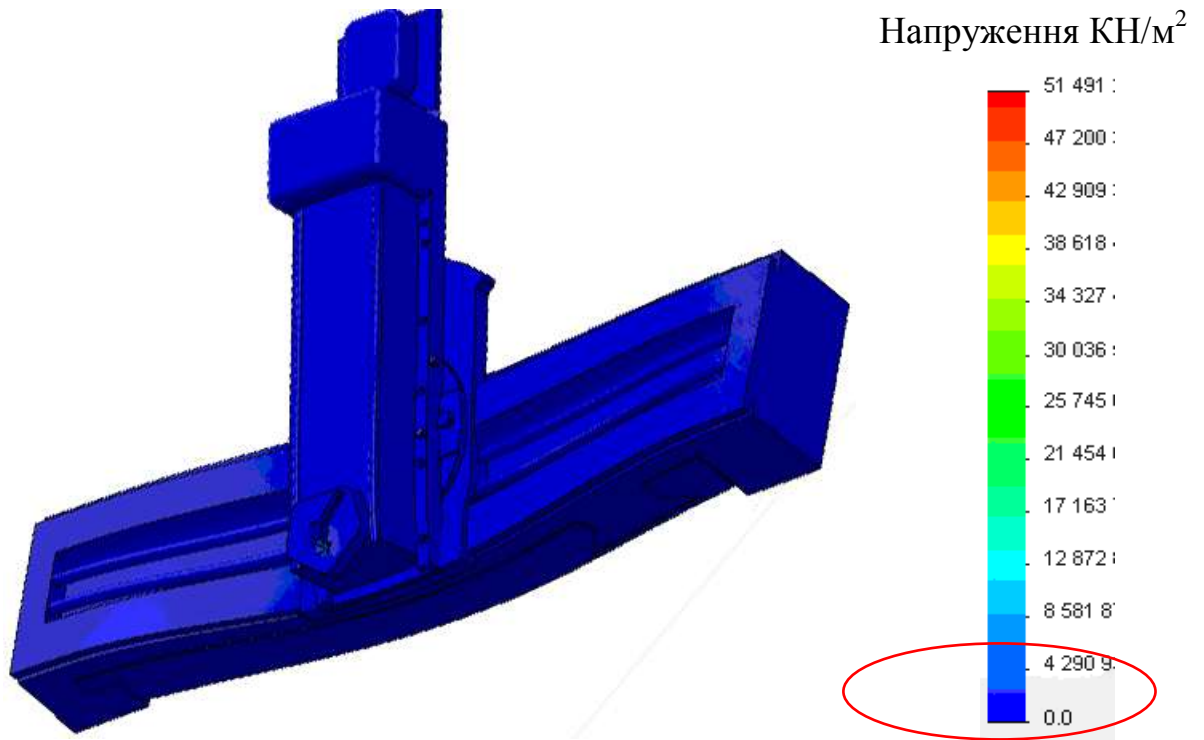


Рисунок 16 – Напруження моделі вузла супорт – траверса із зосередженою силою на револьверній головці при її нульовому положенні

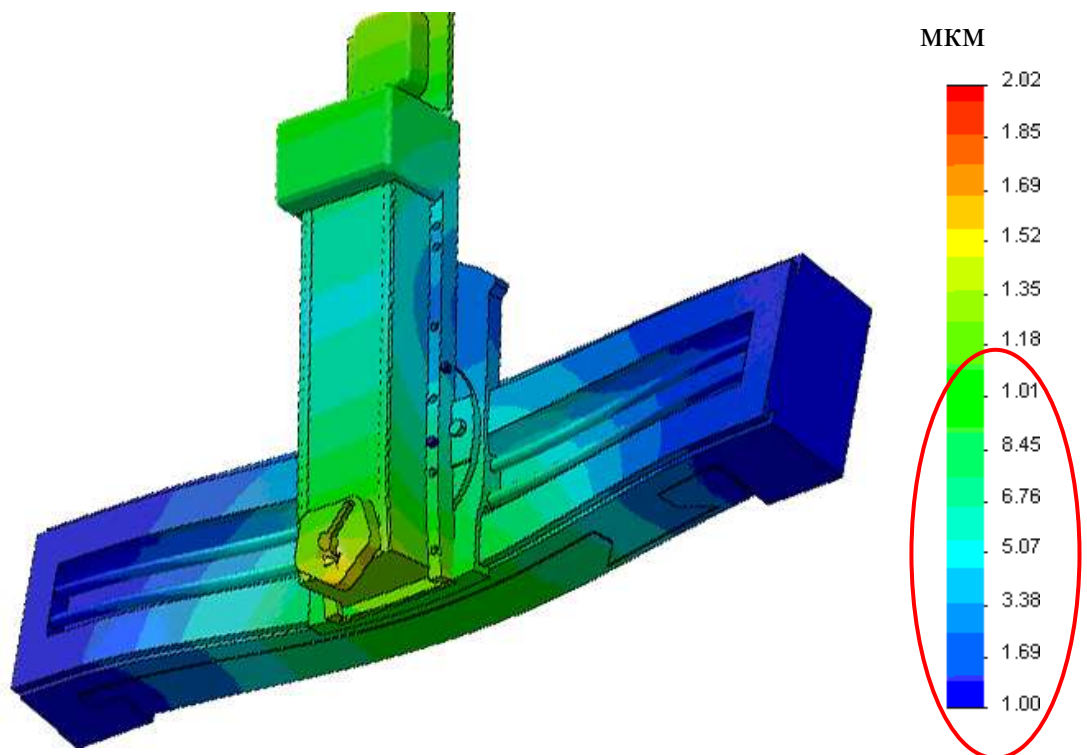


Рисунок 17 – Переміщення моделі вузла супорт – траверса із зосередженою силою на револьверній головці при її нульовому положенні

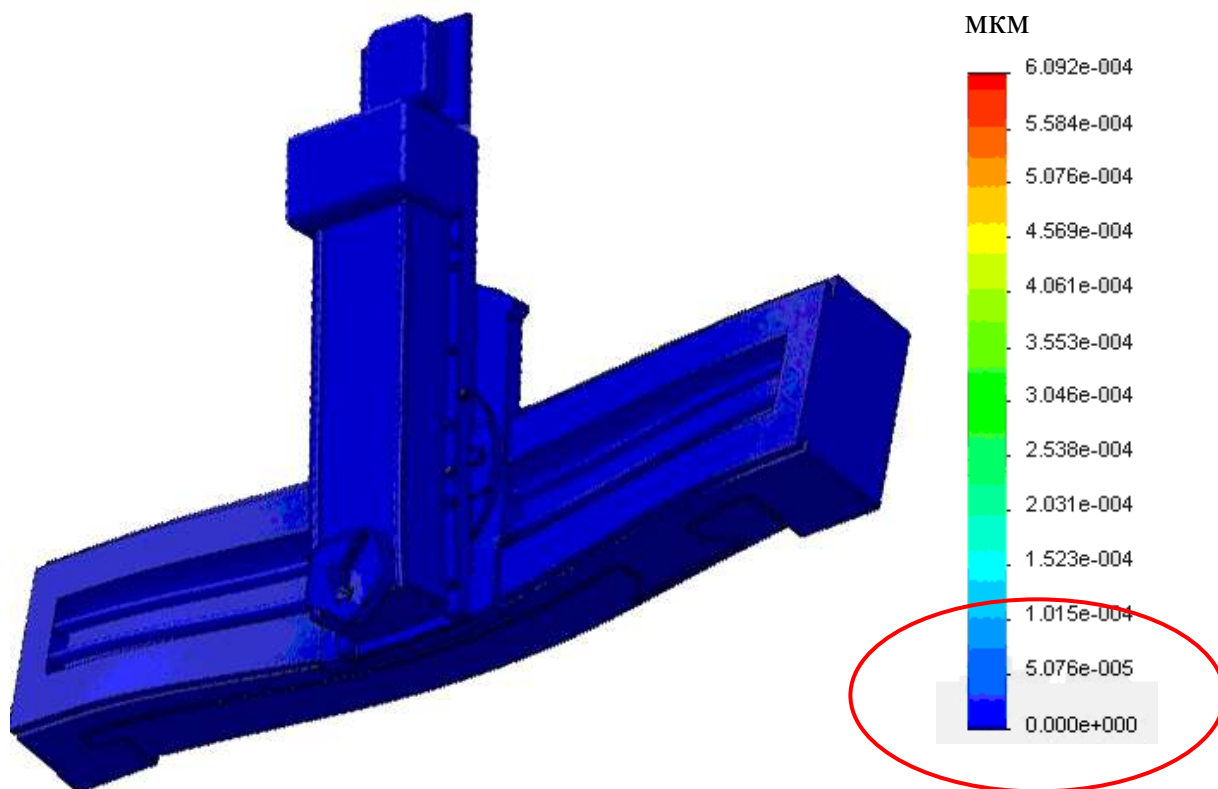


Рисунок 18 – Статична деформація моделі вузла супорт – траверса із зосередженою силою на револьверній головці при її нульовому положенні

Аналіз сітки скінчених елементів моделі вузла супорт – траверса (рис. 15) свідчить тільки про концентрацію елементів на гранях супорта та револьверної головки, а по траверсі скінчені елементи розміщені рівномірно. Напруження, що виникають при такому навантаженні, теж змінюються не значно, і знаходяться у межах $(2 - 4)10^4 \text{Кн/м}^2$ (рис.16). Більше різноманітна картина переміщень спостерігається на рис. 17. Переміщення змінюються у межах 1 – 8 мкм, але переходять через 0, тобто модель має прогин, який характерний не тільки для траверси, але й для супорта. Якщо для траверси прогин є характерним як для балки, що защемлена на двох опорах, то для супорта прогин на наш погляд пов'язаний із схемою закріплення супорта на траверсі, тобто незважаючи на те, що супорт навантажений тільки в його нижній частині, супорт переміщується як консольна балка на одній опорі. Статична деформація (рис.18) теж підтверджує деформацію траверси у незначних межах (0,5 – 1,0 мкм), а також підтверджує прогин траверси, тому що значення деформації переходять через 0.

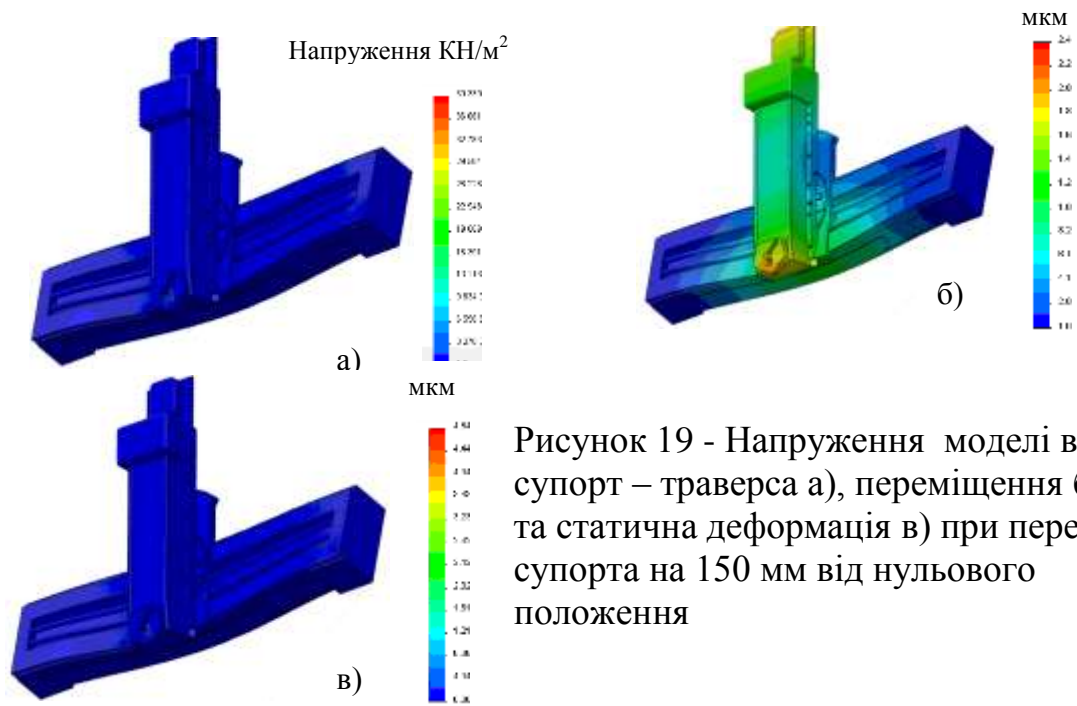


Рисунок 19 - Напруження моделі вузла супорт – траверса а), переміщення б) та статична деформація в) при переміщенні супорта на 150 мм від нульового положення

Порівняння результатів напруження, переміщення та статичної деформації при переміщенні супорта на 150 мм від нульового положення вказує на їх подібність, а відмінність спостерігається тільки у значеннях (рис.19).

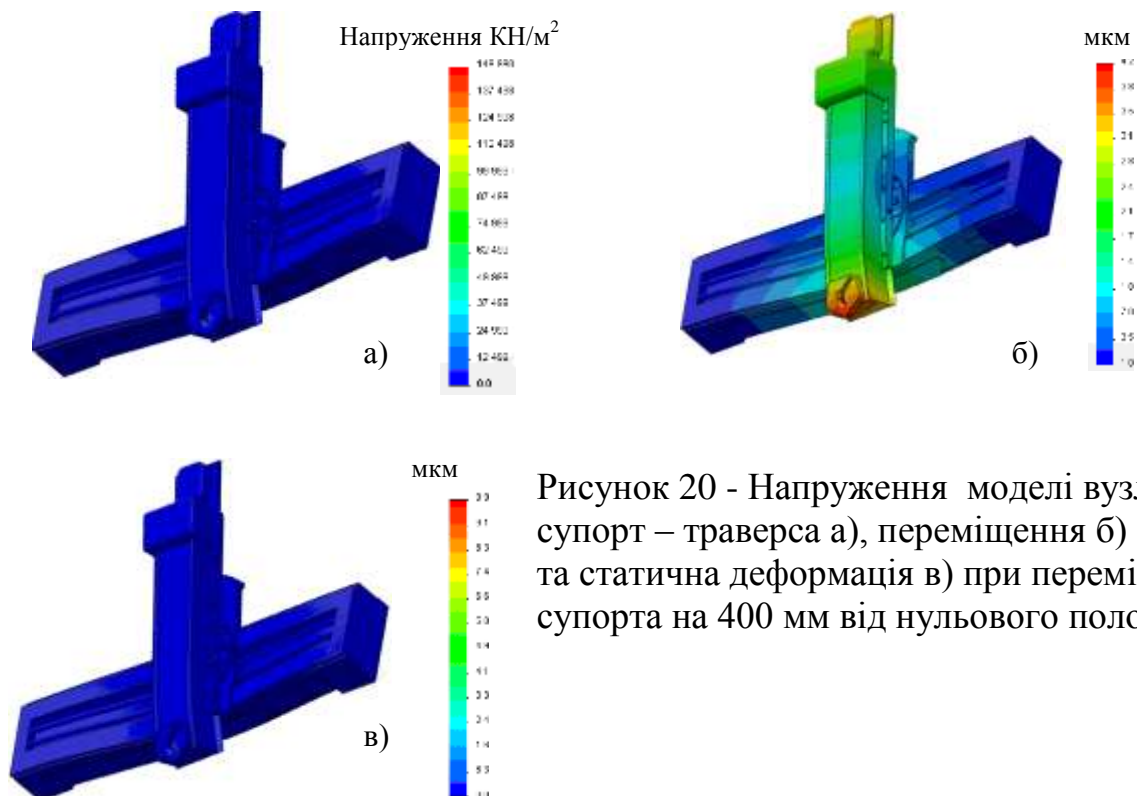
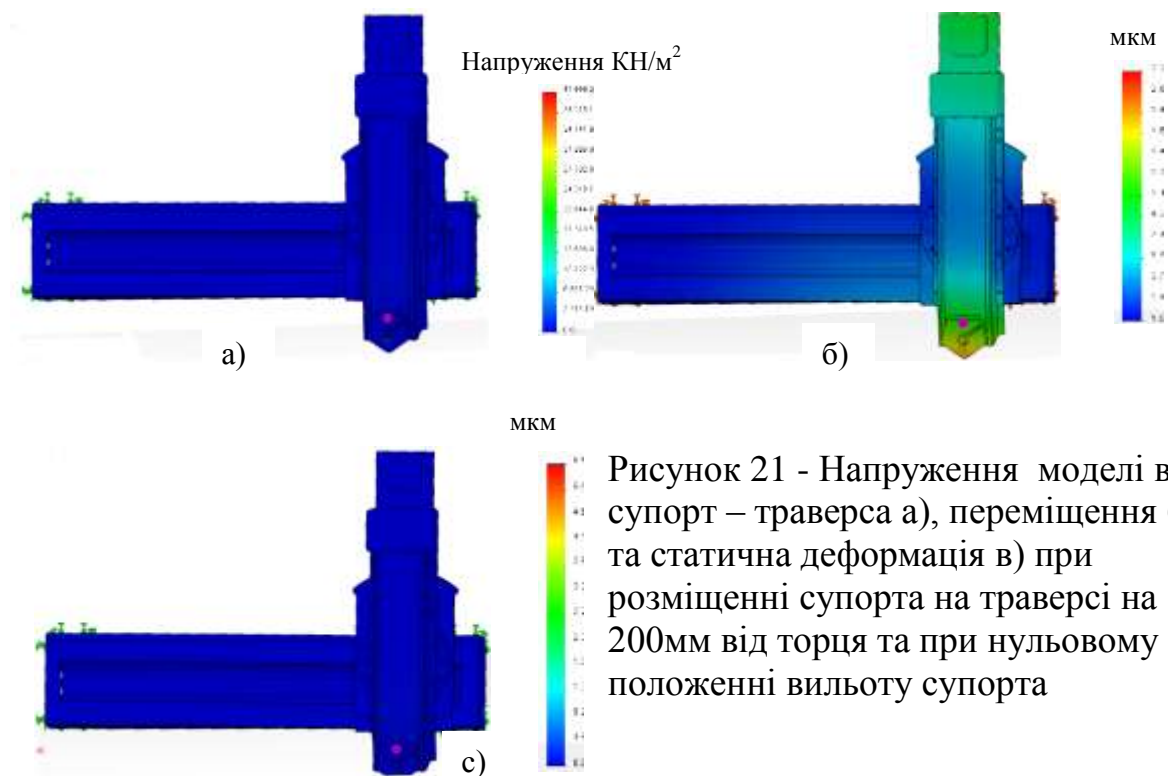


Рисунок 20 - Напруження моделі вузла супорт – траверса а), переміщення б) та статична деформація в) при переміщенні супорта на 400 мм від нульового положення

Результати експерименту при переміщенні на 400 мм значно відрізняються від попередніх. Так, напруження збільшуються від 3 до 6 раз у порівнянні до

нульового положення і досягають $25 \cdot 10^4 \text{КН/м}^2$ (рис.20,а). Переміщення теж змінюються до збільшення і знаходяться у межах 1 – 7 мкм (рис.20,б), причому переміщення мають різні знаки у нижній частині супорта і у верхній, що підтверджується різним кольором епюри. Значення статичної деформації (рис.20,в) теж змінюються, але з меншими значеннями, ніж попередні складові. Окрім розміщення супорта у центрі траверси були проведені дослідження напруження та деформації вузла при різних положеннях супорта на траверсі. При проведенні дослідів за граничні переміщення припускали найбільший діаметр заготовки (1600 мм за паспортом верстата), що розміщується на планшайбі. Довжина траверси при цьому становить 2400мм. Кінцеве положення супорта на траверсі – 50 мм від торця траверси. Результати віртуальних досліджень за напруженнями, переміщенням та статичною деформацією подані на рис.21.



На рис.21 подані окремі приклади дослідження. Узагальнені результати представлені на графіках (рис 22) для різних положень супорта на траверсі та його вильоту відносно траверси. Дослідженнями доведено, що використанням 3D моделей можна визначати будь – які значення деформацій вузлів верстата.

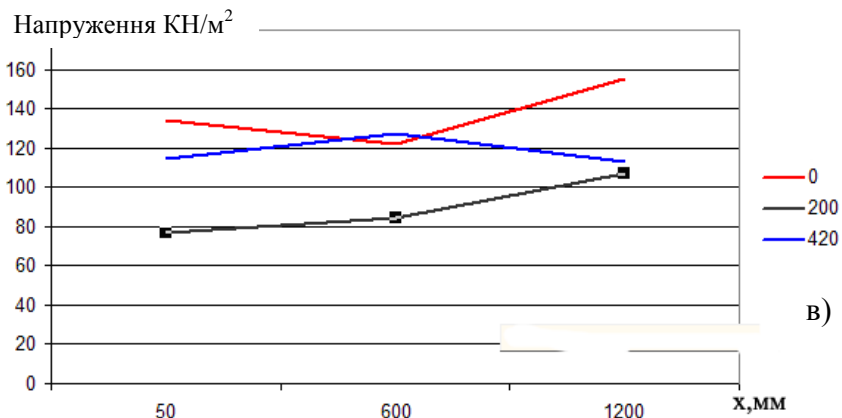
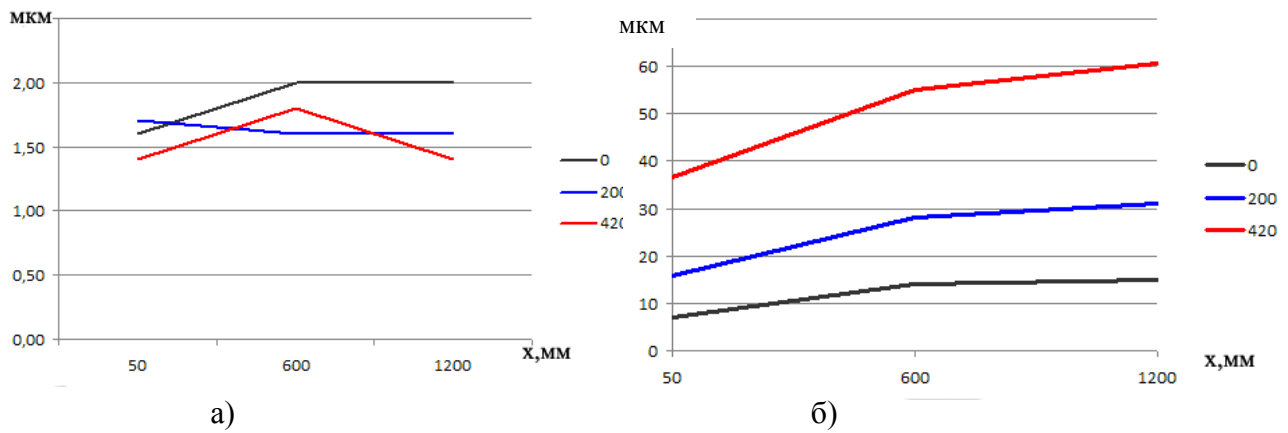


Рисунок 22 – Результати дослідження статичної деформації а), переміщення б) та напруження вузла супорт – траверса при різних вильотах

З результатів досліджень (рис.22) можна визначити, що найбільші значення (в мкм) мають переміщення супорта. В цьому рухомому вузлі використовується клиновий пристрій для регулювання зазору. Нами запропонована корисна модель вузла верстата [12] з метою підвищення жорсткості та надійності роботи вузла.

Висновки

- 1 Розроблена 3D модель супорт – траверса верстата та визначена їх жорсткості шляхом використання пакету комп'ютерних програм.
- 2 Встановлено, що проведення досліджень на віртуальних моделях відповідає результатам розрахунків та досліджень на реальних об'єктах.

Список літератури

- 1 Металлорежущие станки /Н.С. Колев, Л.В. Красниченко Н.С. Никулин и др. – М.: Машиностроение, 1980. – 500 с. с ил.
- 2 В.Э. Пуш Конструирование металлорежущих станков. - М.: Машиностроение, 1977.- 390 с.
- 3 Паспорт верстата мод. 1541.
- 4 Металлорежущие станки /под ред. В.Э.Пуша. М.: Машиностроение, 1986. – 576 с.
- 5 В.В. Каминская, З.М.Левина, Д.Н.Решетов. Станины и корпусные детали металлорежущих станков (расчет и конструирование). – М.: Машгиз, 1960.
- 6 М.Л. Орликов Динамика станков.- К.: Выща шк., 1989.-272 с. ил.
- 7 Детали и механизмы металлорежущих станков. В 2 т./ под. ред. Д.Н.Решетова. М.: Машиностроение, 1972. – Т. – 664 с.; Т.2 – 520 с.
- 8 Програмні продукти «Solid Works»
- 9 Методичні вказівки до самостійного заняття «Використання середовища Flash для створення анімаційних моделей механізмів верстатів» /укладачі: М. М. Коротун, А. Ю. Сіренко. - Суми: Сумський державний університет, 2011. – 31 с.
- 10 А.А. Сафронович. Карусельные станки. - М.: Машиностроение, 1983.
- 11 Г.Д. Пекелис, Б.Т. Гельберт. Технология ремонта металлорежущих станков. Л., Машиностроение, 1970.
- 12 Заявка № 57 від 26.12.11 на корисну модель «Вузол верстата»