

**М. А. ТКАЧУК, М. С. САВЕРСЬКА, А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, Г. В. ТКАЧУК,  
О. М. МАРУСЕНКО, І. Я. ХРАМЦОВА**

### **ЧИСЕЛЬНІ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ У ВЕРСТАТНИХ ПРИСТОСУВАННЯХ**

У роботі наведені результати чисельних та експериментальних досліджень напружено-деформованого стану у верстатних пристосуваннях лещатного типу. Для аналізу напружено-деформованого стану застосовано метод скінченних елементів. Для експериментальної фіксації напружено-деформованого стану залучено методи статичної та динамічної інтерферометрії, а також метод голографічної інтерферометрії. Установлено, що контактний тиск концентрується у зонах прикладання зусиль від закріплюваних елементів, а також на периферії області спраження підшви пристосувань із робочим столом верстата. Визначено характер реакції напружено-деформованого стану корпусу пристосування на дію зусиль різання при фрезеруванні заготовок. Установлено, що при дії зусиль закріплення та зусиль різання відбувається перерозподіл контактної тиску у спраженні підшви пристосування та стола верстата.

**Ключові слова:** верстатне пристосування; лещата; напружено-деформований стан; метод статичної інтерферометрії; метод динамічної інтерферометрії; метод голографічної інтерферометрії; контактний тиск; контактна взаємодія

**Н. А. ТКАЧУК, М. С. САВЕРСКАЯ, А. В. ГРАБОВСКИЙ, А. В. ТКАЧУК,  
А. Н. МАРУСЕНКО, И. Я. ХРАМЦОВА**

### **ЧИСЛЕННЫЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ В СТАНОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЯХ**

В работе приведены результаты численных и экспериментальных исследований напряженно-деформированного состояния в станочных приспособлениях тисочного типа. Для анализа напряженно-деформированного состояния применен метод конечных элементов. Для экспериментальной фиксации напряженно-деформированного состояния применены методы статической и динамической интерферометрии, а также метод голографической интерферометрии. Установлено, что контактное давление концентрируется в зонах приложения усилий от закрепляемых элементов, а также на периферии области сопряжения подошвы приспособлений с рабочим столом станка. Определен характер реакции напряженно-деформированного состояния корпуса приспособления на действие усилий резания при фрезеровании заготовок. Установлено, что при воздействии усилий закрепления и усилий резания происходит перераспределение контактного давления в сопряжении подошвы приспособления и стола станка.

**Ключевые слова:** станочное приспособление; тиски; напряженно-деформированное состояние; метод статической интерферометрии; метод динамической интерферометрии; метод голографической интерферометрии; контактное давление; контактное взаимодействие

### **М. ТКАЧУК, М. САВЕРСКА, А. ГРАБОВСКИЙ, Г. ТКАЧУК, О. МАРУСЕНКО, И. ХРАМЦОВА NUMERICAL AND EXPERIMENTAL RESEARCH OF STRESS-STRAIN STATE IN MACHINE TOOLS**

The results of numerical and experimental studies of stress-strain state in machine tools of clamp type are presented in the paper. The finite element method was used to analyze the stress-strain state. Static and dynamic interferometry methods, as well as holographic interferometry method, are involved in the experimental fixation of stress-strain state. It has been established that contact pressure is concentrated in zones of forces application from the fastening elements, as well as on the periphery of the region of the attachment of the sole of the adaptations to the working table of the machine. The character of stress-strain state reaction of the tool's hull is determined on the action of the cutting forces during milling of the workpieces. It is established that during the efforts of fastening and cutting efforts there is a redistribution of contact pressure in the conjugation of the tool's sole and machine table.

**Keywords:** machine tool; clamp; stress-strain state; static interferometry method; dynamic interferometry method; holographic interferometry method

**Вступ.** У сучасних машинобудівних виробництвах широко застосовуються технологічні системи. Вони характеризуються тим, що елементи цих систем переналаштовуються на оброблення різних деталей відповідно до номенклатури випуску продукції. Оскільки переважаючою тенденцією натеper є скорочення серійності виробництва, то із економічних міркувань (терміни та вартість технологічної підготовки виробництва) доцільне застосування, зокрема, переналаджуваних верстатних пристосувань [1]. Наприклад, для операцій на фрезерних верстатах застосовуються пристосування лещатного типу зі змінними губками. Вони володіють широкою універсальністю та відносно простою структурою. Разом із тим, враховуючі підвищені вимоги до точності та продуктивності виконання технологічних операцій, особливої уваги вимагають рівні жорсткості та міцності, що забезпечують необхідні характеристики технологічних систем. Із цією метою необхідно здійснювати аналіз напружено-деформованого стану (НДС) корпусних елементів таких пристосувань.

**Аналіз існуючих методів досліджень напружено-деформованого стану верстатних пристосувань.** Технологічні системи є складними та багатокомпонентними із точки зору їх структури та геометричної форми. Для операцій механічної обробки це, наприклад, окрім верстата, інструмента, заготовки – ще й верстатне пристосування. У багатьох випадках якраз пристосування є тим елементом цієї технологічної системи, який визначає її технічний рівень. Такі конструкції є системою контактуючих тіл під дією технологічних зусиль, зусиль закріплення та базування. Для аналізу напружено-деформованого стану об'єктів подібної структури та форми найчастіше застосовується чисельний метод скінченних елементів [2–4]. Для урахування контактної взаємодії залучаються методи теорії варіаційних нерівностей, граничних інтегральних рівнянь, множників Лагранжа, штрафних функцій тощо [5–10]. Для фіксації напружено-деформованого стану експеримен-

© М. А. Ткачук, М. С. Саверська, А. В. Грабовський, Г. В. Ткачук, С. І. Марусенко, І. Я. Храмцова, 2019

тальним шляхом залучаються методи тензометрії, голографічної інтерферометрії, контактних відбитків та інші [11-14].

Незважаючи на широкий арсенал методів досліджень, на теперішній час проблема аналізу НДС елементів верстатних пристосувань із урахуванням контактної взаємодії далека від повного вирішення. Це спонукає здійснювати такі дослідження. Цій тематиці присвячені також дослідження, описані у цій статті.

**Мета роботи** – чисельні та експериментальні дослідження напружено-деформованого стану у верстатних пристосуваннях та визначення його характерних особливостей.

**Об'єкти аналізу напружено-деформованого стану верстатних пристосувань.** Як об'єкти досліджень обрані універсальні верстатні пристосування лещатного типу (рис. 1).

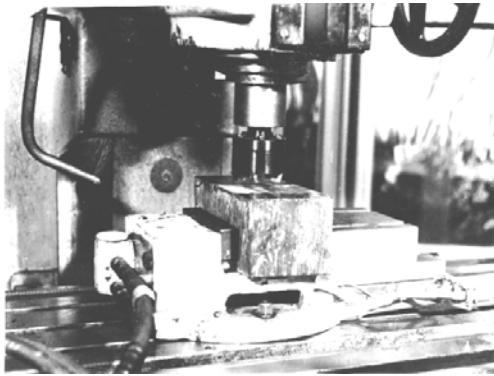


Рисунок 1 – Верстатні пристосування лещатного типу

Ці лещата закріплюються на столі верстата за допомогою двох болтів із зусиллям затягування  $F = 30$  кН кожний. Заготовка (деталь) закріплюється за допомогою гідроциліндра, що розвиває зусилля  $N = 60$  кН. На оброблювану деталь діє сила різання, яка імітується прикладанням сили  $Q = 40$  кН. Ці параметри прийняті номінальними та надалі варіювалися.

Ставиться задача чисельного та експериментального дослідження напружено-деформованого стану у верстатних пристосуваннях методами скінченних елементів, голографічної інтерферометрії та тензометрії.

**Чисельна модель та результати аналізу напружено-деформованого стану лещат.** На рис. 2, 3 наведені геометрична та скінченно-елементна моделі досліджуваних лещат.

На підшві корпусу лещат задані умови контактного сполучення із жорстким робочим столом верстата. У таблиці 1 наведені результати розрахунків для номінальних значень навантажень.

На рис. 4–16 наведені характерні картини напружено-деформованого стану корпусів лещат при варіюванні силових параметрів  $F, N, Q$ , а на рис. 16–21 наведені інтегральні залежності характеристик міцності та жорсткості від цих силових параметрів.

Як видно із наведених результатів, розподіл переміщень контактного тиску та еквівалентних (за Мізесом) напружень позбавлені тих рис, які притаманні розрахунковим моделям із застосуванням традиційних крайових умов типу жорсткого закріплення (див. рис. 4–22 та табл. 2–4). Дійсно, контактний тиск концентрується у зонах закріплення та на периферії підшви лещат. При цьому залежність характеристик напружено-деформованого стану корпусів пристосувань лещатного типу від компонент навантажень  $F, N, Q$  носить яскраво виражений нелінійний характер (на відміну від випадку моделей із традиційними лінійними крайовими умовами типу рівностей).

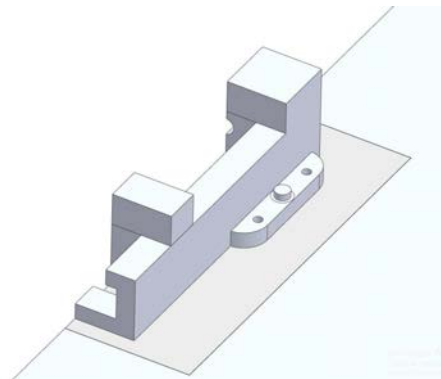


Рисунок 2 – Геометрична модель досліджуваних лещат

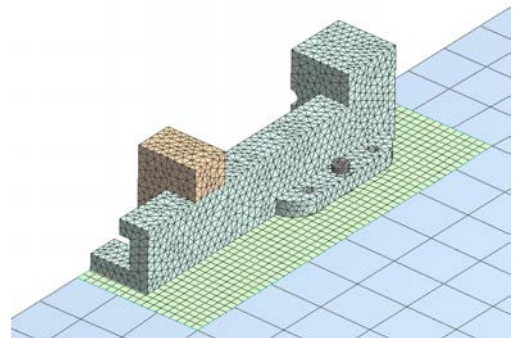


Рисунок 3 – Скінченно-елементна модель досліджуваних лещат

Таблиця 1 – Результати розрахунків для номінальних значень навантажень

Максимальне переміщення, мкм			Загальне максимальне переміщення, $u_{max}$ , мкм	Максимальний контактний тиск $q$ , МПа	Максимальне еквівалентне напруження $\sigma$ , МПа
вісь $z$ , $u_{z max}$	вісь $y$ , $u_{y max}$	вісь $x$ , $u_{x max}$			
12,5	120,11	54,73	130,63	65,83	664,02

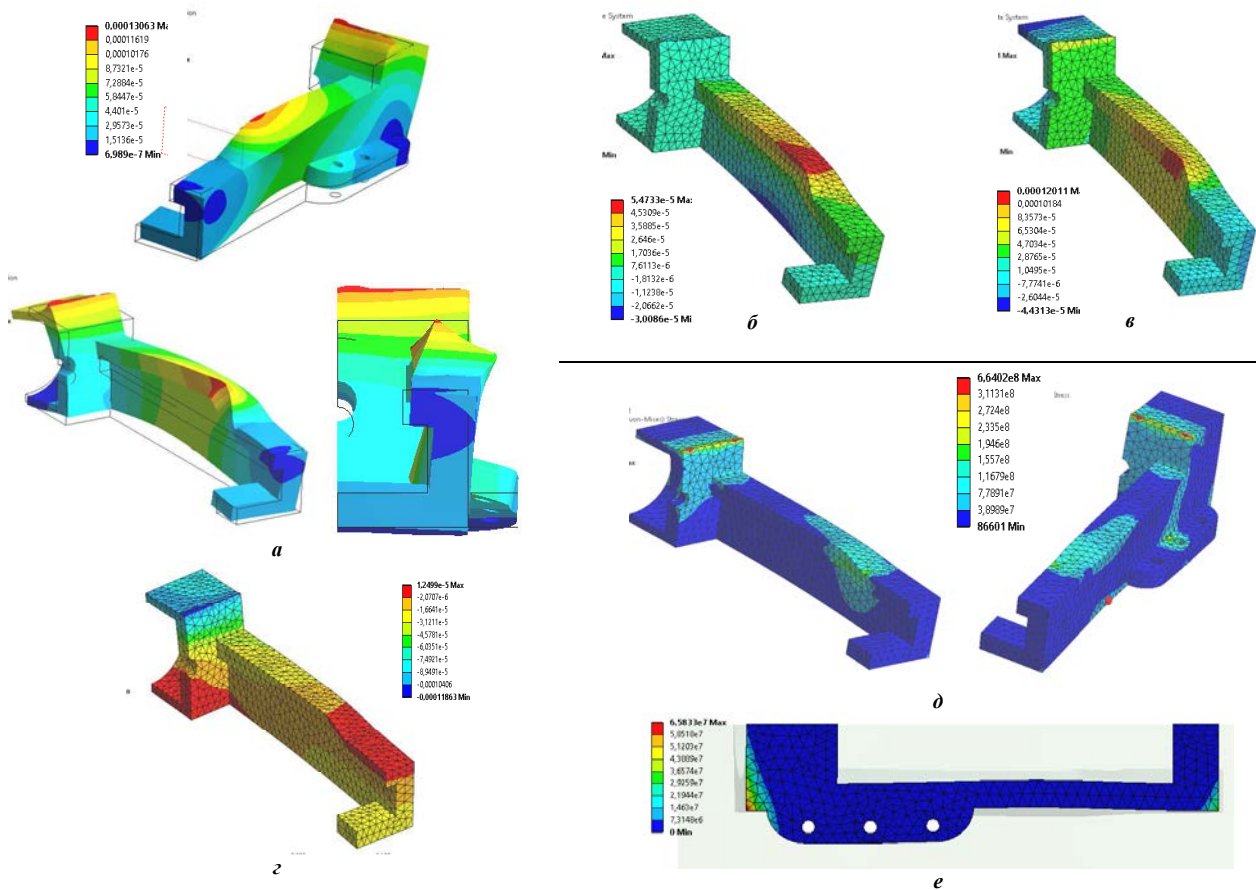


Рисунок 4 – Напружено-деформований стан при номінальних значеннях навантажень:  
 а – повні переміщення, мкм; б – переміщення, вісь x, мкм; в – переміщення, вісь y, мкм;  
 г – переміщення, вісь z, мкм; д – напруження за Мізесом, МПа; е – контактний тиск, МПа

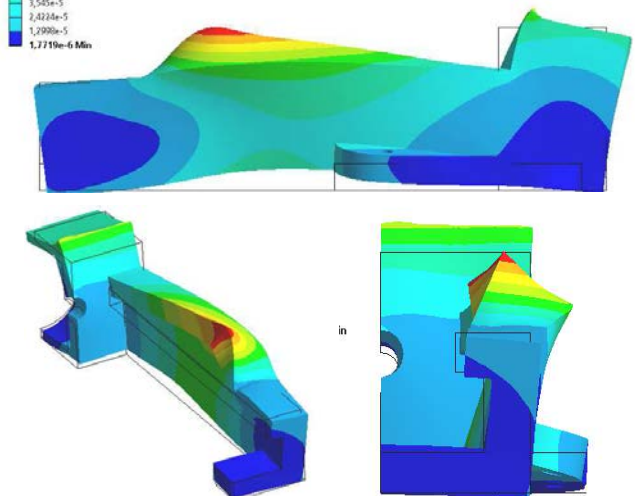
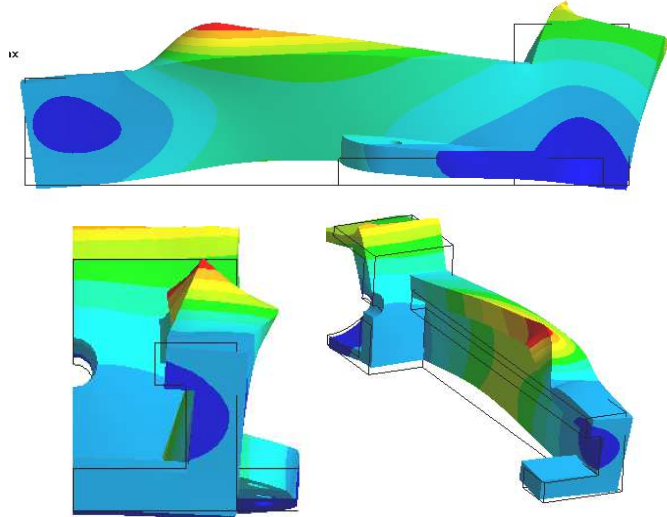
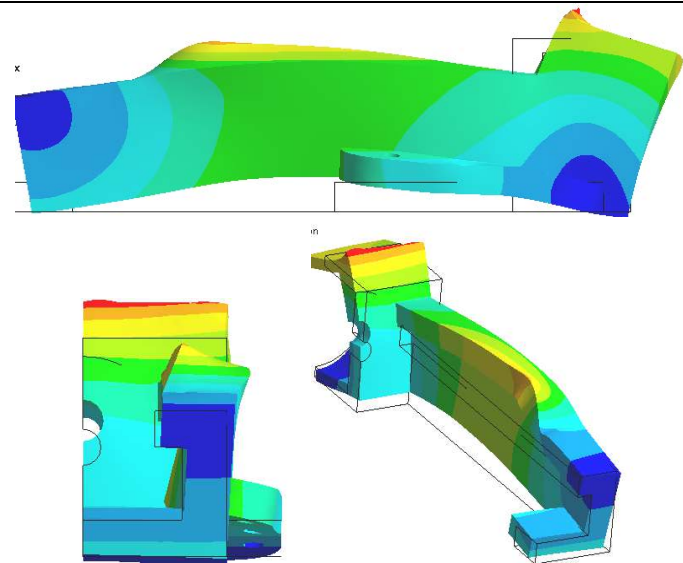
Таблиця 2 – Розподіл контактного тиску, МПа, при різних значеннях зовнішньої сили, кН

	Значення навантаження, кН	Шкала	Картина розподілу контактного тиску, МПа
При різних значеннях зовнішньої сили	0	3.482e7 M 3.0951e7 2.7082e7 2.3214e7 1.9345e7 1.5476e7 1.1607e7 7.7378e6 3.8689e6 0 Min	
	20	4.6936e7 4.172e7 3.6505e7 3.129e7 2.6075e7 2.086e7 1.5645e7 1.043e7 5.2151e6 0 Min	
	60	8.5891e7 7.6348e7 6.6804e7 5.7261e7 4.7717e7 3.8174e7 2.863e7 1.9087e7 9.5434e6 0 Min	
	80	9.341e7 8.1734e7 7.0058e7 5.8381e7 4.6705e7 3.5029e7 2.3353e7 1.1676e7 0 Min	

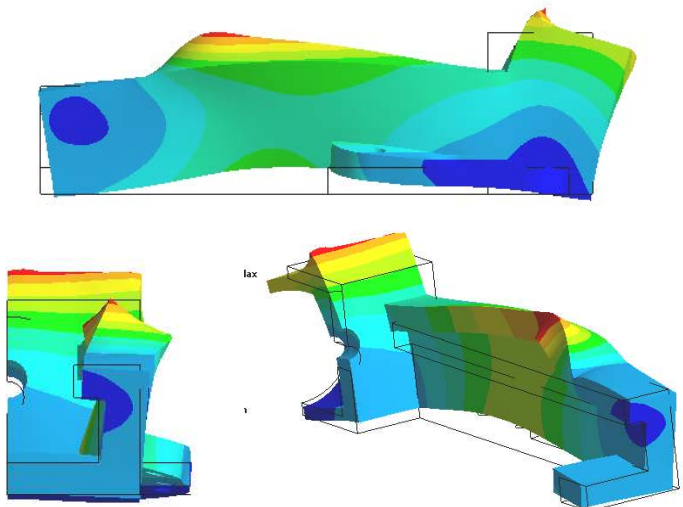
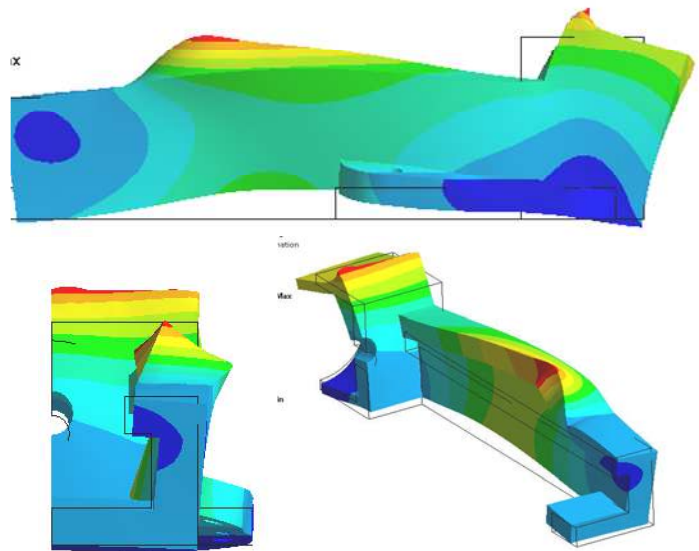
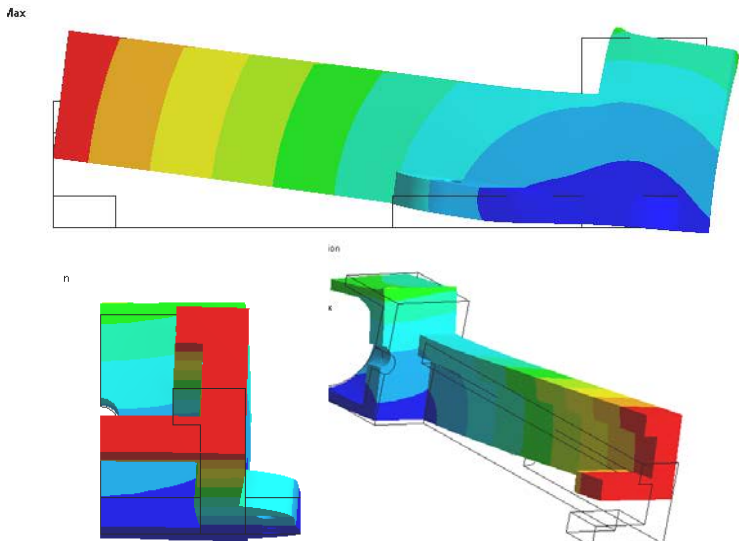
	Значення навантаження, кН	Шкала	Картина розподілу контактного тиску, МПа
при значенні зусилля затягування в болті, кН	0	<p>6.4776e-5 M</p> <p>5,7579e-5 5,0381e-5 4,3184e-5 3,5987e-5 2,8789e-5 2,1592e-5 1,4395e-5 7,1973e-6 0 Min</p>	
	15	<p>6.3962e7 Max</p> <p>5,685e7 4,9748e7 4,2642e7 3,5535e7 2,8428e7 2,1321e7 1,4214e7 7,1069e6 0 Min</p>	
	45	<p>6.2123e7</p> <p>5,522e7 4,8318e7 4,1415e7 3,4513e7 2,761e7 2,0708e7 1,3805e7 6,9025e6 0 Min</p>	
	60	<p>6.0952e7</p> <p>5,418e7 4,7407e7 4,0635e7 3,3862e7 2,709e7 2,0317e7 1,3545e7 6,7724e6 0 Min</p>	
при значенні сили закріплення дет	0	<p>3.8622e7 M</p> <p>3,433e7 3,0039e7 2,5748e7 2,1457e7 1,7165e7 1,2874e7 8,5826e6 4,2913e6 0 Min</p>	
	30	<p>4.7275e7 Ma</p> <p>4,2022e7 3,6769e7 3,1516e7 2,6264e7 2,1011e7 1,5758e7 1,0505e7 5,2527e6 0 Min</p>	
	90	<p>8.5087e7 l</p> <p>7,5633e7 6,6179e7 5,6725e7 4,727e7 3,7816e7 2,8362e7 1,8908e7 9,4541e6 0 Min</p>	
	120	<p>9.6935e7 h</p> <p>8,6164e7 7,5394e7 6,4623e7 5,3853e7 4,3082e7 3,2312e7 2,1541e7 1,0771e7 0 Min</p>	

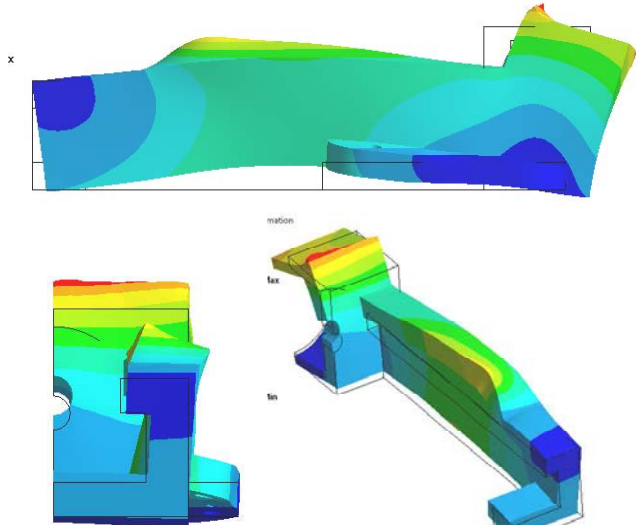
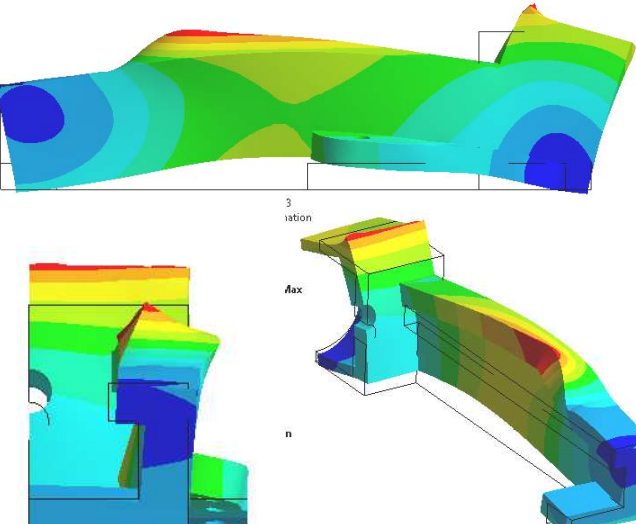
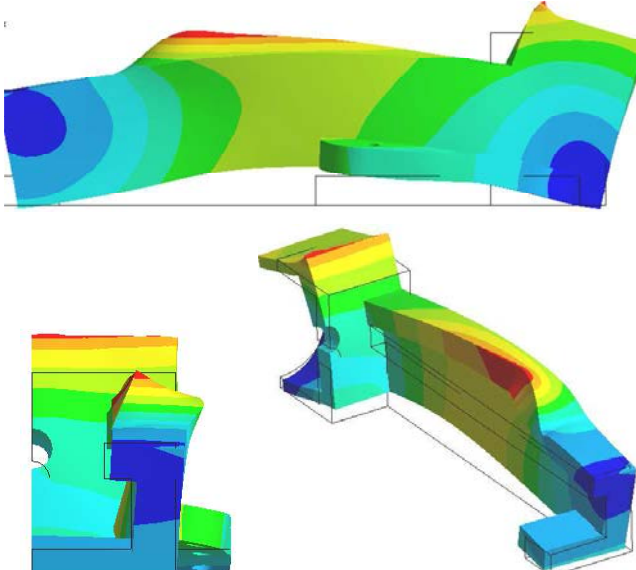


Таблиця 3 – Картина розподілу еквівалентних напружень за Мізесом, МПа

При різних значеннях зовнішньої сили	Значення навантаження, кН	Шкала	Картина розподілу повні переміщення, мкм, мм
	0	<p><b>0,00010281 Max</b></p> <p>9,1579e-5 8,0353e-5 6,9127e-5 5,7901e-5 4,6676e-5 3,545e-5 2,4224e-5 1,2998e-5 <b>1,7719e-6 Min</b></p>	
	20	<p><b>0,0001103 M</b></p> <p>9,8158e-5 8,602e-5 7,3882e-5 6,1744e-5 4,9606e-5 3,7468e-5 2,5331e-5 1,3193e-5 <b>1,0548e-6 Mi</b></p>	
	60	<p><b>0,00017682 M:</b></p> <p>0,00015726 0,0001377 0,00011814 9,8582e-5 7,9023e-5 5,9464e-5 3,9905e-5 2,0345e-5 <b>7,8627e-7 Min</b></p>	

	Значення навантаження, кН	Шкала	Картина розподілу повних переміщень, мм
При різних значеннях зовнішньої сили	80	<p>0,00022419</p> <p>0,00019937</p> <p>0,00017455</p> <p>0,00014973</p> <p>0,00012491</p> <p>0,00010009</p> <p>7,5274e-5</p> <p>5,0453e-5</p> <p>2,5633e-5</p> <p>8,1295e-7 Min</p>	
	0	<p>0,0004285 Ma</p> <p>0,0003813</p> <p>0,0003341</p> <p>0,00028691</p> <p>0,00023971</p> <p>0,00019251</p> <p>0,00014532</p> <p>9,8118e-5</p> <p>5,0922e-5</p> <p>3,7251e-6 Min</p>	
	15	<p>0,00017741</p> <p>0,00015789</p> <p>0,00013836</p> <p>0,00011884</p> <p>9,9311e-5</p> <p>7,9785e-5</p> <p>6,0259e-5</p> <p>4,0733e-5</p> <p>2,1208e-5</p> <p>1,6818e-6 Min</p>	

	Значення навантаження, кН	Шкала	Картина розподілу повних переміщень, мм
при значенні зусилля затягування в болті, кН	45	<p>0,00012063 Max</p> <p>0,00010731</p> <p>9,399e-5</p> <p>8,0668e-5</p> <p>6,7346e-5</p> <p>5,4024e-5</p> <p>4,0702e-5</p> <p>2,738e-5</p> <p>1,4057e-5</p> <p>7,3526e-7 Min</p>	
	60	<p>0,00011858 Max</p> <p>0,00010543</p> <p>9,2272e-5</p> <p>7,9115e-5</p> <p>6,5959e-5</p> <p>5,2802e-5</p> <p>3,9646e-5</p> <p>2,649e-5</p> <p>1,3333e-5</p> <p>1,7672e-7 Min</p>	
при значенні сили закріплення деталі	0	<p>0,00011485 Max</p> <p>0,0001021</p> <p>8,9348e-5</p> <p>7,6594e-5</p> <p>6,3841e-5</p> <p>5,1087e-5</p> <p>3,8334e-5</p> <p>2,558e-5</p> <p>1,2827e-5</p> <p>7,358e-8 Min</p>	

	Значення навантаження, кН	Шкала	Картина розподілу повних переміщень, мм
при значенні сили закріплення деталі	30	<p>8,8286e-5 Max</p> <p>7,8504e-5 6,8722e-5 5,894e-5 4,9159e-5 3,9377e-5 2,9595e-5 1,9813e-5 1,0032e-5 2,4988e-7 Min</p>	
	90	<p>0,00019499 Max</p> <p>0,00017357 0,00015215 0,00013072 0,0001093 8,7876e-5 6,6453e-5 4,5029e-5 2,3606e-5 2,1823e-6 Min</p>	
	120	<p>0,00026954 Max</p> <p>0,00024005 0,00021057 0,00018109 0,00015161 0,00012213 9,2648e-5 6,3167e-5 3,3685e-5 4,204e-6 Min</p>	



Таблиця 4 – Картина розподілу еквівалентних напружень за Мізесом, МПа

	Значення навантаження, кН	Шкала	Картина розподілу еквівалентних напружень за Мізесом, МПа
При різних значеннях зовнішньої сили	0	<p>3,9962e8 Max</p> <p>2,448e8</p> <p>2,1421e8</p> <p>1,8363e8</p> <p>1,5304e8</p> <p>1,2245e8</p> <p>9,186e7</p> <p>6,1272e7</p> <p>3,0683e7</p>	<p>Equivalent Stress 2 Type: Equivalent (von-Mises) Stress Units: Pa Time: 1 07.06.2019 15:09</p> <p>3,9962e8 Max</p> <p>2,448e8</p> <p>2,1421e8</p> <p>1,8363e8</p> <p>1,5304e8</p> <p>1,2245e8</p> <p>9,186e7</p> <p>6,1272e7</p> <p>3,0683e7</p>
	20	<p>5,3177e8 Max</p> <p>3,058e8</p> <p>2,6758e8</p> <p>2,2937e8</p> <p>1,9115e8</p> <p>1,5293e8</p> <p>1,1472e8</p> <p>7,6499e7</p> <p>3,8282e7</p> <p>65546 Min</p>	<p>Equivalent Stress 2 Type: Equivalent (von-Mises) Stress Units: Pa Time: 1 07.06.2019 16:48</p> <p>5,3177e8 Max</p> <p>3,058e8</p> <p>2,6758e8</p> <p>2,2937e8</p> <p>1,9115e8</p> <p>1,5293e8</p> <p>1,1472e8</p> <p>7,6499e7</p> <p>3,8282e7</p> <p>65546 Min</p>
	60	<p>7,9632e8</p> <p>4,778e8</p> <p>4,1808e8</p> <p>3,5836e8</p> <p>2,9864e8</p> <p>2,3892e8</p> <p>1,792e8</p> <p>1,1948e8</p> <p>5,9754e7</p> <p>32959 Min</p>	<p>Equivalent Stress 2 Type: Equivalent (von-Mises) Stress Units: Pa Time: 1 07.06.2019 16:48</p> <p>7,9632e8 Max</p> <p>4,778e8</p> <p>4,1808e8</p> <p>3,5836e8</p> <p>2,9864e8</p> <p>2,3892e8</p> <p>1,792e8</p> <p>1,1948e8</p> <p>5,9754e7</p> <p>32959 Min</p>
	80	<p>9,2864e8</p> <p>4,7593e8</p> <p>4,1644e8</p> <p>3,5695e8</p> <p>2,9746e8</p> <p>2,3797e8</p> <p>1,7848e8</p> <p>1,1899e8</p> <p>5,95e7</p> <p>9578,5 Min</p>	<p>Equivalent Stress 2 Type: Equivalent (von-Mises) Stress Units: Pa Time: 1 07.06.2019 16:48</p> <p>9,2864e8 Max</p> <p>4,7593e8</p> <p>4,1644e8</p> <p>3,5695e8</p> <p>2,9746e8</p> <p>2,3797e8</p> <p>1,7848e8</p> <p>1,1899e8</p> <p>5,95e7</p> <p>9578,5 Min</p>
при значенні зусилля затування в болті	0	<p>6,6435e8 Max</p> <p>4,8996e8</p> <p>4,2872e8</p> <p>3,6747e8</p> <p>3,0623e8</p> <p>2,4499e8</p> <p>1,8374e8</p> <p>1,225e8</p> <p>6,1253e7</p> <p>8340,7 Min</p>	<p>Equivalent Stress 2 Type: Equivalent (von-Mises) Stress Units: Pa Time: 1 07.06.2019 16:48</p> <p>6,6435e8 Max</p> <p>4,8996e8</p> <p>4,2872e8</p> <p>3,6747e8</p> <p>3,0623e8</p> <p>2,4499e8</p> <p>1,8374e8</p> <p>1,225e8</p> <p>6,1253e7</p> <p>8340,7 Min</p>

	Значення навантаження, кН	Шкала	Картина розподілу еквівалентних напружень за Мізесом, МПа
	15	<p>6,6408e8 Max</p> <p>5,903e8</p> <p>5,1651e8</p> <p>4,4273e8</p> <p>3,6894e8</p> <p>2,9515e8</p> <p>2,2137e8</p> <p>1,4758e8</p> <p>7,3798e7</p> <p>12040 Min</p>	
	45	<p>6,6402e8 Max</p> <p>3,9429e8</p> <p>3,4501e8</p> <p>2,9573e8</p> <p>2,4645e8</p> <p>1,9718e8</p> <p>1,479e8</p> <p>9,862e7</p> <p>4,9342e7</p> <p>63948 Min</p>	
	60	<p>6,6401e8 Max</p> <p>4,3165e8</p> <p>3,7771e8</p> <p>3,2377e8</p> <p>2,6983e8</p> <p>2,1588e8</p> <p>1,6194e8</p> <p>1,08e8</p> <p>5,406e7</p> <p>1,1814e5 Min</p>	
при значенні сили закріплення деталі	0	<p>2,6477e8 Max</p> <p>1,3239e8</p> <p>1,1584e8</p> <p>9,929e7</p> <p>8,2743e7</p> <p>6,6195e7</p> <p>4,9647e7</p> <p>3,31e7</p> <p>1,6552e7</p> <p>4789,7 Min</p>	
	30	<p>4,6432e8 Max</p> <p>2,1187e8</p> <p>1,8539e8</p> <p>1,5891e8</p> <p>1,3243e8</p> <p>1,0595e8</p> <p>7,9473e7</p> <p>5,2995e7</p> <p>2,6517e7</p> <p>38336 Min</p>	

	Значення навантаження, кН	Шкала	Картина розподілу еквівалентних напружень за Мізесом, МПа
при значенні сили закріплення деталі	90		
	120		

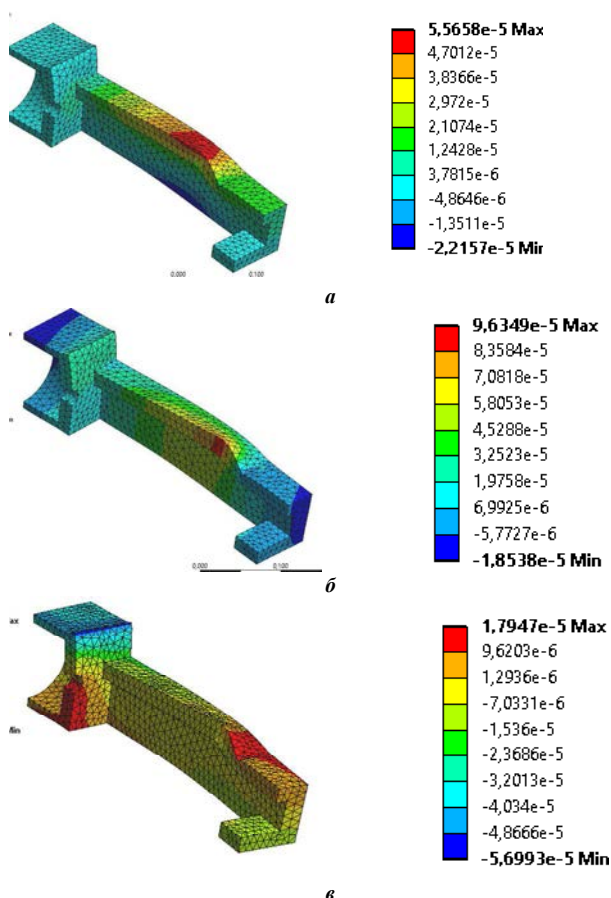


Рисунок 5 – Напружено-деформований стан при значенні зовнішньої сили 0 кН:  
 а – переміщення, вісь X, мкм; б – переміщення, вісь Y, мкм;  
 в – переміщення, вісь Z, мкм

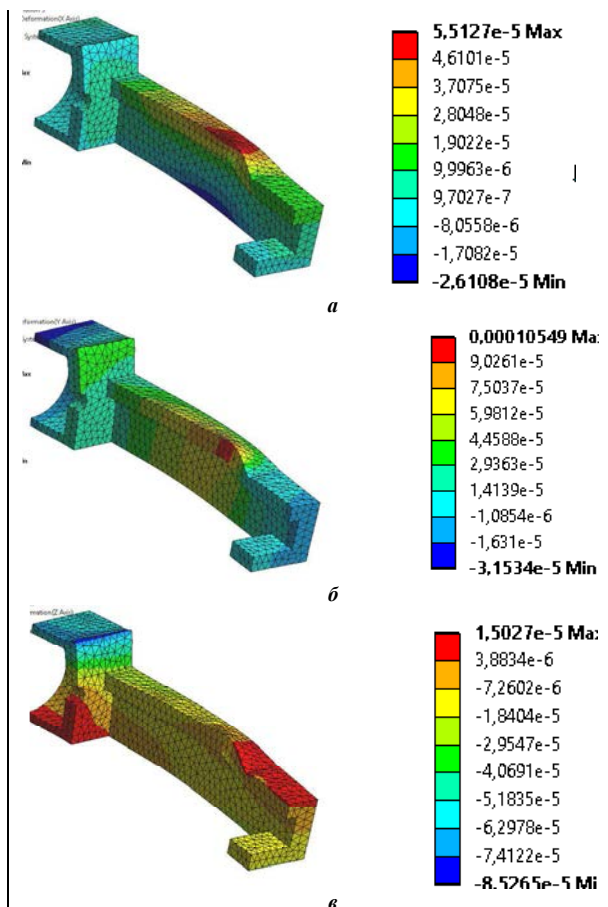


Рисунок 6 – Напружено-деформований стан при значенні зовнішньої сили 20 кН:  
 а – переміщення, вісь X, мкм; б – переміщення, вісь Y, мкм;  
 в – переміщення, вісь Z, мкм



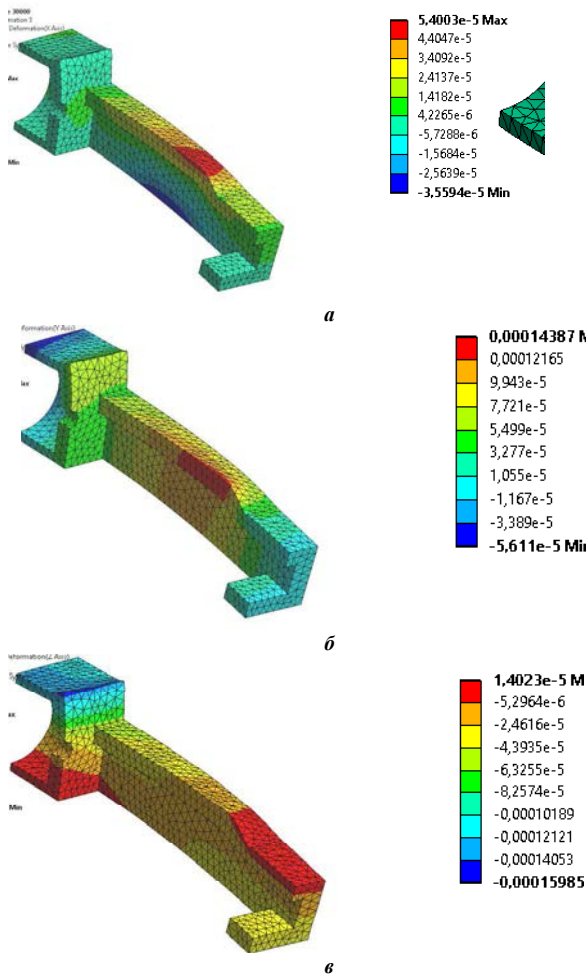


Рисунок 7 – Напружено-деформований стан при значенні зовнішньої сили 60 кН:  
 а – переміщення, вісь X, мкм; б – переміщення, вісь Y, мкм;  
 в – переміщення, вісь Z, мкм

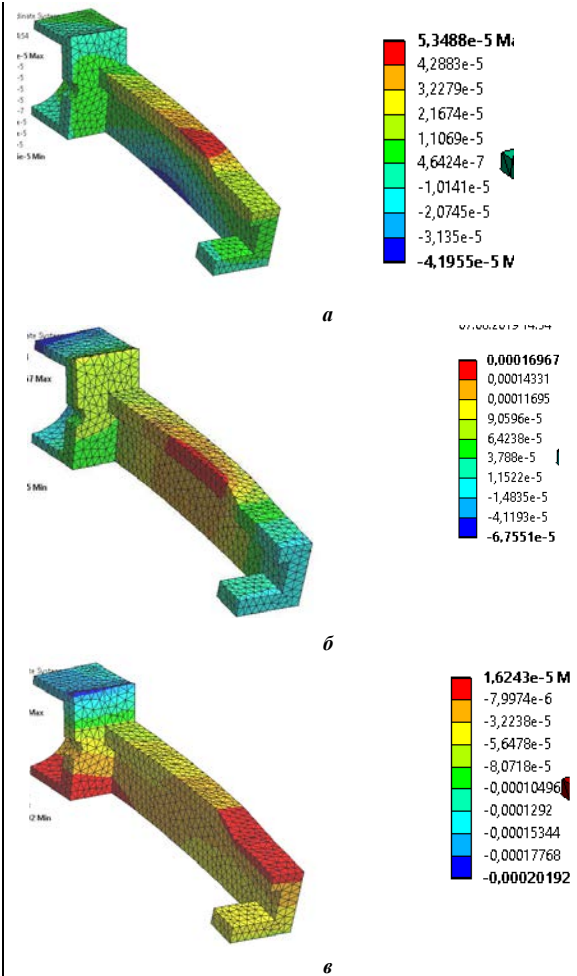


Рисунок 8 – Напружено-деформований стан при значенні зовнішньої сили 80 кН:  
 а – переміщення, вісь X, мкм; б – переміщення, вісь Y, мкм;  
 в – переміщення, вісь Z, мкм

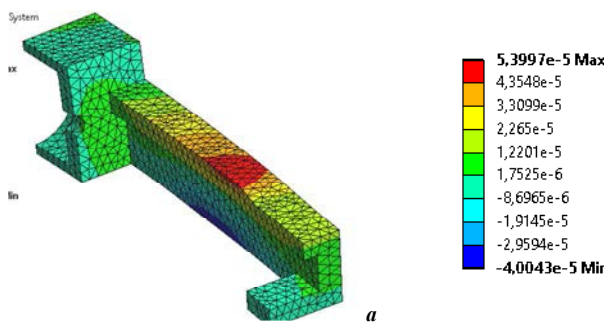
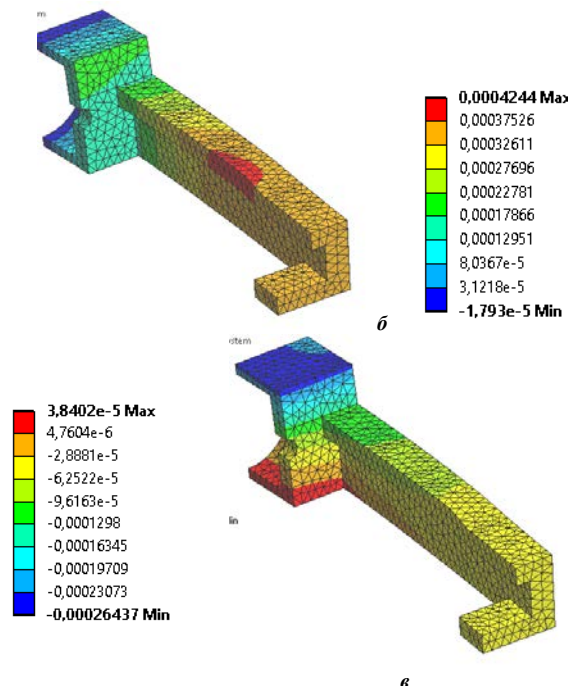


Рисунок 9 – Напружено-деформований стан при значенні зусилля затягування в болті 0 кН:  
 а – переміщення, вісь X, мкм;  
 б – переміщення, вісь Y, мкм;  
 в – переміщення, вісь Z, мкм





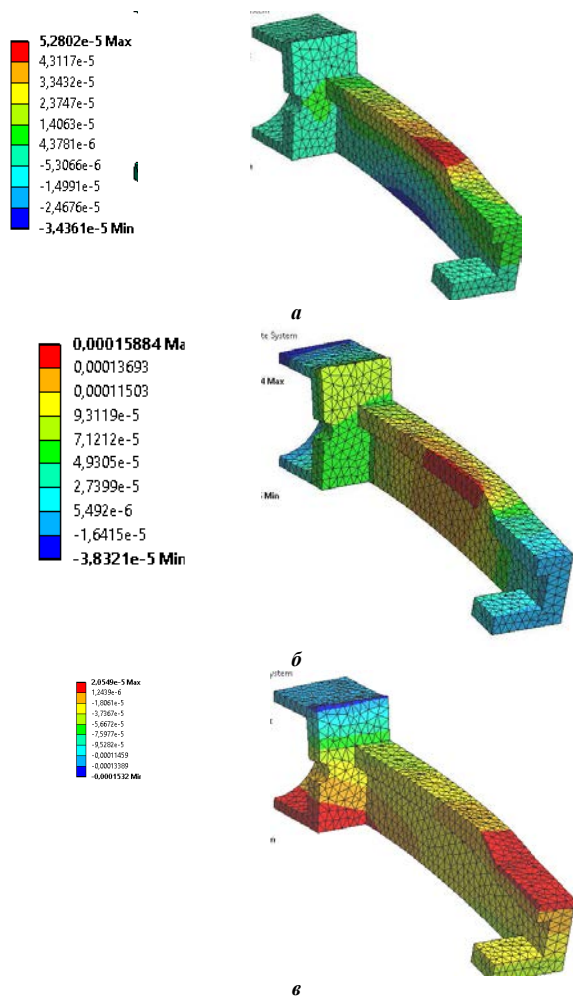


Рисунок 10 – Напружено-деформований стан при значенні зусилля зтягування в болті 15 кН:  
а – переміщення, вісь X, мкм; б – переміщення, вісь Y, мкм;  
в – переміщення, вісь Z, мкм

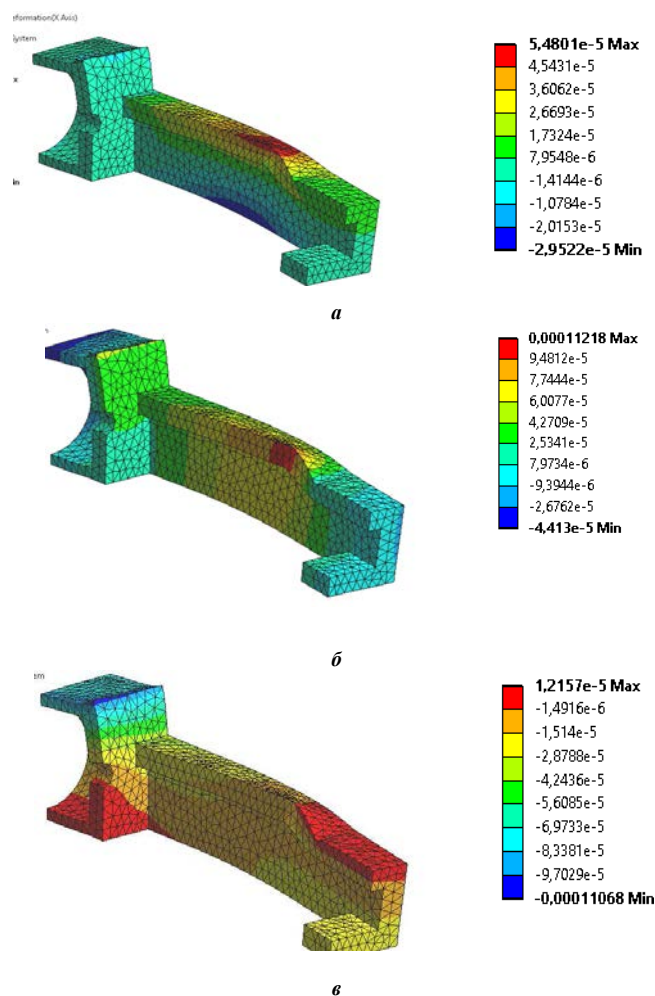


Рисунок 11 – Напружено-деформований стан при значенні зусилля зтягування в болті 45 кН:  
а – переміщення, вісь X, мкм; б – переміщення, вісь Y, мкм; в – переміщення, вісь Z, мкм

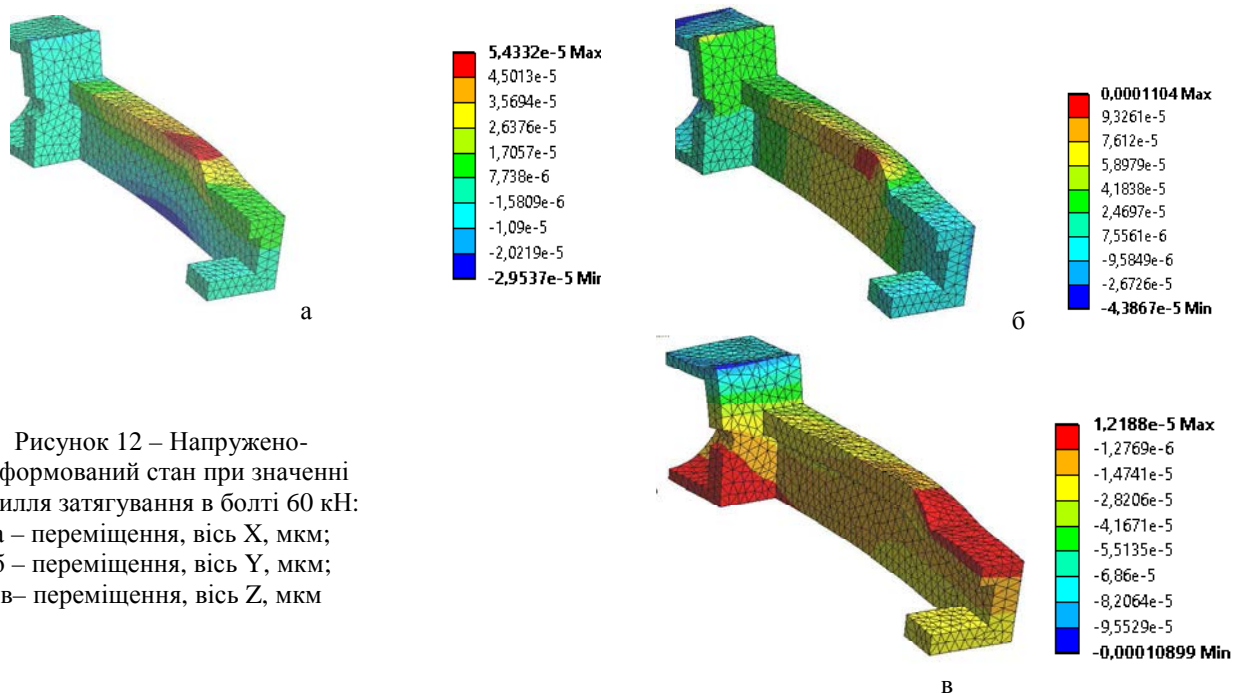


Рисунок 12 – Напружено-деформований стан при значенні зусилля зтягування в болті 60 кН:  
а – переміщення, вісь X, мкм;  
б – переміщення, вісь Y, мкм;  
в – переміщення, вісь Z, мкм

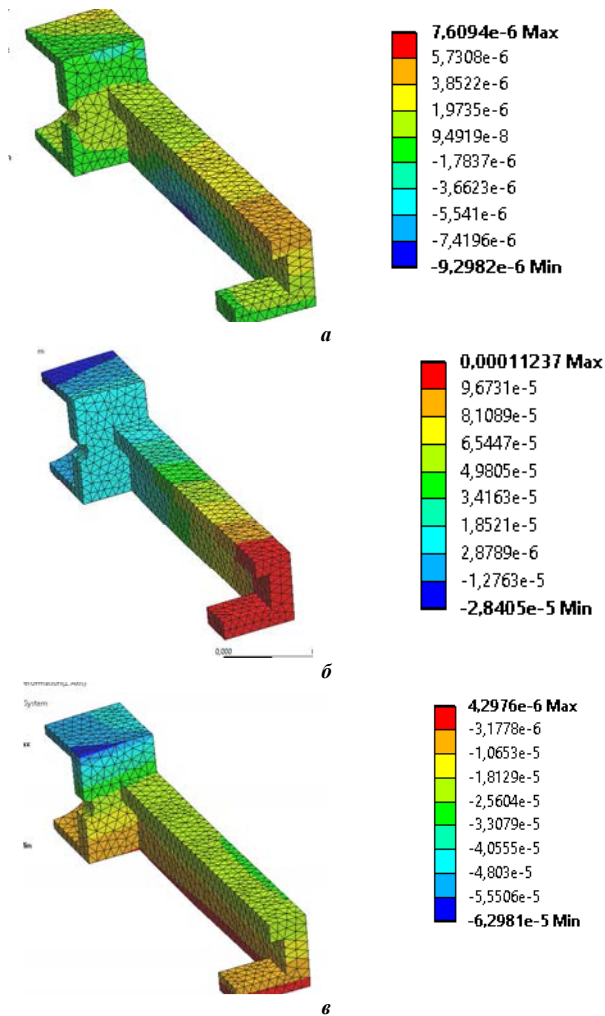


Рисунок 13 – Напружено-деформований стан при значенні сили закріплення деталі 0 кН:  
 а – переміщення, вісь X, мкм; б – переміщення, вісь Y, мкм;  
 в – переміщення, вісь Z, мкм

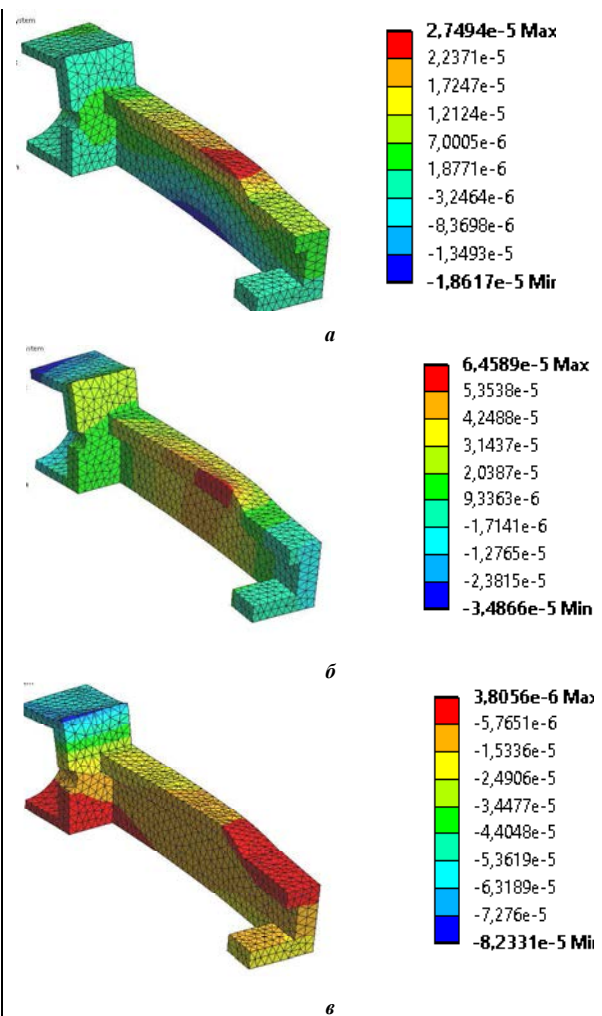


Рисунок 14 – Напружено-деформований стан при значенні сили закріплення деталі 30 кН:  
 а – переміщення, вісь X, мкм; б – переміщення, вісь Y, мкм;  
 в – переміщення, вісь Z, мкм

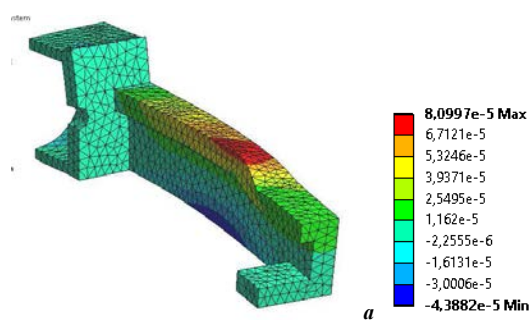
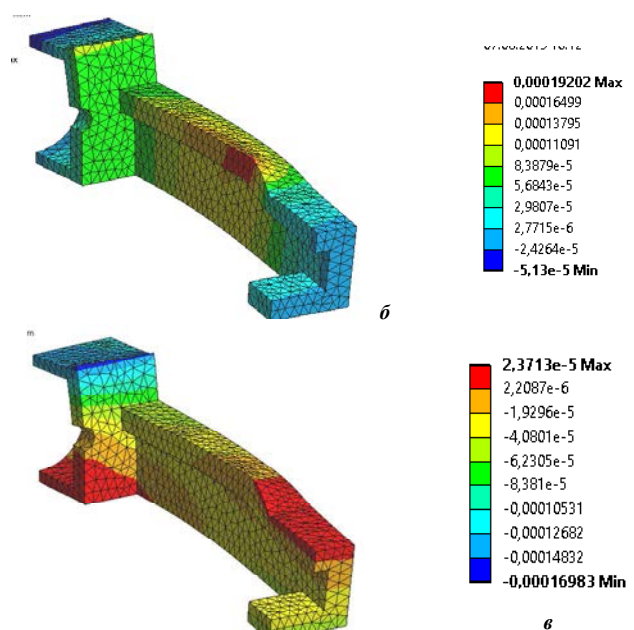


Рисунок 15 – Напружено-деформований стан при значенні сили закріплення деталі 90 кН:  
 а – переміщення, вісь X, мкм;  
 б – переміщення, вісь Y, мкм;  
 в – переміщення, вісь Z, мкм



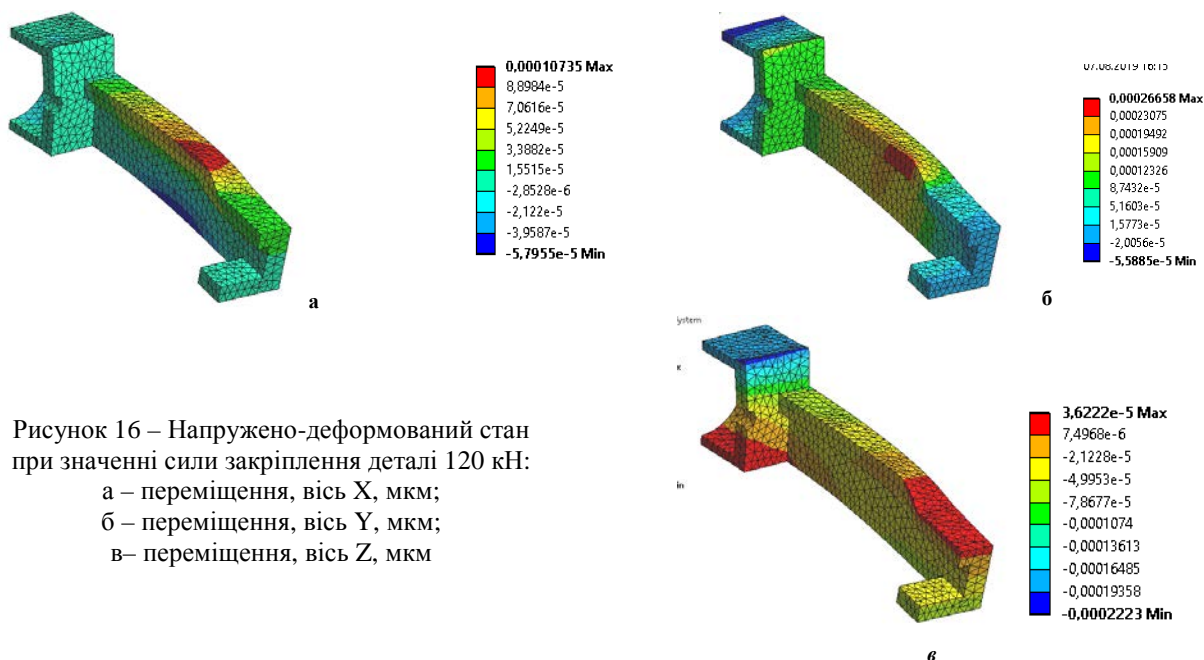


Рисунок 16 – Напружено-деформований стан при значенні сили закріплення деталі 120 кН:

а – переміщення, вісь X, мкм;

б – переміщення, вісь Y, мкм;

в – переміщення, вісь Z, мкм

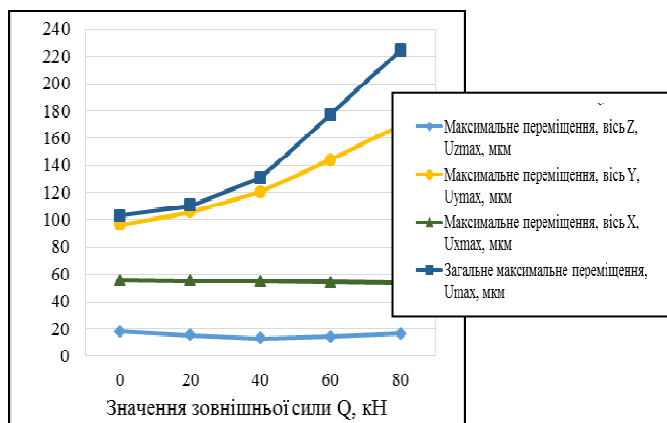


Рисунок 17 – Залежність переміщень від зовнішньої сили Q

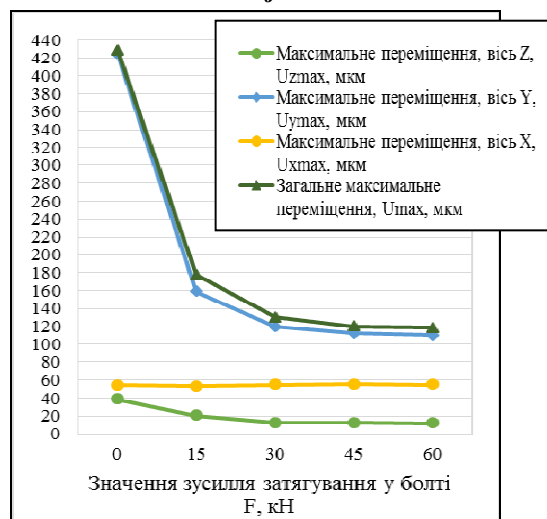


Рисунок 19 – Залежність переміщень від зусиль затягування у болті F

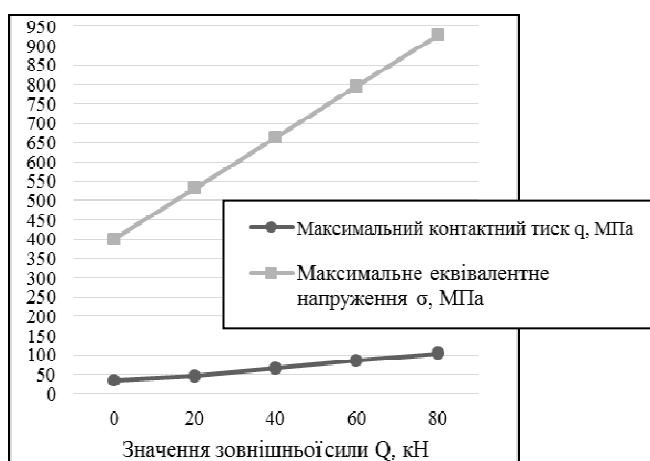


Рисунок 18 – Залежність максимальних значень контактної тиску та еквівалентного напруження за Мізесом від зовнішньої сили Q

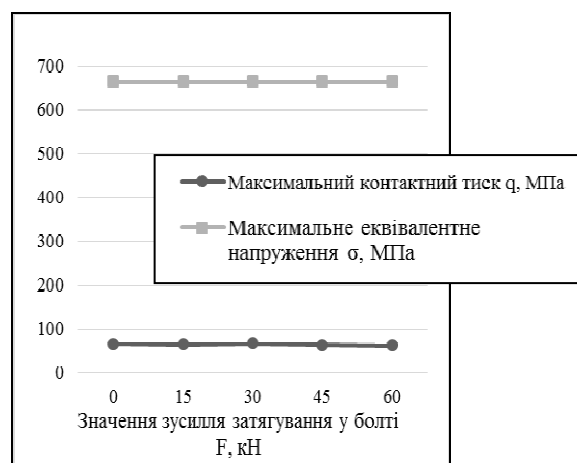


Рисунок 20 – Залежність максимальних значень контактної тиску та еквівалентного напруження за Мізесом від зусиль затягування у болті F

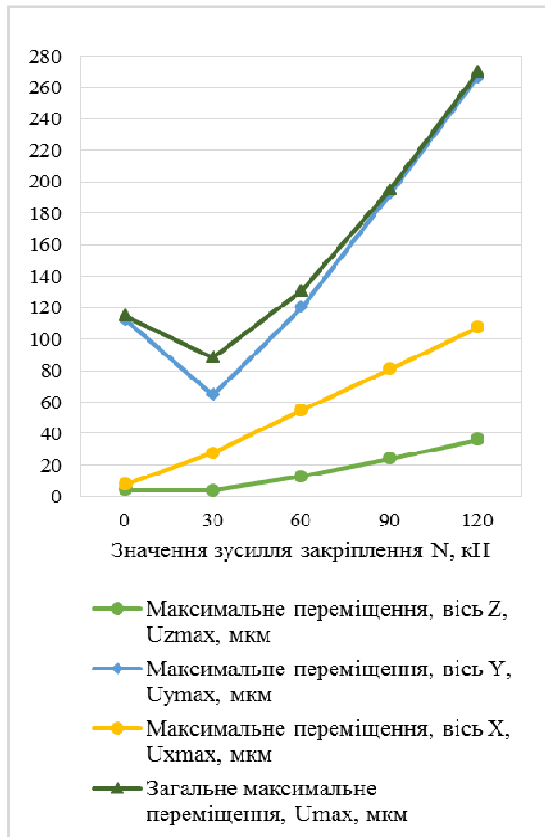


Рисунок 21 – Залежність переміщень від зусилля закріплення N

Аналіз одержаних результатів дає підстави для висновку про те, що традиційні розрахункові моделі із класичними крайовими умовами типу рівності не відображають міцнісні та жорсткісні властивості досліджуваних пристосувань.

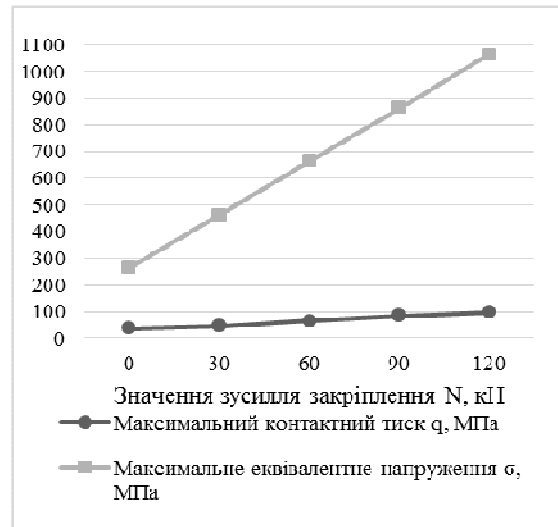


Рисунок 22 – Залежність максимальних значень контактного тиску та еквівалентного напруження за Мізесом від зусилля закріплення N

**Результати експериментальних досліджень.** На рис. 23–25 наведені робочі моменти та результати експериментальних досліджень деформування лещатних пристосувань методом спекл-голографічної інтерферометрії. Як видно із спекл-інтерферограм, у зоні спряження підшви лещат зі столом станка, рухливої губки та корпусу лещат, а також рухливої губки та оброблюваної деталі відбувається неузгоджене їх деформування. Отже, у цих зонах можливе локальне розкриття стиків, що підтверджує попередній висновок із результатів чисельних досліджень про незастосовність традиційних крайових умов типу рівності у дослідженні реакції верстатних пристосувань на дію експлуатаційних зусиль.

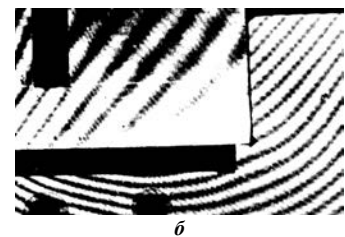
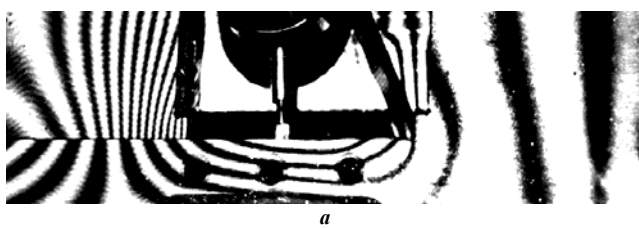


Рисунок 23 – Фрагменти спекл-інтерферограм переналагоджуваних лещат:  
а – сполучення корпус – рухома губка; б – сполучення нерухома губка – деталь

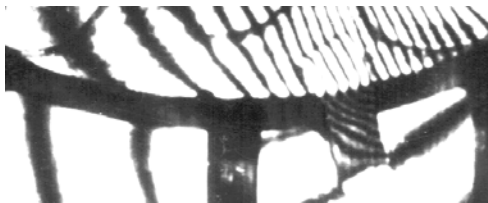


Рисунок 24 – Фрагмент спекл-інтерферограм переналагоджуваних лещат:  
«місток» в сполученні основа – підшва

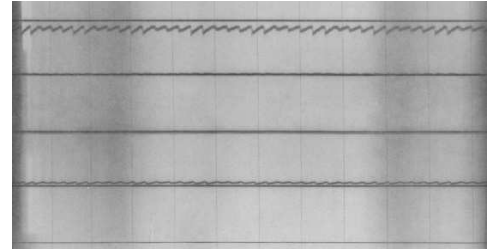
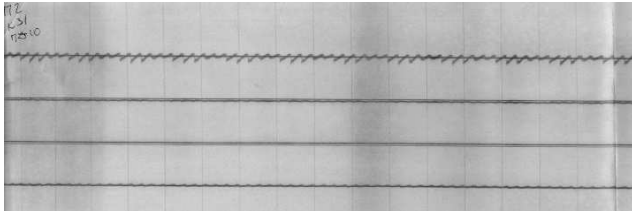


Рисунок 25 – Фрагмент спекл-інтерферограм переналагоджуваних лещат:  
сполучення підшва корпусу – базова плита

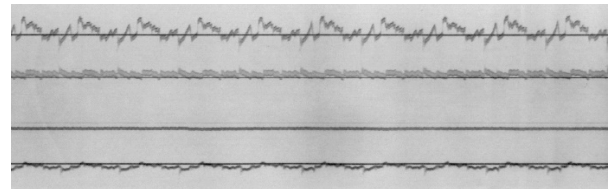
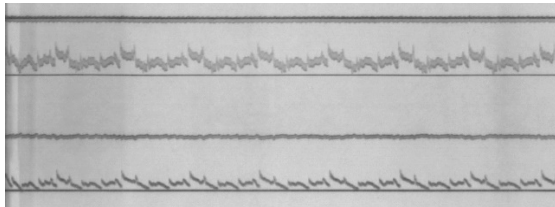




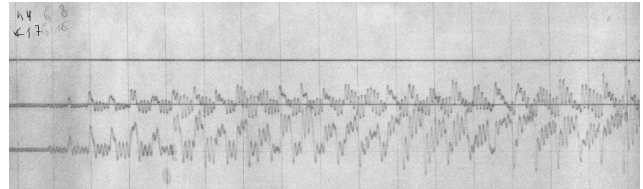
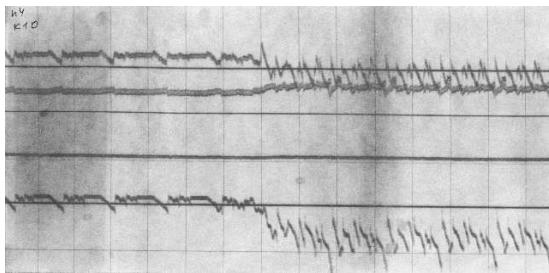
Рисунок 26 – Робочі моменти проведення досліджень динамічних процесів під час оброблення деталей на вертикально-фрезерувальному верстаті ВМ-127, апаратура для проведення тензометричних досліджень: підсилювач ТА-5; осцилограф світлопроменевий НО41; перемикач датчиків



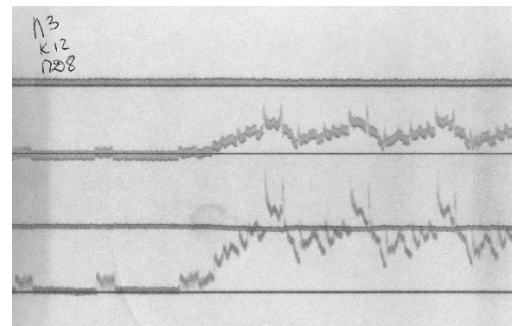
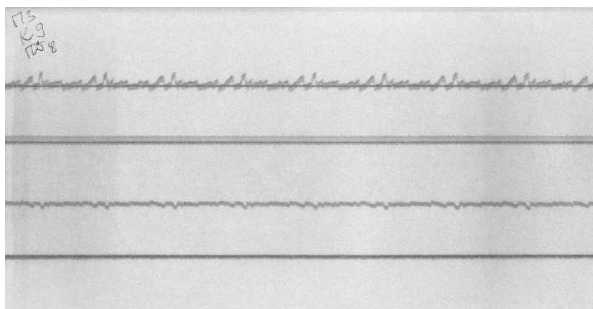
фреза  $\varnothing 63$  мм,  $z=5$ ,  $t=5$  мм,  $s_m = 1,67 \cdot 10^{-3}$  м/с (100 мм/хв.),  $n = 6,67$  с $^{-1}$  (400 об./хв.)



фреза  $\varnothing 160$  мм,  $z=10$ ,  $t=5$  мм,  $s_m = 3,34 \cdot 10^{-3}$  м/с (200 мм/хв.),  $n = 6,67$  с $^{-1}$  (400 об./хв.)



фреза  $\varnothing 160$  мм,  $z=10$ ,  $t=5$  мм,  $s_m = 3,34 \cdot 10^{-3}$  м/с (200 мм/хв.),  $n = 6,67$  с $^{-1}$  (400 об./хв.), поперечна подача



фреза  $\varnothing 160$  мм,  $z=10$ ,  $t=5$  мм,  $s_m = 3,34 \cdot 10^{-3}$  м/с (200 мм/хв.),  $n = 6,67$  с $^{-1}$  (400 об./хв.), поздовжня подача

Рисунок 27 – Приклади осцилограмм, отриманих при обробці заготовки на пристосуванні 3.14.7202.0098 при різних режимах (кількість зубів фрези  $z$ , товщина шару, що зрізається  $t$ , подача  $S_m$ , кутова швидкість обертання інструменту  $n$ )

На рис. 26–30 наведені осцилограми деформацій, зафіксовані на корпусі лещат при дії зусиль закріп-

лення та зусиль різання у процесі фрезерування верхньої полиці заготовки на верстаті ВМ-127.

Одержані результати дають підстави для ствердження про те, що для якості та продуктивності технологічних операцій важливим є силове замикання та надійне закріплення оброблюваної деталі. При цьому важливо, щоби виконувалися умови близькості сил  $F$  та  $N$ , а також їх переважання над силами різання  $Q$ . Виконання цих умов дає можливість реалізувати динамічний процес різання матеріалу деталі, що виговляється, у «квазістатичному» режимі.

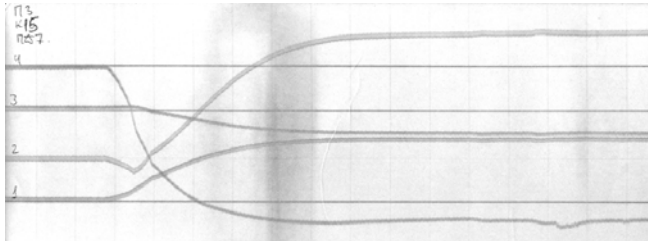


Рисунок 28 – Приклад осцилограми, отриманої при закріпленні заготовки в пристосуванні 3.14.7202.0098

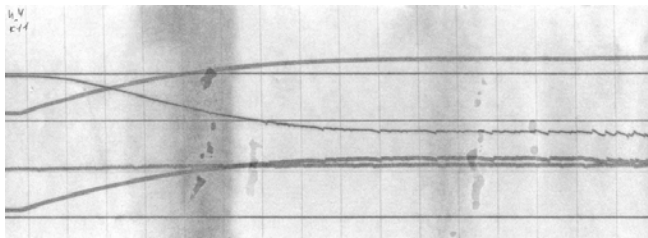


Рисунок 29 – Приклад осцилограми, отриманої при закріпленні заготовки в пристосуванні 3.14.7202.0098 і обробці матеріалу

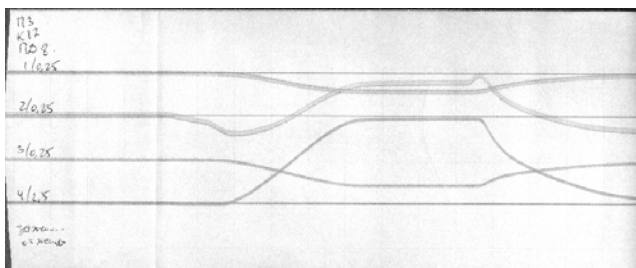


Рисунок 30 – Приклад осцилограми, отриманої при закріпленні та звільненні заготовки в пристосуванні 3.14.7202.0098

**Висновки.** Здійснений комплекс досліджень дає підстави для низки висновків.

1. Чисельне дослідження напружено-деформованого стану елементів верстатних пристосувань лещатного типу переконливо свідчить про необхідність побудови розрахункових моделей, які адекватно враховують реальні умови їх контактної взаємодії. Без цього одержувані результати моделювання якісно спотворюють характер та чисельно не описують міцнісні та жорсткісні властивості пристосувань як важливої складової технологічної системи «верстат–пристосування–інструмент–деталь».

2. Установлені закономірності напружено-деформованого стану корпусів лещат. Так, для них характерний вигин напрямних, нерухомої губки та

перекошування рухливої губки. Напруження зосереджуються у різних частинах корпусу лещат. Контактний тиск зосереджений біля елементів кріплення та на периферії підшви. Ці особливості принципово відрізняють напружено-деформований стан пристосувань від того, що одержується із використанням традиційних лінійних моделей.

3. До напружено-деформованого стану верстатних пристосувань незастосовний принцип суперпозиції, а, отже, необхідно здійснювати комплекс досліджень для визначення залежностей їхніх міцнісних та жорсткісних характеристик від силових параметрів із варіюванням останніх.

4. Аналіз спекл-інтерферограм поверхонь лещат при їх навантаженні дає основу для твердження про локальні відриви у сполученнях їх елементів, деталі та верстата. Це служить підтвердженням необхідності побудови більш досконалих моделей їх напружено-деформованого стану, які адекватно відображають умови контактної взаємодії.

5. Результати динамічної тензометрії пристосувань лещатного типу свідчать про визначальну роль умов закріплення та силового замикання для забезпечення якості та продуктивності оброблення деталей.

У ході подальших досліджень планується здійснити аналіз впливу конструктивних параметрів на напружено-деформований стан верстатних пристосувань.

#### Список літератури

1. Артемов И. В., Барчан Е. Н., Глинин Г. П., Пеклич М. М., Роменский В. И., Ткачук Н. А. К вопросу об интеграции систем автоматизированного проектирования, технологической подготовки производства и управления предприятием. *Вестник НТУ ХПИ. Тем. выпуск „Машиноведение и САПР“*. 2005. №60. С. 9-29.
2. Zienkiewicz O.C., Taylor L.R. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*. 7th Edition. Butterworth-Heinemann, 2013. 756 p.
3. Neugebauer, R & Scheffler, Christian & Wabner, Markus. Implementation of control elements in FEM calculations of machine tools. *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology*. 2011. no. 4. P. 71-79.
4. Lee, Chan-Hong & Ha, Tae-Ho & Lee, Jae-Hak. FEM Modeling Automation of Machine Tools Structure. *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*. 2012.
5. Ткачук Н.Н., Скрипченко Н.Б., Ткачук Н.А., Грабовский А.В. *Контактное взаимодействие сложнопрофильных деталей машиностроительных конструкций с учетом локальной податливости поверхностного слоя. Монография*. Харьков: ФОП Панов А.Н., 2017. 148 с.
6. Кравчук А.С. *Вариационные и квазивариационные неравенства в механике*. Москва: Изд-во Московской государственной академии приборостроения и информатики, 1997. 339 с.
7. Wriggers P., T.V. Van, E. Stein Finite-element-formulation of large deformation impact-contact –problems with friction. *Computers and Structures*. 1990. Vol. 37. P. 319–333.
8. Прокопишин І.І., Дияк І.І., Мартиняк Р.М. Числове дослідження задач про контакт трьох пружних тіл методами декомпозиції області. *Фіз.-хім. механіка матеріалів*. 2013. 49. № 1. С. 46–55.
9. Tkachuk M. A Numerical Method for Axisymmetric Adhesive Contact Based on Kalker's Variational Principle *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. No 3/7(93). P. 34–41

10. Tkachuk M.M., N. Skripchenko, M.A. Tkachuk, A. Grabovskiy Numerical Methods for Contact Analysis of Complex-Shaped Bodies with Account for Non-Linear Interface Layers *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. No 5/7(95). P. 22–31
  11. Пригоровский Н.И. *Методы и средства определения полей деформаций и напряжений*. Москва: Машиностроение, 1983. 248 с.
  12. Вест Ч. Голографическая интерферометрия. Москва: Наука, 1982. 504 с.
  13. Ткачук Н.Н., Н. Б. Скрипченко, А. В. Грабовский, М. С. Саверская, Н. А. Ткачук, А. А. Зарубина, В. И. Сериков, К. А. Мерцкая Расчетно-экспериментальное исследование элементов механических систем. *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*. Харків, НТУ «ХПІ». 2018. № 29 (1305). С. 129–156.
  14. O. Atroshenko, M. Tkachuk, O. Martynenko, M. Tkachuk, M. Saverska, I. Hrechka, S. Khovansky The Study of Multicomponent Loading Effect on Thin-Walled Structures With Bolted Connections. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. No 1/7 (97). P. 15–25.
- References (transliterated):**
1. Artemov I. V., Barchan E. N., Glinin G. P., Peklich M. M., Romenskij V. I., Tkachuk N. A. K voprosu ob integracii sistem avtomatizirovannogo proektirovaniya, tehnologicheskoy podgotovki proizvodstva i upravleniya predpriyatiem [On the question of the integration of computer-aided design, technological preparation of production and enterprise management]. *Vestnik NTU KhPI. Tem. vypusk „Mashinovedenie i SAPR”*. 2005, no. 60, pp. 9–29.
  2. Zienkiewicz O.C., Taylor L.R. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*. 7th Edition. Butterworth-Heinemann, 2013. 756 p.
  3. Neugebauer, R & Scheffler, Christian & Wabner, Markus. Implementation of control elements in FEM calculations of machine tools. *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology* 2011, no. 4, p. 71–79.
  4. Lee, Chan-Hong & Ha, Tae-Ho & Lee, Jae-Hak. FEM Modeling Automation of Machine Tools Structure. *Journal of the Korean Society for Precision Engineering* 2012.
  5. Tkachuk N.N., Skripchenko N.B., Tkachuk N.A., Grabovskiy A.V. *Kontaktne vzaimodeystvie slozhnoprofilnykh detaley mashinostroitelnykh konstruktov s uchetom lokalnoy podatlivosti poverhnosti*. [Contact interaction of complex parts of engineering structures, taking into account the local flexibility of the surface layer]. Kharkov, FOP Panov A.N. Publ., 2017. 148 p.
  6. Kravchuk A.S. *Variatsionnye i kvazivariatsionnye neravenstva v mehanike* [Variational and quasi-variational inequalities in mechanics]. Moscow, Publ. of Moskovskay gosudarstvennaya akademiya priroostroyeniya i informatiki, 1997. 339 p.
  7. Wriggers P., Van T.V., Stein E. Finite-element-formulation of large deformation impact–contact–problems with friction. *Computers and Structures*. 1990, vol. 37, pp. 319–333.
  8. Prokopy'shy'n I.I., Dy'yak I.I., Marty'nyak R.M. Chy'slove doslidzhennya zadach pro kontakt tr'oh pruzhny'h til metodamy' dekompozitsiyi oblasti [Numerical study of problems of contact of three elastic bodies by methods of region decomposition]. *Fiz.-him. mekhanika materialiv*. 2013, vol. 49, no. 1, pp. 46–55.
  9. Tkachuk M. A Numerical Method for Axisymmetric Adhesive Contact Based on Kalker's Variational Principle. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018, no. 3/7(93), pp. 34–41
  10. Tkachuk M.M., N. Skripchenko, M.A. Tkachuk, A. Grabovskiy Numerical Methods for Contact Analysis of Complex-Shaped Bodies with Account for Non-Linear Interface Layers *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018, no. 5/7(95), pp. 22–31
  11. Prigorovskiy N.I. *Metody i sredstva opredeleniya poley deformatsiy i napryazheniy* [Methods and tools for determining the fields of deformation and stress]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1983. 248 p.
  12. Vest Ch. *Golograficheskaya interferometriya* [Holographic interferometry]. Moscow, Nauka Publ., 1982. 504 p.
  13. Tkachuk N.N., N. B. Skripchenko, A. V. Grabovskiy, M. S. Saverskaja, N. A. Tkachuk, A. A. Zarubina, V. I. Serikov, K. A. Mereckaja. Raschetno-jeksperimental'noe issledovanie jelementov mehanicheskikh sistem [Computation and experimental study of elements of mechanical systems]. *Visnik Nacional'nogo tehnicznego universitetu «Kharkiv's'kij politehnicnij institut»*. Kharkiv, NTU «KhPI». 2018, no. 29 (1305), pp. 129–156.
  14. Atroshenko O., M. Tkachuk, O. Martynenko, M. Tkachuk, M. Saverska, I. Hrechka, S. Khovansky. The Study of Multicomponent Loading Effect on Thin-Walled Structures With Bolted Connections. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019, no. 1/7 (97), pp. 15–25.

Поступила (received) 02.09.2019

#### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Ткачук Микола Анатолійович (Ткачук Николай Анатольевич, Tkachuk Mykola)** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4174-8213>; e-mail: [tma@tmm-sapr.org](mailto:tma@tmm-sapr.org).

**Саверська Марія Сергіївна (Саверская Мария Сергеевна, Saverska Mariia)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-9271-9586>; e-mail: [m.saverska@tmm-sapr.org](mailto:m.saverska@tmm-sapr.org)

**Грабовський Андрій Володимирович (Грабовский Андрей Владимирович, Grabovskiy Andrey)** – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-6116-0572>; e-mail: [andrej8383@gmail.com](mailto:andrej8383@gmail.com).

**Ткачук Ганна Володимирівна (Ткачук Анна Владимировна, Tkachuk Ganna)** – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», кафедра «Інформаційні технології та системи колісних і гусеничних машин ім. О. О. Морозова», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-0435-1847>. e-mail: [tkachuckAV@tmm-sapr.org](mailto:tkachuckAV@tmm-sapr.org)

**Марусенко Олексій Миколайович (Марусенко Алексей Николаевич, Marusenko Oleksii)** – аспірант; Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-68-79; e-mail: [alexeumars.am@gmail.com](mailto:alexeumars.am@gmail.com)

**Храмцова Ірина Яківна (Храмцова Ирина Яковлевна, Khramtsova Iryna)** – науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», кафедра «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-9506-790X>. тел.: (057)7076901; e-mail: [iyakhram@gmail.com](mailto:iyakhram@gmail.com)