

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ТЕХНОЛОГІЙ ТА  
ДИЗАЙНУ

Факультет мехатроніки та комп'ютерних технологій  
Кафедра прикладної механіки та машин

**ДИПЛОМНА РОБОТА (ПРОЄКТ)**

на тему

Багатоланковий плоский механізм на базі механізму переміщення матеріалу  
швейних машин для виконання стібків класу 300

Виконала студентка групи БПМ-17  
спеціальності 131 Прикладна механіка  
Стукало О.А..

Науковий керівник Дворжак В.М.  
Рецензент Манойленко О.П.

Київ 2021

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ТЕХНОЛОГІЙ ТА  
ДИЗАЙНУ

Факультет мехатроніки та комп'ютерних технологій  
Кафедра прикладної механіки та машин

**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА**

дипломної роботи (проєкту)

на тему:

Багатоланковий плоский механізм на базі механізму переміщення матеріалу  
швейних машин для виконання стібків класу 300

Виконала студентка групи БПМ-17  
спеціальності 131 Прикладна механіка  
Стукало О.А..

Науковий керівник Дворжак В.М.  
Рецензент Манойленко О.П.

Київ 2021

# КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ТЕХНОЛОГІЙ ТА ДИЗАЙНУ

Факультет мехатроніки та комп'ютерних технологій  
Кафедра прикладної механіки та машин  
Спеціальність прикладна механіка  
Освітня програма прикладна механіка

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри  
прикладної механіки та машин  
\_\_\_\_\_ Олександр МАНОЙЛЕНКО  
« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2021 року

## **ЗАВДАННЯ НА ДИПЛОМНУ БАКАЛАВРСЬКУ РОБОТУ (ПРОЄКТ) СТУДЕНТУ**

Стукало Оксана Анатоліївна

1. Тема дипломної бакалаврської роботи (проєкту) Багатоланковий плоский механізм на базі механізму переміщення матеріалу швейних машин для виконання стібків класу 300  
Науковий керівник роботи (проєкту) Дворжак Володимир Миколайович, кандидат технічних наук, доцент  
затверджені наказом КНУТД від «15» березня 2021 року № 75-уч
2. Строк подання студентом дипломної роботи (проєкту) 12.06.2021 року
3. Вихідні дані до дипломної роботи (проєкту) технічна література за темою дослідження, наукові статті за темою дослідження
4. Зміст дипломної бакалаврської роботи (проєкту) (перелік питань, які потрібно розробити) Розділ 1. Аналітичний огляд механізмів зубчастої рейки швейних машин загального призначення (виконати патентний пошук та проанлізувати відомі механізми зубчастої рейки). Розділ 2. Математичне моделювання та синтез механізму зубчастої рейки (граничні умови синтезу нового механізму транспорту швейної машини, математичне моделювання механізму транспорту швейної машини). Розділ 3. Дослідження механізму зубчастої рейки (розрахунок масо-інерційних параметрів ланок механізму; кінематичний аналіз механізму зубчастої рейки; силовий аналіз механізму переміщення матеріалів; перевірочний розрахунок на міцність).
5. Дата видачі завдання 15.03.2021 року

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів бакалаврської роботи (проєкту)	Терміни виконання етапів	Примітка про виконання
1	Вступ	15.03-20.03.2021	
2	Розділ 1. Розділ 1. Аналітичний огляд механізмів зубчастої рейки швейних машин загального призначення	22.03-27.03.2021	
3	Розділ 2. Математичне моделювання та синтез механізму зубчастої рейки	29.03-03.04.2021	
4	Розділ 3. Дослідження механізму зубчастої рейки. Розрахунок масо-інерційних параметрів ланок механізму	05.04-10.04.2021	
5	Кінематичний аналіз механізму зубчастої рейки.	12.04-24.04.2021	
6	Силовий аналіз механізму переміщення матеріалів;	26.04-08.05.2021	
7	Перевірочний розрахунок на міцність	03.05-15.05.2021	
8	Висновки	17.05-22.05.2021	
9	Оформлення дипломної роботи (проєкту) (чистовий варіант)	24.05-29.05.2021	
10	Задача дипломної роботи (проєкту) на кафедру для рецензування (за 14 днів до захисту)	31.05.2021	
11	Перевірка дипломної роботи (проєкту) на наявність ознак плагіату (за 10 днів до захисту)	04.06.2021	
12	Подання дипломної роботи (проєкту) на затвердження завідувачу кафедри (за 7 днів до захисту)	07.06.2021	

Студент

Оксана СТУКАЛО

Керівник роботи

Володимир ДВОРЖАК

Рецензент

Олександр МАНОЙЛЕНКО

## АНОТАЦІЯ

Стукало Оксана Анатоліївна. Багатоланковий плоский механізм на базі механізму переміщення матеріалу швейних машин для виконання стібків класу 300. – Рукопис. Бакалаврський дипломний проект на здобуття першого ступеня бакалавр за спеціальністю 131 Прикладна механіка освітньої програми «Прикладна механіка», Київський національний університет технологій та дизайну, Київ, 2021.

Робота присвячена аналізу різних структур механізму переміщення матеріалів швейної машини для виконання стібків класу 300. Аналізу механізму зубчастої рейки човникових швейних машин, опису функцій положення та синтезу зубчастої рейки за критерієм міцності.

В роботі проаналізовані механізми переміщення матеріалів швейної машини, отримані математичні моделі, що описують функції положення рухомих ланок та характерних точок. Виконані комбінований оптимізаційний кінематичний синтез механізму, комп'ютерне моделювання механізму в програмі Mathcad. Побудовані суміщені графіки траєкторій типового та нового механізмів переміщення матеріалів швейної машини.

Проаналізована схема механізму переміщення матеріалів з двома коромислами, яка забезпечує одночасний вихід всіх зубців транспортуючої рейки над поверхнею голкової пластини, а також аналогічне опускання їх після переміщення матеріалу.

Застосування нового механізму переміщення матеріалів забезпечує якісне виконання процесу переміщення, без пошкодження матеріалу, та стабільність довжини стібка.

**Ключові слова:** механізм переміщення матеріалів, структурний синтез, кінематичний синтез, шарнірний паралелограм.

## SUMMARY

Oksana Stukalo Multi-link flat mechanism based on the mechanism for moving the material of sewing machines to perform stitches of class 300. - Manuscript. Bachelor's degree project for the first degree bachelor's degree in the specialty 131 Applied Mechanics of the educational program "Applied Mechanics", Kyiv National University of Technology and Design, Kyiv, 2021. The work is devoted to the analysis of different structures of the mechanism of movement of materials of the sewing machine for performance of stitches of a class 300. The mechanisms of movement of materials of the sewing machine are analyzed in the work, the mathematical models describing functions of position of moving links and characteristic points are received. Combined optimization kinematic synthesis of the mechanism, computer modeling of the mechanism in the Mathcad program are executed. Combined graphs of trajectories of typical and new mechanisms of movement of materials of the sewing machine are constructed. The scheme of the mechanism of movement of materials with two rockers which provides simultaneous exit of all teeth of a transporting rail over a surface of a needle plate, and also their similar lowering after movement of material is analyzed. The use of a new mechanism for moving materials ensures high-quality execution of the movement process, without damaging the material, and the stability of the stitch length.

**Key words:** *mechanism of material movement, structural synthesis, kinematic synthesis, hinged parallelogram.*

## ЗМІСТ

<b>ВСТУП</b> .....	
<b>ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ</b> .....	
<b>РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД МЕХАНІЗМІВ ЗУБЧАСТОЇ РЕЙКИ ШВЕЙНИХ МАШИН ЧОВНИКОВОГО СТІБКА</b>	
1.1. Аналіз процесу та способів переміщення матеріалів механізмами на швейних машинах .....	
1.2. Аналіз механізмів зубчастої рейки човникового стібка .....	
1.2.1. Конструкція механізму зубчастої рейки швейної машини 1022 кл.	
1.2.2. Конструкція механізму зубчастої рейки швейної машини 1022 кл. з підпружиненим коромислом	
1.2.3. Конструкція механізму зубчастої рейки швейної машини 1022 М кл.	
1.2.4. Конструкція механізму зубчастої рейки швейної машини за патентом №2005353 Пищиков В.О., Паладич І.В.	
1.2.5. Конструкція механізму зубчастої рейки швейної машини за патентом № 132870 Горобець В.А.	
1.3. Порівняльна характеристика механізмів зубчастої рейки	
Висновки та постановка задачі дослідження	
<b>РОЗДІЛ 2. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА СИНТЕЗ МЕХАНІЗМУ ЗУБЧАСТОЇ РЕЙКИ</b>	
2.1. Граничні умови синтезу нового механізму транспорту швейної машини	
2.2. Математичне моделювання механізму транспорту швейної машини	
<b>РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ЗУБЧАСТОЇ РЕЙКИ</b>	
3.1. Розрахунок масо-інерційних параметрів ланок механізму	
3.2. Кінематичний аналіз механізму зубчастої рейки	
3.3. Силовий аналіз механізму переміщення матеріалів	
3.4. Перевірочний розрахунок на міцність	
<b>ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ</b> .....	
<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ</b> .....	
<b>ДОДАТКИ</b> .....	

					<b>ДБП 1022 М(С) 00.00.ПЗ</b>			
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>Лім.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
Розробив	Стукало				<i>Багатоланковий плоский механізм на базі механізму переміщення матеріалу швейних машин для виконання стібків класу 300</i>		6	
Перевірів	Дворжак					<i>КНУТД, каф. ПММ, гр. БПМ-17, 2021 рік</i>		
Т. контр.								
Н. контр.	Манойленко							
Затв.	Манойленко							

## ВСТУП

Однією з задач розвитку України є розвиток легкої промисловості. Основним завданням, що стоїть перед легкою промисловістю, є задоволення потреб населення в якісних товарах.

Поліпшення роботи галузі базується на впровадженні передових технологій, модернізації обладнання, реконструкції підприємств. При цьому поліпшення якості та зменшення вартості виробів ґрунтується на розробці нових і вдосконаленні наявних машин, що веде до збільшення їх швидкості, надійності, поліпшення якості обробки напівфабрикату виробу.

Процес утворення стібка є складним процесом, в якому беруть участь всі основні механізми швейної машини, в тому числі і механізми просування матеріалу. Від умов переміщення напівфабрикату виробу при обробці багато в чому залежить його якість і товарний вигляд. Особливої актуальності ця проблема набула в цей час з появою високошвидкісних швейних машин з частотою обертання головного валу більше 400с. При цьому проблема якісного переміщення матеріалу вирішується за рахунок застосування спеціальних пристосувань або додаткових транспортуючих органів (додаткова нижня рейка, відхиляюча голка, верхня рейка, розташована над матеріалом, ролик). Однак використання додаткових робочих органів в більшості випадків веде до зменшення частоти обертання головного валу машини, збільшення вібрації і, отже, до зменшення продуктивності праці. Крім того, основну частку швейних машин, що застосовуються в Україні, як промислового, так і побутового призначення складають машини з одинарним рушієм. Попит на машини з комбінованим рушієм задовольняється за рахунок поставок зарубіжних фірм "Juki " Японія, " PFAFF ", " Durkopp " Німеччина, " Rimoldi " Італія [1], що неминуче пов'язано з великими витратами і відображається на вартості виробів, що випускаються.

Одним із шляхів підвищення продуктивності праці є вдосконалення конструкції швейних машин, а саме, збільшення частоти обертання

					<b>ДБП 1022 М (С) 00.00.ПЗ</b>	Арку
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7



головного вала за рахунок поліпшення роботи транспортуючого органу. Більшість побутових і промислових швейних машин мають транспортуючі органи з зубчастим профілем (рейки, ролики, диски та ін.) [2]. У процесі роботи вони інтенсивно зношуються внаслідок тертя об матеріал і зіткнення одна об одну. В результаті погіршуються умови взаємодії робочих органів транспортування з оброблюваним матеріалом, що призводить до негативних явищ: нестабільності довжини стібка, виникнення взаємного зміщення шарів матеріалу, стягування тканини [3,4]. Це характерно для всіх промислових і побутових швейних машин різних класів. У той же час кожна машина має оригінальне конструктивне виконання робочих органів, що пов'язано з великими труднощами їх заміни після зносу.

Одним з найбільш раціональних напрямків вдосконалення конструкції швейних машин, що відображає принцип базової конструкції і сприяє збільшенню продуктивності праці та якості пошитого виробу, є створення швейної машини з новим транспортуючим органом, конструкція якого дозволила б забезпечити якісну обробку матеріалів з різними фізико-механічними властивостями і одночасно знизити витрати, пов'язані з експлуатаційною надійністю і довговічністю устаткування.

У більшості швейних машин переміщення напівфабрикату виробу здійснюється за рахунок сил тертя, що створюються між тканиною і транспортуючим органом. Відомо [5], що текстильні матеріали мають значну чіпкість за рахунок наявності на поверхні різних витків, лусочок і ін. Але ця властивість тканини на сьогодні при транспортуванні практично не використовується.

## ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

Якість та конкурентоспроможність виробів легкої промисловості значною мірою залежить від продуктивності обладнання для їх виготовлення.

*Мета дослідження* - виконати порівняльний аналіз механізмів переміщення матеріалів швейною машиною, визначити масо інерційні параметри ланок механізмів експериментальним та аналітичним методом, перевірка на міцність механізму.

*Задача дослідження* - розробка такого механізму, в якому забезпечується одночасний вихід всіх зубців транспортуючої рейки над поверхнею голкової пластини, а також аналогічне опускання їх після переміщення матеріалу.

*Об'єктом дослідження* технологічні процеси переміщення матеріалів при утворення стібків класу 300.

*Предмет дослідження* - слугать багатоланковий плоский механізм переміщення матеріалу швейних машин для виконання стібків класу 300. Методи досліджень. Теоретичні дослідження базуються на основних положеннях теорії механізмів і машин, теоретичної механіки, аналізу оптимізації. Застосовано відомі методи кінематичного синтезу важільних механізмів та кінематичний метод оптимізаційного синтезу механізмів, що містить елементи випадкового та спрямованого пошуку.

*Практичне значення.* Результати дослідження можуть бути використані для модернізації діючого обладнання, а також для виготовлення нового.

					<b>ДБП 1022 М (С) 00.00.ПЗ</b>	Арку
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

# РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД МЕХАНІЗМІВ ЗУБЧАСТОЇ РЕЙКИ ШВЕЙНИХ МАШИН ЧОВНИКОВОГО СТІБКА

## 1.1. Аналіз процесу та способів переміщення матеріалів механізмами на швейних машинах

Механізми транспорту належать до найбільш складних механізмів швейного обладнання. Вони містять два, а в човникових швейних машинах навіть три кінематичні ланцюги (вертикального та горизонтального переміщення транспортуючого органу, а також кінематичний ланцюг реверса та регулювання довжини стібка).

Головною проблемою при роботі цих механізмів є те, що при еліпсоподібній траєкторії транспортуючої рейки її робоча поверхня є фактично миттєвою дотичною до даної кривої. Тому траєкторії переднього і заднього зубців рейки суттєво відрізняються (рис. 1) [1]. Таким чином, в переміщенні і деформації матеріалу кожний зуб рейки бере різну участь, оскільки заглиблюється в матеріал кожен на свою глибину, що призводить до пошкодження матеріалу і нестабільності довжини стібка. Щоб уникнути останнього явища, доводиться збільшувати заглиблення зубців у матеріал, що в сучасних швидкісних швейних машинах (кутова швидкість головного вала  $\omega = 400 \text{ с}^{-1}$ ) призводить до “підскоку” притискної лапки та її зависання над матеріалом, що, в свою чергу, суттєво погіршує якість транспортування матеріалу [2-4]. Оптимізація параметрів типових механізмів транспорту суттєвого ефекту не дає [5], оскільки неможливо отримати однакові траєкторії різних точок шатуна.

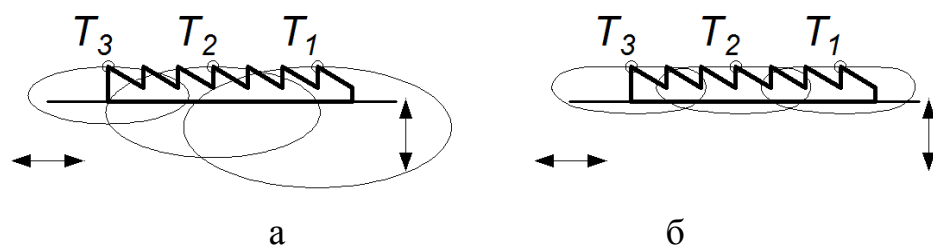


Рис. 1 – Траєкторії різних зубців транспортуючої рейки:

а – в типовому механізмі; б – в запропонованому механізмі

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДБП 1022 М (С) 00.00.ПЗ

Арку

10

Тому задачею даної роботи є розробка такого механізму, в якому забезпечується одночасний вихід всіх зубців транспортуючої рейки над поверхнею голкової пластини, а також аналогічне опускання їх після переміщення матеріалу (рис. 1б), а також визначення його кінематичних матеріалів.

Переміщення матеріалу при обробці на швейній машині здійснюється за рахунок захоплення робочої поверхні транспортуючого органу матеріалу, що знаходиться під тиском притискної лапки. При цьому сила  $F$ , що сприяє просуванню тканини визначається силою тиску  $N$  притискної лапки і коефіцієнтом зчіплювання  $f$  між матеріалом і рейкою.

Вплив відриву (відскік, зависання) притискної лапки від матеріалу на виникнення негативних явищ при великих швидкостях роботи машини досліджується в роботах [6,7,8,9,10,11,12,13,108].

В [7] даються вираження періоду і амплітуди вертикальних переміщень лапки, показують, що зі збільшенням швидкості машини збільшується висота її підскоку і тривалість підйому. Однак отримані рівняння не враховують фізико-механічні властивості оброблюваного матеріалу. Експериментальні дослідження механізму переміщення в [10] показали, що збільшення швидкості обертання головного валу з 52,3с до 366с зменшує час контакту між транспортуючим органом і лапкою майже в 2 рази. Подальші аналітичні дослідження [11] щодо визначення величини відриву притискної лапки від матеріалу на фазі транспортування дозволили отримати рекомендації щодо зменшення цього негативного явища. Визначення швидкості удару, при якій відбувається відскік підпружиненої ланки, виконаної на прикладі механізму подачі пуансона присвячена робота [9]. Її результати можуть практично застосовуватися при визначенні величини відриву притискної лапки від оброблюваного матеріалу, так як розглядається швидкість робочого органу в момент взаємодії з напівфабрикатом виробу, який переміщується.

Визначення залежності величини посадки від частоти обертання головного валу і зусилля притиснення матеріалу на прикладі машин 1022М і 97А класів ОЗЛМ наведено в [108]. Аналіз результатів показав, що зі збільшенням частоти обертання головного валу машини до 350-450с посадка зростає до певної величини. При подальшому збільшенні швидкості вона зменшується. Це пов'язується з порушенням умови взаємодії притискної лапки з матеріалом. Даний фактор, при високій швидкості обертання головного валу машини, впливає на зміну довжини стібка. При цьому для зменшення відриву лапки від матеріалу в першому випадку рекомендується збільшувати частоту власних коливань притискної пружини, а в другому - збільшувати зусилля її тиску. Але обидва варіанти в підсумку призводять до пошкоджуваності оброблюваного матеріалу зубами транспортуючого органу. Для зменшення вертикальної складової швидкості рушія, а отже, зменшення величини підскоку притискної лапки пропонується використовувати конструкцію полегшеної притискної лапки, або підвищити жорсткість притискної пружини за рахунок зміни положення регулювального гвинта в горизонтальній площині.

Запропоновані технічні рішення лише в певною мірою знижують негативні явища, але не дозволяють домогтися їх значного зменшення, так як конструкція притискного пристрою швейних машин в основному має граничні вагові параметри і подальше зменшення ваги притискної лапки може привести до проблем із виробом.

Розрахунок енергії і потужності, потрібної на просування матеріалу, умов силового взаємодії робочих органів механізму переміщення, що впливають на віброактивність машини, а також аналіз фізичної сутності явища "підскоку" притискної лапки виконані в роботах [8]. Однак в застосовуваній [8] динамічній моделі механізму притискної лапки передбачається одночасна наявність кінематичного і імпульсного збудження, що не зовсім правильно, так як хвилюючим елементом є один

					<b>ДБП 1022 М (С) 00.00.ПЗ</b>	Арку
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

транспортуючий орган. Тому кінематичне і імпульсна порушення повинні бути зрушені по фазі.

У більшості розглянутих робіт відзначається, що порушення силової взаємодії між транспортуючим органом і притискною лапкою є однією з основних причин, що призводять до виникнення посадки тканини, стягання шва і нестабільності довжини стібка. В основному в роботах досліджуються масо-геометричні параметри механізмів транспортування. Разом з тим, застосування швидкісної кінозйомки [15] дозволило отримати траєкторію руху зубів транспортуючого органу. Виявлено, що фактичні траєкторії вершин зубів рейок являють собою різні несиметричні овали, при цьому передній зуб рейки знаходиться довше в контакті з матеріалом, ніж задній при русі їх над рівнем голкової пластини. Таким чином, в переміщенні і деформації матеріалу кожен зуб рейки бере різну участь. Отже, необхідно враховувати вплив параметрів транспортуючого органу на процес переміщення.

При цьому не можна заперечувати того, що питання характеру взаємодії між транспортуючим органами і матеріалами розглянуті в повному обсязі. Є ряд практичних спроб поліпшити взаємодію за рахунок зміни профілю робочої поверхні рушія.

Застосування транспортуючого органу з голчастою поверхнею замість звичайного дозволяє в 4,2 рази зменшити величину стягування матеріалу при утворенні складного двохлінійного рядка. При цьому підкреслюється, що використання рушія матеріалу з голчастою поверхнею в більшості випадків повністю усуває стягування шва, виключаючи необхідність застосування спеціальних притискних лапок. Але автор не вказує, якими мають бути параметри голчастої поверхні для забезпечення якісної взаємодії з напівфабрикатом виробу, яке повинно бути кількість голок, число їхніх лав. Не зрозуміло також відмінність умов взаємодії голчастою робочої поверхні з тканиною від типової зубчастої, яке

призводить до настільки значного зменшення стягування шва. Крім того, вказаному рушієві властива велика трудомісткість виготовлення.

Використання стрічкового транспортера для обметувальних машини РВМ-2 дозволило збільшити площу зіткнення тканини з рушієм і домогтися зменшення посадки за рахунок усунення заповнення нижнім шаром матеріалу меж зубчастих западин, властивого рейковим рушієм. Однак специфіка роботи стрічкового транспортера не дозволяє широко використовувати його в швейних машинах.

Для шиття тонких гладких тканин, типу нейлону, пропонується на робочу поверхню зубчастої рейки і голкової пластини наносити покриття з високими адгезійними властивостями [14]. Для цього може використовуватися піскоструминна обробка або оксидування, хімічна або електролітична ерозія, насадка або вставка адгезійного шару, наприклад, шкіри, гуми, синтетичного матеріалу з ворсовим покриттям. Однак автор не вказує, якими мають бути параметри адгезійного шару, немає відомостей про фізичну сутність взаємодії пропонованих рушіїв з напівфабрикатом виробу, а, крім того, вставки або насадки зі шкіри, гуми і синтетичного матеріалу мають малу довговічність.

Наведені технічні рішення не отримали широкого застосування через наявні недоліки і відсутності належних теоретичних обґрунтувань процесу їх взаємодії з переміщуємим напівфабрикатом виробу. Автори робіт обмежилися лише констатацією фактів поліпшення якості транспортування матеріалів.

Таким чином, проведені раніше дослідження характеру взаємодії транспортуючих органів з матеріалом недостатньо враховували фізико-механічні властивості оброблюваного напівфабрикату виробу.

У літературних джерелах [7,2,17,18] сформульовані основні вимоги, що пред'являються до рейкових механізмів переміщення матеріалу:

1. транспортування оброблюваного матеріалу має відбуватися за певний інтервал повороту головного валу машини;

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

2. траєкторія руху транспортуючого органу над голкової пластиною повинна мати якомога більший радіус кривизни;
3. в момент переміщення напівфабрикату виробу прискорення транспортуючого органу повинні бути мінімальними;
4. величина стібка повинна змінюватися в заданих межах.

## **1.2. Аналіз механізмів зубчастої рейки човникового стібка**

Швейні машини ряду 1022 кл. ОЗЛМ складається з наступних механізмів: голки, човника, ниткопритягувача та рейки та пристрою лапки. Оскільки модернізація машини полягає в розробці механізму переміщення матеріалу, який би забезпечував необхідним законом рейки, а саме переміщення її над голковою пластиною паралельно переміщення матеріалу. Запозиченим виробом в даній машині, залишається решта функціональних механізмів: голки, човника, ниткопритягувача та функціональна група горизонтальних переміщень зубчастої рейки.

### **1.2.1. Конструкція механізму зубчастої рейки швейної машини 1022 кл.**

Механізм зубчастої рейки швейної машини 1022 кл ОЗЛМ має однорейковий механізм зубчастої рейки, що містить: головний вал 1 (рис. 2), що вільно встановлений в корпусі машини, на головному валі 1 закріплений ексцентрик вертикальних переміщень 2, який з'єднаний з верхньою головкою шатуна 3, нижня головка якого з'єднана з коромислом 4, яке закріплене на валу вертикальних переміщень зубчастої рейки 5, який рухомо встановлений в двох центрових гвинтах 6, які закріплені в корпусі машини. На валу вертикальних переміщень рейки 5 закріплене коромисло 7, яке своїм пальцем з'єднане з повзуном 8 (функціональна група вертикальних переміщень зубчастої рейки).

Функціональна група горизонтальних переміщень зубчастої рейки містить ексцентрик 9, який з'єднаний з верхньою головкою шатуна 10, нижня головка шатуна 10 з'єднана з коромислом 11, яке в свою чергу з'єднане з рамкою 12, яка підпружинена пружиною кручення 13 та з'єднана з корпусом її положення

					<b>ДБП 1022 М (С) 00.00.ПЗ</b>	Арку
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15





Рис. 2. Кінематична схема механізму переміщення матеріалу швейної машини 1022 кл. ОЗЛМ (Білорусь)

Механізм переміщення матеріалу працює наступним чином: обертальний рух головного валу 1 та разом з ним ексцентриків 2, 9 перетворюється за допомогою шатуна 3 в коливний рух коромисла 4, вала вертикальних переміщень 5, коромисла 7 та вертикальні рухи шатуна 21 з зубчастою рейкою 22 (вертикальна складова зубчатої рейки). Обертальний рух ексцентрика 9 за допомогою шатуна 10 перетворюється в коливний рух коромисла 11, який за допомогою шатуна 17 переорюється в коливний рух коромисла 18 та валу горизонтальних переміщень 19, коромисла 20, який за допомогою шатуна 21 перетворюється в горизонтальні рухи зубчатої рейки 22.

Регулювання механізму здійснюється наступним шляхом:

- довжина стібка, та напрямок переміщення матеріалу здійснюється за допомогою важеля 15, при відповідному положенні регулятора 16. відносно корпусу машини;

- положення зубців над голковою пластиною регулюється шляхом повороту коромисла 7 відносно вала 5 при ослабленні гвинта, яки й його кріпить. Величина зубців над по верхньою голковою пластиною повинна становити 0,8-1,2 мм.

- положення зубців в повздовжньому переміщенні матеріалу відносно прорізі голкової пластини регулюються поворотом вала 19 відносно коромисла 18 попередньо ослабивши його.

- положення зубців поперек прорізі голкової пластини регулюються осьовим переміщенням вала 19 відносно коромисла 18 попередньо ослабивши його.

- своєчасність переміщення матеріалу регулюється положення ексцентриків 2, 9, відносно головного вала 1.

Така конструкція механізму має недоліки в тому, що траєкторія зубчатої

					<b>ДБП 1022 М (С) 00.00.ПЗ</b>	Арку
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

рейки має еліпсоподібну форму, що призводить до відомих дефектів строчки: невідповідність довжини стібка, зморшкуватість строчки, посадку шарів матеріалу і т. ін.

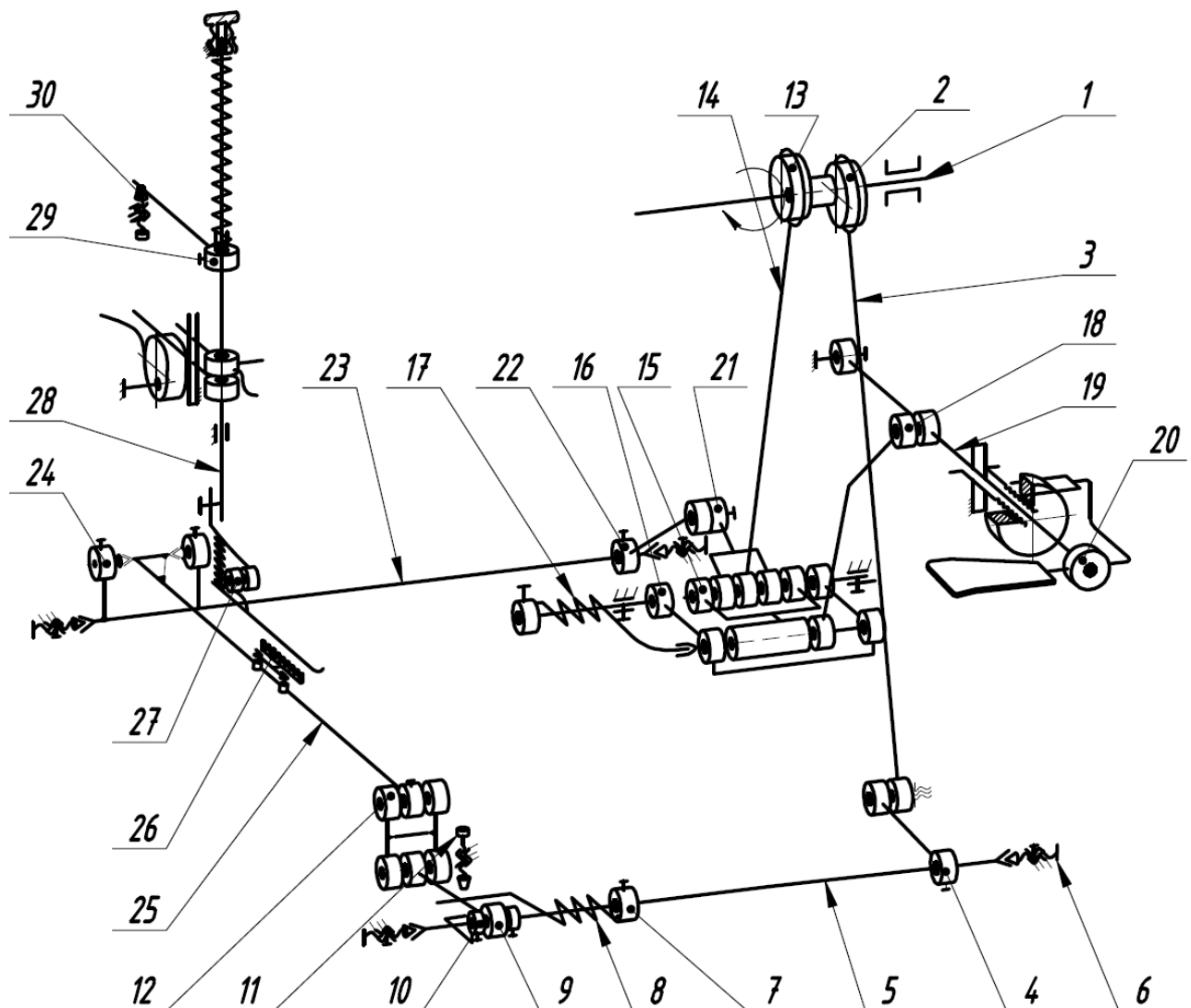
### **1.2.2. Конструкція механізму зубчастої рейки швейної машини 1022 кл. з підпружиненим коромислом**

Механізм переміщення матеріала (рис. 3) з підпружиненим коромислом містить головний вал 1, що вільно встановлений в корпусі машини, на головному валі 1 закріплений ексцентрик вертикальних переміщень 2, який з'єднаний з верхньою головкою шатуна 3, нижня головка якого з'єднана з коромислом 4, яке закріплене на валу вертикальних переміщень зубчастої рейки 5, який рухомо встановлений в двох центрових гвинтах 6, які закріплені в корпусі машини. На валу вертикальних переміщень рейки 5 закріплене з можливістю регулювання, кільце 7, в якому закріплений кінець пружини 8, яка установлена на валу 5, інший кінець пружини 8 упертий в коромисло 9, яке з'єднане з валом 5, переміщення коромисла в осьовому напрямку обмежене кільцями 10, поворотні рухи коромисла обмежені гвинтом 11, та пальцем, який закріплено в валі 5 (на рис. 4.2. не показано). Головка коромисла 9 з'єднана з нижньою головкою шатуна 12, який своєю верхньою головкою з'єднаний з шатуном 25 (функціональна група вертикальних переміщень зубчастої рейки).

Функціональна група горизонтальних переміщень зубчастої рейки містить ексцентрик 13, який з'єднаний з верхньою головкою шатуна 14, нижня головка шатуна 14 з'єднана з коромислом 15, яке в свою чергу з'єднане з рамкою 16, яка підпружинена пружиною кручення 17 та з'єднана з корпусом її положення фіксується тягою 18, яка шарнірно з'єднана з нею. Тяга 18 в свою чергу з'єднана з важелем 19, який з'єднаний з корпусом. На кінці важеля 19 закріплений регулятор довжини стібка 20. Коромисло 16 також з'єднане з шатуном 21, який з'єднаний в

					<b>ДБП 1022 М (С) 00.00.ПЗ</b>	Арку
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

свою чергу з коромислом 22, яке закріплене на валу горизонтальних переміщень 23, який виконаний у вигляді коромисла 24, яке в свою чергу з'єднане з шатуном 25 на якому закріплена зубчаста рейка 25. Рейка 25 уперта в лапку 27, яка з'єднана зі штоком 28, який з'єднаний з корпусом машини. На штоку закріплений поводок 29, який взаємодіє з гвинтом 30 на штоку між поводком та гайкою установлена пружина стиску.



Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДБП 1022 М (С) 00.00.ПЗ

Арку

19

Рис. 3. Кінематична схема механізму переміщення матеріалу швейної машини 1022 кл. з підпружиненим коромислом

Механізм переміщення матеріалу працює наступним чином: обертальний рух головного валу 1 та разом з ним ексцентриків 2, 13 перетворюється за допомогою шатуна 3 в коливний рух коромисла 4, вала вертикальних переміщень 5, під дією пальця вал 5 передає коромислу 9 поворотний рух проти годинникової стрілки, при зворотному русі вала 5 під дією пружини 8 коромисло 9 повертається за годинниковою стрілкою в наслідок чого через шатун 12, 25 рейка 26 притискається до матеріалу (вертикальна складова зубчатої рейки). Обертальний рух ексцентрика 13 за допомогою шатуна 14 перетворюється в коливний рух коромисла 16, який за допомогою шатуна 21 переорюється в коливний рух коромисла 22 та валу горизонтальних переміщень 23, коромисла 24, який за допомогою шатуна 25 перетворюється в горизонтальні рухи зубчастої рейки 26. Під дією пружини шток з лапкою 27 притискається до поверхні матеріалу.

Регулювання механізму здійснюється наступним шляхом:

–довжина стібка, та напрямок переміщення матеріалу здійснюється за допомогою важеля 19, при відповідному положенні регулятора 20, відносно корпусу машини;

–положення зубців над голковою пластиною регулюється шляхом повороту гвинта 11. Величина зубців над по верхньою голковою пластиною повинна становити 0,8-1,2.

–положення зубців в повздовжньому переміщенні матеріалу відносно прорізі голкової пластини регулюються поворотом вала 23 відносно коромисла 22 попередньо ослабивши його.

–положення зубців поперек прорізі голкової пластини регулюються осьовим

					<b>ДБП 1022 М (С) 00.00.ПЗ</b>	Арку
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

переміщенням вала 23 відносно коромисла 21 попередньо ослабивши його.

–своєчасність переміщення матеріалу регулюється положення ексцентриків 2, 13, відносно головного вала 1.

–налагоджування на товщину матеріалу та регулювання величини зусилля притискання лапки регулюється положенням гвинта 29.

### **1.2.3. Конструкція механізму зубчастої рейки швейної машини 1022 М кл.**

Механізм зубчастої рейки швейної машини 1022М кл містить: розподільчий вал 1 (рис. 4), що вільно встановлений в корпусі машини, на розподільчому валі 1 закріплений ексцентрик вертикальних переміщень 11, який з'єднаний з головкою шатуна 12, інша головка якого з'єднана з двохплечим коромислом 13, яке рухомо встановлене в корпусі машини. Друге плече двохплечого коромисла 13 з'єднане з шатуном 14, що в свою чергу з'єднаний з шатуном 9 зубчастої рейки 10 (функціональна група вертикальних переміщень).

Функціональна група горизонтальних переміщень зубчастої рейки містить ексцентрик 2, який з'єднаний з головкою шатуна 3, інша головка шатуна 3 з'єднана з коромислом 4, яке в свою чергу з'єднане з рамкою 5, яка підпружинена пружиною кручення та з'єднана з корпусом її положення фіксується тягою, яка шарнірно з'єднана з нею. Тяга в свою чергу з'єднана з важелем, який з'єднаний з корпусом. На кінці важеля закріплений регулятор довжини стібка 6. Коромисло 4 також з'єднане з шатуном 7, який з'єднаний в свою чергу з коромислом 8, яке закріплене на двохплечому коромислі 13, яке в свою чергу з'єднане з шатуном 9 на якому закріплена зубчаста рейка 10.

Механізм переміщення матеріалу працює наступним чином: обертальний рух розподільчого валу 1 та разом з ним ексцентриків 2, 11 перетворюється за допомогою шатуна 12 в коливний рух двохплечого коромисла 13, які перетворюються шатуном 14 у вертикальну складову шатуна 9 з зубчастою рейкою 10 (вертикальна складова зубчастої рейки). Обертальний рух ексцентрика 2

					<b>ДБП 1022 М (С) 00.00.ПЗ</b>	Арку
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

за допомогою шатуна 3 перетворюється в коливний рух коромисла 4, який за допомогою шатуна 7 переорюється в коливний рух двохплечого коромисла 8, який за допомогою шатуна 9 перетворюється в горизонтальні рухи зубчастої рейки 10 (горизонтальна складова зубчастої рейки).

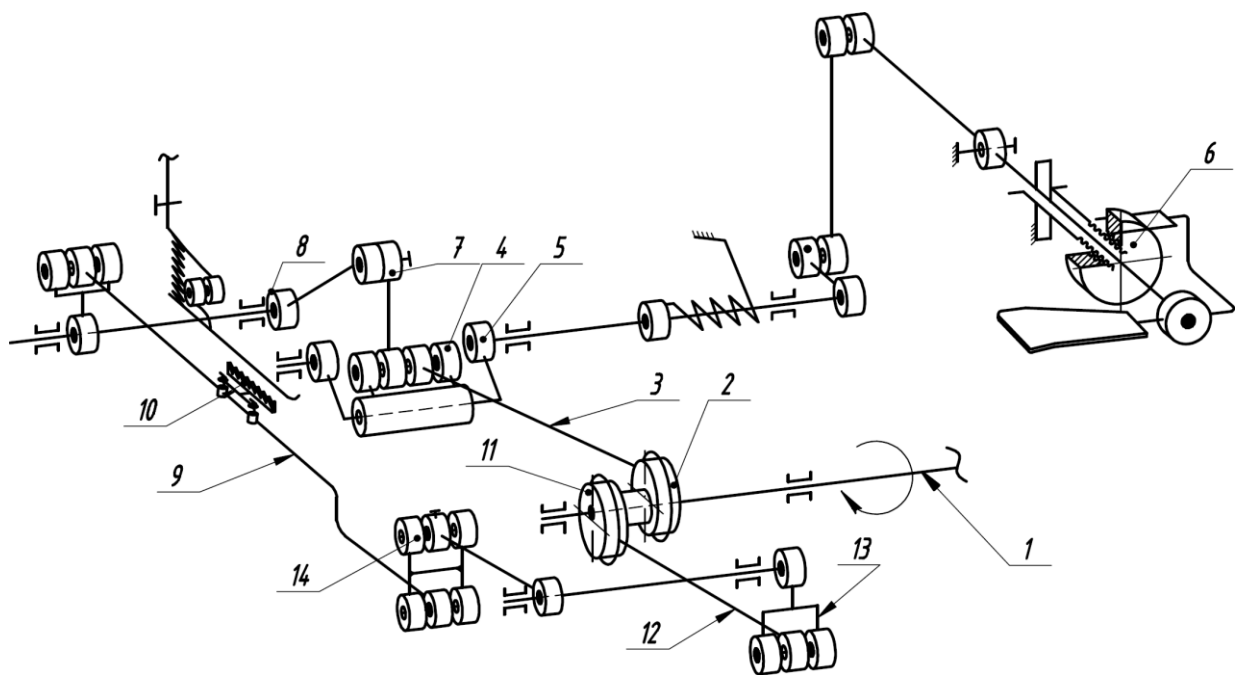


Рис. 4. Кінематична схема механізму переміщення матеріалу швейної машини 1022М кл.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДБП 1022 М (С) 00.00.ПЗ

Арку

22

Регулювання механізму здійснюється наступним шляхом:

– довжина стібка, та напрямок переміщення матеріалу здійснюється за допомогою важеля 16, при відповідному положенні регулятора відносно корпусу машини;

– положення зубців над голковою пластиною регулюється шляхом відносного повороту пліч двохплечого коромисла 13 ослаблення гвинта, яки й його кріпить. Величина зубців над по верхньою голковою пластиною повинна становити 0,8-1,2 мм.

– положення зубців в повздовжньому переміщенні матеріалу відносно прорізі голкової пластини регулюються відносним положенням пліч коромисла 8 попередньо ослабивши одне з них.

– положення зубців поперек прорізі голкової пластини регулюються осьовим переміщенням коромисла 8.

– своєчасність переміщення матеріалу регулюється положення ексцентриків 2, 11, відносно розподільчого вала 1.

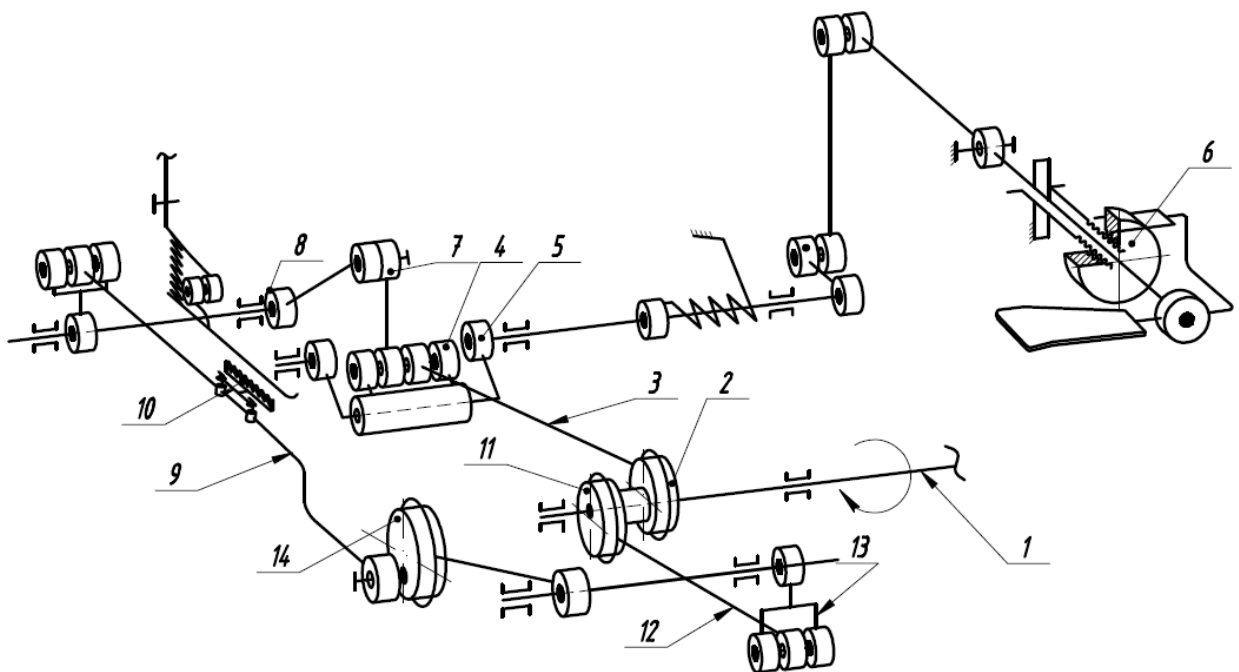
Така конструкція механізму має недоліки в тому, що траєкторія зубчастої рейки має еліпсоподібну форму, що призводить до відомих дефектів строчки: невідповідність довжини стібка, зморшкуватість строчки, посадку шарів матеріалу і т. ін.

#### **1.2.4. Конструкція механізму зубчастої рейки швейної машини за патентом №2005353 Пищиков В.О., Паладич І.В.**

					<i>ДБП 1022 М (С) 00.00.ПЗ</i>	Арку
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		23



Механізм зубчастої рейки швейної машини запропонований авторами Пищиков В.О., Паладич І.В. має близьку конструкцію до механізму швейної машини 1022 М кл. (рис. 5) містить: розподільчий вал 1, що вільно встановлений в корпусі машини, на розподільчому валі 1 закріплені



Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДБП 1022 М (С) 00.00.ПЗ

Арку

24

Рис. 5. Кінематична схема механізму переміщення матеріалу швейної машини за патентом №2005353 Пищиков В.О., Паладич І.В.

ексцентрик вертикальних переміщень 11, який з'єднаний з головкою шатуна 12, інша головка якого з'єднана з двохплечим коромислом 13, яке рухомо встановлене в корпусі машини. Друге плече двохплечого коромисла 13 з'єднане з ексцентриком 14, що в свою чергу з'єднаний з шатуном 9 обертальними кінематичними парами (функціональна група вертикальних переміщень).

Функціональна група горизонтальних переміщень зубчастої рейки містить ексцентрик 2, який з'єднаний з головкою шатуна 3, інша головка шатуна 3 з'єднана з коромислом 4, яке в свою чергу з'єднане з рамкою 5, яка підпружинена пружиною кручення та з'єднана з корпусом її положення фіксується тягою, яка шарнірно з'єднана з нею. Тяга в свою чергу з'єднана з важелем, який з'єднаний з корпусом. На кінці важеля закріплений регулятор довжини стібка 6. Коромисло 4 також з'єднане з шатуном 7, який з'єднаний в свою чергу з коромислом 8, яке закріплене на двохплечому коромислі 13, яке в свою чергу з'єднане з шатуном 9 на якому закріплена зубчаста рейка 10.

Механізм переміщення матеріалу працює наступним чином: обертальний рух розподільчого валу 1 та разом з ним ексцентриків 2, 11 перетворюється за допомогою шатуна 12 в коливний рухи двохплечого

					<i>ДБП 1022 М (С) 00.00.ПЗ</i>	Арку
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

коромисла 13, які перетворюються ексцентриком 14 у вертикальну складову шатуна 9 з зубчастою рейкою 10 (вертикальна складова зубчатої рейки). Обертальний рух ексцентрика 2 за допомогою шатуна 3 перетворюється в коливний рух коромисла 4, який за допомогою шатуна 7 переорюється в коливний рух двохплечого коромисла 8, який за допомогою шатуна 9 перетворюється в горизонтальні рухи зубчатої рейки 10 (горизонтальна складова зубчатої рейки).

Регулювання механізму здійснюється наступним шляхом:

– довжина стібка, та напрямок переміщення матеріалу здійснюється за допомогою важеля 16, при відповідному положенні регулятора відносно корпусу машини;

– положення зубців над голковою пластиною регулюється шляхом відносного повороту пліч двохплечого коромисла 13 ослаблення гвинта, який його кріпить. Величина зубців над по верхньою голковою пластиною повинна становити 0,8-1,2 мм.

– положення зубців в повздовжньому переміщенні матеріалу відносно прорізі голкової пластини регулюються відносним положенням пліч коромисла 8 попередньо ослабивши одне з них.

– положення зубців поперек прорізі голкової пластини регулюються осьовим переміщенням коромисла 8.

– своєчасність переміщення матеріалу регулюється положенням ексцентриків 2, 11, відносно розподільчого вала 1.

Така конструкція механізму має значні переваги в тому, що траєкторія зубчатої рейки має прямолінійну ділянку, що призводить до підвищення якісних параметрів переміщення матеріалів (стабільність довжини строчки, відповідність довжини стібка і т. ін.)

					<b>ДБП 1022 М (С) 00.00.ПЗ</b>	Арку
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

### 1.2.5. Конструкція механізму зубчастої рейки швейної машини за патентом № 132870 Горобець В.А.

Механізм переміщення матеріалів швейної машини містить кінематичні важільні ланцюги ( Рис. 6-9), горизонтальних – 1 та вертикальних – 2 переміщень зубчастої рейки, передні коромисла яких 3 та 4 відповідно з'єднані обертальними кінематичними парами з першою головною другого шатуна 5 та додатковим шатуном 6, який з такою ж парою з'єднаний з додатковим коромислом 7, другий кінець якого такою ж парою з'єднаний зі стійкою 8. Наконечник додаткового шатуна 6, що має циліндричну форму, поступальною кінематичною парою з'єднаний з шатуном-кулісою 9 на якому закріплена зубчаста рейка 10, другий кінець якого обертальною кінематичною парою з'єднаний з другою головкою другого шатуна 6.

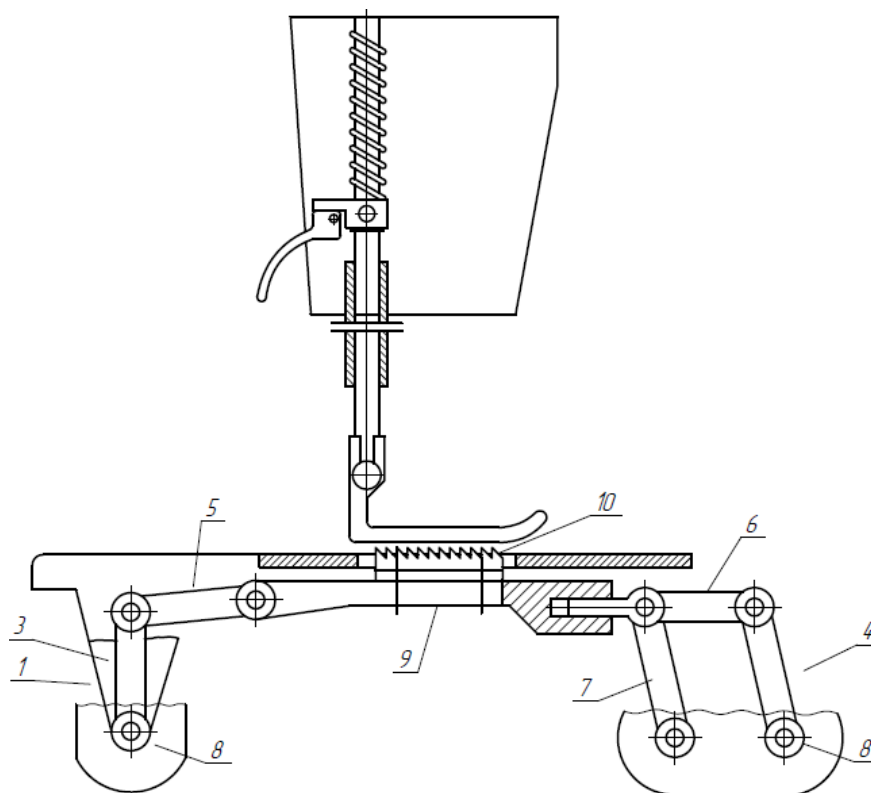


Рис. 6. Конструкція нового механізму зубчастої рейки

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДБП 1022 М (С) 00.00.ПЗ

Арку

27

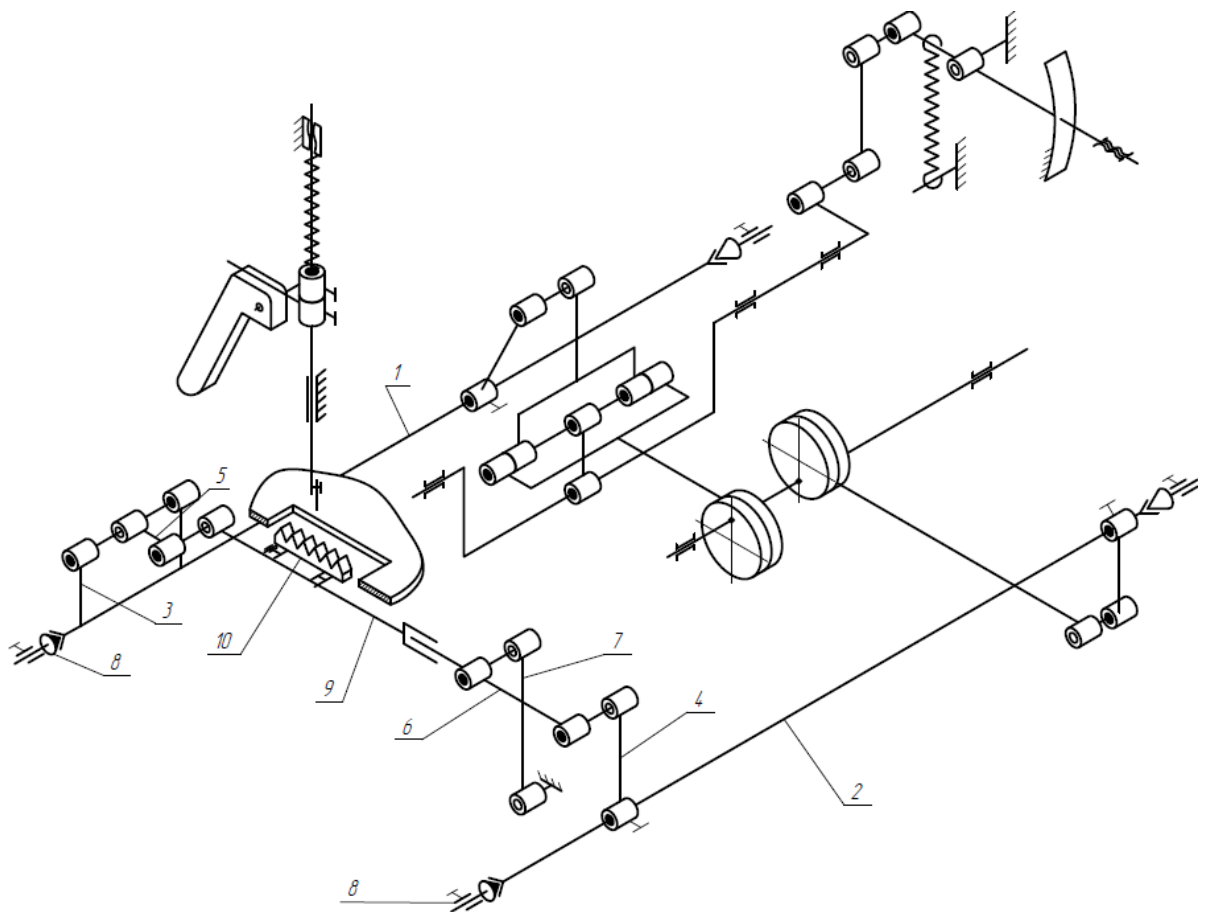


Рис. 7. Кінематична схема нового механізму зубчастої рейки

Механізм працює наступним чином – обертальний рух головного вала за допомогою кінематичних важільних ланцюгів вертикальних і горизонтальних переміщень рейки 1 і 2 перетворюється в коливальний рух передніх коромисел 3 та 4. Переднє коромисло 3 за допомогою другого шатуна 5 передає горизонтальні переміщення шатуну-кулісі 9, на якому закріплена зубчаста рейка 10.

Переднє коромисло 4 разом з додатковим коромислом за рахунок однакової довжини 7 переміщує додатковий шатун 6, так, що всі його точки мають однакові траєкторії (рис. 10).

Такий же вид руху отримує і шатун-куліса 9, на якому закріплена рейка 10, забезпечуючи однакові траєкторії руху її зубців Т1-Т3 (рис. 11)

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

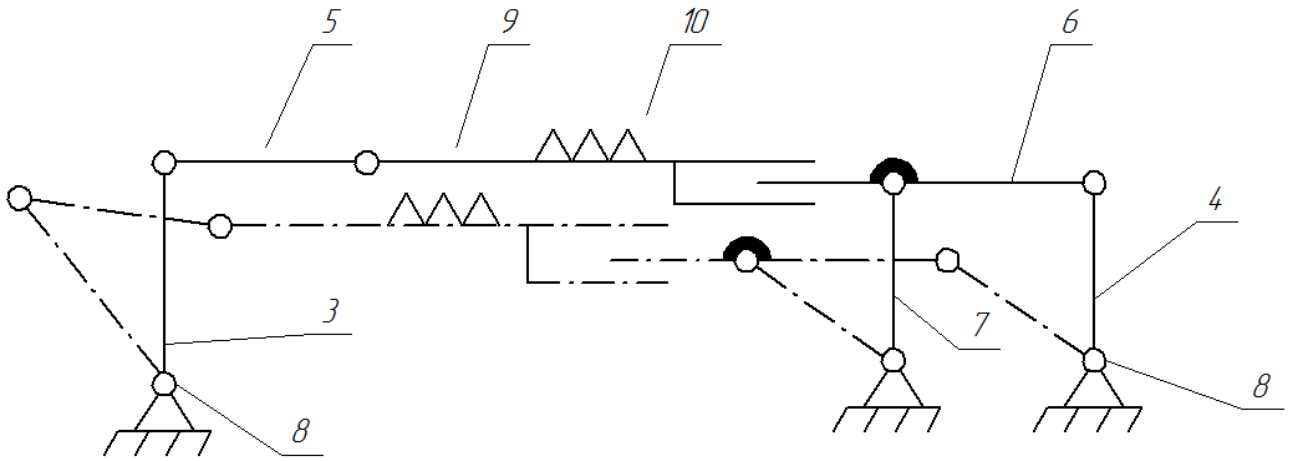


Рис. 8. принцип роботи механізму

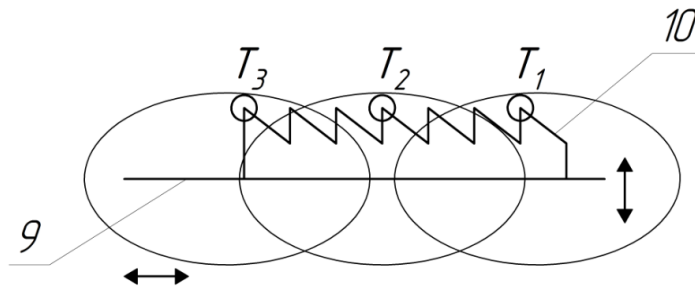


Рис. 9. Траєкторія зубців рейки T1-T3 новому механізму

### 1.3. Порівняльна характеристика механізмів зубчастої рейки

При розробці нового варіанту механізму переміщення матеріалу необхідно враховувати різні показники, серед яких основними є простота регулювання, а також простота самого механізму й складових його деталей, його довговічність, надійність забезпечення протікання процесу переміщення матеріалу та його якісний вплив на строчку при зшиванні матеріалів.

З погляду надійності механізмів варіанти мають різну кількість ланок та різні закони руху рейки, оскільки при робочому ході зубчастої рейка в другому варіанті та останньому варіанті рейка переміщується паралельно поверхні притискної лапки, що забезпечує постійний контакт з матеріалом та рівномірне його

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

переміщення. Але з огляду конструктивного виконання та структури другий варіант механізму має пружну ланку, що обмежує застосування цього варіанту механізму на високих швидкостях тому підвищення швидкості роботи машини з огляду на це не можливе. Застосування ексцентрика в патенті №2005353 призводить до збільшення маси коромисла, що суттєво впливає також на швидкісні характеристики машини. Для обґрунтування аналогів механізму переміщення матеріалу складемо порівняльну таблицю 1, у яку зведемо найбільш значні фактори, що визначають наш вибір.

Таблиця 1

Порівняльна характеристика механізмів

Варіанти	Характеристики		
	Кількість ланок	Кількість деталей	Траєкторія рейки під час переміщення
Варіант I	9	6	еліптична
Варіант II	10	15	горизонтальна
Варіант III	9	9	еліптична
Варіант IV	9	8	горизонтальна
Варіант IV	11	13	горизонтальна

Як видно зі значень параметрів таблиці 1, оптимальним варіантом є IV варіант механізму, тому що він забезпечує більш надійний процес переміщення матеріалу та має меншу кількість ланок.

**Висновки та постановка задачі дослідження**

Виходячи з результатів аналітичного огляду можна зробити висновки, що практично в усіх швейних машинах застосований механізм зубчастої рейки з двома кінематичними ланцюгами вертикальних та горизонтальних переміщень, при цьому для досягнення прямолінійної ділянки траєкторії рейки досягається за рахунок в деяких випадках пружної ланки, або наявності ексцентрика в обох

випадках досягається часткове рішення поставлених задач – збереження контакту зубців рейки з матеріалами.

Тому задачею нинішньої роботи є розробка механізму зубчастої рейки раціональної структури, яка забезпечувала прямолінійну траєкторію рейки та мала покращені показники.

В межах даної основної задачі в нинішній роботі планується вирішити наступні питання:

1. Розробити конструкцію швейної машини з реалізацією траєкторії рейки з прямолінійною ділянкою;
2. Вивести аналітичні залежності, які описують функцію положення зубців зубчастої рейки;
3. Виконати синтез механізму з застосуванням в швейній машині 1022 М кл. ОЗЛМ;
4. Розробити 3D модель механізму та провести аналіз ланок механізму на міцність;
5. Розробити нову раціональну конструкцію механізму на основі базової швейної машини 1022 М кл.;
6. Розробити заходи з обслуговування нової швейної машини.

					<i>ДБП 1022 М (С) 00.00.ПЗ</i>	Арку
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		31



## РОЗДІЛ 2. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА СИНТЕЗ МЕХАНІЗМУ ЗУБЧАСТОЇ РЕЙКИ

### 2.1. Граничні умови синтезу нового механізму транспорту швейної машини

Постановка завдання. Задачею роботи є розробка такого механізму, в якому забезпечується одночасний вихід всіх зубців транспортуючої рейки над поверхнею голкової пластини, а також аналогічне опускання їх після переміщення матеріалу (рис. 10), а також визначення його кінематичних параметрів.

Результати дослідження. Вирішення поставленої задачі досягається введенням в механізм додаткового коромисла, яке утворює з переднім коромислом ланцюга вертикальних переміщень зубчастої рейки так званий «шарнірний паралелограм» [6], а також шатуна, який своїми головками поєднаний з переднім коромислом кінематичного ланцюга горизонтальних переміщень рейки та шатуном, на якому закріплена рейка, та шатуна, який поступальною кінематичною парою з'єднаний з шатуном рейки, а обертальними кінематичними парами – з коромислами (рис. 11). В цьому випадку (якщо не розглядати ті частини кінематичних ланцюгів механізму, що не відрізняються від аналогічних частин в типовому механізмі переміщення матеріалів), веде коромисло 1 за допомогою коромисла 2, що має однакову довжину з коромислом 1, передає плоско-паралельний рух шатуну 3.

При цьому всі точки шатуна 3 рухаються по однакових траєкторіях. Оскільки шатун 3 з'єднаний з шатуном рейки 4 поступальною парою, то характер руху шатуна 4 буде аналогічний. Відрізнятись будуть тільки величина горизонтальних переміщень точок цих ланок, оскільки шатун рейки їх отримує від коромисла 6 та шатуна 5.

Таким чином траєкторії всіх зубців рейки, що закріплена на шатуні 4, теж будуть однакові.

					<i>ДБП 1022 М (С) 00.00.ПЗ</i>	Арку
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

Для визначення кінематичних параметрів нового механізму застосовуємо комбінований оптимізаційний метод синтезу механізмів [7], що містить елементи як випадкового так і спрямованого пошуку.

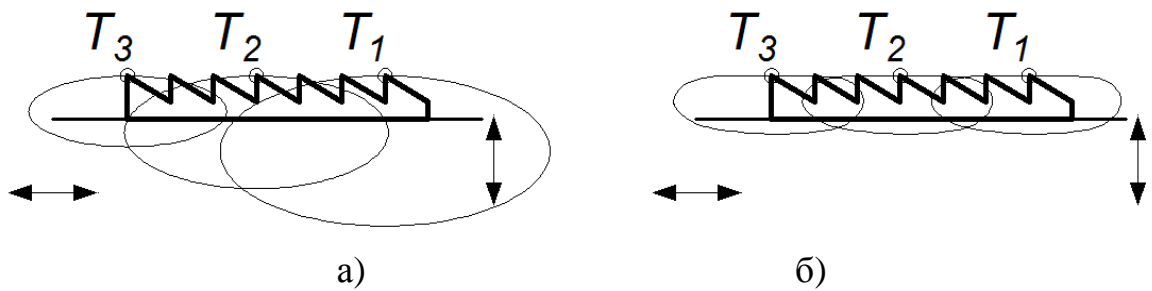


Рис. 10. Траєкторії різних зубців транспортуючої рейки: а – в типовому механізмі; б – в запропонованому механізмі

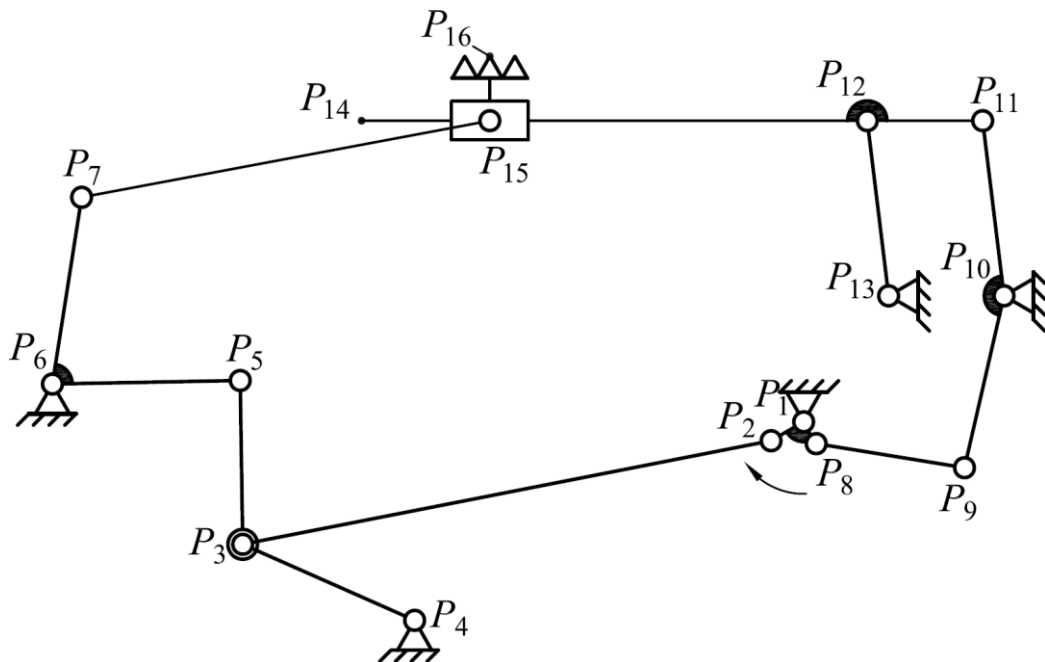


Рис. 11. Кінематична схема нового механізму переміщення матеріалів

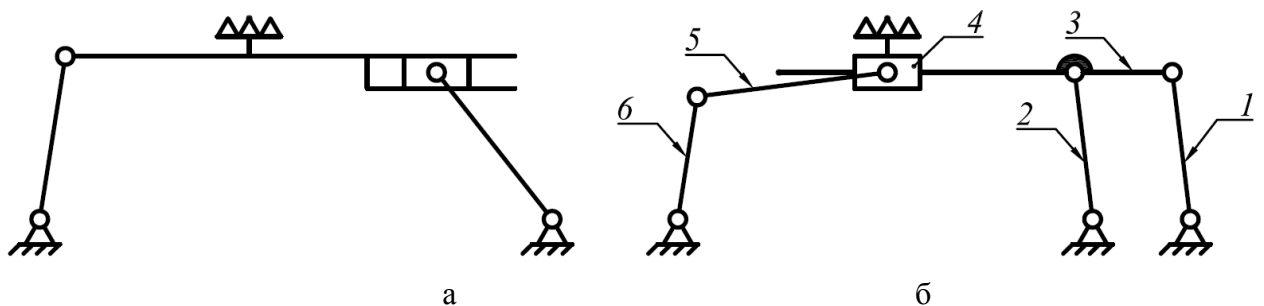


Рис. 12. Робочі частини кінематичних ланцюгів механізму переміщення матеріалів: а – типового; б – запропонованого

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

За вхідні параметри (тобто задані) приймаємо положення валів переміщення та підйому швейної машини, для якої проектуємо механізм та, довжини їх передніх коромисел. Відповідно це координати точок  $P_1, P_4, P_6, P_{10}$  та довжини ланок  $L_{1_2}, L_{2_3}, L_{3_4}, L_{3_5}, L_{1_8}, L_{8_9}, L_{9_{10}}$ .

Вихідними (тими, що підлягають визначенню) будуть довжини коромисел шарнірного паралелограма  $L_{10_{11}}, L_{11_{12}}, L_{12_{13}}$ , коромисла  $L_{6_7}$ , шатуна  $L_{7_{15}}$  та координати стійки  $P_{13}$  (рис. 11), до якої приєднується нове коромисло 2 (рис. 12), що одночасно визначають також і місце його приєднання до шатуна 3.

Додаткові умови синтезу (обмеження) будуть полягати в обмеженні довжини коромисел  $L_{10_{11}}, L_{12_{13}}$ , шатуна  $L_{7_{15}}$ , і координат стійки  $P_{13}$  (рис. 13) з умови конструктивних міркувань та величина кута тиску  $\alpha$  в кінематичні парі  $P_{12}$ , яка повинна забезпечувати нормальну роботу механізму ( $\alpha_{\text{допустиме}} = 45^\circ - 60^\circ$ ).

За функцію мети приймемо величину відхилення площини зубчастої рейки від горизонтального положення, яку можна виразити наступною залежністю:

$$\Delta = \sum_{i=1}^n |y_{T_1} - y_{T_3}| \rightarrow \min .$$

де  $y_{T_1}, y_{T_3}$  – миттєві координати крайніх зубців рейки (рис. 13);

$n$  – число інтервалів ( $n = 360$ ).

Суть комбінованого методу пошуку полягає в послідовному довільному виборі значень вихідних параметрів і визначенні величини  $\Delta$ .

При цьому довільні значення вихідних параметрів задаються в різних частинах області пошуку. Після порівняння значень  $\Delta$  комбінований пошук триває в тій частині, де значення  $\Delta$  найменше.

Функцію положення зубчастої рейки (точка  $P_{16}$ ) визначаємо, використовуючи обчислювальний блок та користуючись програмою Mathcad [8].

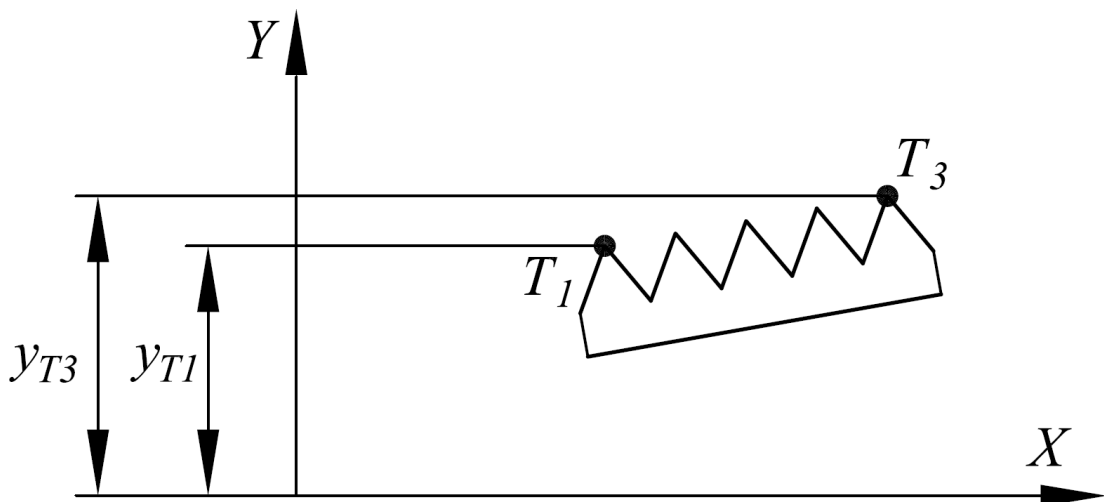


Рис. 13. Визначення функції мети

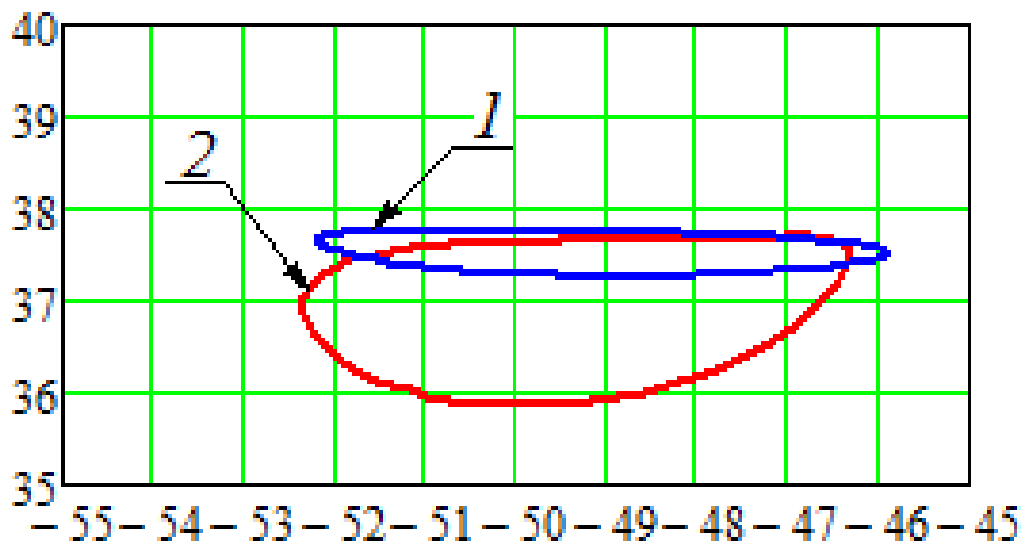


Рис. 14. Графіки траєкторій середнього зуба  $T_a$  рейки механізмів:  
а – типового; б - запропонованого

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

## 2.2. Математичне моделювання механізму транспорту швейної

### машини

Визначимо радіуси-вектори характерних точок механізму – центрів обертальних кінематичних пар ланок механізму  $P_2, P_3, P_5, P_7, P_8, P_9, P_{11}, P_{12}, P_{15}$  та робочої точки  $P_{16}$  в проекціях на осі правої системи координат (ПСК) залежно від кута повороту головного вала  $\varphi_1$  (кривошипа ланки  $L_{1_2}$ ). Заданими є довжини ланок  $L_{i_j}$ , координати стояків  $P_1 := (P_{1X} \ P_{1Y} \ 0)^T$ ,  $P_4 := (P_{4X} \ P_{4Y} \ 0)^T$ ,  $P_6 := (P_{6X} \ P_{6Y} \ 0)^T$ ,  $P_{10} := (P_{10X} \ P_{10Y} \ 0)^T$ ,  $P_{13} := (P_{13X} \ P_{13Y} \ 0)^T$  та кути, які характеризують конструктивне виконання коромисел  $U_{5_6_7}, U_{9_10_11}$  та шатуна  $U_{11_12_14}$ . При складанні обчислювального блоку було прийнято, що вектори-ланки позначаються  $P_{i_j}$  (в індексі  $i$  вказує на точку початку вектора,  $j$  – на його кінець),  $P_{i_j}(\varphi_1) := P_j(\varphi_1) - P_i(\varphi_1)$ ; кути позначаються  $U_{i_j_k}$  (в індексі  $i$  та  $j$  вказують на точки кінців векторів, між якими визначається кут,  $k$  – на їхній спільний початок (вершину кута),  $U_{i_j_k} := \arccos\left(\frac{L_{i_j}^2 + L_{j_k}^2 - L_{i_k}^2}{2 \cdot L_{i_j} \cdot L_{j_k}}\right)$ .

$$P_2(\varphi_1) := P_1 + T_Z(\varphi_1) \cdot \text{Ort}(e_x) \cdot L_{1_2}; \quad (1)$$

$$P_3(\varphi_1) := P_4 + T_Z(U_{2_4_3}(\varphi_1)) \cdot \text{Ort}(P_{4_2}(\varphi_1)) \cdot L_{3_4}; \quad (2)$$

$$P_5(\varphi_1) := P_6 + T_Z(U_{3_6_5}(\varphi_1)) \cdot \text{Ort}(P_{6_3}(\varphi_1)) \cdot L_{5_6}; \quad (3)$$

$$P_7(\varphi_1) := P_6 + T_Z(U_{5_6_7}(\varphi_1)) \cdot \text{Ort}(P_{6_5}(\varphi_1)) \cdot L_{6_7}; \quad (4)$$

$$P_8(\varphi_1) := P_1 + T_Z(\varphi_1 + U_{2_1_8}) \cdot \text{Ort}(P_{1_2}(\varphi_1)) \cdot L_{1_8}; \quad (5)$$

$$P_9(\varphi_1) := P_{10} + T_Z(U_{8_10_9}(\varphi_1)) \cdot \text{Ort}(P_{10_8}(\varphi_1)) \cdot L_{9_10}; \quad (6)$$

$$P_{11}(\varphi_1) := P_{10} + T_Z(U_{9_10_11}) \cdot \text{Ort}(P_{10_9}(\varphi_1)) \cdot L_{10_11}; \quad (7)$$

$$P_{12}(\varphi_1) := P_{13} + T_Z(U_{11_13_12}(\varphi_1)) \cdot \text{Ort}(P_{13_11}(\varphi_1)) \cdot L_{12_13}; \quad (8)$$

$$P_{14}(\varphi_1) := P_{12}(\varphi_1) + T_Z(U_{11_12_14}(\varphi_1)) \cdot \text{Ort}(-P_{11_12}(\varphi_1)) \cdot L_{12_14}; \quad (9)$$

$$P_{15}(\varphi_1) := P_7(\varphi_1) + T_Z\left(\arccos\left(\frac{|(P_{7_12}(\varphi_1) \times \text{Ort}(P_{12_15}(\varphi_1)))_Z|}{L_{7_15}}\right)\right) \cdot \dots \quad (10)$$

$$\cdot \text{Ort}\left(T_Z\left(\frac{\pi}{2}\right) \cdot \text{Ort}(P_{12_15}(\varphi_1)) \cdot |(P_{7_12}(\varphi_1) \times \text{Ort}(P_{12_15}(\varphi_1)))_Z|\right) \cdot L_{7_15}$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

$$P_{16}(\varphi_1) := P_{15}(\varphi_1) + T_Z \left( -\frac{\pi}{2} \right) \cdot \text{Ort}(P_{12,15}(\varphi_1)) \cdot L_{15,16}. \quad (11)$$

У виразах (1)-(11)  $T_Z(\alpha_i)$  – матриця повороту вектора на кут  $\alpha_i$  навколо осі Z;  $\text{Ort}(P_{i,j})$  – орт вектора  $P_{i,j}$ .

Отримані значення параметрів механізму переміщення матеріалів приведені у таблиці 2.

Таблиця 2

### Параметри механізму переміщення матеріалів

Метричні параметри	$L_{1,2}$	$L_{2,3}$	$L_{3,4}$	$L_{3,5}$	$L_{5,6},$ $L_{6,7}$	$L_{1,8}$	$L_{8,9}$	$L_{9,10}$	$L_{10,11},$ $L_{12,13}$	$L_{11,12}$	$L_{15,16}$
Значення, мм	3	70	28	22,6	24	2	26	24	18	10	7
Кутові параметри	$U_{2,1,8}$		$U_{5,6,7}$		$U_{9,10,11}$		$U_{11,12,14}$		–		
Значення, градуси	68		100		–170		0		–		
Координати стійок	$P_1$		$P_4$		$P_6$		$P_{10}$		$P_{13}$		
Значення, мм	(0;0;0)		(–45;–30;0)		(–95;4,3;0)		(24;12,8;0)		(14;12,8;0)		

Отримана в результаті синтезу траєкторія середнього зуба  $T_a$  рейки в порівнянні з аналогічною траєкторією типового механізму приведена на рис. 14.

**Висновки.** По-перше, як видно з рис. 14 новий механізм забезпечує практично паралельний вихід зубчастої рейки над площиною голкової пластини при транспортуванні матеріалів, що суттєво покращує якість процесу зшивання. По-друге, оскільки в новому механізмі величина вертикальних переміщень рейки в кілька разів менша, ніж в типовому, то при цьому крім покращення експлуатаційних показників (в першу чергу зменшення зносу) даний механізм безумовно має кращі динамічні характеристики, кількісні показники яких будуть визначені в подальших дослідженнях.

## РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ЗУБЧАСТОЇ РЕЙКИ

### 3.1. Розрахунок масо-інерційних параметрів ланок механізму

Визначимо масо-інерційні параметри моделей ланок (ексцентрик, шатун в зборі, коромисло) механізму за допомогою системи Solid Works командою Mass Properties. При цьому вісь Z співпадає з віссю обертання головного вала, система координат є правою. Результати розрахунків представлені «скріншотами» рис. 15 - 20. Отримані значення маси, положення центра мас, та момент інерції заносимо до таблиці 3.

Таблиця 3

Масо-інерційні параметри ланок

Параметр	m, г	X <sub>s</sub> ,	Y <sub>s</sub>	Z <sub>s</sub> ,	I <sub>y</sub> , кг·м <sup>2</sup>
		мм			
1 Коромисло 2-х плече гориз рух.	165,6	36,2	61,24	379,3	$7,4 \cdot 10^{-6}$
2 Шатун	20,6	62,2	51,6	359,1	$0,28 \cdot 10^{-6}$
3 Шатун-куліса, рейка	35,7	60,4	7,3	335,8	$3,74 \cdot 10^{-5}$
4 Коромисло	60,2	5,11	-22,4	340,2	$1,1 \cdot 10^{-3}$
5 Шатун	6,9	61	26,2	341,4	$1,13 \cdot 10^{-5}$
6 Коромисло 2-х верт. рух.	154,2	31,56	-43,7	334,47	$1,61 \cdot 10^{-3}$

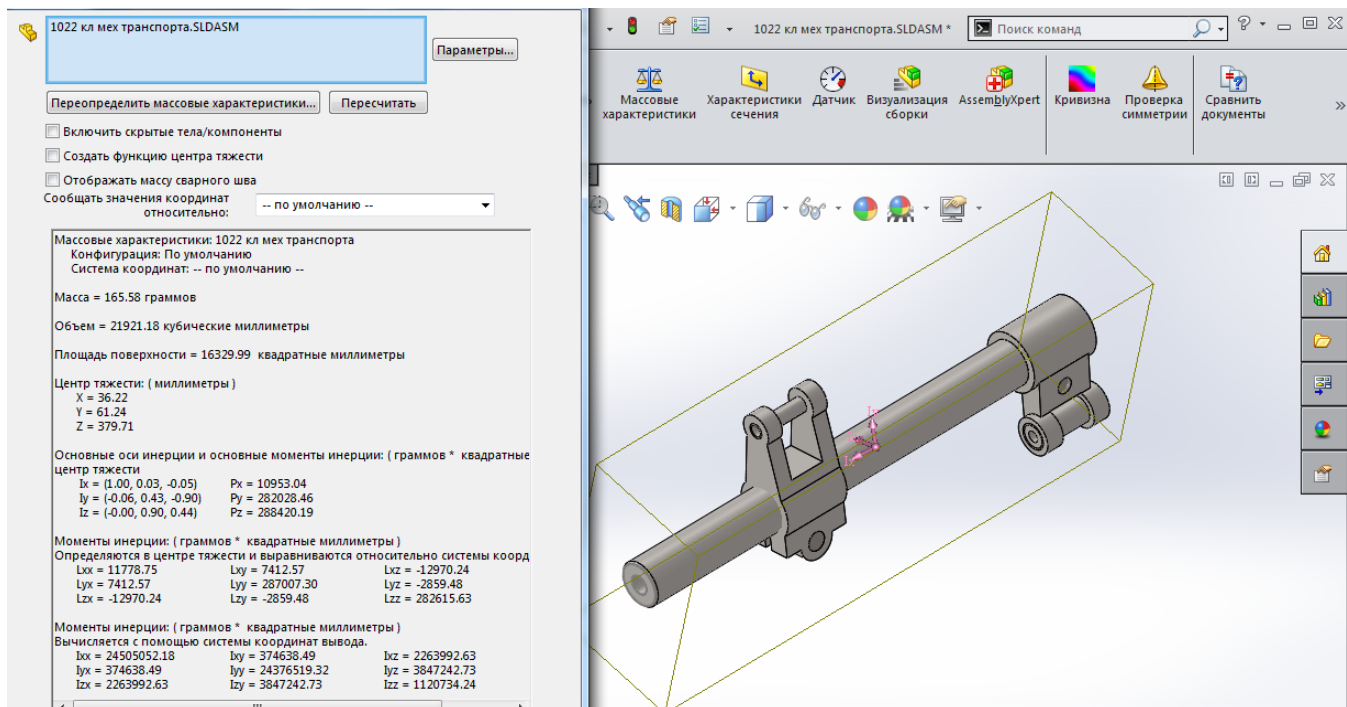


Рис. 15. 3D -модель коромисла двухплечого горизонтальных рухів для визначення масо-інерційних параметрів в системі SW

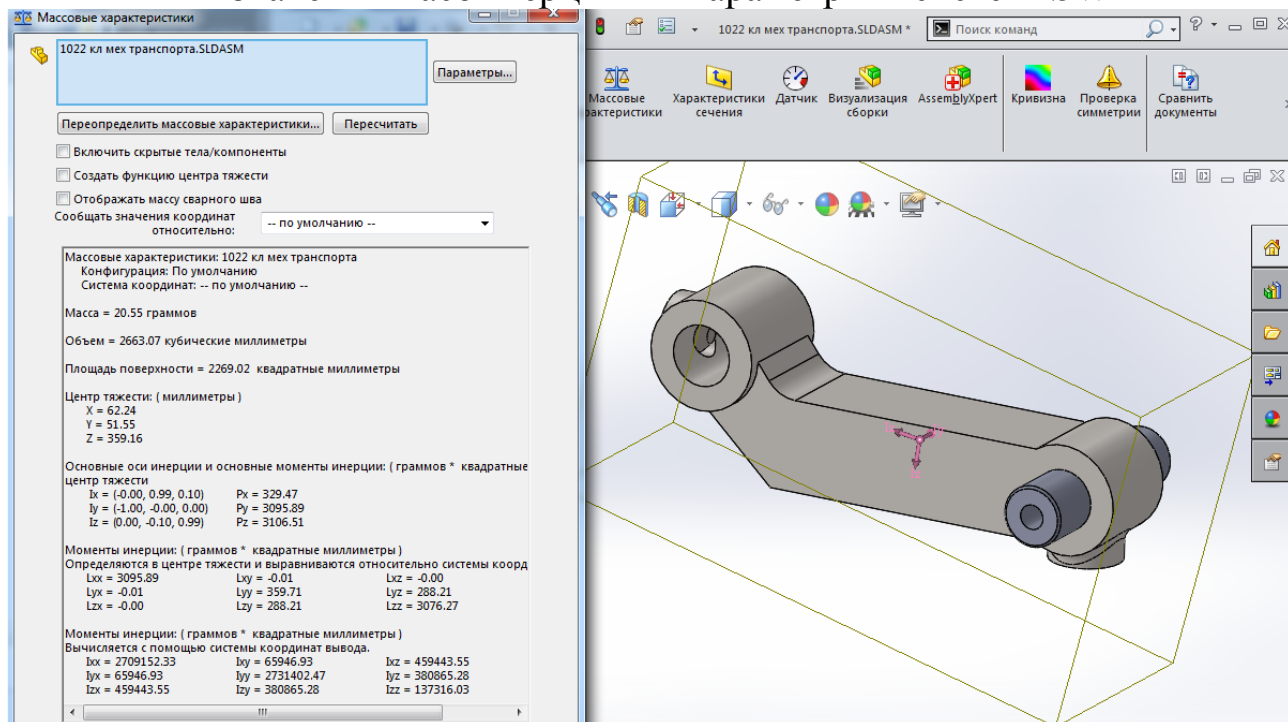


Рис. 16. 3D -модель шатуна для визначення масо-інерційних параметрів в системі SW

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДБП 1022 М (С) 00.00.ПЗ

Арку

39



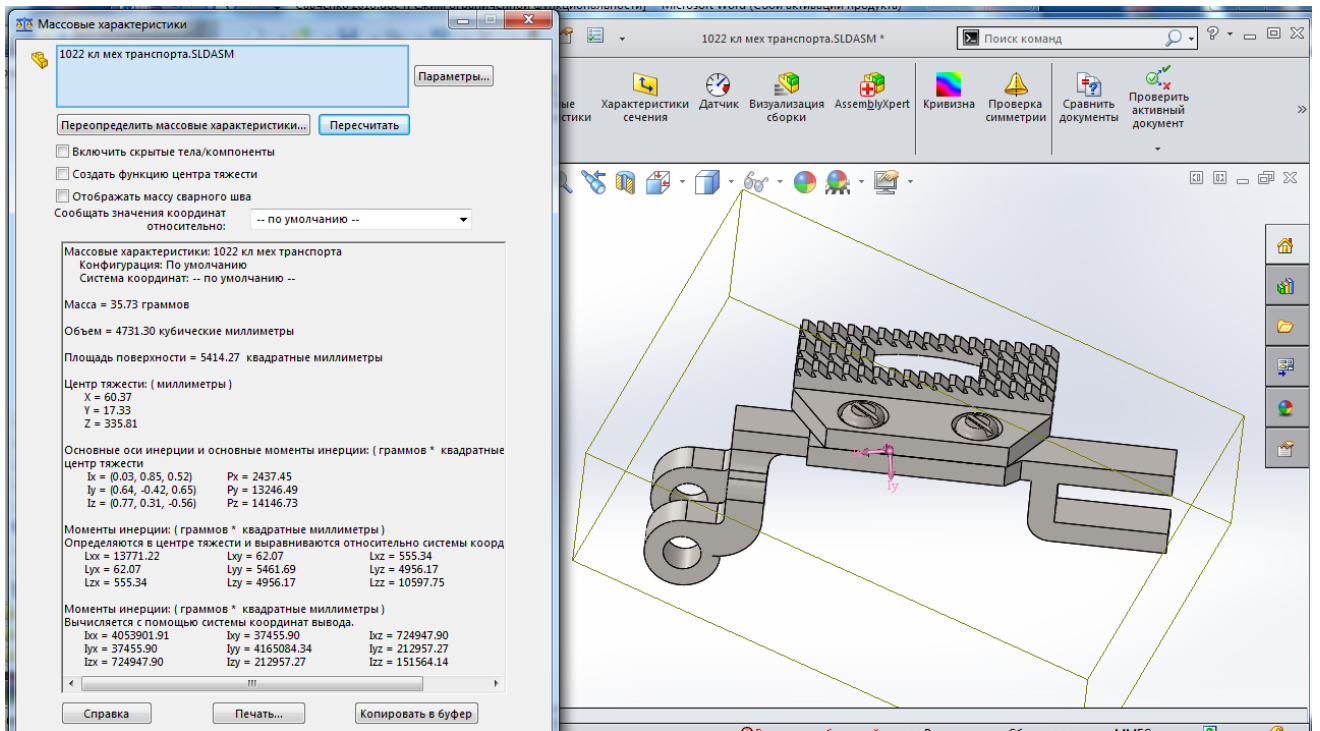


Рис. 17. 3D -модель шатуна-куліси для визначення масо-інерційних параметрів в системі SW

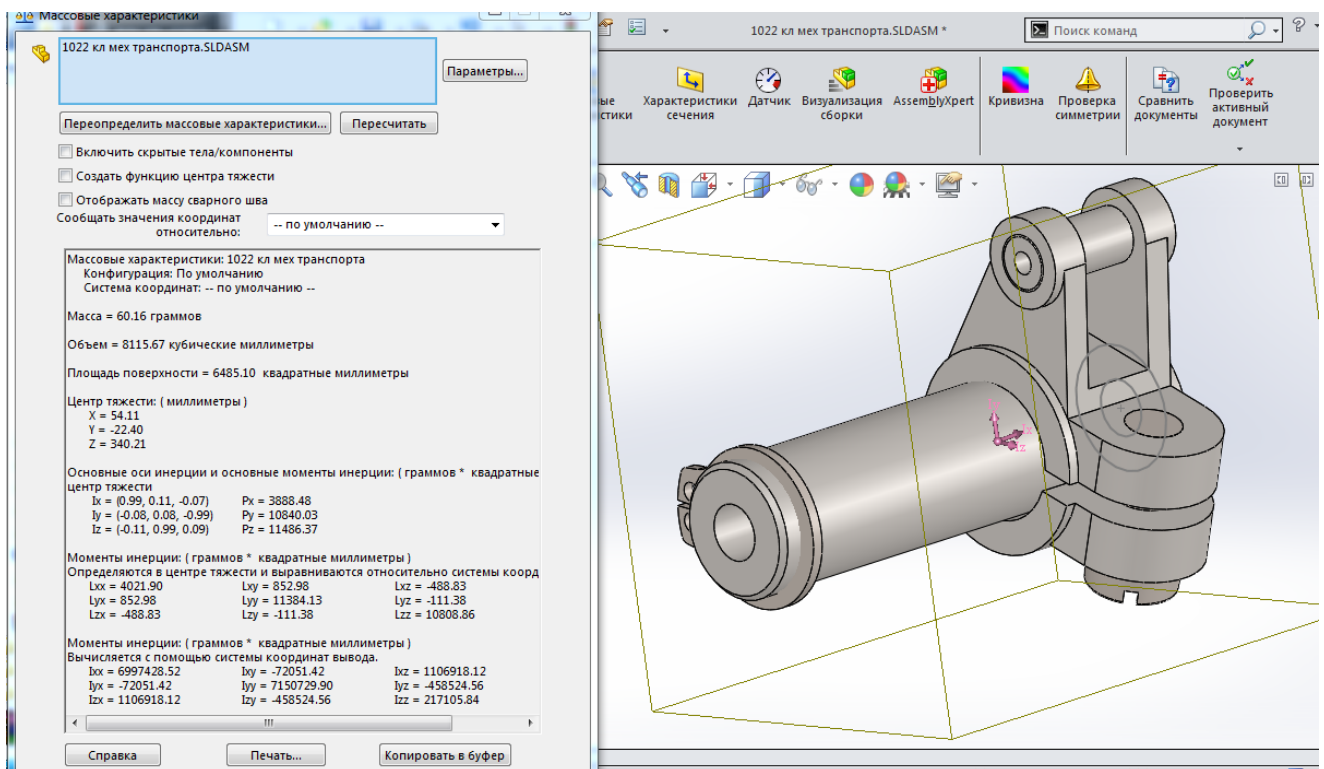


Рис. 18. 3D -модель коромисла для визначення масо-інерційних параметрів в системі SW

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

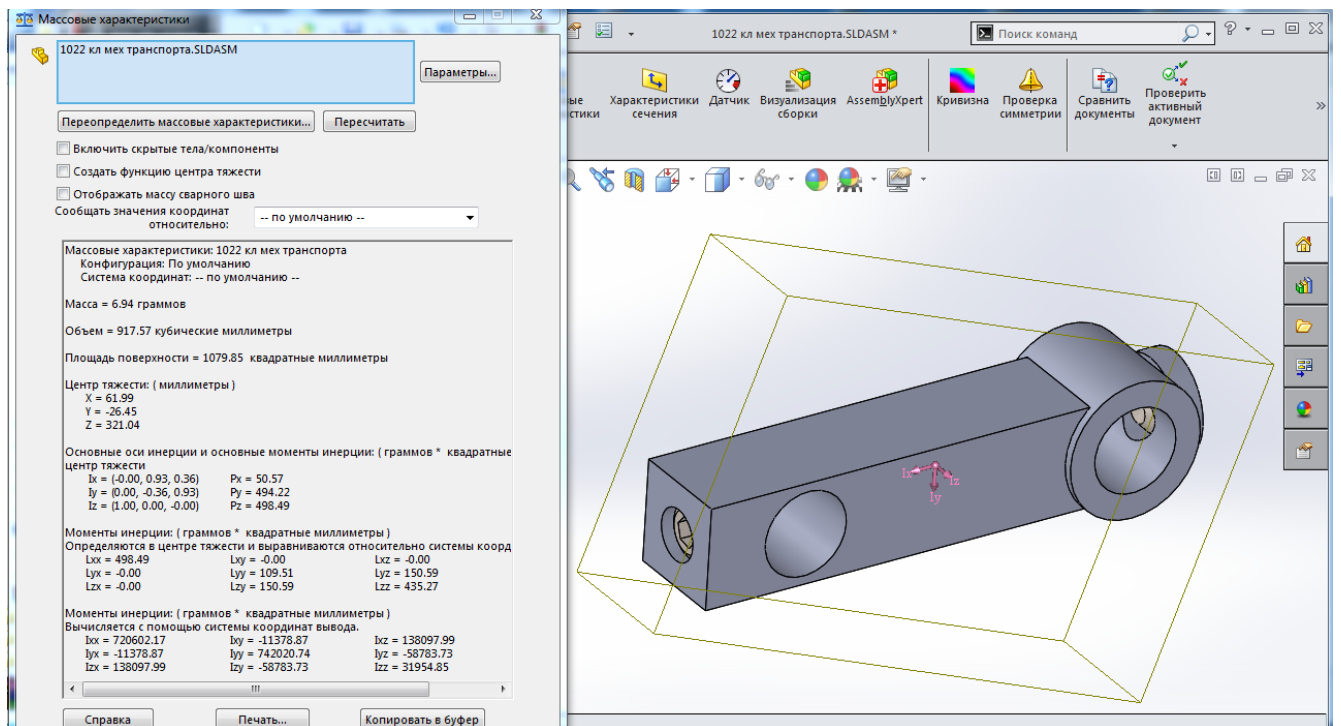


Рис. 19. 3D -модель шатуна для визначення масо-інерційних параметрів в системі SW

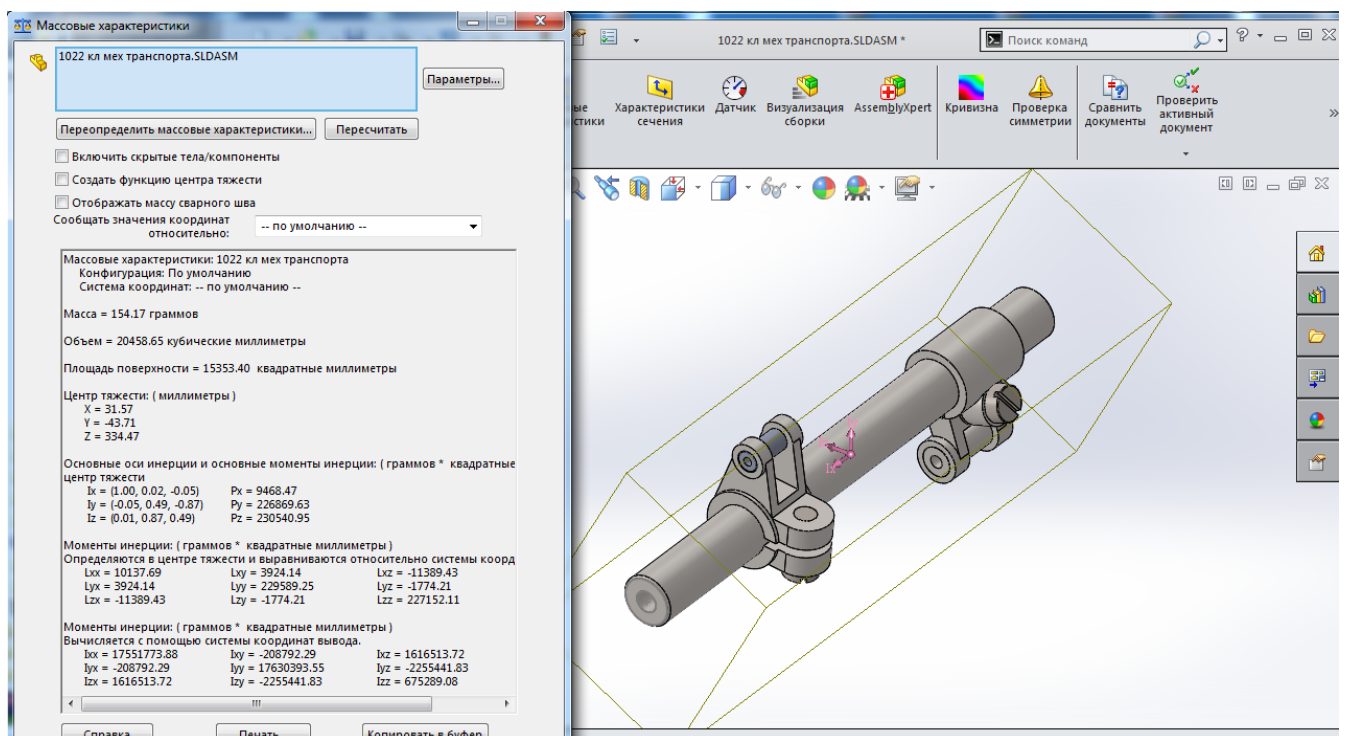


Рис. 20. 3D -модель коромисла двухплечого вертикальных рухів для визначення масо-інерційних параметрів в системі SW

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДБП 1022 М (С) 00.00.ПЗ

Арку

41

### 3.2. Кінематичний аналіз механізму зубчастої рейки

#### Методика обрахунку

Кінематичне дослідження плоских та просторових механізмів в більшості виконують як аналітичними методами так і векторними методами, або методами подібних трикутників. При кінематичному аналізі механізму формування кишені було побудовано повнофункціональну 3D модель (рис. 21) для, якої був застосований додаток CAE – SolidWorks Motion кінематичного та динамічного дослідження.

Кінематичний розрахунок виконувався методом зв'язаних диференціальних і алгебраїчних рівнянь, які визначають рух моделі. Числове рішення цих рівнянь виконується шляхом інтеграції диференціальних рівнянь відповідно до обмежень рівнянь алгебри.

Набір диференціальних рівнянь є чисельно жорстким, коли наявним є широкий розмах власних значень високих і низьких частот, у той час коли власні значення високих частот сильно демпфовані. Швидкість рішення рівнянь руху залежить від чисельної жорсткості рівнянь. Чим більш жорсткі рівняння, тим повільніше процес їх рішення.

Жорсткий метод інтеграції є найефективнішим методом рішення жорстких систем рівнянь. Чисельно жорсткі диференціальні рівняння вимагають жорстких методів інтеграції для ефективного розрахунку рішень, оскільки інші методи рішення диференціальних рівнянь не підходять або є дуже повільними.

Програма рішення SolidWorks Motion пропонує три жорсткі методи інтеграції для розрахунку руху:

GSTIFF і WSTIFF схожі в постановці задачі і поведінці. Обидва методи використовують кінцево-різницеве формулювання. Вони відрізняються в тому, що розрахунок коефіцієнтів GSTIFF припускає постійний крок, а коефіцієнти WSTIFF є функцією кроку. Якщо крок несподівано збільшується під час інтеграції, GSTIFF привносить невелику погрішність, тоді як WSTIFF може обробити зміни кроку без втрати точності. Несподівана зміна кроку відбувається,

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

коли присутні переривисті сили, переривистий рух або раптові події, такі як контакт.

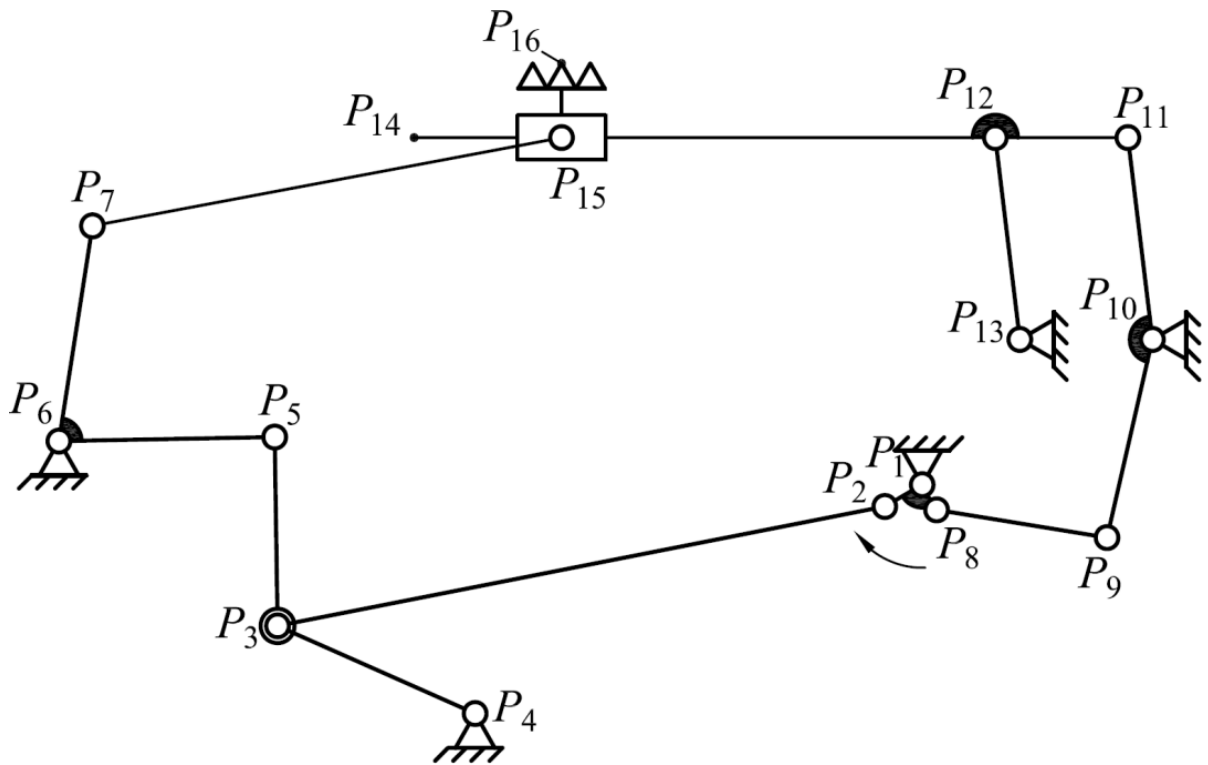


Рис. 21. Розрахункова схема кінематичних та силових параметрів механізму

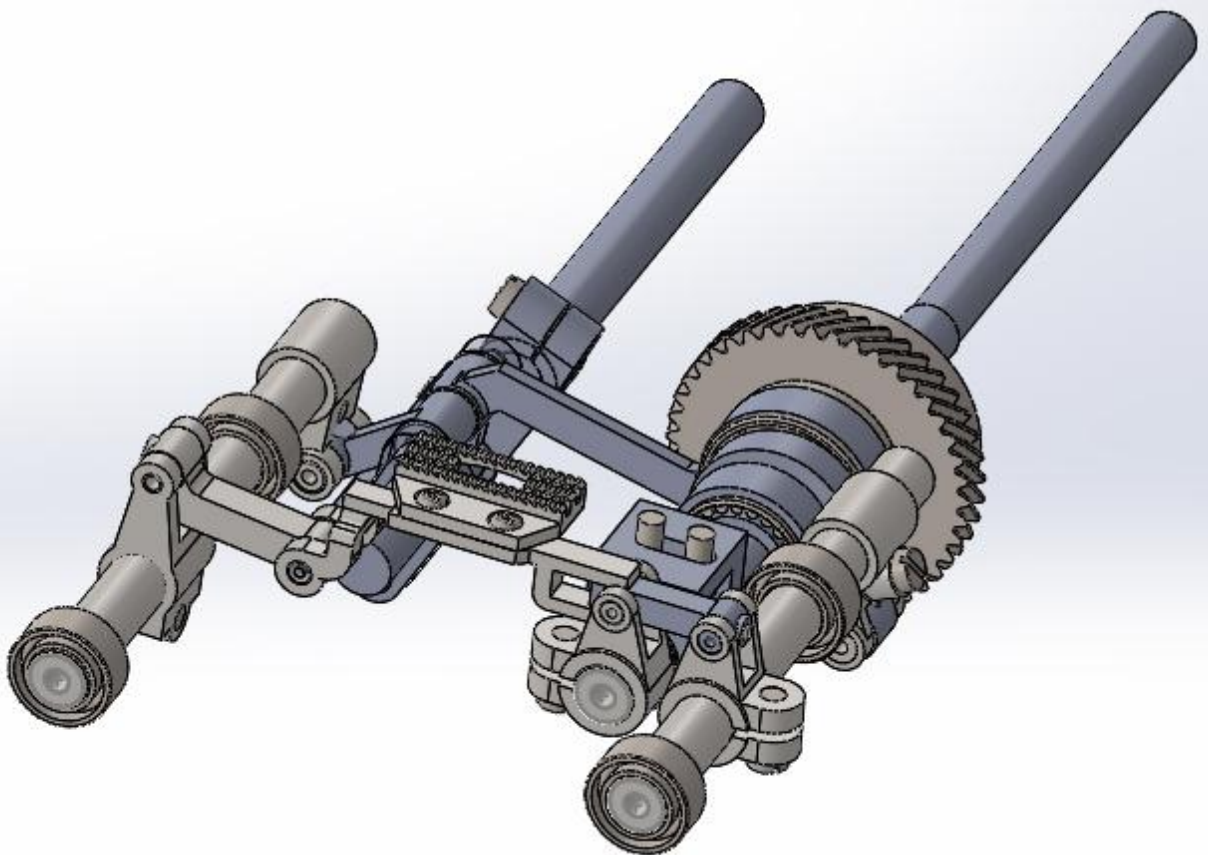


Рис. 22. 3D -модель механізму зубчастої рейки ш.м. 1022М(С) кл. для проведення кінематичного та динамічного аналізу в системі SW

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДБП 1022 М (С) 00.00.ПЗ

Арку

43

Зважаючи на особливість механізму та те, що він містить паралельні функціональні групи (багатоланковими) кінематичний розрахунок проводився для окремих чотирьох ланковиків цього механізму, з цією метою механізм було розкладено по групам, які містять по три рухомі ланки та стійку.

Кінематичні параметри які визначались:

Лінійне переміщення  $S = S(t)$

Лінійна швидкість  $V = \frac{dS(t)}{dt}$

Лінійне прискорення  $a = \frac{d^2 S(t)}{dt^2}$

Кут повороту  $\varphi = \varphi(t)$

Кутова швидкість  $\omega = \frac{d\varphi(t)}{dt}$

Кутове прискорення  $\varepsilon = \frac{d^2 \varphi(t)}{dt^2}$

Кінематичні характеристики є проміжним етапом аналізу механізму тому результати представлятися не будуть.

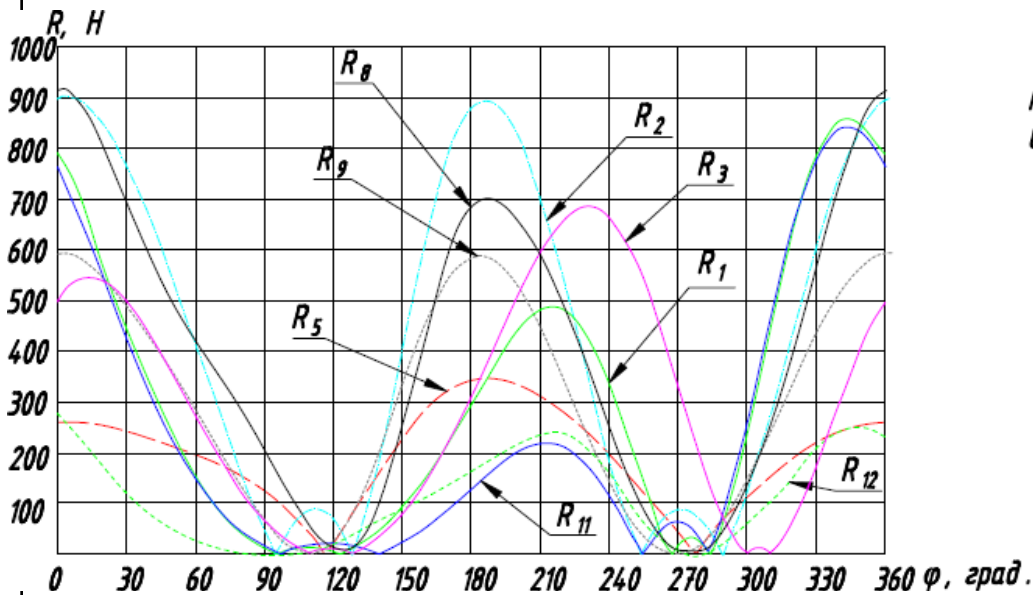
### 3.3. Силовий аналіз механізму переміщення матеріалів

Визначення значень реакцій в кінематичних парах проводимо за допомогою програми SolidWorks Motion, яка дозволяє визначити абсолютне значення реакції, а також за допомогою додатку Solid Works Simulation, який дозволяє виконати аналіз фізичних процесів, що характеризують напружений-деформований стан твердих тіл, рух і теплообмін плинного середовища, визначення напруження, величину деформації, переміщень та коефіцієнт запасу міцності. Процес визначання фізичних явищ, які описані за допомогою рівнянь оснований на методі кінцевих елементів.

## Вихідні дані

Вихідними даними є отримана 3D модель механізму в SolidWorks (рис. 22), масо інерційні, кінематичні параметри, а також значення зусилля притискання зубцями зубчастої рейки поверхні матеріалу –  $P=20$  Н,

Результат розрахунку представлений діаграмою реакцій в кінематичних парах рис. 25.



Максимальні значення реакції в кінематичній парі, Н

$R_1$	495
$R_2$	892
$R_3$	702
$R_5$	350
$R_8$	895
$R_9$	598
$R_{11}$	227
$R_{12}$	251

Рис. 23. Діаграма значень реакцій в кінематичних парах механізму зубчастої

## 3.4. Перевірочний розрахунок на міцність

Створення сітки дає тривимірні (рис. 24) тетраїдальні твердотільні елементи, двовимірні трикутні елементи оболонки і одновимірні елементи балки. Сітка складається з елементів одного типу, якщо не заданий тип комбінованої сітки. Твердотільні елементи звичайно підходять об'ємистих моделей. Елементи оболонки звичайно підходять для моделювання тонкостінних деталей (листові метали), а балки і стержні - для елементів конструкцій.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата



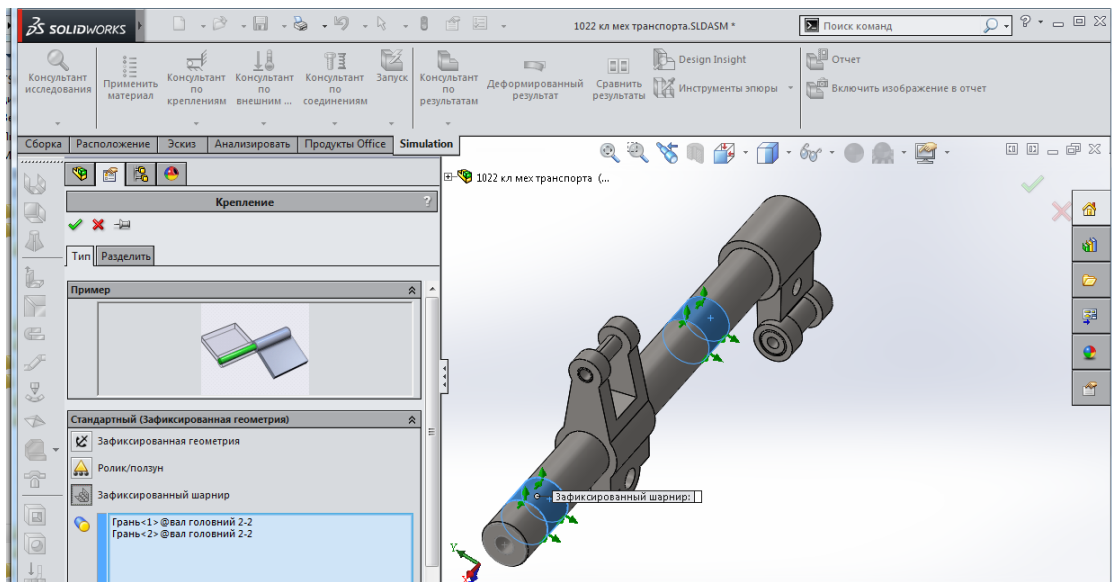


Рис. 24. Місце фіксації деталі (граничні умови)

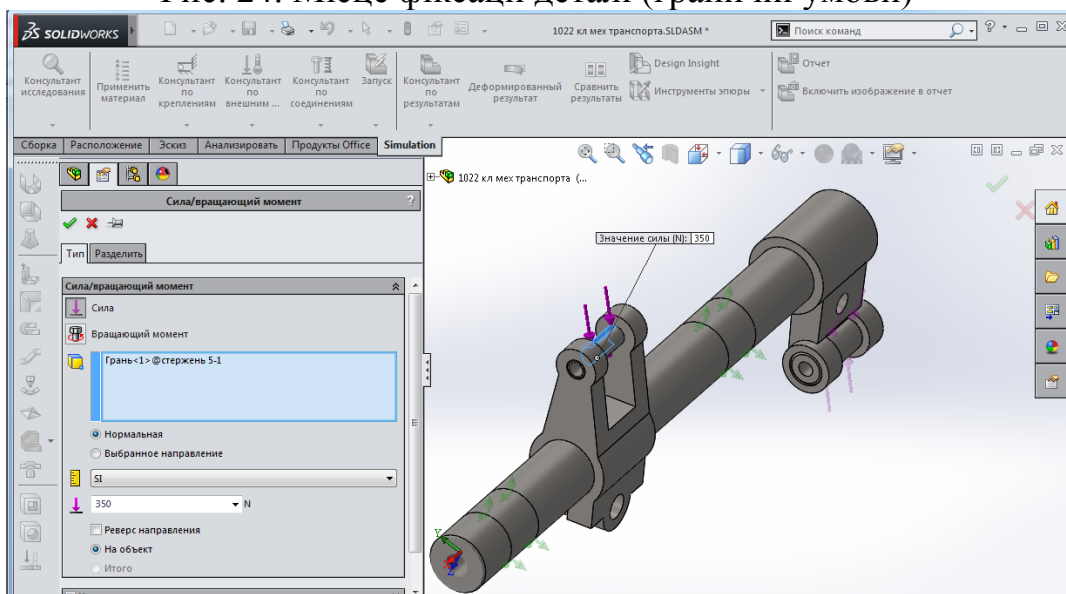
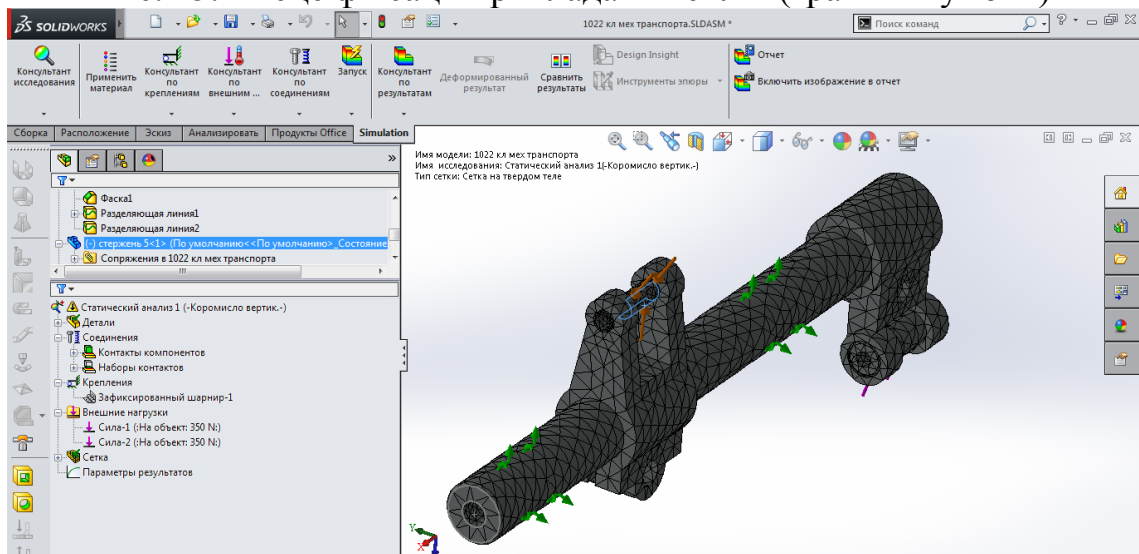


Рис. 25. Місце фіксації прикладання сили (граничні умови)



Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДБП 1022 М (С) 00.00.ПЗ

Арку

46

## Рис. 26. Дискретизация 3D- модели детали для дальнейшего исследования Solid Works Simulation

Имя модели: 1022 кл мех транспорта  
 Имя исследования: Статический анализ 1(-Коромисло вертик.-)  
 Тип эпоры: Статическое перемещение Перемещение1

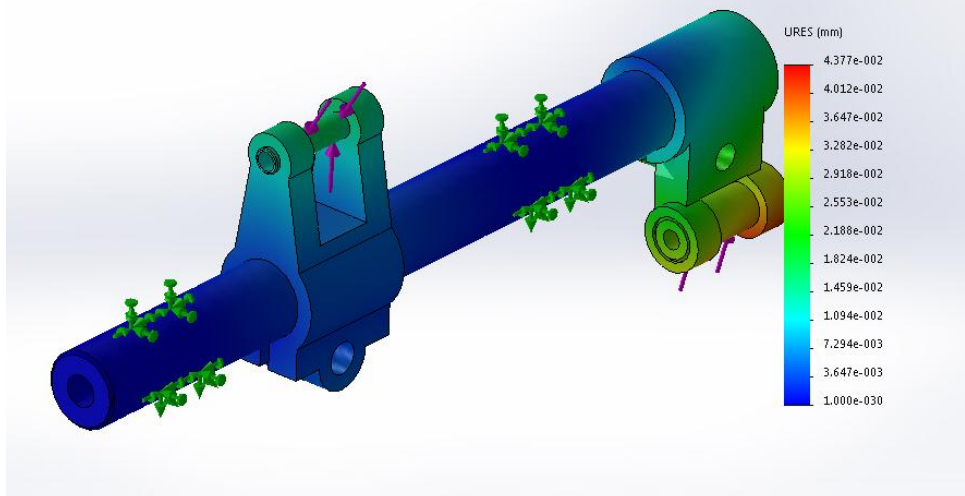


Рис. 27. Епюра переміщень поверхонь двохплечого коромисла

Имя модели: 1022 кл мех транспорта  
 Имя исследования: Статический анализ 1(-Коромисло вертик.-)  
 Тип эпоры: Статический анализ узловое напряжение Напряжение1

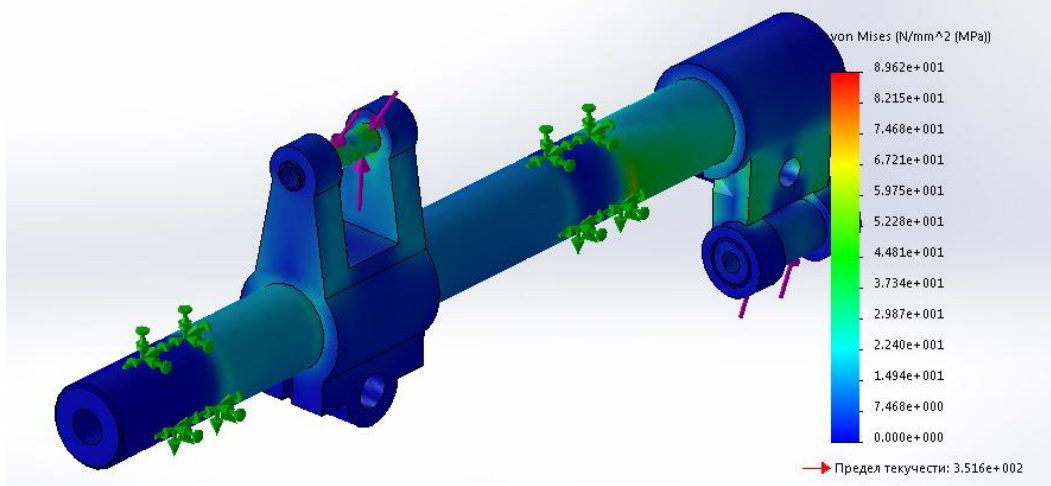


Рис. 28. Епюра напружень поверхонь двохплечого коромисла

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДБП 1022 М (С) 00.00.ПЗ

Арку

47



Имя модели: 1022 кл мех транспорта  
 Имя исследования: Статический анализ 1[-Коромисло вертик.-]  
 Тип эпюры: Запас прочности Запас прочности1  
 Критерий : Авто  
 Распределение запаса прочности: Мин. коэффициент запаса прочности = 3.9

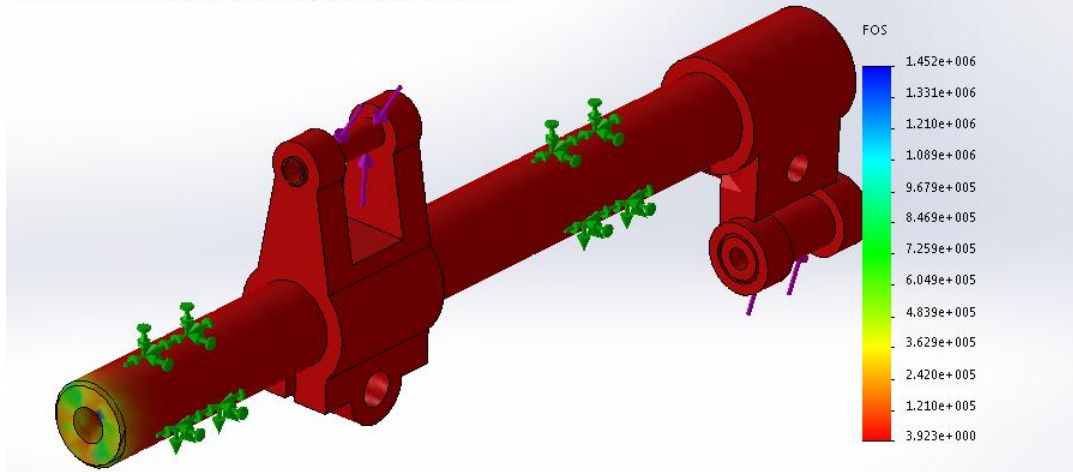


Рис. 29. Епюра коефіцієнтів запаса міцності двохплечого коромисла

Имя модели: 1022 кл мех транспорта  
 Имя исследования: Статический анализ 1[-Коромисло вертик.-]  
 Тип эпюры: Статическая деформация Деформация1

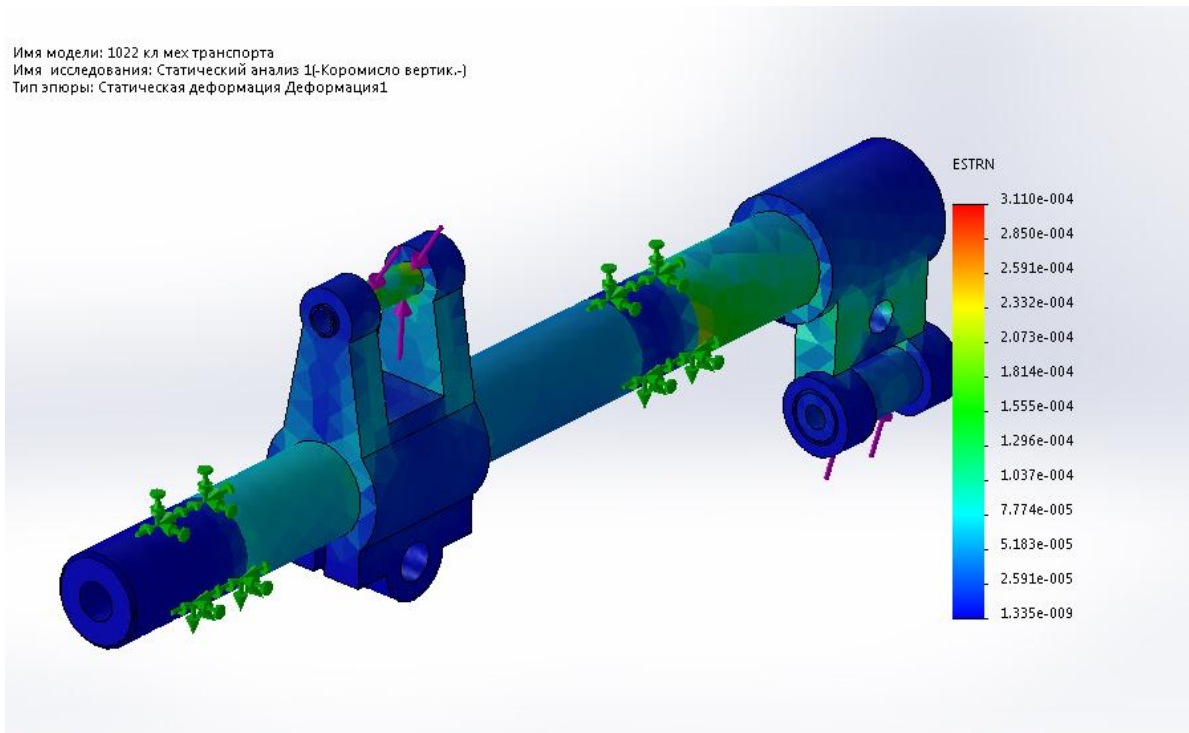


Рис. 30. Епюра деформацій поверхонь двохплечого коромисла

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДБП 1022 М (С) 00.00.ПЗ

Имя модели: 1022 кл мех транспорта  
 Имя исследования: Статический анализ 1(-Коромисло вертик.-)  
 Тип эпюры: Design Insight Design Insight1  
 Объем (Элемент/Геометрия) = 6,84%/24,61%

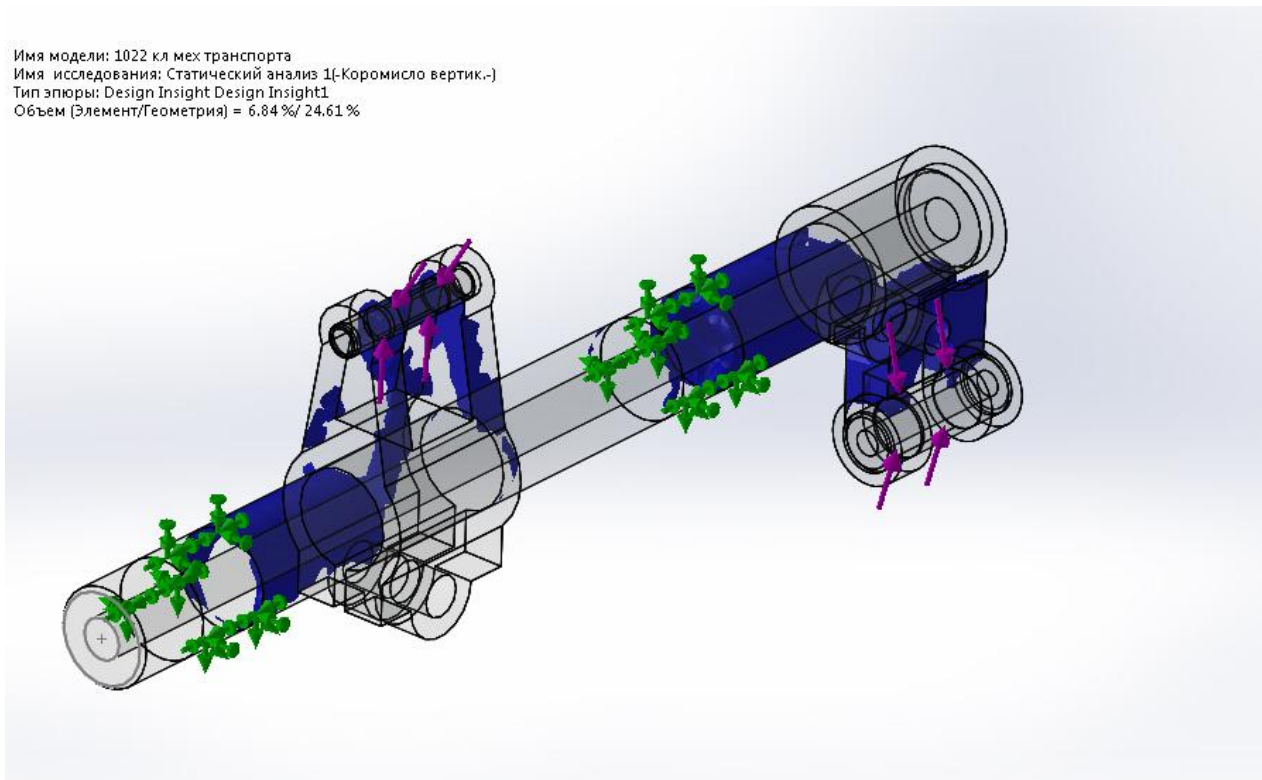


Рис. 31. Епюра найбільш навантажених місць двохплечого коромисла

Имя модели: 1022 кл мех транспорта  
 Имя исследования: Статический анализ 2(-Шатун-куліса-)  
 Тип эпюры: Статическое перемещение Перемещение1

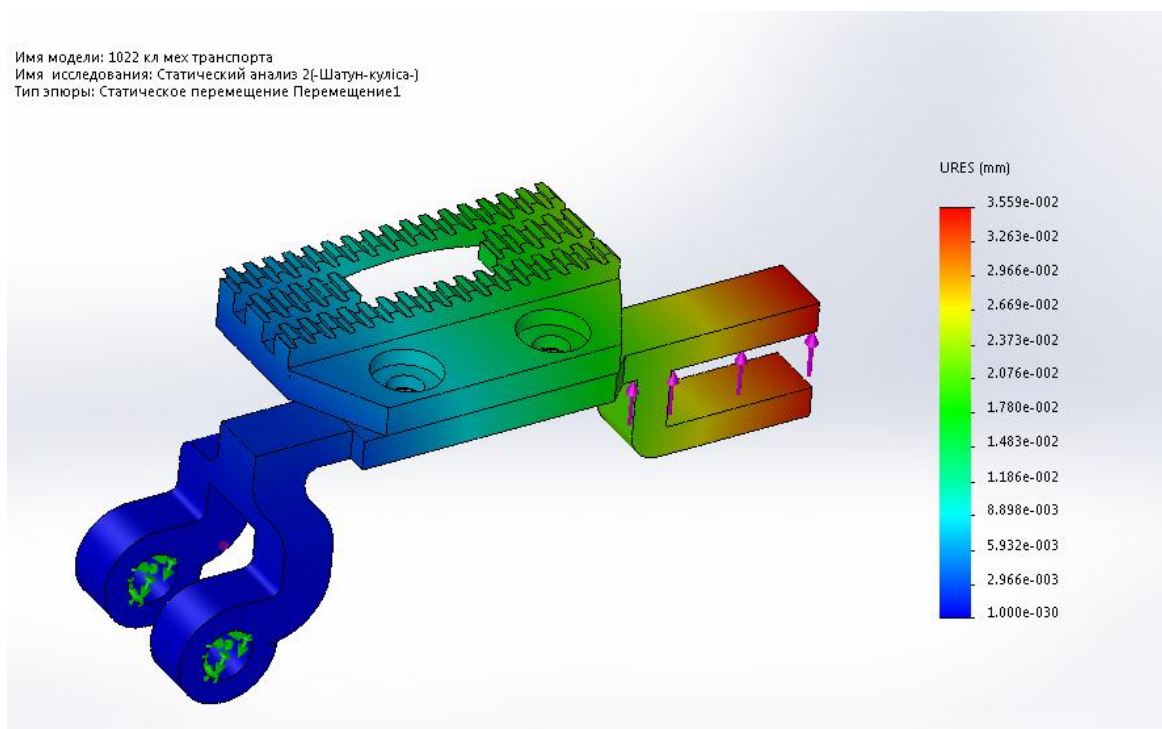


Рис. 32. Епюра переміщень поверхонь шатуна-куліси рейки

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДБП 1022 М (С) 00.00.ПЗ

Арку

49

Имя модели: 1022 кл мех транспорта  
 Имя исследования: Статический анализ 2(-Шатун-куліса-)  
 Тип эпюры: Статический анализ узловое напряжение Напряжение1

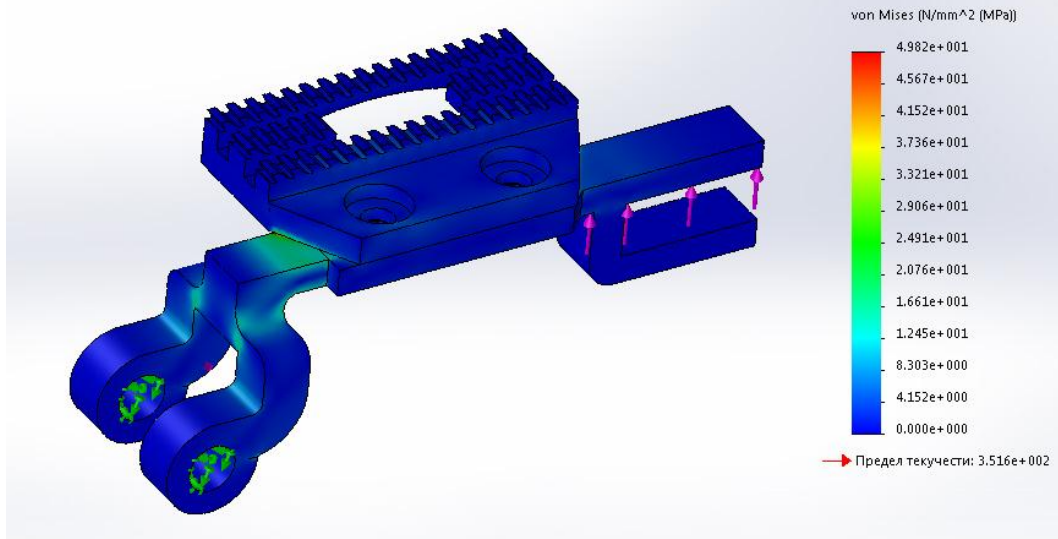


Рис. 33. Епюра напружень поверхонь шатуна-куліси рейки

Имя модели: 1022 кл мех транспорта  
 Имя исследования: Статический анализ 2(-Шатун-куліса-)  
 Тип эпюры: Запас прочности Запас прочности1  
 Критерий : Авто  
 Распределение запаса прочности: Мин. коэффициент запаса прочности = 6.4

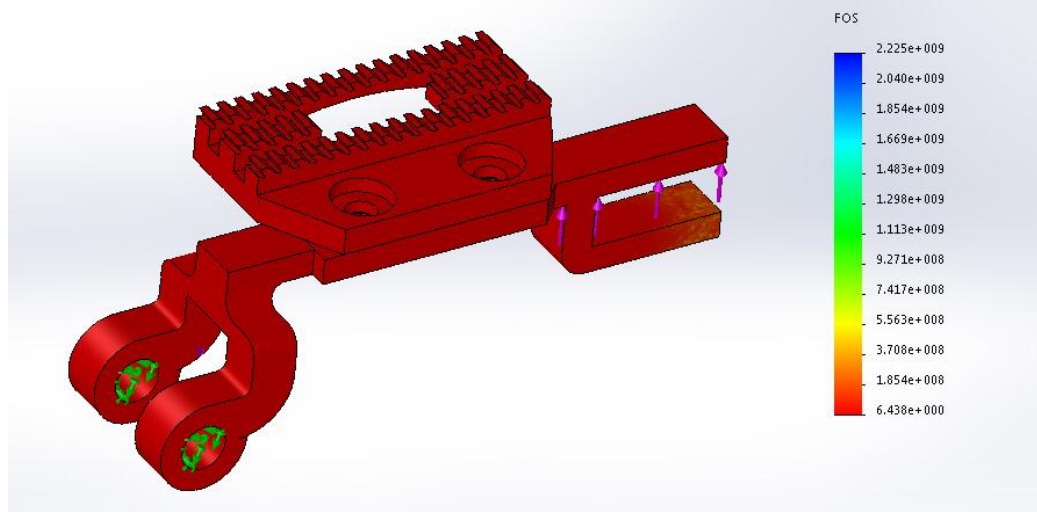


Рис. 34. Епюра коефіцієнтів запасу міцності шатуна-куліси рейки

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДБП 1022 М (С) 00.00.ПЗ

Арку

50

Имя модели: 1022 кл мех транспорта  
 Имя исследования: Статический анализ 2-(Шатун-куліса-)  
 Тип эпюры: Статическая деформация Деформация1

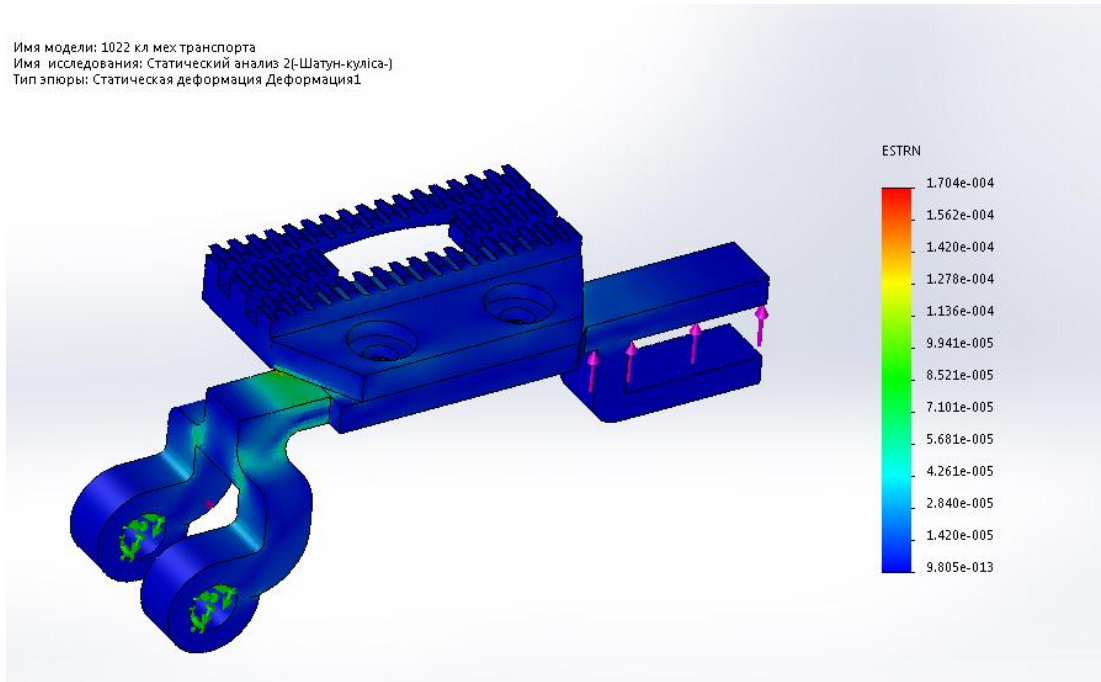


Рис. 35. Епюра деформацій поверхонь шатуна-куліси рейки

Имя модели: 1022 кл мех транспорта  
 Имя исследования: Статический анализ 2-(Шатун-куліса-)  
 Тип эпюры: Design Insight Design Insight1  
 Объем (Элемент/Геометрия) = 6.75 %/ 20.89 %

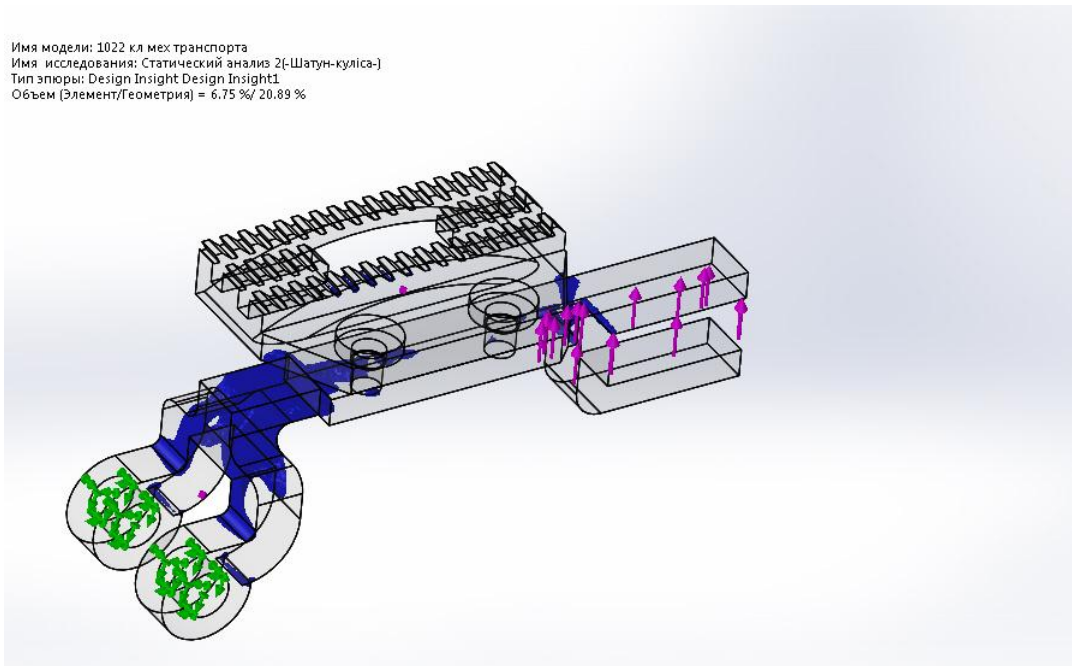


Рис. 36. Епюра найбільш навантажених місць шатуна-куліси рейки

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДБП 1022 М (С) 00.00.ПЗ

Арку

51



Имя модели: Штун куліса  
 Имя исследования: Статический анализ 1[-По умолчанию-]  
 Тип эпоры: Статическое перемещение Перемещение1  
 Шкала деформации: 100.461

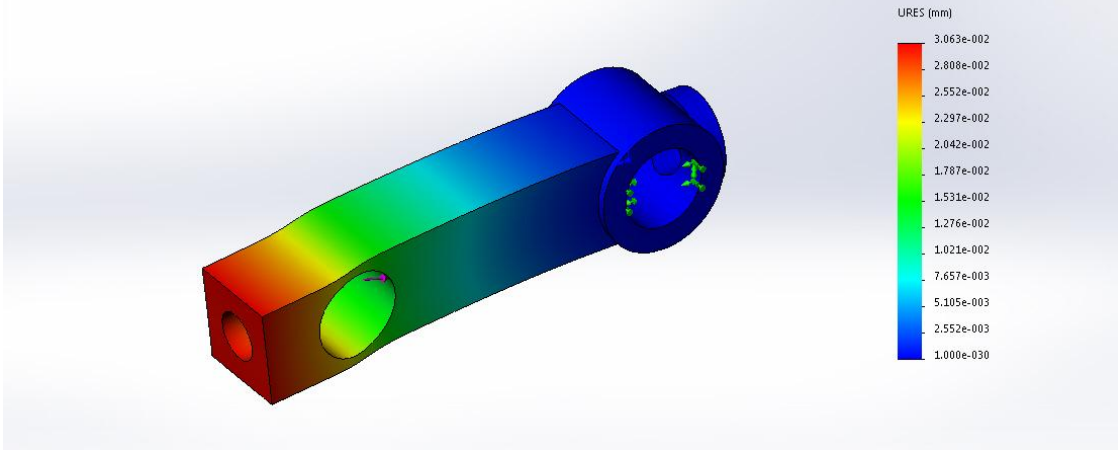


Рис. 37. Епюра переміщень поверхонь штатуна

Имя модели: Штун куліса  
 Имя исследования: Статический анализ 1[-По умолчанию-]  
 Тип эпоры: Статический анализ узловое напряжение Напряжение1  
 Шкала деформации: 100.461

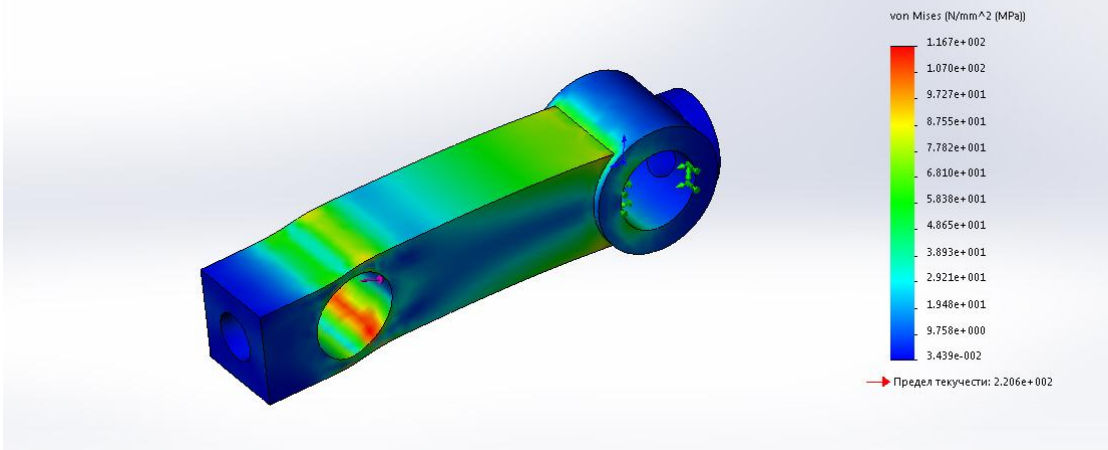


Рис. 38. Епюра напружень поверхонь штатуна

Имя модели: Штун куліса  
 Имя исследования: Статический анализ 1[-По умолчанию-]  
 Тип эпоры: Запас прочности Запас прочности1  
 Критерий: Авто  
 Распределение запаса прочности: Мин. коэффициент запаса прочности = 1.9

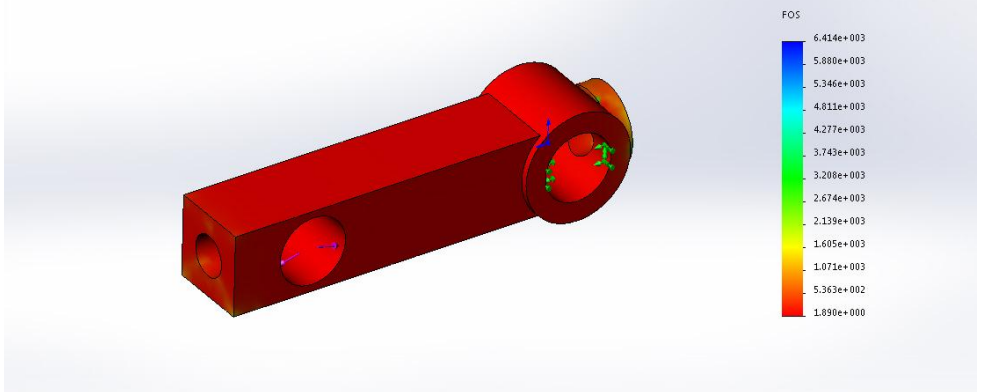


Рис. 39. Епюра коефіцієнтів запасу міцності штатуна-куліси рейки

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Имя модели: Шатун куліса  
 Имя исследования: Статический анализ 1(-По умолчанию-)  
 Тип эпюры: Статическая деформация Деформация1  
 Шкала деформации: 100.461

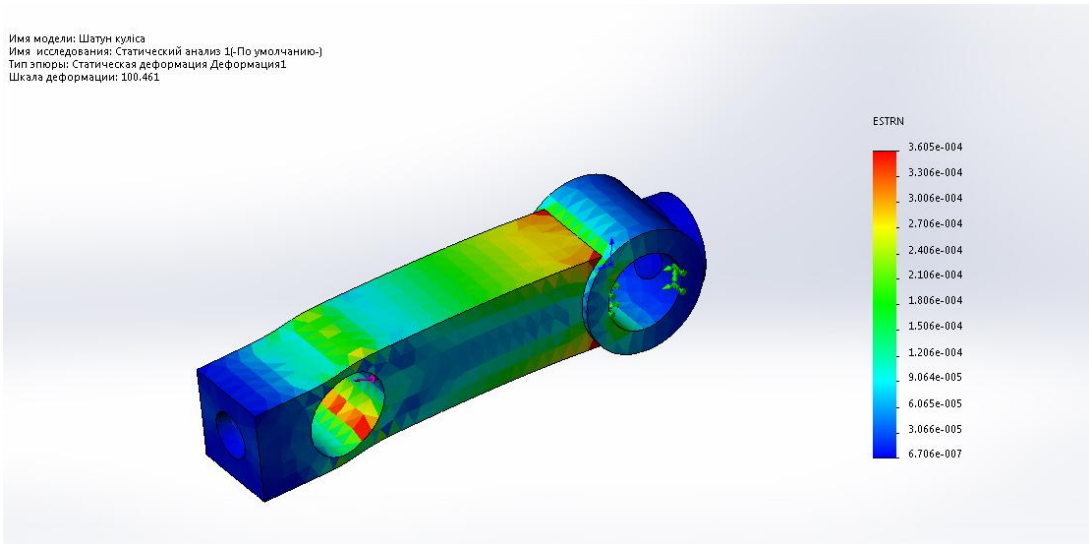


Рис. 40. Епюра деформацій поверхонь шатуна

Имя модели: Шатун куліса  
 Имя исследования: Статический анализ 1(-По умолчанию-)  
 Тип эпюры: Design Insight Design Insight1  
 Объем (Элемент/Геометрия) = 39.70 %/38.61 %

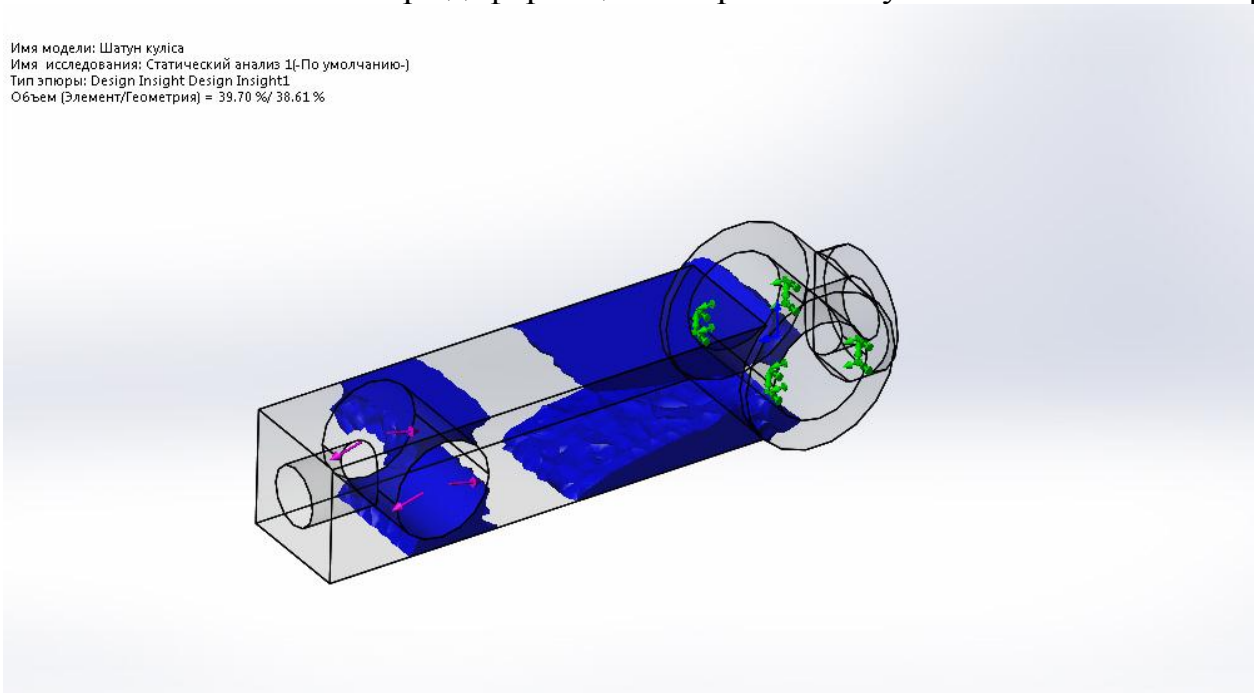


Рис. 41. Епюра найбільш навантажених місць шатуна-куліси рейки

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДБП 1022 М (С) 00.00.ПЗ

Имя модели: 1022 кл мех транспорта  
 Имя исследования: Статический анализ 4(-По умолчанию-)  
 Тип эпоры: Статическое перемещение Перемещение1

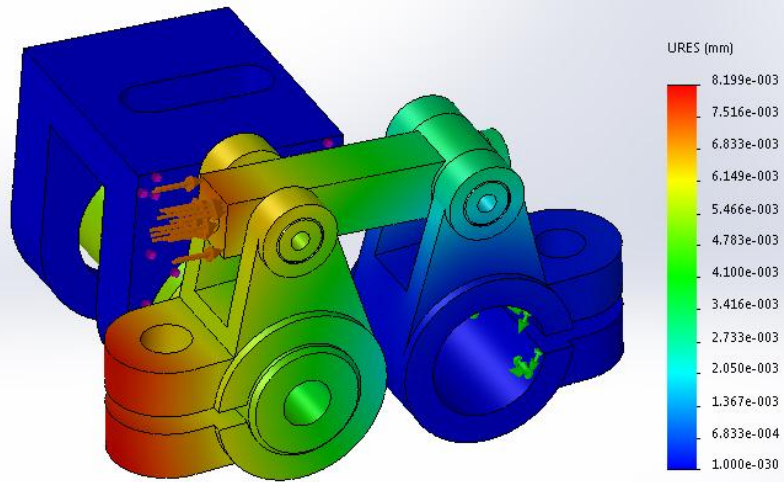


Рис. 42 Епюра переміщень поверхонь шатуна

Имя модели: 1022 кл мех транспорта  
 Имя исследования: Статический анализ 4(-По умолчанию-)  
 Тип эпоры: Статический анализ узловое напряжение Напряжение1

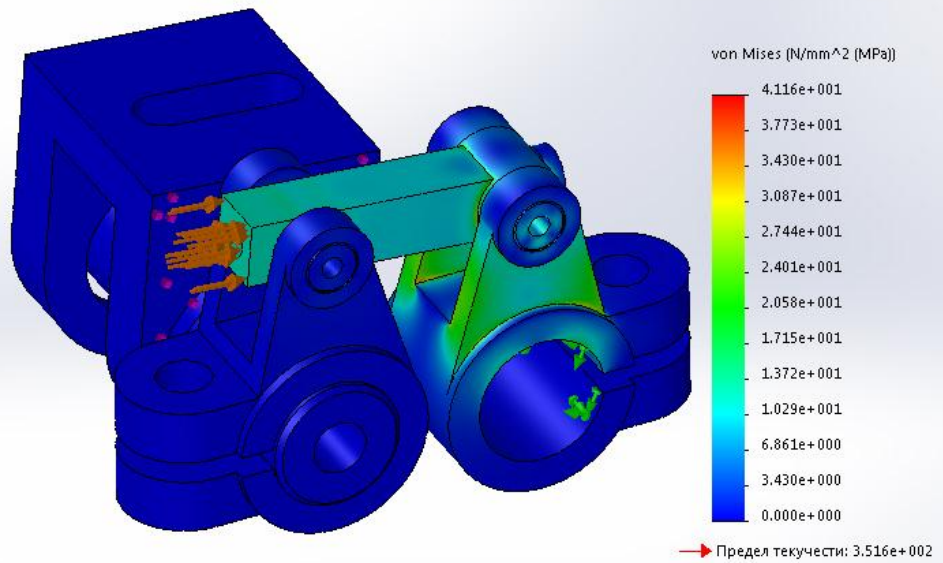


Рис. 43. Епюра напружень поверхонь шатуна

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Имя модели: 1022 кл мех транспорта  
 Имя исследования: Статический анализ 4(-По умолчанию-)  
 Тип эпюры: Запас прочности Запас прочности1  
 Критерий : Авто  
 Распределение запаса прочности: Мин. коэффициент запаса прочности = 8.5

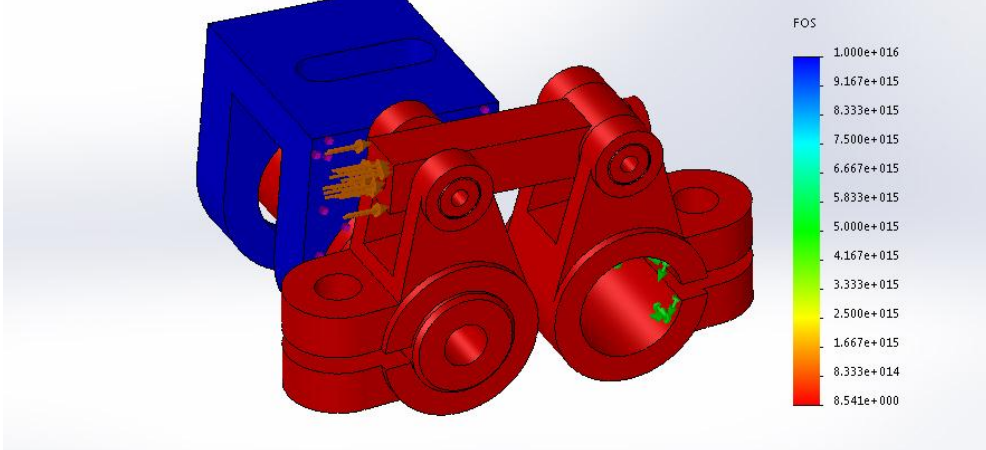


Рис. 44. Епюра коефіцієнтів запаса міцності шатуна-куліси рейки

Имя модели: 1022 кл мех транспорта  
 Имя исследования: Статический анализ 4(-По умолчанию-)  
 Тип эпюры: Статическая деформация Деформация1

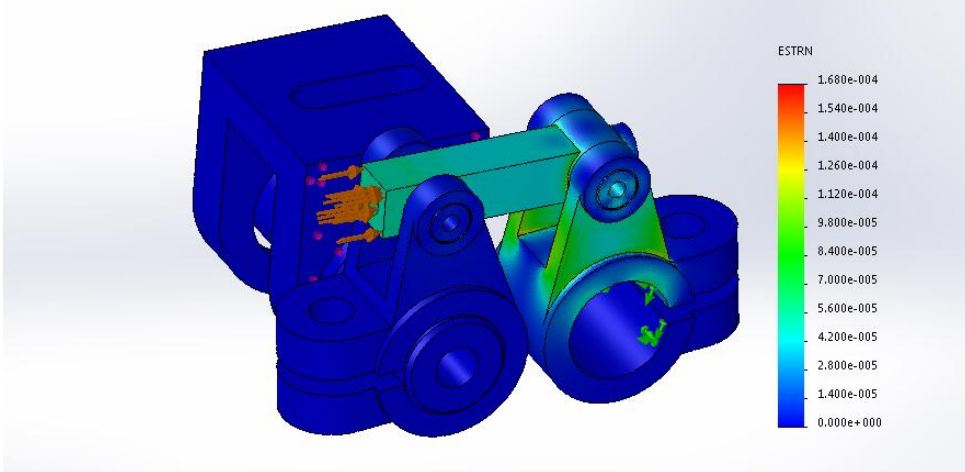


Рис. 45. Епюра деформацій поверхонь шатуна

Имя модели: 1022 кл мех транспорта  
 Имя исследования: Статический анализ 4(-По умолчанию-)  
 Тип эпюры: Design Insight Design Insight1  
 Объем (Элемент/Геометрия) = 13.17 %/ 12.63 %

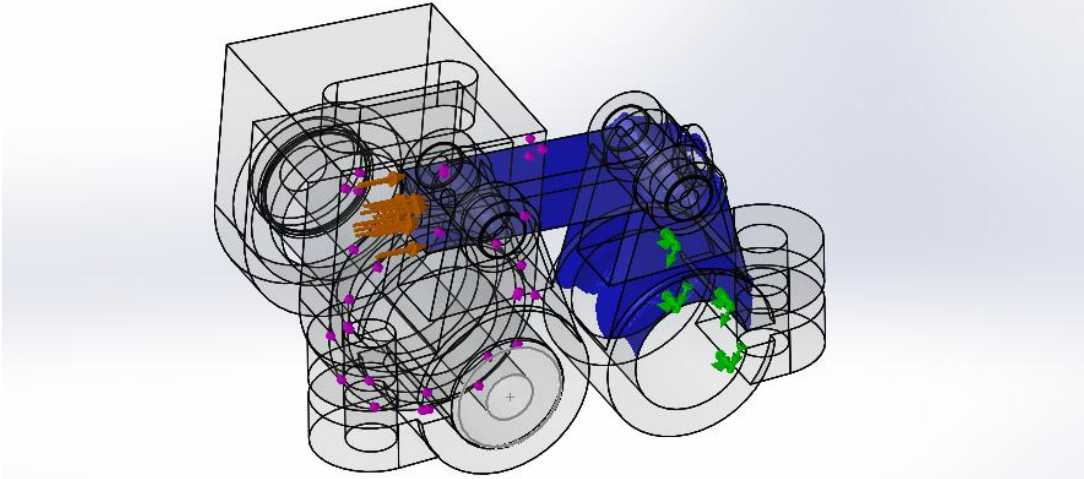


Рис. 46. Епюра найбільш навантажених місць шатуна-куліси рейки

Таблиці 6

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДБП 1022 М (С) 00.00.ПЗ

Арку

55



### Максимальні значення динамічних параметрів

Ланки	$\Delta$ , мм	$\sigma$ , МПа	$k_{\min}$	$\varepsilon$
Коромисло двох плече гороз. перем.	$4,4 \cdot 10^{-2}$	89,6	3,9	$3,11 \cdot 10^{-4}$
Шатун – куліса рейки	$3,6 \cdot 10^{-2}$	49,5	6,4	$1,7 \cdot 10^{-4}$
Коромисло	$3,6 \cdot 10^{-2}$	49,5	6,4	$1,7 \cdot 10^{-4}$
Вузол: Коромисло, шатун, коромисло	$8,1 \cdot 10^{-3}$	41,1	8,5	$2,6 \cdot 10^{-4}$

Висновок: проведені розрахунки показали, що внесені зміни в конструкцію машини, у вигляді механізму зубчастої рейки не вплинули на міцність інших деталей цього механізму, оскільки коефіцієнт запасу міцності більше одиниці.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. В дипломному проекті виконано аналітичний огляд класичних механізмів, які широко застосовуються в сучасних швейних машинах, також були розглянуті механізми, які відомі з патентних джерел. Серед проаналізованих механізмів за об'єкт дослідження був вибраний механізм з кінематичним ланцюгом вертикальних переміщень двохкоромислового типу, який має кращі функціональні показники;

2. Отримано математичний опис функції положення механізму та проведений синтез важільного механізму методом оптимізаційного синтезу механізмів, що містить елементи випадкового та спрямованого пошуку.

3. Розроблено 3D модель механізму за отриманими параметрами в середовищі SolidWorks;

4. Визначено масо-інерційні параметри ланок механізму;

5. Проведено кінематичний та силовий аналіз механізму зубчастої рейки;

6. Виконано перевірку на міцність розроблену конструкцію механізму.

					<i>ДБП 1022 М (С) 00.00.ПЗ</i>	Арку
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		57

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Каталог-проспект фирм “Адлер” (ФРГ), “ПФАФФ” (ФРГ), “Джуки” (Япония) на выставке “Швейавтомаш - 87” в Киеве 1987.
2. Вальщиков Н.М. Оборудование швейного производства. – М.: Легкая индустрия, 1977. – 520с.
3. Гарбарук В.Н. Расчет и конструирование основных механизмов челночных швейных машин. Л. Машиностроение, 1977. – 232с.
4. Комиссаров А.И., и др Проектирование и расчет машин обувных и швейных производств. – М. Машиностроение, 1978 – 432с.
5. Кукин Г.Н. и др. Учение о волокнистых материалах. М. Гизлепром, 1949. – 388с.
6. Вальщиков Н.Н., Зайцев Б.А., Вальщиков Ю.Н. Расчет и проектирование машин швейного производства. – Л. Машиностроение, 1973 – 344с
7. Вульфсон И.И., Грибкова Т.С. Аналитическое исследование условий силового замыкания механизма продвижения материала швейной машины с учетом параметрических импульсов. – Изв. вузов. Технологии легкой промышленности. №1, с96-100.
8. Дармаева М.Ф., Зайцев Б.А., Шаньгина В.Ф. Влияние конструкции прижимных лапок швейных машин и других факторов на деформацию дублированных материалов по линии строчки. – Швейная промышленность, 1973 №5 с. 13-15.
9. Ермолаев В.Ф., Новгородцев В.А. Определение допустимой скорости удара подпружиненных звеньев механизмов швейных машин. – Из вузов Технологии легкой промышленности, 1981, №3 , с. 111-113.
10. Коммисаров А.И., Лапандин И.В. Особенности взаимодействия рейки швейной машины с тканью и лапкой. Из вузов Технологии легкой промышленности, 1966, №6, с.105-111.

					<i>ДБП 1022 М (С) 00.00.ПЗ</i>	Арку
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		58

11. Лопандин И. В. Анализ силового и кинематического взаимодействия рейки с тканью и лапкой в швейных машинах. Из вузов Технологий легкой промышленности, 1972, №5, с. 145-147.

12. Щербань Ю.Ю. Разработка комбинированных реечных механизмов перемещение материала скотных швейных машин. – дисс. на соиск учен. степени кан. тех наук КТИЛП. – к. 1987.

13. Щербань Ю.Ю. Горобец В.А., Носов М.С. Исследование работы упругого элемента механизма транспортирование швейной машины. Из вузов Технологий легкой промышленности. 1986, №6, с. 95-98.

14. Патент Швейцарии №362304. Двигатель материала и игольная пластина для швейной машины. – опубл. Изобретение за рубежом, 1962, №6.

15. Фридлянт М.Н. Применение скоростной киносъемки при исследовании механизмов реечного транспортера швейных машин. - Из вузов Технологий легкой промышленности 1967, №4, с.144-151.

16. Патент США № 4730567. Композиционная гребенка в швейной машине. опубл. Изобретение за рубежом, 1989, №3.

17. Комисаров А.И. и др Проектирование и расчет машин обувных и швейных производств. – М Машиностроение, 1978, 432с.

18. Полухин В.П. Проектирование механизмов швейно-обметочных машин. – М. Машиностроение, 1972, 280 с.

19. Фридлянд М. П. Исследование и проектирование однореечных механизмов перемещения сшиваемых материалов швейных машин : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.02.13 «Машины, агрегаты и процессы (легкая промышленность)» / М. П. Фридлянд. – М.: МТИЛП, 1974. – 362 с.

20. Горобец В. А. Исследование работы упругого элемента механизма транспортирования швейной машины / В. А. Горобец, Ю. Ю. Щербань, М. С. Носов // Изв. вузов. Технология легкой пром-сти. – 1986. – № 6. – С. 95-98.

21. Горобец В. А. Определение посадки материала при скоростном режиме транспортирования на швейных машинах / В. А. Горобец, Ю. Ю. Щербань, М. С. Носов // Изв. вузов. Технология легкой пром-сти. – 1988. – № 2. – С. 119-121.

22. Горобец В. А. Сравнительный анализ механизмов перемещения материала швейных машин / В. А. Горобец, Ю. Ю. Щербань, М. С. Носов // Изв. вузов. Технология легкой пром-сти. – 1989. – № 6. – С. 106-109.

23. Горобец В. А. Разработка механизма перемещения материала скоростных швейных машин / В. А. Горобец, Ю. Ю. Щербань, М. С. Носов // Изв. вузов. Технология легкой пром-сти. – 1990. – № 1. – С. 103-105.

24. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский – М. : Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – 640 с.

25. Левицкая О. Н. Курс теории механизмов и машин. О. Н. Левицкая, Н. И. Левицкий М “Высшая школа” 1978. 270с.

26.Зенкин, И.В. Петко Допуски и посадки машиностроения: Справочник. – 2-е изд., перераб. и доп. – К.: Техніка. 1984. – 311с., ил. – Библиогр.: с. 311

27.ГОСТ 8908-81 Нормальные углы;

28.ГОСТ 6636-69 Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры.

29.ГОСТ 2.308 – 79 ЕСКД Указание на чертежах допусков формы и расположения поверхностей

30.ГОСТ 30893.1-2002 Основные нормы взаимозаменяемости. Общие допуски. предельные отклонения линейных и угловых размеров с неуказанными допусками.

31.ГОСТ 25142-82 Шероховатость поверхности. Термины и определения.

32.ГОСТ 24642-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Основные термины и определения.

33.ГОСТ 21495-76 Базирование и базы в машиностроении.

34.ГОСТ 25347-82 Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Поля допусков и рекомендуемые посадки.

					<b>ДБП 1022 М (С) 00.00.ПЗ</b>	Арку
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

35. ГОСТ 2789-73 Шероховатость поверхности. параметры и характеристики.
36. ГОСТ 2.309-73 ЕСКД Обозначения шероховатостей поверхностей.
37. ГОСТ 24643-81 Основные нормы взаимозаменяемости.
38. Русаков С.И. Технология машинных стежков, и наладка швейных машин. – М.: «Гизлегпром», 1959. – 338 с.

					<i>ДБП 1022 М (С) 00.00.ПЗ</i>	Арку
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		61

ДОДАТОК

Графічні матеріали ДБП (листи ф. А1, які виносяться на захист ДП)

					<i>ДБП 1022 М (С) 00.00.ПЗ</i>	Арку
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		62