

Зважаючи на те, що коливання мають малий темп затухань, частота вільних коливань  $W = \sqrt{\frac{c}{m}}$

вважається сталою. Тому розв'язанням рівняння (11) є така залежність:

$$x = \frac{a_0}{\sqrt{1 + 1,333 \frac{kW^3}{\pi c}}} \cos Wt \quad (12)$$

За конструктивних міркувань задамо припустиме значення амплітуди тіла в долях його ширини  $a = \varepsilon b$ , де  $\varepsilon < 1$  та визначимо час, необхідний для поперечного орієнтування тіла в пневмопристрої

$$t_{op} = \frac{a_0 - \varepsilon b}{a_0 \varepsilon b} \cdot \frac{\pi}{1,333 kW^3} \quad (13)$$

Для швидкої стабілізації тіла вздовж осі пневмотранспортуючого пристрою вдаються до поступового зменшення пристрою або звуження робочої полоси, яка обмежена робочими отворами в несучій поверхні.

#### **Висновки**

Отримані результати можуть бути використані при проектуванні та експлуатації транспортуючих пристроїв, які базуються на використанні напрямленої дії повітряних струменів. Різні конструктивні варіанти можуть застосовуватись в залежності від розмірів тіл, що транспортуються, та можливостей пневмосистеми, яка забезпечує необхідний для транспортування тіл та їх координації тиск повітря.

#### **ЛІТЕРАТУРА**

1. Залманзон Л.А. Теория элементов пневмоники. – М.: Наука. – 1962.
2. Луканіна Т.Г. Визначення тиску в повітряному прошарку при безконтактному транспортуванні тіл // Вісник Хмельницького національного університету. – 2006. – №4. – с. 54– 57.

Надійшла 23.12.2009

УДК 621.84.6

## **АЛГОРИТМ ВИЗНАЧЕННЯ ЖОРСТКОСТІ МАШИН ЛЕГКОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ З БАГАТОШАРОВИМИ ВАЛАМИ**

О.В. МОКШИНА, М.Л. РЯБЧИКОВ

Українська інженерно-педагогічна академія

*Розроблено методику визначення профілів прогинів багатошарових співвісних валів в машинах легкої промисловості, яка дозволяє за заданим алгоритмом розраховувати деформації валів з будь-якою кількістю шарів для правильного проектування машин, що запатентовані авторами. Алгоритм дозволяє змінювати розташування опор, на основі чого знаходити найбільш раціональне їх розташування. Розроблена методика реалізована у програмному середовищі MathCAD*

Швейна промисловість останнім часом досить динамічно розвивається в умовах зростаючої конкуренції. Підвищення продуктивності праці, зниження собівартості набуває все більшої актуальності.

**Об'єкти та методи дослідження**

Одним із шляхів підвищення продуктивності може стати використання швейних машин одностричкового човникового стібка [1,2], у яких відсутня необхідність періодичної зміни шпулі, за рахунок чого знижується час непродуктивної роботи. На жаль, наведені лише основні дані щодо функціонування подібних машин. Зокрема, не розроблені методи конструювання окремих елементів швейних машин.

Одними з важливих елементів швейних машин взагалі є різноманітні вали, які, як правило, йменуються назвою робочого органу, що призводять до дії [3–7]. У даному випадку мають використовуватися багат шарові вали, методика розрахунку яких не розроблена. Між тим, вали є одним із основних джерел шуму та вібрацій у швейних машинах. Враховуючи постійне підвищення вимог до умов праці [8], задача виявлення параметрів валів, що забезпечують найменший рівень вібрацій, є досить актуальною.

**Постановка завдання**

Завдання даного дослідження – розробити методику розрахунку багат шарових валів для човникових машин, що забезпечує мінімальні профілі прогинів.

**Результати та їх обговорення**

У човникових машинах човники приводяться до дії за допомогою валів – деталей, що передають обертання від двигуна до човника. У свою чергу вони сприймають навантаження від згину та кручення.

Вали і осі є розповсюдженими деталями машин. Їх традиційне конструювання пов'язане з зовнішнім компонуванням машини, компонуванням деталей, що пов'язані з валом, компонуванням та конструкцією опорних елементів.

Розрахунок валів традиційно здійснюється за такими показниками: міцність, жорсткість та вібростійкість. При цьому розрахунок на міцність передбачає врахування сумісної дії згинального та скручувального моментів, іноді з урахуванням поперечної сили. Передбачається, що навантаження має циклічний характер, тому розрахунок здійснюється з урахуванням втоми матеріалу. Іноді при здійсненні розрахунку граничних напружень плинності розраховується несуча спроможність вала.

При розрахунках на жорсткість визначається прогин або кут повороту вала у деяких точках і порівнюється з граничним значенням.

При розрахунках на вібростійкість визначаються власні частоти коливань вала, які порівнюються з робочою частотою обертання вала.

Одним із пріоритетних напрямків розвитку швейного машинобудування є підвищення продуктивності праці на основі об'єднання операцій і переходу на структурну багат функціональність. Беручи до уваги досить суворі вимоги до компонування багатьох механізмів в корпусі обмеженого розміру, вали часто розташовуються один усередині іншого [3]. Беручи до уваги розширення функціональності цього виду обладнання, можна передбачити появу багат шарових валів, що розташовані вздовж однієї осі.

Схема машини з багат шаровим валом представлена на рис.1.

При цьому виникає проблема оптимального розташування опор таких валів і формування принципів оптимізації для проектування.

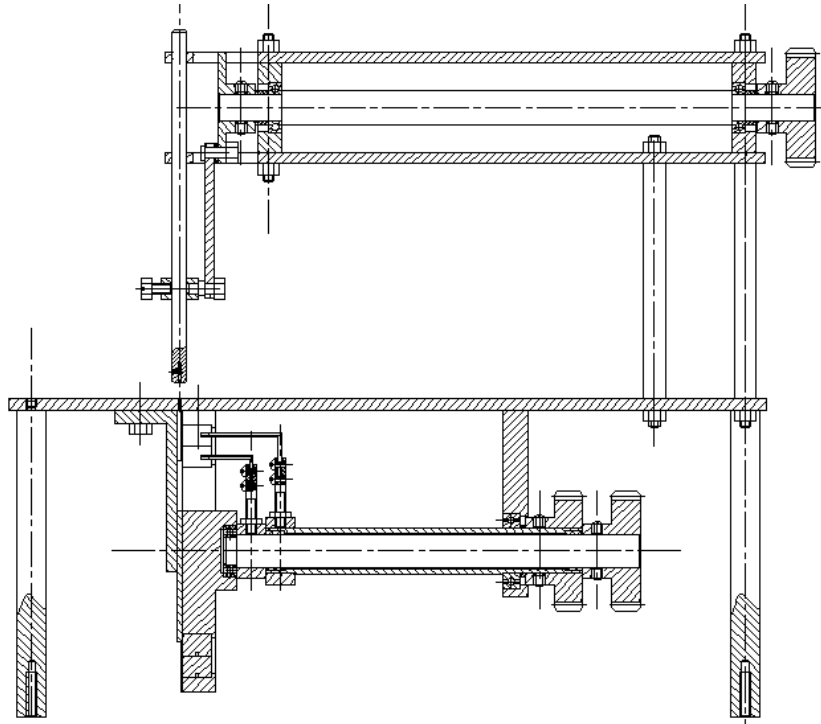


Рис.1. Машина для виконання одниточного човникового стібка з багат шаровим валом

Розглянемо розрахункову схему багат шарового валу (рис.2)

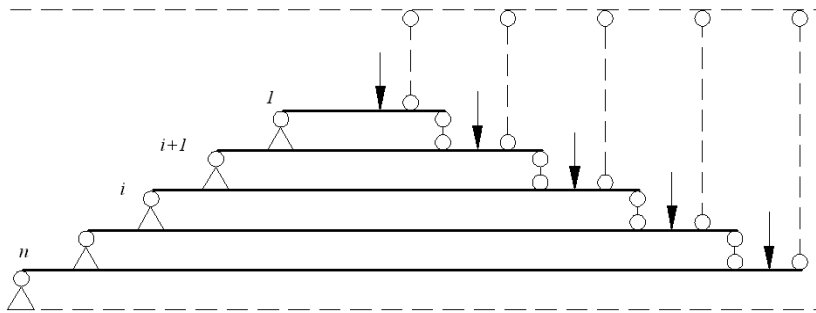


Рис.2. Розрахункова схема вала

Для вала з номером  $i$  розрахункова схема має вигляд рис.3.

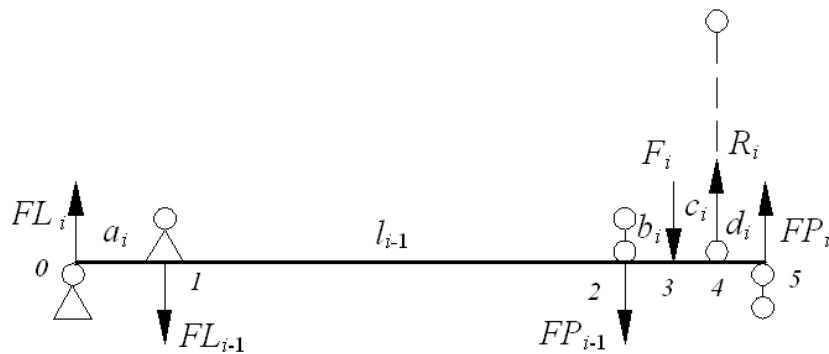


Рис.3. Розрахункова схема окремого вала

Зважаючи, що для останнього валу прогин у нульовій точці дорівнює нулю, будемо визначати прогини у різних точках довільного валу, виходячи з кутів повороту лівих перерізів валів, а саме:

$$u_{i,0} = u_{n,0} + \sum_{j=1}^{n-i} \left[ \varphi_{i+j} \cdot a_{i+j} + \frac{FL_{i+j} \cdot a_{i+j}^3}{6 \cdot J_{i+j}} \right],$$

$$u_{i,1} = \sum_{j=0}^{n-i} \left[ \varphi_{i+j} \cdot a_{i+j} + \frac{FL_{i+j} \cdot a_{i+j}^3}{6 \cdot J_{i+j}} \right],$$

$$u_{i,2} = \sum_{j=1}^{n-i} \left[ \varphi_{i+j} \cdot a_{i+j} + \frac{FL_{i+j} \cdot a_{i+j}^3}{6 \cdot J_{i+j}} \right] + \varphi_i \cdot (a_i + l_{i-1}) + \frac{FL_i \cdot (a_i + l_{i-1})^3 - FL_{i-1} \cdot l_{i-1}^3}{6 \cdot J_i},$$

$$u_{i,3} = \sum_{j=1}^{n-i} \left[ \varphi_{i+j} \cdot a_{i+j} + \frac{FL_{i+j} \cdot a_{i+j}^3}{6 \cdot J_{i+j}} \right] + \varphi_i \cdot (a_i + l_{i-1} + b_i) + \frac{FL_i \cdot (a_i + l_{i-1} + b_i)^3 - FL_{i-1} \cdot (l_{i-1} + b_i)^3 - FP_{i-1} \cdot b_i^3}{6 \cdot J_i},$$

$$u_{i,4} = \sum_{j=1}^{n-i} \left[ \varphi_{i+j} \cdot a_{i+j} + \frac{FL_{i+j} \cdot a_{i+j}^3}{6 \cdot J_{i+j}} \right] + \varphi_i \cdot (a_i + l_{i-1} + b_i + c_i) + \frac{FL_i \cdot (a_i + l_{i-1} + b_i + c_i)^3 - FL_{i-1} \cdot (l_{i-1} + b_i + c_i)^3 - FP_{i-1} \cdot (b_i + c_i)^3 - F_i \cdot c_i^3}{6 \cdot J_i},$$

$$u_{i,5} = \sum_{j=1}^{n-i} \left[ \varphi_{i+j} \cdot a_{i+j} + \frac{FL_{i+j} \cdot a_{i+j}^3}{6 \cdot J_{i+j}} \right] + \varphi_i \cdot (a_i + l_{i-1} + b_i + c_i + d_i) + \frac{FL_i \cdot l_i^3 - FL_{i-1} \cdot (l_{i-1} + b_i + c_i + d_i)^3 - FP_{i-1} \cdot (b_i + c_i + d_i)^3 - F_i \cdot (c_i + d_i)^3 + R_i \cdot d_i^3}{6 \cdot J_i},$$

де  $J_{i+j}$  – жорсткість валу

Невідомі реакції знаходимо з таких рекурентних формул:

$$FP_{i-1} = \frac{R_i \cdot (l_i - a_i - d_i) + FP_i \cdot (l_i - a_i) - FL_i \cdot a_i - F_i \cdot (l_i - a_i - c_i - d_i)}{l_i}.$$

Для останнього валу  $FP_n=0$ .

Для алгоритмізації процесу вважаємо всі реакції у підвісах нульовими, крім валу з номером  $k$  на якому встановлений підвіс.

Для нас залишаються невідомими кути повороту лівих перерізів валів. Будемо шукати їх з умови рівності прогину на правій опорі (точка 5) попереднього валу та точки 2 наступного валу.

Після перетворювань одержуємо таке:

$$(\varphi_{i+1} - \varphi_i) \cdot l_i = \frac{FL_i \cdot l_i^3 - FL_{i-1} \cdot (l_{i-1} + b_i + c_i + d_i)^3 - FP_{i-1} \cdot (b_i + c_i + d_i)^3 - F_i \cdot (c_i + d_i)^3 + R_i \cdot d_i^3}{6 \cdot J_i} - \frac{FL_{i+1} \cdot [(a_{i+1} + l_i)^3 - a_{i+1}^3] + FL_i \cdot l_i^3}{6 \cdot J_{i+1}}$$

Тоді наступний кут визначається з попереднього такими рекурентними формулами:

$$\varphi_{i+1} = \varphi_i + P_i$$

Для використання їх залишається знайти кут повороту для першого валу. Використаємо умову рівності нулю прогину на правій опорі для валу з номером  $k$ .

Виходячи з умови  $u_{k,4} = 0$ , можна знайти таке значення:

$$\varphi_1 = \frac{S - \sum_{j=1}^{n-k} \left( a_{k+j} \cdot \sum_{m=1}^{k+j} P_m \right) - (a_k + l_{k-1} + b_k + c_k) \cdot \sum_{m=1}^k P_m}{\sum_{j=1}^{n-k} a_{k+j} + (a_k + l_{k-1} + b_k + c_k)},$$

де

$$S = \sum_{j=1}^{n-k} \left[ \frac{FL_{k+j} \cdot a_{k+j}^3}{6 \cdot J_{k+j}} \right] + \frac{FL_k \cdot (a_k + l_{k-1} + b_k + c_k)^3 - FL_{k-1} \cdot (l_{k-1} + b_k + c_k)^3 - FP_{k-1} \cdot (b_k + c_k)^3 - F_k \cdot c_k^3}{6 \cdot J_k}$$

Після визначення кута  $\varphi_1$  можна за рекурентними формулами визначити всі кути для всіх валів, після чого, використавши формули прогинів, можна знайти прогини в будь-якій точці будь-якого валу.

Природно, необхідно врахувати зміни жорсткості, що виникають при зміні геометричних параметрів валів. Профілі прогинів валів для деяких розташувань додаткової опори наведені на рис. Наведені діаграми максимальних прогинів ілюструють найбільш раціональне розташування опор, яке відповідає найменшому відхиленню профілю прогинів.

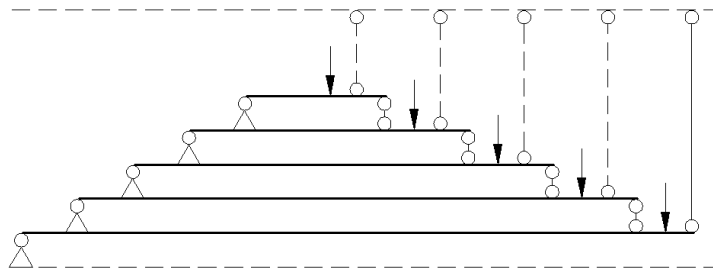


Рис.4. Схема навантаження з опорою на внутрішньому валу

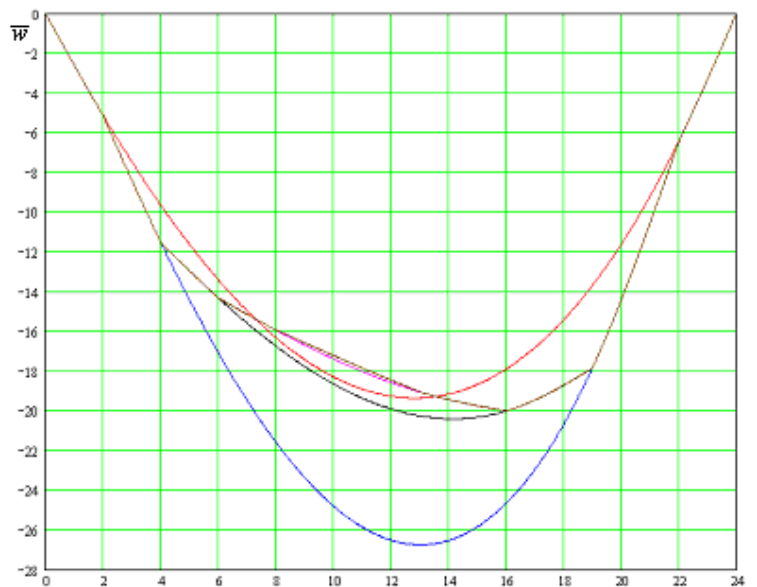


Рис.5. Профілі прогинів для опори на внутрішньому валу

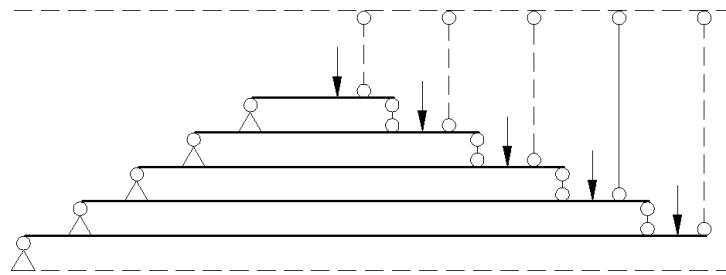


Рис.6. Схема навантаження з опору на другому валу

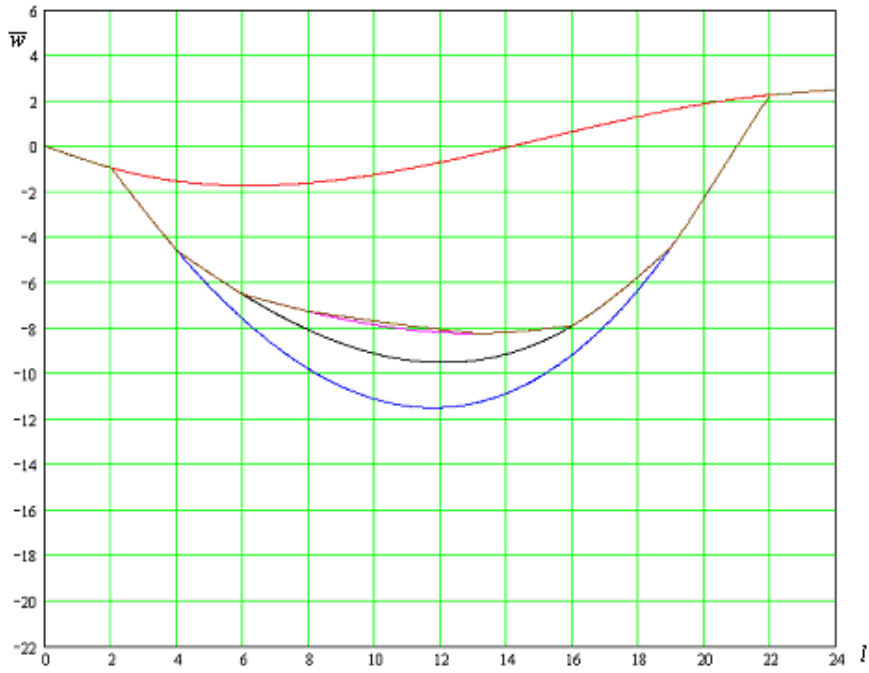


Рис.7. Профілі прогинів для опори на другому валу

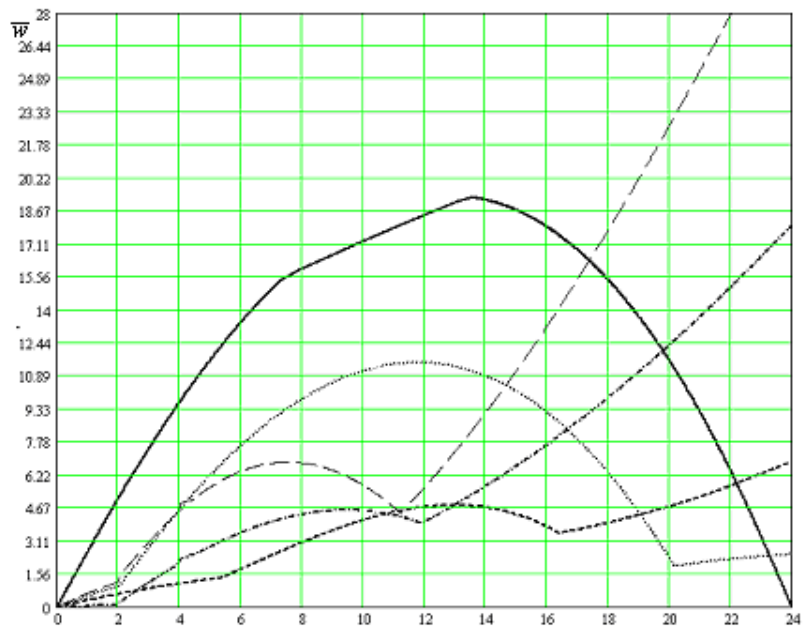


Рис.8. Профілі максимальних прогинів для різного розташування опор

**Висновки**

Розроблено методику визначення профілів прогинів багат шарових співвісних валів у машинах легкої промисловості дозволяє за заданим алгоритмом розраховувати деформації валів з будь-якою кількістю шарів для правильного проектування машин, які були запатентовані авторами. Алгоритм дозволяє змінювати розташування опор, на основі чого знаходиться найбільш раціональне їх розташування. Розроблена методика реалізована у програмному середовищі MathCAD. Наведені діаграми максимальних прогинів, які ілюструють найбільш раціональне розташування опор, що відповідає найменшому відхиленню профілю прогинів. Наведено приклад розрахунку для п'яти валів. Найменше середнє відхилення прогинів реалізується для розташування опори на третьому валу

**ЛІТЕРАТУРА**

1. Рябчиков Н.Л. Теоретичне обґрунтування і експериментальна перевірка утворення одностороннього човникового стібка // Вісник Східноукраїнського національного університету.– №1[107]. –2007. – с.360–364.
2. John Giordano The sewing machine guide : tips on choosing, buying, and refurbishing Newtown, CT : Taunton Press.– 1997.– с. 105.
3. Франц В.Я. Монтаж, техническая эксплуатация и ремонт швейного оборудования. – М.: – Academia. – 2005. – с. 320.
4. Франц В.Я. Швейные машины. – М.: – Академия. – 2004. – 160 с.
5. Рябчиков М.Л. Розрахунки на міцність у швейному виробництві.– К.:– Інститут системних досліджень Міністерства освіти України. – 1994. – 102 с.
6. Рябчиков М.Л., Бірюкова О.М. Виявлення колізій елементів і робочих органів механізмів машин в новітніх методах утворення ланцюгових стібків // Вісник Хмельницького національного університету. – 2005. – № 5. – Частина 1. – т. 1. – с. 67–71.
7. Рябчиков М.Л. Дейнека І.Г., Сапронова С.Ю. Розрахунок і конструювання машин легкої промисловості // Харків-Луганськ: МОН України. УПА, СЧУ ім. Даля. – 2005. – 116 с.
8. Охрана труда на швейных предприятиях: Учебное пособие / В.Я.Франц. – М.: Легпромбытиздат, 1987. – 184 с.

Надійшла 08.02.2010

УДК 677.055

**СХЕМОТЕХНІЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ КІНЕМАТИЧНИХ СХЕМ МЕХАНІЗМІВ  
З ДВОМА СТУПЕНЯМИ ВІЛЬНОСТІ ОСНОВОВ'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН**

Б.В. ОРЛОВСЬКИЙ, В.М. ДВОРЖАК

Київський національний університет технологій та дизайну

*Розглянуто застосування аналітичного методу векторного перетворення координат для кінематичного дослідження багатоланкових важільних механізмів з двома ступенями вільності на прикладі механізмів, які мають два початкові механізми I класу та приєднані двоповодкові групи Асура I та II видів*

**Об'єкти та методи дослідження**

Об'єктом дослідження є функція положення механізмів з двома ступенями вільності основов'язальних машин. Для розв'язання задач, що поставлені в цій роботі, було використано метод