

ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА

УДК 621.86.065

doi: 10.31498/2225-6733.46.2023.288124

© Карпенко Т.М.¹, Музика І.М.², Шишкін В.В.³**ПРО СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК
ЗАХВАТНИХ МЕХАНІЗМІВ І ЗАТИСКАЧІВ
ЗА ДОПОМОГОЮ «ЗОЛОТОГО» ПРАВИЛА МЕХАНІКИ**

При проектуванні та реконструкції захватних пристроїв чи затискачів актуальним є питання щодо геометричних параметрів об'єкту дослідження, які забезпечать необхідну величину коефіцієнта силової передачі. Зазвичай, при виконанні розрахунків таких важільно-стрижневих механізмів, які складаються з декількох ланок, розглядають рівновагу кожної ланки та розв'язують системи алгебраїчних рівнянь, що є трудомістким процесом. В цій роботі коефіцієнт силової передачі, незалежно від розглядуваної схеми, визначається з одного рівняння, так званого «золотого» правила механіки: «для рівноваги механічної системи необхідно і достатньо, щоб сума можливих потужностей активних сил дорівнювала нулеві». Щоб отримати залежності між швидкостями проміжних шарнірів для ланок, що виконують плоский рух, застосовується «теорема про проекції векторів швидкостей точок на пряму, яка з'єднує ці точки». Розглянуто поширені схеми захватних пристроїв промислових роботів та затискачів, які застосовуються в технологічних процесах металообробки та зварювання. Проектувальники мають можливість застосувати запропоновану методіку і після виконання чисельного аналізу отриманих формул для визначення коефіцієнта силової передачі конкретного прикладу вибрати найоптимальніше поєднання розмірів механізму та кутів між його стрижнями. Це забезпечить необхідні для експлуатації механізму значення тягової сили чи тиску в пневмоциліндрі, що суттєво зекономить виробничі ресурси. Алгоритм, запропонований в роботі, може бути застосований для інших плоских механізмів.

Ключові слова: захватні пристрої, затискачі, тягова сила, сила затиску, коефіцієнт силової передачі, можлива потужність сили, раціональне проектування.

T.M. Karpenko, I.M. Muzyka, V.V. Shishkin. On the force calculation of capture mechanisms and clamps using the «golden» rule of mechanics. When designing and reconstructing gripping devices or clamps, the issue of the geometric parameters of the research object that will ensure the required value of the power transmission coefficient is relevant. Usually, when performing calculations of such lever-rod mechanisms, which consist of several links, the balance of each link is considered and systems of algebraic equations are solved, which is a time-consuming process. In this paper, the power transmission coefficient, regardless of the scheme under consideration, is determined from one equation, the so-called «golden» rule of mechanics: «for the balance of a mechanical system, it is necessary and sufficient that the sum of the possible powers of active forces equals zero». In order to obtain the dependences between the speeds of the intermediate hinges for the links performing a planar movement, the "theorem on the projections of the

¹ канд. фіз.-мат. наук, доцент, ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет», м. Маріуполь, ORCID: 0000-0003-4042-0301, karpenko_t_n@pstu.edu

² ст. викладач, ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет», м. Маріуполь, muzyka_i_n@pstu.edu

³ канд. техн. наук, доцент, ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет», м. Маріуполь, ORCID: 0000-0001-5943-2180, shishkin_v_v@pstu.edu

velocity vectors of the points onto the line connecting these points" is applied. Common schemes of gripping devices of industrial robots and clamps, which are used in technological processes of metalworking and welding, are considered. Designers have the opportunity to apply the proposed method and, after performing numerous analyzes of the obtained formulas to determine the power transmission coefficient of a specific example, choose the most optimal combination of the dimensions of the mechanism and the angles between its rods. This will ensure the values of traction force or pressure in the pneumatic cylinder necessary for the operation of the mechanism, which will significantly save production resources. The algorithm proposed in the work can be applied to other flat mechanisms.

Key words: *gripping devices, clamps, traction force, clamping force, power transmission coefficient, possible force power, rational design.*

Постановка проблеми. У машинобудуванні, металообробному, зварювальному та інших виробництвах широко застосовуються механічні захвати промислових роботів і затискачі, які призначені для захоплення, утримання та позиціонування матеріальних об'єктів: предметів виробництва; виробів, що зварюються; інструменту та інше. При роботі цих механізмів велике значення мають величини сил для утримання або затиску предметів. Ці сили при проектуванні механізмів вважаються заданими. Раціональне проектування таких механізмів передбачає вибір як принципової схеми, так і геометричних параметрів, при яких ці сили, у порівнянні з зусиллями приводу, досягаються найменш витратним способом, як правило, зі значним силовим вирашем.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Детальному розгляду принципу роботи захватних механізмів та пристроїв, обґрунтуванню вибору принципової схеми та параметрів цих механізмів, їх силовому розрахунку, а також рекомендаціям щодо їх застосування присвячено ряд джерел [1-3] та ін.

Основи конструювання, розрахунки затискачів та силових приводів до них розглянуті у роботах [4-6].

Актуальним при розрахунку механічних затискачів і захватних пристроїв є питання про величину коефіцієнта силової передачі, тобто відношення тягової сили приводу до сили, яка створюється у захватному механізмі або до сили затиску.

Загальноприйнятим методом отримання цього коефіцієнта є силовий аналіз з розглядом рівноваги окремих ланок механізму. При аналітичному підході це призводить до необхідності складання та розв'язування багатьох рівнянь статички, кількість і вид яких залежить від виду системи сил, що діють на ланки [5, 7-9].

Мета статті. Для деяких конструкцій важільно-стрижневих механізмів виконати силовий розрахунок, шляхом застосування «золотого» правила механіки – рівняння принципу можливих переміщень аналітичної механіки [10-11] (принципу Лагранжа), де за об'єкт вивчення взято весь плоский механізм. Узагальнюючи розрахунки, запропонувати алгоритм методики визначення коефіцієнта силової передачі з меншою витратою часу на обчислення і виконати чисельний аналіз формул з метою вибору оптимального поєднання параметрів об'єкту вивчення.

Виклад основного матеріалу.

Захватні механізми і затискачі, які розглядаються в роботі, структурно складаються з:

- силового вузла (приводу);
- передавального важільно-стрижневого механізму, здатного передавати та змінювати тягову силу \bar{P} , створювану приводом;
- пристрою захвату або затиску, в якому створюється сила \bar{F} .

Основною характеристикою означених вище передавальних механізмів є коефіцієнт силової передачі $k = \frac{P}{F}$, для визначення якого пропонується використовувати принцип можливих

переміщень, вважаючи в'язі ідеальними: *Для рівноваги механізму необхідно і достатньо, щоб сума можливих робіт активних сил, прикладених до нього, дорівнювала нулю.*

Враховуючи, що можливі переміщення точок прикладання активних сил прямо пропорційні можливим швидкостям цих точок, маємо «золоте» правило механіки: $\sum_{k=1}^n \bar{F}_k^{(a)} \cdot \bar{V}_k = 0$, де

\bar{V}_k – можлива швидкість точки прикладення сили $\bar{F}_k^{(a)}$, n – кількість активних сил.

Якщо позначити точкою A точку прикладення тягової сили \bar{P} , а точкою D – точку прикладення сили затиску чи захвату, \bar{F} , нехтуючи силами тяжіння ланок, отримаємо рівняння, що відображає «золоте» правило механіки для механізмів, які вивчаються:

$$\bar{P} \cdot \bar{V}_A + \bar{F}' \cdot \bar{V}_D = 0, \quad (1)$$

де $\bar{F}' = -\bar{F}$ – сила, з якою об'єкт, що утримується, діє на передавальний механізм.

Для практичної реалізації рівняння (1) пропонується наступний алгоритм.

1. Зобразити кінематичну схему механізму з прикладеними до нього силами \bar{P} та \bar{F}' . Задати можливу швидкість, наприклад, \bar{V}_A , показати вектори швидкостей точок, які необхідні для встановлення зв'язку між швидкостями точок A і D .

2. Встановити залежності між величинами швидкостей точок, використовуючи знання розділу «Кінематика»:

- а) якщо точки належать важелю, що обертається навколо нерухомої осі, то швидкості точок прямо пропорційні відстаням від цих точок до осі;
- б) якщо точки належать стрижню, що здійснює плоский рух, тоді проекції векторів швидкостей точок на пряму, яка проходить через ці точки, рівні між собою.

3. Підставивши у формулу (1) залежності між швидкостями \bar{V}_A і \bar{V}_D , що отримані в п. 2 алгоритму, визначити шуканий коефіцієнт силової передачі..

Розрахунок захватних пристроїв промислових роботів (далі – ЗП ПР).

Вимоги до ЗП ПР, що проєктуються, наступні:

- надійність захвату та утримання виробу або технологічного оснащення;
- широкий діапазон можливостей пристрою, тобто можливість захвату різних об'єктів, маси, форми і розміри яких відповідають умовам технічного завдання на проєктування.

Для ілюстрації залежності коефіцієнту силової передачі від схеми захватного пристрою і його геометричних параметрів розглянемо кілька прикладів.

Умови прикладів 1-4.

На рис.1, 2 і 3 зображені кінематичні схеми пристроїв, розташованих у горизонтальній, а на рис. 4 – у вертикальній площині. Виріб, вагою \bar{G} , утримується губками D . Вузол захвату з виробом може рухатись з вертикальним прискоренням ω , спрямованим вниз. Властивості контактних поверхонь губок і виробу враховуються коефіцієнтом тертя ковзання f .

Необхідно: Отримати формулу для визначення сили P та коефіцієнт силової передачі k .

Розв'язання.

Маємо формулу для обчислення сили захвату \bar{F} :

$$F = \frac{m \cdot (g + \omega)}{2 \cdot f} \cdot \lambda, \quad (2)$$

де m – маса виробу;

g – прискорення вільного падіння;

λ – коефіцієнт безпеки.

Розглядаємо рівновагу механізму під дією сил: $\bar{F}' = -\bar{F}$ і тягової сили \bar{P} . Застосувавши формулу (1), отримаємо:

для схеми рис. 1 - $P \cdot V_A - 2 \cdot F' \cdot V_D = 0$

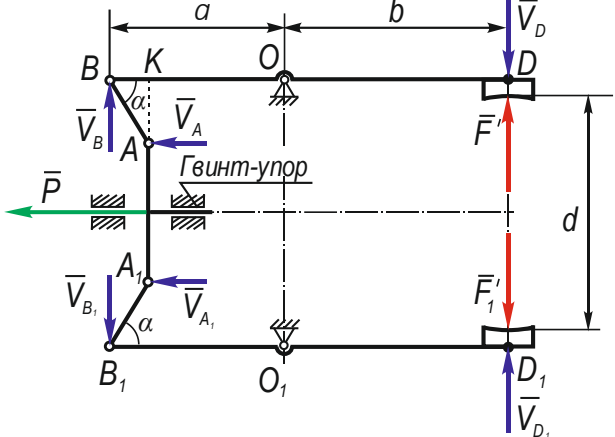
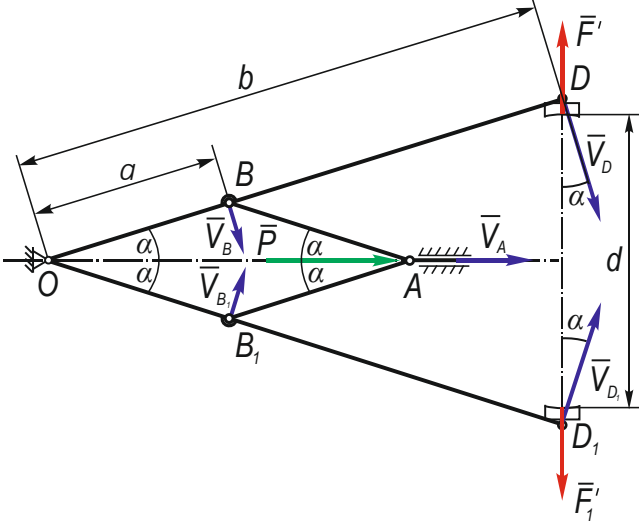
для схем рис. 2, 3 і 4 - $P \cdot V_A - 2 \cdot F' \cdot V_D \cdot \cos \alpha = 0$

Для всіх схем має місце формула $V_D = V_B \cdot \frac{b}{a}$. Залежності між швидкостями точок А і В

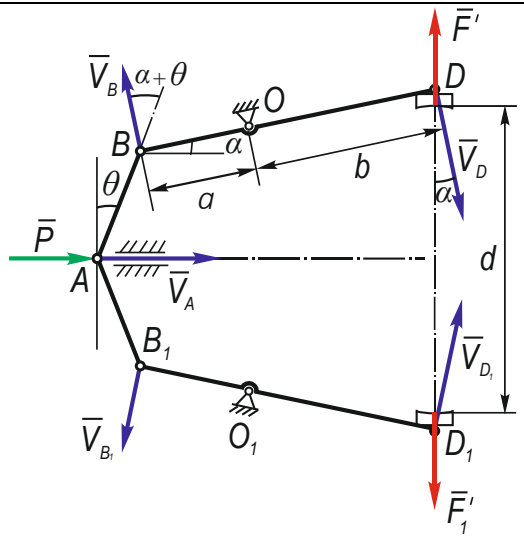
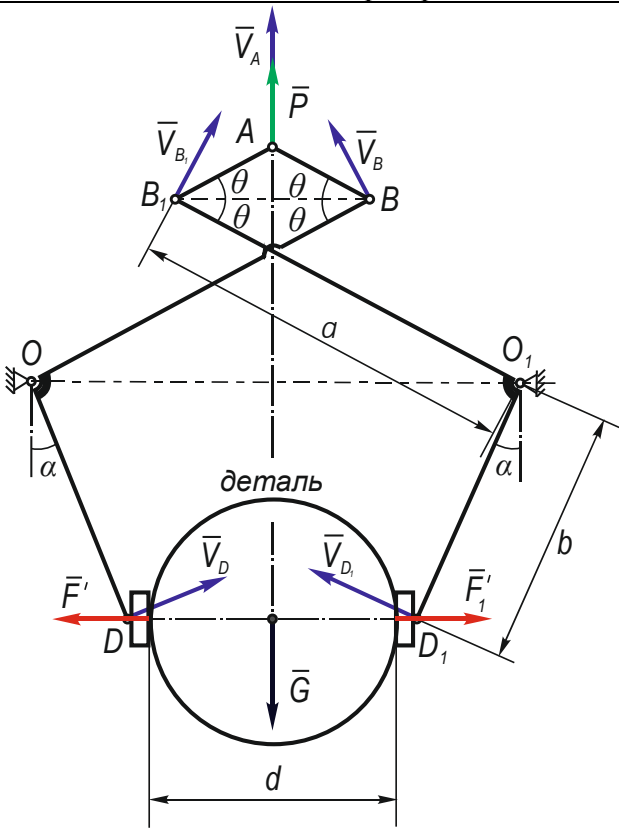
отримаємо, скориставшись теоремою про рівність проєкцій векторів швидкостей цих точок на пряму АВ. Кінематичні схеми захватних механізмів, залежності між швидкостями V_A , V_B і V_D , отримані формули для обчислення сили P і коефіцієнта силової передачі k , помістимо в Таблицю 1.

Таблиця 1

Кінематичні схеми захватних механізмів та формули для обчислення P і k

| № | Кінематична схема ЗП | Залежності між швидкостями V_A , V_B і V_D | Формули для обчислення P и k |
|---|--|--|--|
| 1 |  <p style="text-align: center;">Рис. 1 – Схема пристрою</p> | $V_B = V_D \cdot \frac{a}{b}$ $V_B = V_A \cdot \text{ctg } \alpha$ $V_A = V_D \cdot \frac{a}{b} \cdot \text{tg } \alpha$ | $P = F' \cdot \frac{2b}{a} \cdot \text{ctg } \alpha$ $k = \frac{2b}{a} \cdot \text{ctg } \alpha$ |
| 2 |  <p style="text-align: center;">Рис. 2 – Схема пристрою</p> | $V_B = V_D \cdot \frac{a}{b}$ $V_B = V_A \cdot \frac{1}{2 \sin \alpha}$ $V_A = V_D \cdot \frac{2a}{b} \cdot \text{tg } \alpha$ | $P = F' \cdot \frac{b}{a} \cdot \text{ctg } \alpha$ $k = \frac{b}{a} \cdot \text{ctg } \alpha$ |

Продовження таблиці 1

| № | Кінематична схема ЗП | Залежності між швидкостями V_A, V_B і V_D | Формули для обчислення P і k |
|---|---|---|--|
| 3 |  <p style="text-align: center;">Рис. 3 – Схема пристрою</p> | $V_B = V_D \cdot \frac{a}{b}$ $V_B = V_A \cdot \frac{\sin \theta}{\cos(\alpha + \theta)}$ $V_A = V_D \cdot \frac{a \cdot \cos(\alpha + \theta)}{b \cdot \sin \theta}$ | $P = F' \cdot \frac{2b}{a} \cdot \frac{\cos \alpha \cdot \sin \theta}{\cos(\alpha + \theta)}$ $k = \frac{2b}{a} \cdot \frac{\cos \alpha \cdot \sin \theta}{\cos(\alpha + \theta)}$ |
| 4 |  <p style="text-align: center;">Рис. 4 – Схема пристрою</p> | $V_B = V_D \cdot \frac{a}{b}$ $V_B = V_A \cdot \frac{1}{2 \cos \theta}$ $V_A = V_D \cdot \frac{2a}{b} \cdot \cos \theta$ | $P = F' \cdot \frac{b \cdot \cos \alpha}{a \cdot \cos \theta}$ $k = \frac{b \cdot \cos \alpha}{a \cdot \cos \theta}$ |

Якщо проаналізувати формули для обчислення коефіцієнтів силової передачі ЗП ПР, наведених у таблиці 1, можна зробити висновки:

- 1) коефіцієнт k є прямо пропорційним відношенню розмірів $\frac{b}{a}$;

2) коефіцієнт k залежить від кутів. Тому в схемах рис. 1 і рис. 2 k тим менше, чим більше значення кута α . У схемі рис. 4 k тим менше, чим кут α більший за кут θ і не залежить від кутів, якщо $\alpha = \theta = 45^\circ$;

3) для чисельного аналізу формули k схеми рис. 3 з метою вибору раціонального поєднання кутів введемо параметр z , що залежить від кутів: $z = \frac{\cos \alpha \cdot \sin \theta}{\cos(\alpha + \theta)}$. Результати аналізу (рис. 5 і рис. 6) такі: коефіцієнт z (отже і k) зменшується, якщо кут α зростає, а θ меншає і навпаки. При цьому виконано умова $\alpha + \theta = 80^\circ$.

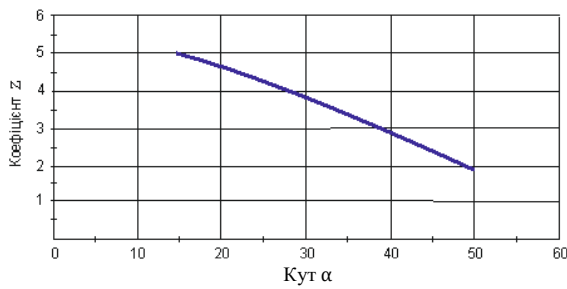


Рис. 5 – Залежність коефіцієнту z від кута α , за умови $\theta^\circ = 80^\circ - \alpha^\circ$

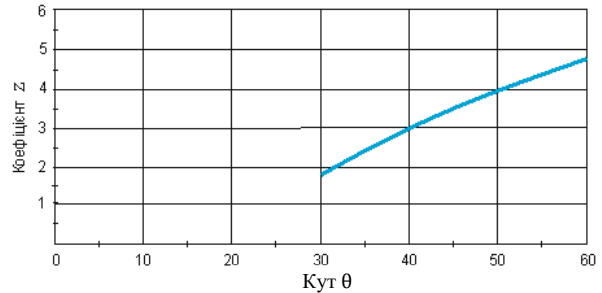


Рис. 6 – Залежність коефіцієнту z від кута θ , за умови $\alpha^\circ = 80^\circ - \theta^\circ$

Розрахунок затискаючих пристроїв.

У зварювальному виробництві більшість важливо-стрижневих затискаючих пристроїв мають силовий привід – пневматичний та гідравлічний циліндр. Застосовуючи запропоновану методику, можна встановити залежність між силою P на штоку циліндра і зусиллям F закріплення виробу, що зварюється, а також підібрати тиск і діаметр циліндра, які забезпечать необхідний коефіцієнт передачі сили.

Розглянемо приклади.

Приклад 5.

Визначити зусилля F затискання виробу у точці D одноважільного затискувача (рис. 7), якщо відомий тиск p у циліндрі діаметром d . Встановити, чому дорівнює коефіцієнт силової передачі.

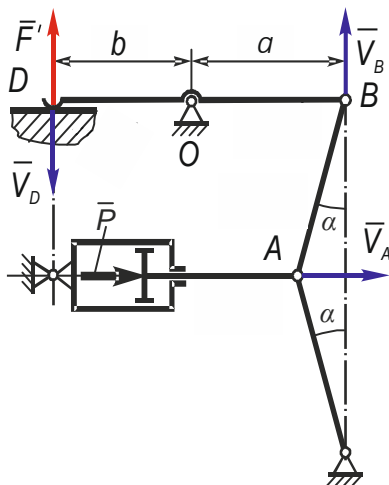


Рис. 7 – Схема одноважільного затискувача

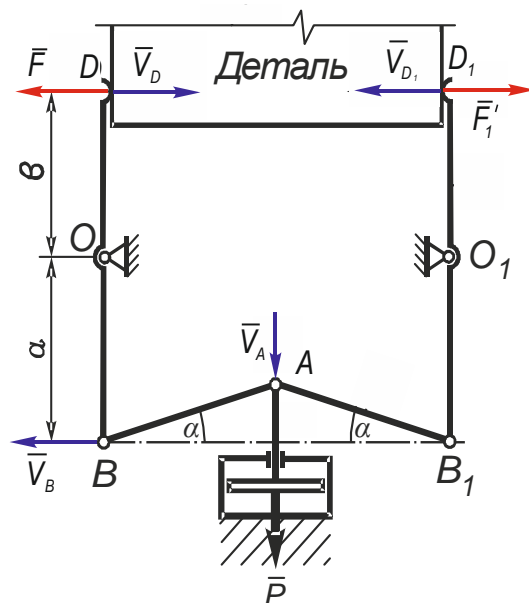


Рис. 8 – Схема двоважільного затискувача

Розглянувши рівновагу пристрою під дією сил P і F' маємо: $P \cdot V_A - F' \cdot V_D = 0$.

Оскільки $V_D = V_B \cdot \frac{b}{a}$, $V_B = V_A \cdot \text{tg } \alpha$, отримаємо $F' = \frac{a}{b} \cdot \frac{P \cdot \pi d^2}{4}$ – сила тим більше, що менше кут α . Коефіцієнт силової передачі дорівнює $k = \frac{P}{F} = \frac{b}{a} \cdot \text{tg } \alpha$. Він тим менше, що менше кут α і відношення довжин $\frac{b}{a}$.

Приклад 6

Визначити величину мінімальної приводної сили P_{\min} в приладі для монтажу і зварювання поздовжніх швів. Кінематична схема пристрою зображена на рис. 8. Вага виробу дорівнює G , коефіцієнт тертя у місцях контакту виробу із затискачем дорівнює f .

Розглянувши рівновагу приладу під дією сил P_{\min} і $2F'$ маємо, згідно з формулою (1):

$$P_{\min} \cdot V_A - 2F' \cdot V_D = 0,$$

де $F' = \frac{G}{2f}$, $V_D = V_A \cdot \frac{b}{a} \cdot \text{tg } \alpha$.

Тому $P_{\min} = \frac{G}{f} \cdot \frac{b}{a} \cdot \text{tg } \alpha$ – сила тим менша, що менше кут α і відношення довжин $\frac{b}{a}$.

Приклад 7.

Для затискача (рис. 9), що застосовується у зварювальному виробництві, визначити:

- коефіцієнт силової передачі;
- яким має бути тиск у циліндрі приводу, діаметр якого дорівнює d .

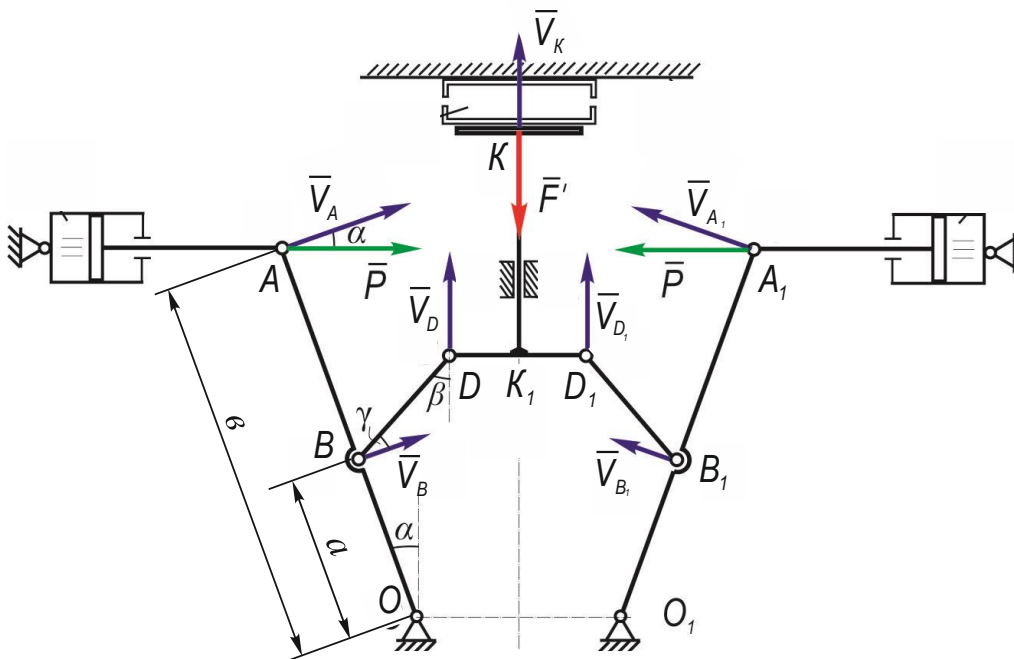


Рис. 9 – Схема затискувача пакету в машині для зварювання профілів

Відповідно до формули (1), маємо $2P \cdot V_A \cdot \cos \alpha - F' \cdot V_K = 0$, де $V_A = V_B \frac{b}{a}$, $V_B \cdot \sin(\alpha + \beta) = V_D \cdot \cos \beta$, $V_D = V_K$. Тому $P = k \cdot F$, де коефіцієнт силової передачі $k = \frac{a \cdot \sin(\alpha + \beta)}{2b \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta}$.

Оскільки $P = \frac{p \cdot \pi d^2}{4}$, маємо $p = \frac{4}{\pi d^2} \cdot k \cdot F'$.

З метою практичного використання результатів силового розрахунку затискувача (рис. 9) виконано чисельний аналіз задачі при різних поєднаннях геометричних параметрів механізму. Залежності коефіцієнта силової передачі від кутів свідчать про наступне:

- значення кутів α і β взаємозамінні, якщо $\alpha + \beta < 90^\circ$;
- коефіцієнт k при фіксованому α збільшується при зростанні кута β (рис. 10-11);
- коефіцієнт k при фіксованому β збільшується при зростанні кута α (рис. 12);
- для будь-яких значень α та β коефіцієнт k прямо пропорційний відношенню $\frac{a}{b}$.

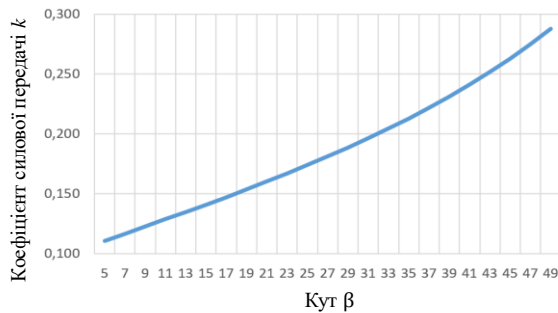


Рис. 10 – Залежність k від кута β при фіксованому $\alpha = 30^\circ$

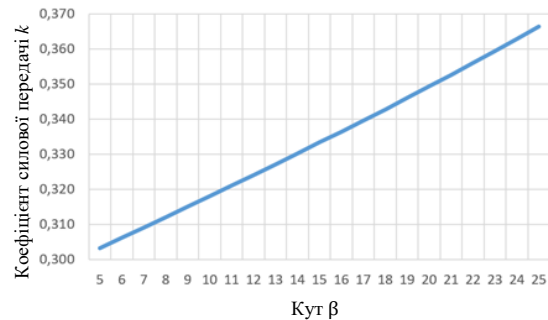


Рис. 11 – Залежність k від кута β при фіксованому $\alpha = 60^\circ$

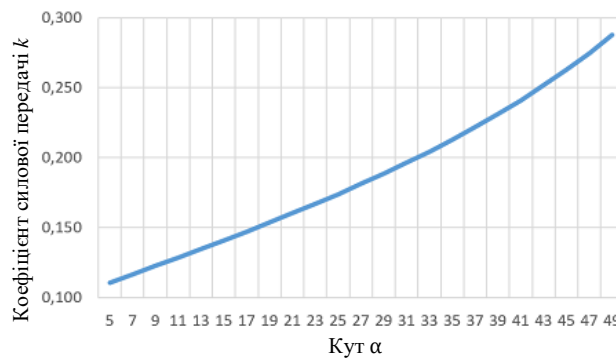


Рис. 12 – Залежність k від кута α при фіксованому $\beta = 30^\circ$

Для визначення величини тиску в циліндрі p затискувача введемо коефіцієнт $\delta = \frac{4}{\pi d^2}$, який показує залежність тиску p від діаметра приводного циліндра. Тоді тиск у циліндрі є прямо пропорційним: силі затиску F , коефіцієнтові δ та коефіцієнтові силової передачі k , який залежить від геометричних параметрів приладу. Маємо формулу

$$p = \delta \cdot k \cdot F.$$

Примітка.

У всіх вище виконаних розрахунках приймалось допущення про те, що внутрішні в'язі – ідеальні. Щоб врахувати тертя в шарнірах, потрібно у формулу сили P ввести коефіцієнт корисної дії $\eta = 0,9...0,95$. Маємо уточнене значення сили P : $P_{\text{уточ}} = \frac{P}{\eta}$.

Висновки

1. Застосування «золотого» правила механіки дозволяє за допомогою одного рівняння отримати коефіцієнти силової передачі важільно-стрижневих захватних пристроїв та затискачів.

2. Запропонована та реалізована методика виконання силового розрахунку дозволить конструктору зекономити час для отримання коефіцієнта силової передачі та, шляхом варіювання геометричними параметрами механізму, створювати широко діапазонні механізми з необхідними та раціональними параметрами захватних пристроїв та затискачів.

Перелік використаних джерел:

1. Робототехніка. Підручник / В.І. Костюк, Г.О. Спину, Л.С. Ямпольський, М.М. Ткач. Київ: Вища школа, 1994. 447 с.
2. Проць Я.І. Захоплювальні пристрої промислових роботів. Навчальний посібник. Тернопіль: Тернопільський державний технічний університет ім. Пулюя, 2008. 232 с.
3. Промышленная робототехника / под ред. Я.С. Ямпольского. Київ, Техніка, 1984. 243 с.
4. Спыну Г.А. Промышленные роботы. Конструирование и применение. Київ: Вища школа, 1991. 331 с.
5. Павленко І.І. Промислові роботи: основи розрахунку та проектування. Кіровоград: КНТУ, 2007. 420 с.
6. Павленко І.І., Годунко М.О., Кіріченко І.Д. Загальна методика розрахунку та проектування конструкцій захватних пристроїв промислових роботів. *Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація*. 2013. Вип. 26. С. 67-70.
7. Павленко І.І., Годунко М.О. Особливості визначення діапазону утримування деталей захватними пристроями промислових роботів. *Вісник КНУ імені Михайла Остроградського*. 2011. Вип. 2 / 2011 (67), частина 1. С. 62-64.
8. Карпенко Т.Н. Силовой расчет зажимных приспособлений и захватных устройств. Методические указания по выполнению практических работ по дисциплине «Теоретическая механика». Мариуполь: ГВУЗ «ПГТУ», 2015. 44 с.
9. Ковалева Н.В., Наталюткина И.А. Силовой расчет и механизмы станочных приспособлений. Учебное пособие по дисциплине «Технологическая оснастка». Дружковка, 2007. 59 с.
10. Павловський М.А. Теоретична механіка. Навчальний посібник. Київ: Техніка, 2002. 511 с.
11. Теоретична механіка: навчальний посібник / П.К. Штанько та ін.; за ред. П.К.Штанька. Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2021. 464 с.

References:

1. Kostiuk V.I., Spinu G.O., Iampol'skii L.S., Tkach M.M. *Robotics. Textbook*. Kyiv, Vishcha shkola Publ., 1994. 447 p. (Ukr.)
2. Prots' Ya.I. *Grabbing devices of industrial robots. Tutorial*. Ternopil', Ternopil'skii derzhavnii tekhnichnii universitet im. Puliuia Publ., 2008. 232 p. (Ukr.)
3. Iampol'skii Ia.S. *Industrial robotics*. Kyiv, Tekhnika Publ., 1984. 243 p. (Rus.)
4. Spinu G.A. *Industrial robots. Design and Application*. Kyiv, Vishcha shkola Publ., 1991. 331 p. (Rus.)
5. Pavlenko I.I. *Industrial robots: basics of calculation and design*. Kirovohrad, KNTU Publ., 2007. 420 p. (Ukr.)
6. Pavlenko I.I., Godunko M.O., Kirichenko I.D. The general method of calculating and designing structures of gripping devices of industrial robots. *Machinery in agricultural production, industrial engineering, automation*, 2013, vol. 26, pp. 67-70. (Ukr.)

7. Pavlenko I.I., Godunko M.O. Peculiarities of determining the range of holding parts by gripping devices of industrial robots. *Transactions of Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskiy National University*, 2011, vol. 2 / 2011 (67), iss 1, pp. 62-64. (Ukr.)
8. Karpenko T.N. *Force calculation of clamping devices and gripping devices. Guidelines for performing practical work in the discipline «Theoretical Mechanics»*. Mariupol, SHEE «PSTU» Publ., 2015. 44 p. (Rus.)
9. Kovaleva N.V., Nataliutkina I.A. *Power calculation and mechanisms of machine tools. Textbook for the discipline «Technological equipment»*. Druzhkovka, 2007. 59 p. (Rus.)
10. Pavlovs'kii M.A. *Theoretical mechanics. Study guide*. Kyiv, Tekhnika Publ., 2002. 511 p. (Rus.)
11. Shtan'ko P.K., Shevchenko V.G., Omel'chenko O.C., Dziuba L.F., Pasika V.R., Poliakov O.M. *Theoretical mechanics: a study guide*. Zaporizhzhia, NU «Zaporiz'ka politekhnik» Publ., 2021. 464 p. (Ukr.)

Рецензент: А.О. Іщенко
д-р техн. наук, проф., ДВНЗ «ПДТУ»

Стаття надійшла 13.02.2023

Стаття прийнята 28.03.2023