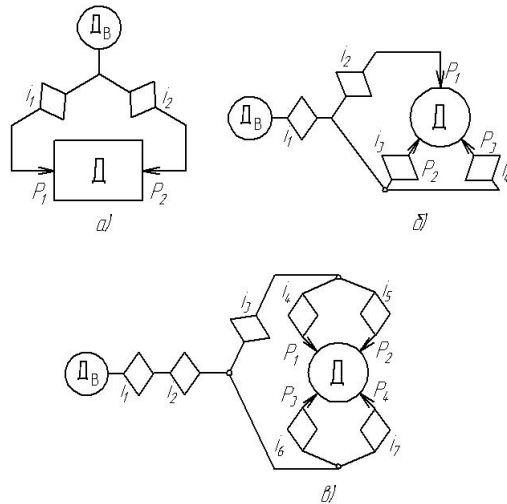


І.І.Павленко, проф., д-р. техн. наук, Кіровоград, Україна,
 М.О. Годунко, пров. фах, Кіровоград, Україна,
 В.А. Мажара, к.т.н., Кіровоград, Україна

ДОСЛІДЖЕННЯ СИЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ ЗАХВАТНИХ ПРИБОРІВ ПРОМИСЛОВИХ РОБОТІВ

In the given article there is the method of calculation of the power loadings is offered with the help of determination minimum of necessary forces of clamp for the apeak placed grippers.

Як перший крок, у вирішенні поставленого завдання, є визначення особливостей структури силових навантажень. Так як захватні пристрої промислових роботів мають велику кількість можливих конструктивних виконань, то відповідно також можлива велика множина варіантів їх структурних схем. Приклади таких схем наведені на рис.1. На даних схемах показані особливості затиску утримуваних деталей (Д) з різною кількістю точок затиску. Схеми також показують структуру будови захватних пристроїв, де рух від привідних двигунів (Д_В) передається через проміжні передачі з їх передавальними відношеннями (i) на затискні елементи.



а) –схема для двоточкового захватного пристрою;
 б) –схема для три точкового захватного пристрою;
 в) –схема для чотириточкового захватного пристрою.

Рис. 1 - Структурні схеми захватних пристроїв

Другим кроком у вирішенні поставленого завдання є визначення мінімально необхідних сил затиску для найбільш типових варіантів просторового розміщення призматичних захватних пристроїв. На прикладі вертикального розміщення захвату розглянемо дане питання. При складанні розрахункової схеми необхідно також враховувати особливості утримування деталей захватним пристроєм. Найбільш прийнятним є затиск деталі такого розміру коли вершини затискних призм співпадають з віссю деталі (рис.2, а).

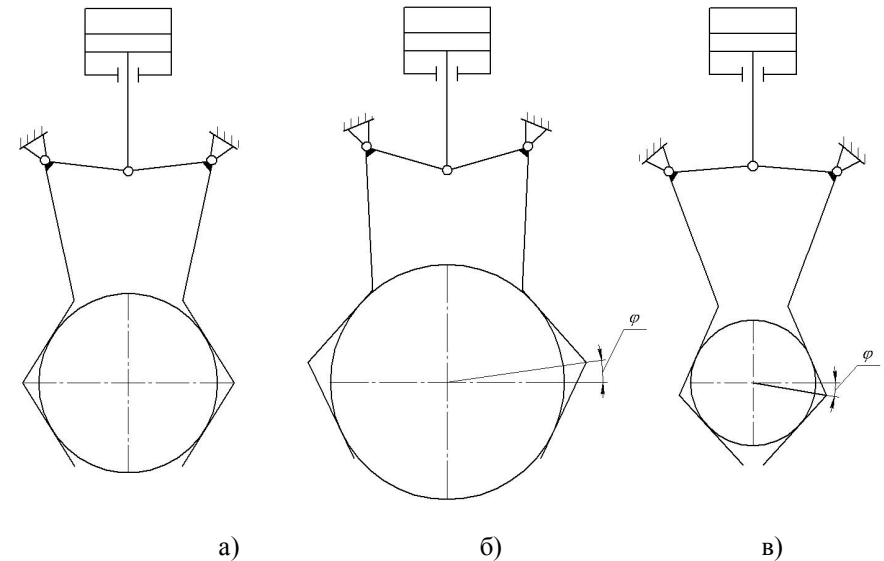


Рис. 2 - Типові умови затиску деталі

Як роботи, так і їх захватні пристрої відносяться до універсальних засобів автоматизації, а тому наведений варіант затиску є один із дуже великої кількості можливих. Це пов'язано з тим, що утримувані деталі можуть бути різних діаметрів: від D_{min} до D_{max} . При чому захват може спочатку брати деталь (заготовку) одного діаметру, а встановивши її на верстат, після обробки вона уже має інший розмір. Все це спричиняє різні умови затиску деталі, а відповідно інші варіанти розрахунку. Врахування цих умов є дуже важливою складовою розрахунку сил затиску деталі, так як в раніше виконаних дослідженнях [1, 2, 3] наводяться розрахунки для варіанту, коли вершина призм співпадає з віссю симетрії утримуваної деталі. Такий варіант затиску назовемо початковим, або номінальним, так як діаметр утримуваної деталі будемо вважати за номінальний (D_H). Від цього діаметру інші розміри деталей можуть відхилитись як в більшу, так

і в меншу сторону, що спричиняє виникненню інших схем затиску – рис.2 б, в. Кожна з цих схем оцінюється появою кута φ , який вказує на зміщення вершини призми відносно вісі симетрії деталі.

З урахуванням наведеної умови складаємо узагальнену розрахункову схему затиску деталі (рис.3), де вказані наступні позначення:

G - сила ваги деталі;

I - сила інерції;

α - кут призми;

β – кут напрямку сили інерції;

φ – кут розміщення вершини призми;

P_1, P_2, P_3, P_4 – сили затиску деталі.

Для визначення сил затиску складаємо рівняння рівноваги утримуваної деталі. Так як рівнянь рівноваги можна скласти два ($\sum P_x$, $\sum P_y$), а невідомих сил затиску чотири (P_1, P_2, P_3, P_4) то, щоб знайти ці сили приймаємо умову – це визначення мінімально необхідних сил затиску. Другою важливою умовою при запису рівнянь рівноваги є врахування сил тертя між утримуваною деталлю та затискними елементами. Ці сили входять в рівняння тільки в тому випадку, коли вони фізично можуть виникати при „вириванні” деталі із захватного пристрою. Для наведеного варіанту (рис.3) такими силами тертя будуть – F_1 і F_2 . Тоді рівняння рівноваги будуть:

$$\sum P_x = I \sin \beta - P_3' \sin(\alpha/2 + \varphi) - P_4' \sin(\alpha/2 - \varphi) = 0, \quad (1)$$

$$\sum P_y = -G - I \cos \beta + P_1'' \cos(\alpha/2 + \varphi) + P_3'' \cos(\alpha/2 + \varphi) + F_1 \sin(\alpha/2 + \varphi) + F_3 \sin(\alpha/2 + \varphi) = 0, \quad (2)$$

де f – коефіцієнт тертя між утримуваною деталлю і затискними елементами захвату.

Відповідно сили тертя:

$$F_1 = f P_1'', \quad (3)$$

$$F_3 = f P_3'', \quad (4)$$

Для вирішення першого рівняння приймаємо додаткову умову, що вертикальні складові P_3' та P_4' між собою рівні, зрівноважуючи систему через затиснуту деталь. З урахуванням наведених умов вирішуємо вихідну систему рівнянь рівноваги, і визначаємо необхідні сили затиску утримуваної деталі.

Підсумкові значення мінімальних сил затиску для досліджуваного варіанту дорівнюють:

$$P_1 = \frac{G + I \cos \beta}{2[\cos(\alpha/2 + \varphi) + f \cdot \sin(\alpha/2 + \varphi)]}, \quad (5)$$

$$P_2 = 0, \quad (6)$$

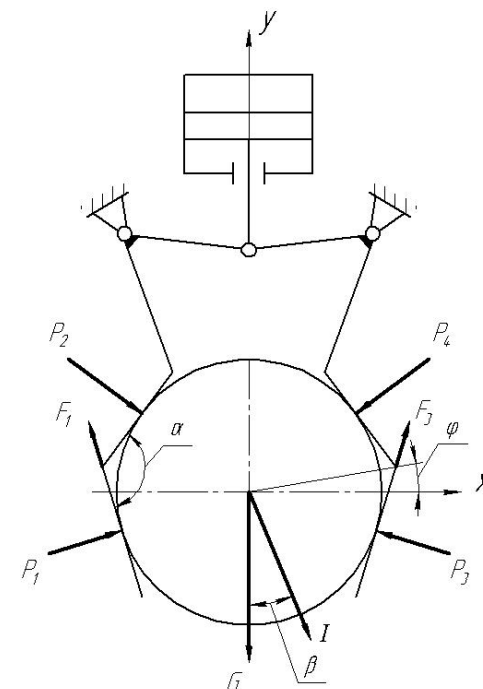


Рис.3 - Розрахункова схема вертикально розміщеного захватного пристрою

$$P_3 = P_3' + P_3'' = \frac{G + I \cos \beta}{2[\cos(\alpha/2 + \varphi) + f \cdot \sin(\alpha/2 + \varphi)]} + \frac{I \sin \beta \cdot \cos(\alpha/2 - \varphi)}{\cos(\alpha/2 - \varphi) \cdot \sin(\alpha/2 + \varphi) + \cos(\alpha/2 + \varphi) \cdot \sin(\alpha/2 - \varphi)} = \frac{I \sin \beta \cdot \cos(\alpha/2 - \varphi)}{\sin \alpha} + \frac{G + I \cos \beta}{2[\cos(\alpha/2 + \varphi) + f \cdot \sin(\alpha/2 + \varphi)]}, \quad (7)$$

$$P_4 = \frac{I \sin \beta \cdot \sin(90 - \alpha/2 - \varphi)}{\cos(\alpha/2 - \varphi) \cdot \sin(\alpha/2 + \varphi) + \cos(\alpha/2 + \varphi) \cdot \sin(\alpha/2 - \varphi)} = \frac{I \sin \beta \cdot \cos(\alpha/2 + \varphi)}{\sin \alpha}, \quad (8)$$

При $\varphi = 0$ відзначені сили будуть:

$$P_1 = \frac{G + I \cos \beta}{2(\cos \alpha/2 + f \cdot \sin \alpha/2)}, \quad (9)$$

$$P_2 = 0; \quad (10)$$

$$P_3 = \frac{G + I \cos \beta}{2(\cos \alpha/2 + f \cdot \sin \alpha/2)} + \frac{I \sin \beta \cdot \cos \alpha/2}{\sin \alpha}, \quad (11)$$

$$P_4 = \frac{I \sin \beta \cdot \cos \alpha/2}{\sin \alpha}, \quad (12)$$

По отриманих формулах виконано дослідження впливу основних параметрів захватних пристроїв на величину сил затиску утримуваних

деталей. Так вплив кута призми на сили затиску при умовах: $G = 20\text{Н}$; $I = G$; $\alpha = 60 \div 160$; $\beta = 30^\circ$; $f = 0,1$; $\varphi = 10^\circ$ показано на рис.4.

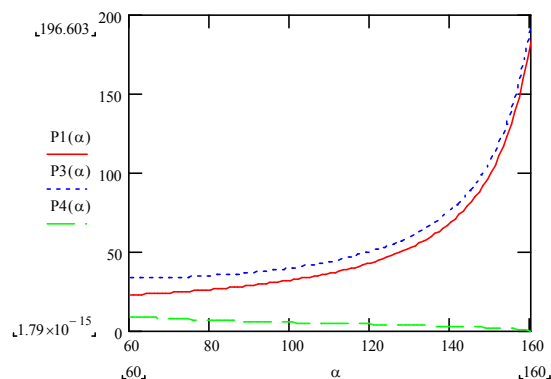


Рис.4 - Вплив кута призми на сили затиску

Вплив кута напрямку сили інерції на сили затиску при умовах: $G = 20\text{Н}$; $I = G$; $\alpha = 90$; $\beta = 0 \div 90^\circ$; $f = 0,1$; $\varphi = 10^\circ$ наведено на рис.5.

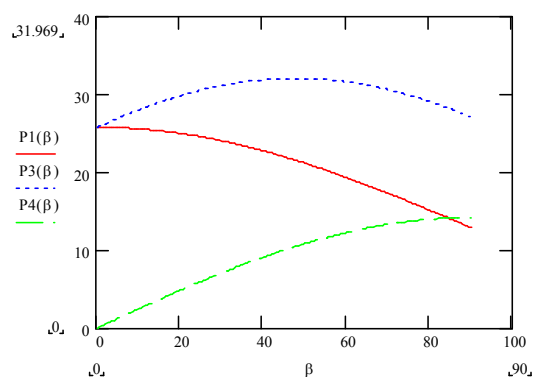


Рис.5 - Вплив кута напрямку сили інерції на сили затиску

Вплив кута розміщення вершини призми на сили затиску при умовах: $G = 20\text{Н}$; $I = G$; $\alpha = 90$; $\beta = 30^\circ$; $f = 0,1$; $\varphi = 0 \div 10^\circ$ представлено на рис.6.

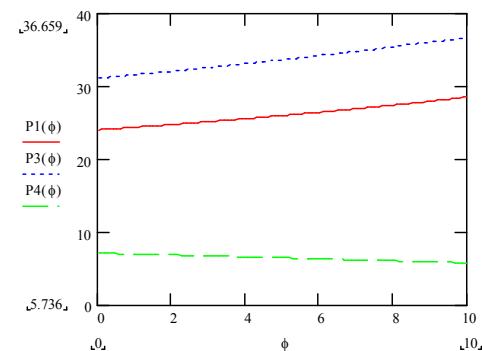


Рис.6 - Вплив кута розміщення вершини призми на сили затиску

Із наведених графіків слідує, що збільшення кута призми α веде до збільшення сил затиску P_1 і P_3 , а коли кут $\alpha > 120^\circ$, спостерігається значне підвищення вказаних сил. Тому доцільно вибирати кут призми в межах від 60° до 120° . На силу P_4 в даному випадку кут α впливає не суттєво.

Зміна кута напрямку сили інерції також значно впливає на сили затиску. В цьому випадку сила P_3 збільшується коли кут β зростає від 0° до 45° , а потім величина сили P_3 зменшується. Сила P_1 також зменшується, але на всьому інтервалі збільшення кута β , а сила P_4 навпаки, - збільшується.

Кут розміщення вершини призми має більш рівномірний характер впливу. Тобто при збільшенні кута φ сили P_1 та P_3 поступово збільшуються, а сила P_4 зменшується. Виходячи з цього, найкращим варіантом затиску деталі буде затиск без зміщення вершини призми, тобто при $\varphi = 0$.

Отже з усього вищенаведеного бачимо, що конструктивні параметри захватних пристроїв промислових роботів мають значний вплив на процеси утримування деталей. І при правильному підборі даних параметрів можна зменшити силові навантаження на конструктивні елементи захватних пристроїв, а також покращити процес їх роботи.

Список літератури: 1. Павленко І.І. Расчёт механических захватных устройств роботов./ Проблемы прочности, надёжности и долговечности деталей и конструкций. – Кировоград, 1983. – С.35-36. 2. Самотокин Б.Б. Детали и механизмы роботов.: Основы расчёта, конструирования и технологии производства: Учеб. Пособие / Вища шк., 1990.- 343с. 3. Фролов К.В., Воробьёв Е.И. Механика промышленных роботов. Учеб. Пособие для вузов: В 3-х кн./ Кн.2: Расчёт и проектирование механизмов / Е.И.Воробьёв, О.Д.Егоров, С.А.Попов.- М.: Высш.Шк.,1988 – 368с.