

РОЗРАХУНОК ЗАТИСКНИХ МЕХАНІЗМІВ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРИСТРОЇВ ОДНОСТОРОННЬОЇ ТА ДВОСТОРОННЬОЇ ДІЇ З ПЛУНЖЕРАМИ

© Гуліда Е.М., 2012

Розглянуто методику проектування технологічних верстатних пристроїв односторонньої та двосторонньої дії з плунжерами. Наведено залежності для визначення передаточних відношень затискних механізмів, а також залежності для визначення сили затиску і сили на приводі. Крім того, отримано залежності для визначення розмірів затискної площини плунжера залежно від допустимих напружень зминання заготовки, яку встановлюють в пристрій, що дає змогу отримати оптимальні розміри елементів конструкції пристрою.

The design technique of technological machine-tool devices of one-sided and bilateral action is considered with piston. Dependences over are brought for determination of transmission relations of clamping mechanisms, and also dependence for determination of force of clamp and force on an occasion. Except for it, dependences are got for determining size of clamping plane of piston depending on possible tensions of crumpling of purveyance which is set in a device, that allows to get the optimal sizes of elements of construction of device.

Постановка проблеми. На сучасному етапі у вітчизняній і закордонній практиці використовують у виробничому процесі різні верстатні пристрої, зокрема із затискними механізмами односторонньої та двосторонньої дії з плунжерами. Ці пристрої за своїми схемами дії описані в технічній та довідниковій літературі, наприклад в [1], але, крім опису та загальних положень про їх роботу, жодних даних стасовно розрахунків конструктивних елементів пристрою не наведено. Тому ставиться завдання розширити та удосконалити методику розрахунку основних конструктивних елементів пристроїв із затискними механізмами односторонньої та двосторонньої дії з плунжерами.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Верстатні пристрої використовують для встановлення заготовок на металорізальних верстатах. Проектуючи нові конструкції пристроїв, завжди існує проблема із вибором оптимальних параметрів окремих вузлів і їх складових конструктивних елементів, враховуючи технологічні та експлуатаційні вимоги. Стосовно пристроїв із затискними механізмами односторонньої та двосторонньої дії з плунжерами можна зауважити, що в технічній літературі наведено лише їхні схеми дії [1–3], без надання необхідних розрахунків сили затиску, оптимальних значень конструктивних розмірів тощо. Крім того, відсутні дані за результатами досліджень таких пристроїв. Тому ставиться мета роботи поповнити цей пробіл у питанні розроблення конструкції затискного механізму односторонньої та двосторонньої дії з плунжерами.

Мета роботи – полягає в отриманні на підставі аналізу конструкції затискного механізму залежностей для визначення оптимальних розмірів чинників конструктивних елементів з розробленням загальної методики розрахунку.

Викладення основного матеріалу дослідження. Розглядаючи конструкції пристроїв із затискними механізмами односторонньої та двосторонньої дії з плунжерами, можна виділити чотири основні схеми затиску оброблюваної заготовки:

- 1) схема односторонньої дії з одним плунжером, який здійснює безпосередній затиск заготовки силою W , що повинна дорівнювати силі затиску P_z (рис. 1);
- 2) схема односторонньої дії з одним плунжером, який здійснює затиск заготовки силою затиску P_z за допомогою прихвата (рис. 1);
- 3) схема двосторонньої дії з двома плунжерами, які здійснюють безпосередній затиск заготовки силами W , що повинні дорівнювати силам затиску P_z (рис. 2);
- 4) схема двосторонньої дії з двома плунжерами, які здійснюють затиск заготовки силами затиску P_z за допомогою прихватів, подібно до схеми 2 (рис.1).

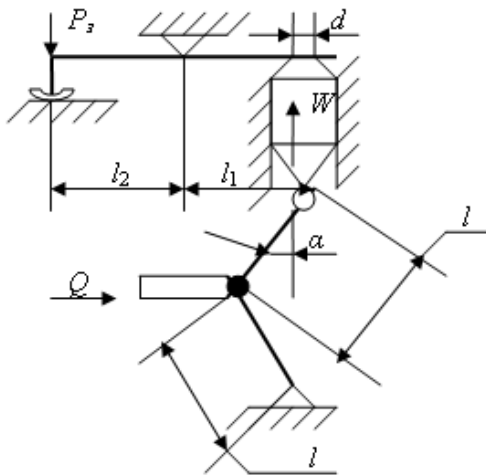


Рис. 1. Схема затискного механізму односторонньої дії

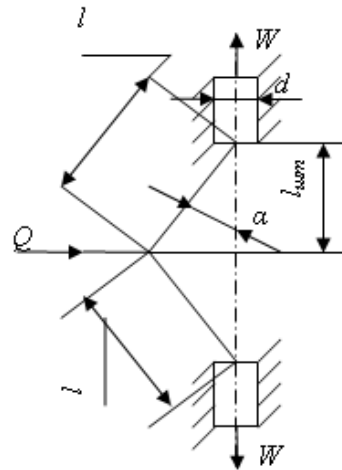


Рис. 2. Схема затискного механізму двосторонньої дії

Алгоритм проектування та розрахунку затискних механізмів односторонньої та двосторонньої дії з плунжерами такий:

1. На підставі визначення складових сили різання P_z , P_y і P_x , коефіцієнта запасу K сили затиску, а також врахування коефіцієнтів тертя f_1 у місцях контакту заготовки з опорами пристрою і f_2 – із затискним механізмом, визначають силу затиску P_z [1]. Наприклад, для випадку, коли сила P_z паралельна до основної бази, а сила затиску перпендикулярна до сили P_z , то силу затиску можна визначити за залежністю

$$P_z = \frac{KP_z}{f_1 + f_2} \cdot H. \quad (1)$$

2. Визначаємо хід плунжера:

а) для випадку односторонньої дії з одним плунжером, який здійснює безпосередній затиск заготовки силою W , що повинна дорівнювати силі затиску P_z :

$$S_{пл} = \Delta_{gap} + \Delta + (1 \dots 2), \text{ мм}, \quad (2)$$

де $\Delta_{gap} = 0,2 \dots 0,4$ мм – гарантований зазор для вільного встановлення заготовки; Δ – відхилення оброблюваного розміру заготовки у межах допуску, мм; $1 \dots 2$ мм – врахування пружних деформацій затискної системи;

б) для випадку односторонньої дії з одним плунжером, який здійснює затиск заготовки силою затиску P_z за допомогою прихвата (рис. 1):

$$S_{пл} = \frac{[\Delta_{gap} + \Delta + (1 \dots 2)]l_1}{l_2}, \text{ мм}, \quad (3)$$

де l_1 , l_2 – розміри плеч прихвата, мм;

в) для випадку двосторонньої дії з двома плунжерами хід кожного плунжера визначається за тими самими залежностями (2) і (3).

3. Визначаємо хід штока S_{um} затискного приводу, який діє на важелі затискного механізму силою Q . Для цього на першому етапі приймаємо значення кута α між віссю важеля завдовжки l і віссю плунжера. Значення цього кута можна приймати у межах від 2 до 45°, але треба пом'ятати, що зі збільшенням кута α зменшується передаточне відношення між силами W і Q .

На другому етапі визначаємо довжину l важеля:

$$l = l_0 + S_{nl}, \text{ мм}, \quad (4)$$

де l_0 – довжина важеля без урахування довжини ходу плунжера, мм. Значення l_0 можна приймати у межах 50...100 мм залежно від конструкції пристрою для оброблення заготовки.

На третьому етапі визначаємо хід штока S_{um} затискного механізму односторонньої дії:

$$S_{um} = l(1 - \cos \alpha), \text{ мм}. \quad (5)$$

Для затискного механізму двосторонньої дії:

$$S_{um} = 2l(1 - \cos \alpha), \text{ мм}. \quad (6)$$

4. Визначаємо зусилля Q на штоці затискного приводу з урахуванням передаточних відношень затискного механізму та прихвата:

$$Q = \frac{P_3 i}{u_3 u_{np}}, \text{ мм}, \quad (7)$$

де $i = 1$ для затискного механізму односторонньої дії; $i = 2$ – двосторонньої дії; u_3 – передаточне відношення затискного механізму: а) односторонньої дії $u_3 = 22,982\alpha^{-1,023}$; б) двосторонньої дії $u_3 = 45,964\alpha^{-1,023}$; α , град; $u_{np} = l_1/l_2$ – передаточне відношення прихвата (рис. 1).

5. Визначаємо діаметр d опорної частини плунжера для випадку роботи затискного механізму без прихвата, тобто затиск заготовки здійснюється безпосередньо плунжером. У цьому випадку сила $W = P_3$ та з урахуванням матеріалу заготовки з довідникової літератури визначаємо допустиме напруження зминання $[\sigma]$. Тоді

$$d \geq \sqrt{\frac{4P_3}{p[\sigma]}}, \text{ мм}, \quad (8)$$

де P_3 , Н; $[\sigma]$ – напруження зминання, МПа: для сталевих заготовок $[\sigma] = 100...120$ МПа; для чавунних – $[\sigma] = 70...80$ МПа [4].

6. Визначаємо розміри перерізу важеля завдовжки l затискного механізму, враховуючи його стійкість під час стискання. Для цього скористаємося залежністю Ейлера для визначення критичної сили F_k під час стискання стрижня з шарнірно закріпленими кінцями [4]. Для визначення розмірів перерізу важеля вважатимемо, що

$$F_k = \frac{W}{\cos \alpha} = \frac{P_3}{u_{np} \cos \alpha}. \quad (9)$$

Тоді

$$\frac{P_3}{u_{np} \cos \alpha} = \frac{p^2 EI_{\min}}{l^2}, \quad (10)$$

де E – модуль пружності матеріалу важеля, МПа; I_{\min} – мінімальний момент інерції поперечного перерізу важеля, мм⁴; l – довжина важеля, мм; $u_{np} = 1$ у випадку відсутності прихвата.

Для визначення розмірів перерізу важеля приймемо його товщину через h , а ширину через b . Крім того, вважаємо, що $b = 1,5h$. Тоді

$$I_{\min} = \frac{bh^3}{12} = \frac{1,5h^4}{12} = \frac{h^4}{8}, \text{ мм}^4. \quad (11)$$

Після підстановки залежності (11) в (10), отримаємо

$$h \geq \sqrt[4]{\frac{8P_3 l^2}{p^2 E u_{np} \cos \alpha}}, \text{ мм}. \quad (12)$$

За отриманим значенням h визначають ширину важеля b .

Висновки:

1. Розроблена методика проектування та визначення розмірів основних конструктивних елементів затискних механізмів односторонньої та двосторонньої дії з плунжерами, що дає змогу визначати їх оптимальні конструктивні чинники.

2. Отримані теоретичні залежності уможливають визначати розміри усіх основних конструктивних елементів, які забезпечують високу якість затиску заготовки без її пошкодження, їх міцність і стійкість у процесі силового навантаження.

3. Наведена методика в подальшому може удосконалюватися з використанням у ній методів оптимізації конструктивних елементів затискних механізмів односторонньої та двосторонньої дії з плунжерами з урахуванням відповідних типів виробництв.

1. Справочник технолога-машиностроителя: в 2-х т. – Т. 2 / под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мецеракова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 495 с. 2. Станочные приспособления: справочник. Е. 1 / под ред. Б.И. Вардашкина и А.А. Шатилова. – М.: Машиностроение, 1984. – 591 с. 3. Ансеров М.А. Приспособления для металлорежущих станков // М.А. Ансеров. – М.: Машиностроение, 1975. – 656 с. 4. Гуліда Е.М. Прикладна механіка / Е.М. Гуліда, Л.Ф. Дзюба, І.М. Ольховий. – Львів: Світ, 2007. – 384 с.

УДК 621.787

Т.А. Гурей

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра транспортних технологій

ВИБІР ТЕХНОЛОГІЧНИХ ЧИННИКІВ УПРАВЛІННЯ ЯКІСТЮ ПОВЕРХОНЬ ПІД ЧАС ФРИКЦІЙНОГО ЗМІЦНЕННЯ

© Гурей Т.А., 2012

Для дослідження причинно-наслідкових взаємозв'язків між параметрами обробки та якістю поверхневого шару у процесі фрикційного зміцнення деталей машин використано діаграму Ісакави.

Diagram Isakavy used to investigate causal relationships between processing parameters and quality of the surface layer during frictional hardening of machine parts.

Постановка проблеми. Надійність роботи машин безпосередньо пов'язана з якістю поверхневого шару деталей, яка характеризується геометричними та фізико-механічними параметрами. Під час експлуатації деталі контактують одна з одною та з навколишнім середовищем. Від якості поверхневого шару залежать експлуатаційні властивості – опір втомному руйнуванню, зносостійкість, корозійна стійкість тощо. Зв'язок характеристик якості поверхневого шару з експлуатаційними властивостями деталей свідчить про те, що оптимальна поверхня повинна бути доволі твердою, мати залишкові напруження стиску, дрібнодисперсну структуру, згладжену форму мікронерівностей з великою площею опорної поверхні.

Сучасні технології повинні забезпечувати не тільки високу точність, продуктивність, технологічність, але й необхідну довговічність деталей машин в експлуатації. Широке застосування на практиці знаходять методи поверхневого зміцнення деталей машин із використанням висококонцентрованих джерел енергії. Ці методи характеризуються дією з великими швидкостями високих питомих енергій на порівняно малі об'єми металу з подальшим їх швидким охолодженням. Структурно-фазові зміни, які проходять у процесі таких обробок, істотно залежать від хімічного складу і вихідної термічної обробки матеріалу. Вони характеризуються формуванням двох, якісно