

О. Кочубинська

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ РОБОТИ ГВИНТОВИХ ЗАТИСКНИХ ПРИСТРОЇВ

Приведено методику розрахунку і проектування затискних гвинтових пристроїв технологічного оснащення з широким діапазоном затиску заготовок. Виведені аналітичні залежності для визначення конструктивних і силових параметрів патронів і різних типів технологічного оснащення. Дано практичні рекомендації виробництву з проектування відповідних пристроїв.

O. Kochubynska

THEORETICAL PRE-CONDITIONS OF WORK OF SPIRAL CLAMPING DEVICES

Resulted method of calculation and planning of clamping spiral devices of the technological rigging with the wide range of clamp of semis. Shown analytical dependences out for determination of structural and power parameters of cartridges and different types of the technological rigging. Practical recommendations of manufacturing about design according devises are given.

Умовні позначення

Δh – деформація гвинтового елемента в осьовому напрямку, мм;
 α – кут підйому витків гвинтового елемента, град.;
 D_1 – початковий зовнішній діаметр гвинтового елемента, мм;
 i – кількість витків гвинтового елемента;
 G – модуль зсуву матеріалу гвинтового елемента, МПа;
 E – модуль першого роду, МПа;
 I_p – полярний момент інерції поперечного січення гвинтового елемента, мм⁴;
 I_x – осьовий момент інерції поперечного січення гвинтового елемента, мм⁴;
 δ – деформація гвинтового елемента в радіальному напрямку, мм;
 P – тиск зі сторони гвинтового елемента на циліндричну заготовку, МПа;
 r_1 – внутрішній радіус заготовки, мм;
 r_2 – зовнішній радіус заготовки, мм;
 $[\sigma]_m$ – допустима границя текучості матеріалу заготовки, МПа;
 P_1 – сила тиску на циліндричну заготовку гвинтовим елементом, Н;
 F – площа контакту між гвинтовим елементом і заготовкою, мм²;
 H – ширина контакту між гвинтовим елементом і заготовкою, мм;
 R_2 – зовнішній радіус гвинтового елемента, мм;
 R_c – середній радіус гвинтового елемента, мм;
 α – кут підйому витків гвинтового елемента, град;
 T – сила тертя між гвинтовим елементом і заготовкою, Н;
 f – коефіцієнт тертя між гвинтовим елементом і заготовкою.

В технологічному обладнанні і оснащенні та металорізальних верстатах для затиску пруткових і трубчастих заготовок широко використовують існуючі кулачкові, цангові, гідропластові патрони і оправки, які мають малий діапазон затиску. Цих недоліків позбавлені гвинтові затискні пристрої, діапазон затиску яких складає 4...70 мм при діаметрах заготовки 60...150мм, що забезпечує надійну фіксацію і базування заготовок, та покращує умови експлуатації.

Тому метою роботи є розробка методики розрахунку затискних гвинтових патронів (ЗГП) технологічного оснащення і обладнання для затиску пруткових трубчастих заготовок і заготовок типу "втулка" як за зовнішнім, так і за внутрішнім діаметром.

Питаннями розроблення методики проектування затискних пристроїв присвячені роботи ряду авторів [1,2,3], однак низка питань залишилася невирішеною.

Робота виконується згідно з координаційним планом Кабінету Міністрів України “Про розвиток сільськогосподарського машинобудування і забезпечення агропромислового комплексу конкурентоздатною технікою на 2003...2007 роки.

Для розрахунку необхідної сили при деформації гвинтового елемента 1 на величину Δh необхідно звернутися до розрахункової схеми, яка зображена на рис. 1.

В цьому випадку розглянемо умови деформації гвинтового елемента 1 без взаємодії з циліндричною заготовкою 2. Осьову силу, необхідну для затиску циліндричної пустотілої заготовки, можна визначити за формулою:

$$P = \frac{4\Delta h \cdot \cos \alpha}{\pi \cdot D_1^3 \cdot i \left(\frac{\cos^2 \alpha}{GI_p} + \frac{\sin^2 \alpha}{EI_x} \right)} \quad (1)$$

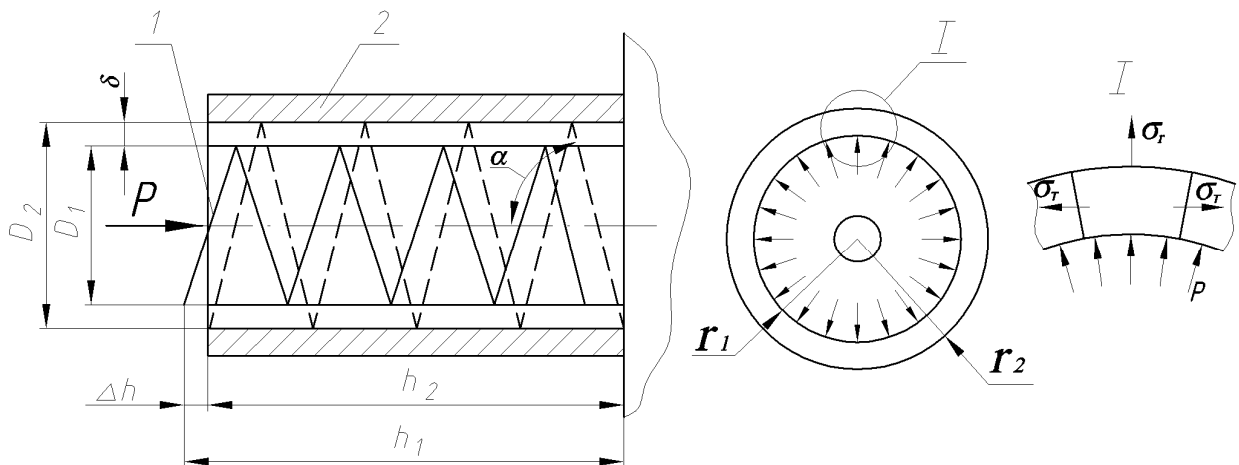


Рисунок 1 – Розрахункова схема гвинтового затискного патрона:
1 – затискний гвинтовий елемент. 2 – циліндрична пустотіла заготовка

Для деформації гвинтового елемента із початкового діаметра D_1 до необхідного діаметра D_2 потрібно прикласти наступну силу:

$$P = \frac{2 \cdot \delta}{D_1^3 \cdot \sin \alpha \left(\frac{1}{2GI_x} - \frac{\cos 2 \alpha}{4EI_x \cos^2 \alpha} \right)}, \quad (2)$$

де δ - деформація гвинтового елемента в радіальному напрямку, мм.

Прирівнюючи значення формул (1) і (2), після перетворень одержимо співвідношення між деформацією гвинтового елемента в осьовому напрямку Δh та деформацією δ в радіальному напрямку

$$\delta = \frac{1}{2} \Delta h \cdot \sin \alpha \cdot \frac{2 \cdot EI_x \cdot \cos^2 \alpha - \cos(2\alpha)GI_p}{\cos \alpha (E \cdot I_x \cdot \cos^2 \alpha + GI_p \cdot \sin^2 \alpha)}. \quad (3)$$

Величина деформації гвинтового елемента залежить від ширини гвинтової стрічки, кута нахилу гвинтової лінії, кількості витків і величини осьової деформації. Залежність цих параметрів від різних факторів представлена на рис. 2,3 і 4 для різної ширини гвинтової стрічки.

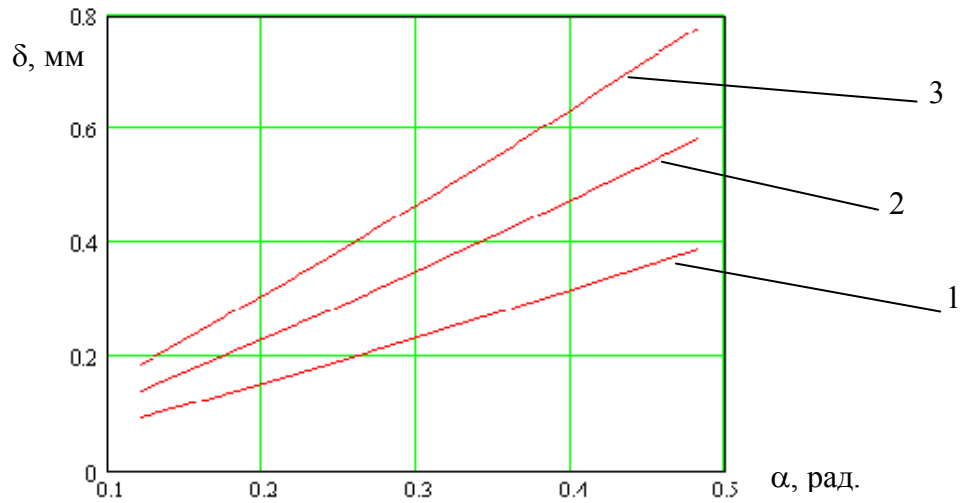


Рисунок 2 – Графік залежності деформації гвинтового елемента в радіальному напрямі від кута підйому витків гвинтового елемента:
1) $h=20$, 2) $h=30$, 3) $h=40$ мм

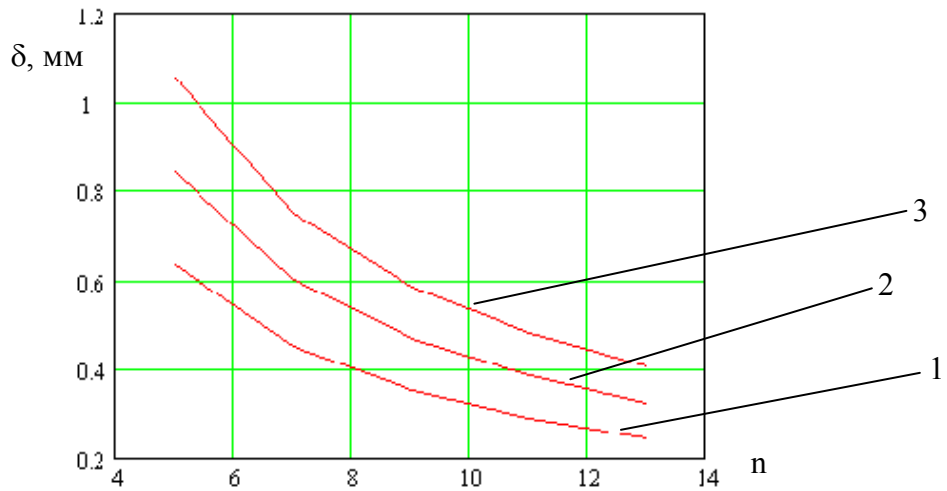


Рисунок 3 – Графік залежності деформації гвинтового елемента в радіальному напрямі від кількості витків гвинтового елемента:
1) $h=30$, 2) $h=40$, 3) $h=50$ мм

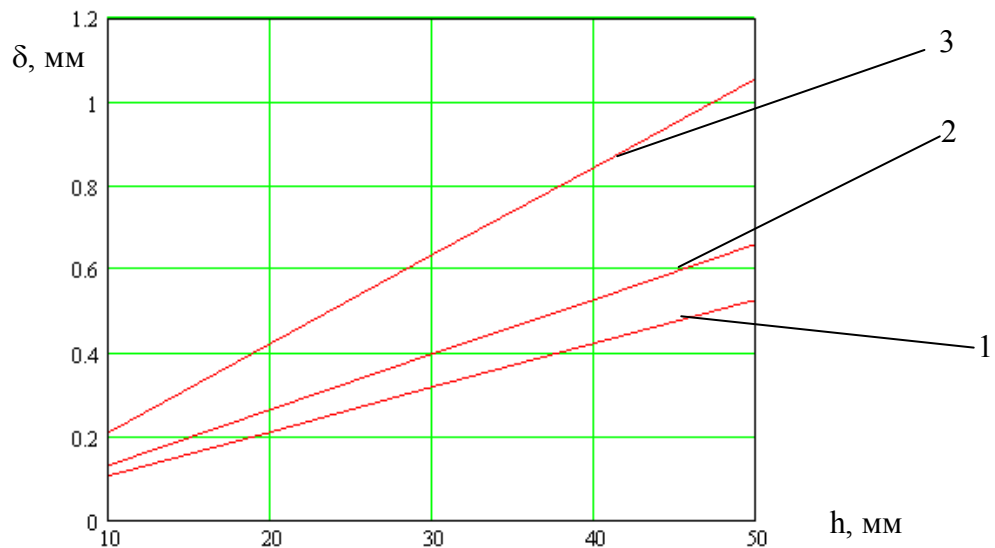


Рисунок 4 – Графік залежності деформації гвинтового елемента від

величини осевого ходу гвинтового елемента: 1) $i=5$, 2) $i=8$, 3) $i=10$ мм

З наведених графіків видно, що із збільшенням кута підйому гвинтової лінії затискного елемента і величини осевого ходу величина деформації збільшується, а із збільшенням кількості витків зменшується.

Гвинтові затискні елементи досить часто використовуються для затиску технологічних циліндричних заготовок, які, як відомо, легко піддаються деформації, тому необхідно визначити допустиму радіальну силу затиску P_1 , виходячи з умови забезпечення їх міцності.

Згідно зі схемою, показаною на рис. 1, та теорією оболонок, при затиску циліндричних тонкостінних заготовок гвинтовим елементом у стінках виникають радіальні напруження σ_r , та тангенціальні напруження σ_τ , що визначаються за наступними залежностями:

$$\sigma_\tau = P - \frac{r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 - \frac{r_2^2}{r_1^2} \right). \quad (4)$$

Величину радіального напруження визначаємо з залежності:

$$\sigma_r = P \cdot \frac{r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 - \frac{r_2^2}{r^2} \right). \quad (5)$$

При роботі ЗГП найбільші напруження виникають на внутрішній стінці заготовки, тому при $r = r_1$ маємо:

$$\sigma_r = -p; \quad \sigma_\tau = \frac{P(r_2^2 + r_1^2)}{r_2^2 - r_1^2}. \quad (6,7)$$

За гіпотезою найбільших дотичних напружень [2]

$$\sigma = \sigma_\tau - \sigma_r = 2P \frac{r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \leq [\sigma]_\tau. \quad (8)$$

Із формули (8) після відповідних перетворень отримаємо:

$$P \leq \frac{(\sigma)_\tau \cdot (r_2^2 - r_1^2)}{2r_2^2}. \quad (9)$$

З іншої формули:

$$P = \frac{P_1}{F}. \quad (10)$$

Площу контакту між гвинтовим елементом і заготовкою, можна визначити з залежності:

$$F = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot i}{\cos \alpha} \cdot H. \quad (11)$$

Підставляючи значення формули (11) і (10) у вираз (9), після перетворень, отримаємо:

$$P_1 \leq \frac{\pi \cdot D \cdot i \cdot H \cdot (\sigma)_\tau \cdot (r_2^2 - r_1^2)}{2r_2^2 \cdot \cos \alpha}. \quad (12)$$

Отже, для того, щоб не виникла надлишкова пластична деформація циліндричних заготовок при їх затиску гвинтовими елементами, необхідно, щоб виконувалась умова (12).

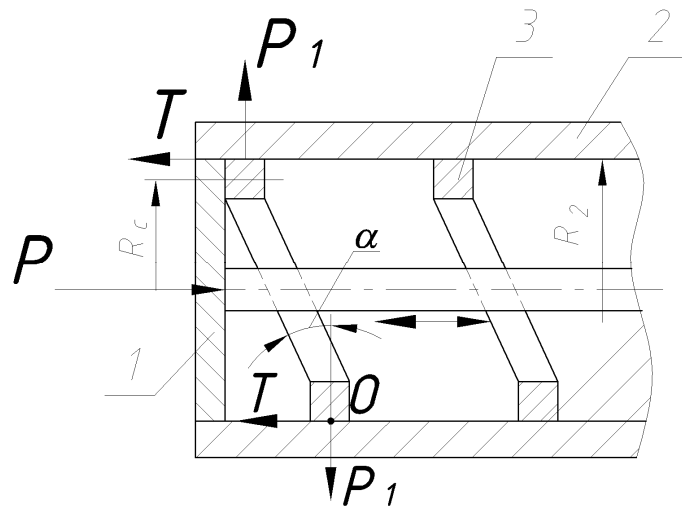


Рисунок 5 – Розрахункова схема сил затиску гвинтовим елементом:
1 – притискач; 2 – циліндрична заготовка; 3 – гвинтова затискна спіраль

В другому випадку розглянемо взаємодію гвинтових затискних елементів 3 з циліндричною заготовкою 2.

Для визначення необхідної сили P , що потрібно прикласти на штоці 1 пристрою при відомій радіальній силі затиску P_1 заготовки 2, розглянемо перший виток гвинтового елемента 3 в стані рівноваги.

Визначимо суму моментів усіх сил, що виникають в затискній оправці в процесі затиску відносно точки O .

$$2P_1 \cdot R_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha + 2P \cdot R_C - 2T \cdot R_2 = 0. \quad (13)$$

Причому силу тертя T можна визначити з залежності:

$$T = P_1 \cdot f. \quad (14)$$

Із формули (13), враховуючи значення (14), одержимо значення сили тяги штока при необхідному значенні радіальної сили P_1 :

$$P = \frac{P_1 \cdot R_2 (f - \operatorname{tg} \alpha)}{R_C}. \quad (15)$$

Сумарне значення сили тяги для всіх витків гвинтового елемента буде дорівнювати:

$$P = \frac{i \cdot P_1 \cdot R_2 (f - \operatorname{tg} \alpha)}{R_C}. \quad (16)$$

Крім зовнішніх сил, які показано на рисунку 5, в процесі затиску також будуть діяти внутрішні сили, які пов'язані із деформацією гвинтового елемента, що визначається за формулами (1) і (2).

Тому остаточно силу тяги штока визначають за формулою:

$$\sum P = \frac{i \cdot P_1 \cdot R_2 (f - \operatorname{tg} \alpha)}{R_C} + \frac{2\delta}{D^3 \cdot \sin \alpha \left(\frac{1}{2GI_P} - \frac{\cos 2\alpha}{4EI_X \cos^2 \alpha} \right)}. \quad (17)$$

Як видно з формули, на величину сили штока при затиску заготовок гвинтовими елементами суттєво впливає радіальна сила затиску заготовки, величина деформації гвинтового елемента, кут підйому гвинтової лінії, коефіцієнт тертя та інші конструктивні параметри.

Висновки

1. Розроблено методику розрахунку і проектування ЗГП для закріплення пруткових і трубчастих заготовок, заготовок типу "втулка" як за зовнішнім так і за внутрішнім діаметрами.
2. Для забезпечення максимального діапазону затиску заготовок в радіальному напрямку необхідно зменшити кількість витків гвинтового елемента і збільшити кут підйому гвинтової лінії.
3. Встановлено діапазон затиску гвинтовими елементами циліндричних заготовок, який складає 4...70 мм при їх діаметрі 60...150 мм, що забезпечує надійне базування і їх закріплення, розширює технологічні можливості ЗГП.

Література

1. Кузнецов М.Ю. и др. Самонастраивающиеся зажимные механизмы – София: Изд.: Техника, 1988. - 222с.
2. Корсаков В.С. Основы конструирования приспособлений. - М.: Машиностроение, 1983. – 458с.
3. Геник І.С. Теоричне обґрунтування параметрів гвинтових затискних пристроїв металорізальних верстатів. Автореф. канд. техн. наук.- Тернопіль, 2006. - 21с.
4. Патент №16429 Україна. Шнековий патрон з пневматичним приводом./ Гевко І.Б., Васильків В.В., Кочубинська О.П. – Бюл. №8, 2006.

Одержано 20.08.2007 р.