Далі головку відводять із зони обробки у вихідне положення і процес повторюється. Застосування запропонованої головки дозволить підвищити продуктивність праці, якість обробленої поверхні при зниженні собівартості обробки.

Summary. The design three cutting of the head, principle of her work and technique of set-up is offered. Is marked, that the feature of a design head is an opportunity of alignment of making forces cutting and make of necessary accuracy of processing.

Перелік посилань

1. А.с. 1683878 СССР, МКИ В23 В 29/24. Двухрезцовая головка для точения / П.Д.Кривый, И.В.Луцив, С.Г.Нагорняк, Н.И.Кузьмин, О.В.Федина, М.С.Грод (СССР). - №4470970/08; Заявлено 08.08.88; Опубл. 15.10.91, Бюл. 38. – 7с.
2. Нагорняк С.Г., Луцив И.В. Предохранительные механизмы металлообрабатывающего оборудования. - К.: Техніка, 1992. - 70 с.
3. Фрумин Ю.Л. Комплексное проектирование инструментальной оснастки. – М.: Машиностроение, 1987. - 184 с.
4. Шашнев Ю.А., Алексеенко В.В. Повышение точности обработки деталей при помощи устройств управляющего контроля // Вестник машиностроения. – 1976. – №5. – С. 66-67.

Стаття представлена професором Нагорняком С.Г.

УДК 621.855

О. Назаревич
(Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя, м.Тернопіль)
<<WWW http://taltek.i.am, http://www.irnet.ru/taltek; E-mail: taltek@i.am, oluf@tu.edu.te.ua>>

РОЗМІРНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРИВОДНИХ ЛАНЦЮГІВ

Анотація. В статті розглянуті розмірні характеристики приводних ланцюгів, зокрема точність контактних кроків. Подано конкретні формули для кількісного порівняння підвищення точності контактних кроків відкрито-шарнірних ланцюгів відносно традиційних. Наведено приклад обчислення коефіцієнта підвищення точності для стандартного та відкрито-шарнірного ланцюгів з кроком 19,05 мм.

В цілому ряді галузей техніки при передачі потужності на великі відстані, високих швидкостях ланцюгового контура і при великих ударних навантаженнях, в транспортних механізмах для сипучих матеріалів доцільно використовувати так звані приводні відкрито-шарнірні ланцюги [1, 2, 3, 4, 7, 8, 9].

Особливістю конструкції таких ланцюгів є відсутність загартованих тонкостінних оболонкових конструкцій - втулок і роликів. Суттєва конструктивна відмінність відкрито-шарнірних ланцюгів від традиційних роликових і втулкових полягає в конструкції шарніра [9]. Шарнір утворений валиком, пропущеним через отвір внутрішньої пластини і запресованим у зовнішніх пластинах, та секторною

товстостінною втулкою, що виконана монолітно із внутрішними пластинами. Секторні втулки попарно орієнтовані до середини внутрішньої ланки з кутом охоплення β, що дорівнює $\pi - 2\pi / z$ радіан, де z - допустима мінімальна кількість зубців зірочки. На відміну від традиційного ланцюга контакт із профілем зуба зірочки здійснюється по зовнішній циліндричній поверхні товстостінної втулки, а суміжний зуб контактує із валиком.

Дослідженню розмірних характеристик приводних ланцюгів як традиційних - роликових і втулкових [10], так і відкритошарнірних присвячена значна кількість наукових робіт [13, 14, 16, 17, 19]. Існуючі дослідження розмірних параметрів відкрито-шарнірних ланцюгів, в основному, розглядають так звані різнокрокові ланцюги, коли зачеплення із зірочкою, що має симетричний профіль впадини [5, 6, 19], здійснюється через шарнір. Для випадку забезпечення нормального зачеплення [12] відкрито-шарнірного ланцюга із зірочкою з несиметричним профілем впадини питання розмірних характеристик (контактних кроків і дисперсій їх розсіювання) в літературі не висвітлено.

Нами зроблена спроба оцінити параметри точності розробленого відкрито-шарнірного ланцюга і порівняти їх значення з аналогічними параметрами традиційних ланцюгів. Конструктивна схема запропонованого ланцюга подана на рис. 1, а традиційного - на рис. 3.

Відкрито-шарнірний ланцюг (рис. 1, а) складається із зовнішніх пластин 1 та внутрішніх ланок 2, а також валиків 3, пропущених через отвори у внутрішніх ланках і запресовані в отворах зовнішніх пластин. На рис. 2 показано внутрішню ланку, що складається з двох внутрішніх пластин 1 і 2 та двох перемичок 3 і 4, виконаних у вигляді товстостінних секторних втулок із зовнішнім діаметром, що дорівнює діаметру ролика стандартного втулково-роликового ланцюга такого ж кроку. Внутрішня ланка виконана як монолітна деталь, виготовлена, наприклад, литвом із армованого полімера.

На основі теорії розмірних ланцюгів значення контактних кроків зовнішніх і внутрішніх ланок запропонованого відкрито-шарнірного ($t_{з.в.}$ і $t_{в.в.}$) і традиційного ($t_{з.т.}$ і $t_{в.т.}$) ланцюгів з використанням [17, 18], рис.1,б та рис.3 визначаються із залежностей:

$$t_{з.в.} = A_{з.в.} - \frac{d_{n+1}}{2} - \Delta_{вт_{n+1}} + \frac{d_n}{2} \qquad (1)$$

$$t_{в.в.} = A_{в.в.} + \frac{d_{n+1}}{2} + \frac{\delta_{n+1}}{2} + \Delta_{вт_{n+1}} - \frac{d_n}{2} + \frac{\delta_n}{2}, \qquad (2)$$

$$\begin{aligned} t_{з.т.} = A_{з.т.} &- \frac{d_{n+1}}{2} - \overline{\Delta}_{вт_{n+1}} - e_{вт_{n+1}} \cdot \cos\Theta_{вт_{n+1}} - \\ &- \overline{\Delta}_{p_{n+1}} - e_{p_{n+1}} \cdot \cos\Theta_{p_{n+1}} + \frac{d_n}{2} + \delta_n + \\ &+ \overline{\Delta}_{вт_n} + e_{вт_n} \cdot \cos\Theta_{вт_n} + \overline{\Delta}_{p_n} + e_{p_n} \cdot \cos\Theta_{p_n} \end{aligned} \qquad (3)$$

$$t_{в.т.} = A_{в.т.} - \frac{D_{вт_{n+2}}}{2} - \overline{\Delta}_{p_{n+2}} - e_{p_{n+2}} \cdot \cos\Theta_{p_{n+2}} + \frac{D_{вт_{n+1}}}{2} + \overline{\Delta}_{p_{n+1}} + e_{p_{n+1}} \cdot \cos\Theta_{p_{n+1}} \quad (4)$$

де $A_{з.в.}$, $A_{в.в.}$ і $A_{з.т.}$, $A_{в.т.}$ - відповідно, міжцентрові відстані отворів зовнішніх і внутрішніх пластин для відкрито-шарнірних та традиційних ланцюгів; d_n, d_{n+1} - відповідно, діаметри валиків n-го і наступного шарнірів; $\Delta_{вт_n}$, $\Delta_{вт_{n+1}}$ - товщина стінки секторної втулки; δ_n, δ_{n+1} - відповідно, зазори в n-му і наступному шарнірах; $\Theta_{вт}$, Θ_p - відповідно кути, що визначають положення ексцентриситету втулки і ролика відносно поздовжньої осі ланцюга $e_{вт}$, e_p - екцентриситети відповідно для втулки та ролика; $D_{вт_n}$, $D_{вт_{n+1}}$ - зовнішній діаметр втулки n-го і наступного шарніра; n- порядковий номер шарніра.

Так як величини, що входять в праві частини залежностей (1), (2), (3), (4), є випадковими, то і величини $t_{з.в.}$, $t_{в.в.}$, $t_{з.т.}$, $t_{в.т.}$ теж будуть випадковими і на основі центральної граничної теореми теорії ймовірності [11] матимуть нормальний закон розподілу.

Дисперсії величин контактних кроків зовнішньої та внутрішньої ланок відкрито-шарнірного і традиційного ланцюгів будуть відповідно:

$$D\{t_{з.в.}\} = D(A_{з.в.}) + 0.5 \cdot D(d_n) + D(\Delta_{вт_n}) + 0.5 \cdot D(d_n) \quad (5)$$

$$D\{t_{в.в.}\} = D(A_{в.в.}) + 0.5 \cdot D(d_{n+1}) + 0.5 \cdot D(\delta_{n+1}) + D(\Delta_{вт_{n+1}}) + 0.5 \cdot D(d_n) + 0.5 \cdot D(\delta_n) \quad (6)$$

$$D\{t_{з.т.}\} = D(A_{з.т.}) + 0.5 \cdot D(d_{n+1}) + D(\overline{\Delta}_{вт_{n+1}}) + D(e_{вт_{n+1}} \cdot \cos\Theta_{вт_{n+1}}) + D(\overline{\Delta}_{p_{n+1}}) + D(e_{p_{n+1}} \cdot \cos\Theta_{p_{n+1}}) + 0.5 \cdot D(d_n) + D(\delta_n) + D(\overline{\Delta}_{вт_n}) + D(e_{вт_n} \cdot \cos\Theta_{вт_n}) + D(\overline{\Delta}_{p_n}) + D(e_{p_n} \cdot \cos\Theta_{p_n}) \quad (7)$$

$$D\{t_{в.т.}\} = D(A_{в.т.}) + D\left(\frac{D_{вт_{n+2}}}{2}\right) + D(\overline{\Delta}_{p_{n+2}}) + D(e_{p_{n+2}} \cdot \cos\Theta_{p_{n+2}}) + D\left(\frac{D_{вт_{n+1}}}{2}\right) + D(\overline{\Delta}_{p_{n+1}}) + D(e_{p_{n+1}} \cdot \cos\Theta_{p_{n+1}}) \quad (8)$$

де $D(A_в)$, $D(A_з)$ - дисперсії величин міжцентрової відстані отворів у внутрішніх і зовнішніх пластинах;

$D(d_n)$, $D(d_{n+1})$ - дисперсії величин діаметрів валиків n-го і наступного шарнірів;

$D(\Delta_{вт_n})$ - дисперсія величини товщини стінки секторної втулки;

$D(\delta_n)$, $D(\delta_{n+1})$ - дисперсії величин зазорів, відповідно, в n-му і наступному шарнірах;

$D(\Theta_{вт})$, $D(\Theta_p)$ - дисперсії величин кутів, що визначають положення ексцентриситету втулки і ролика відносно поздовжньої осі ланцюга;

$D(e_{вт})$, $D(e_p)$ - дисперсії величини екцентриситету для втулки та ролика;

$D_{вт_n}$, $D_{вт_{n+1}}$ - дисперсія величин зовнішніх діаметрів втулки n-го і наступного шарніра;

Правомірно припустити, що закони розсіювання середніх значень товщин стінок секторних втулок, діаметрів валиків та величин зазорів для n, n+1, n+2 і т.д. шарнірів однакові з однаковими характеристиками розсіювання:

$$D(\Delta_{вт_n}) = D(\Delta_{вт_{n+1}}) = D(\Delta_{вт}),\ D(\Delta_{p_n}) = D(\Delta_{p_{n+1}}) = D(\Delta_p),$$
$$D(d_n) = D(d_{n+1}) = D(d),\ D(\delta_n) = D(\delta_{n+1}) = D(\delta).$$

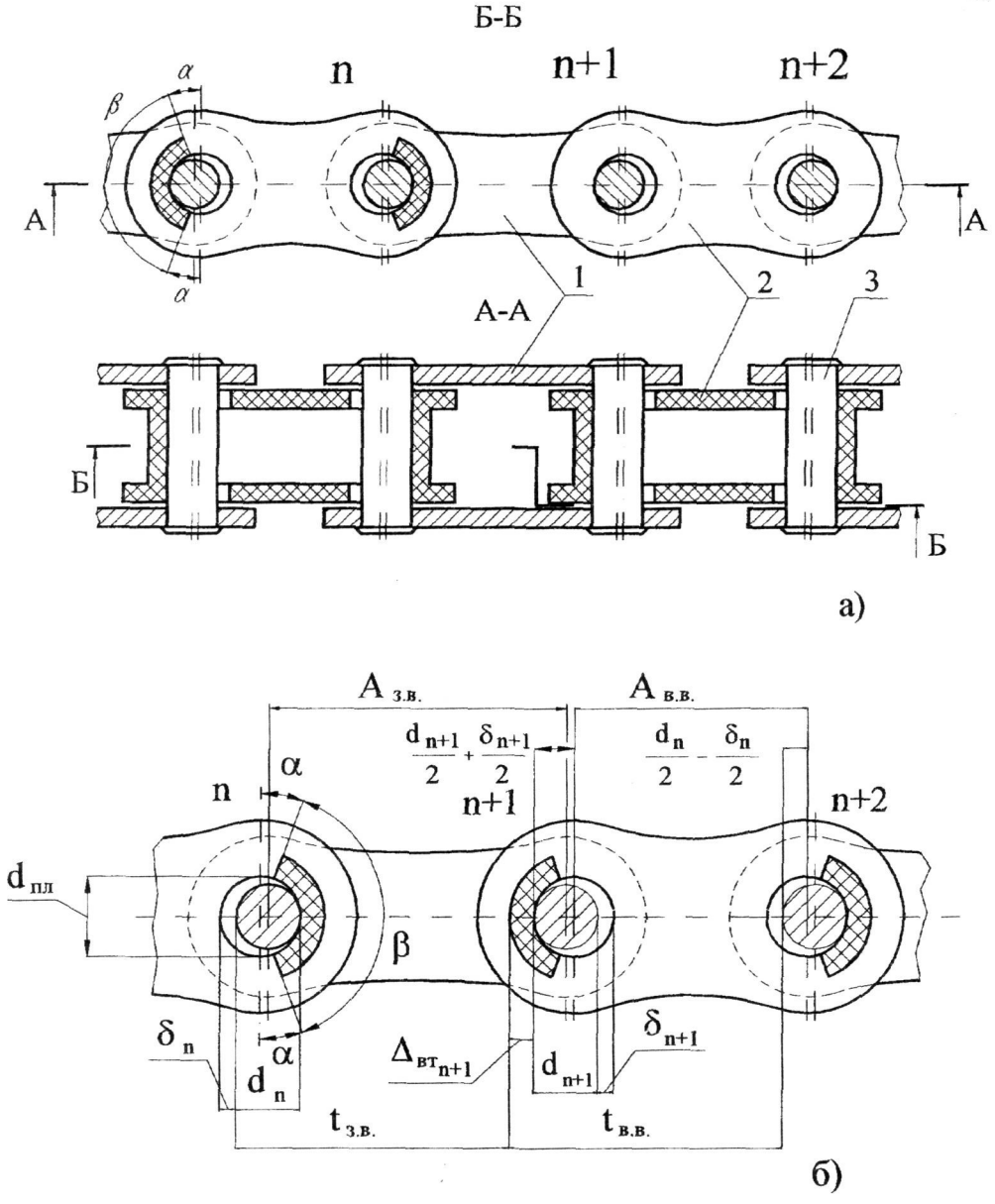
Відповідно до сказаного запишемо дисперсії розсіювання:

$$D\{t_{з.в.}\} = D(A_{з.в.}) + D(d) + D(\Delta_{вт}) \qquad (9)$$

$$D\{t_{в.в.}\} = D(A_{в.в.}) + D(d) + D(\delta) + D(\Delta_{вт}) \qquad (10)$$

$$D\{t_{з.т.}\} = D(A_{з.т.}) + D(d) + 2\cdot D(\overline{\Delta}_{вт}) + 2\cdot D(e_{вт}\cdot\cos\Theta_{вт}) + 2\cdot D(\overline{\Delta}_p) + 2\cdot D(e_p\cdot\cos\Theta_p) + D(\delta) \qquad (11)$$

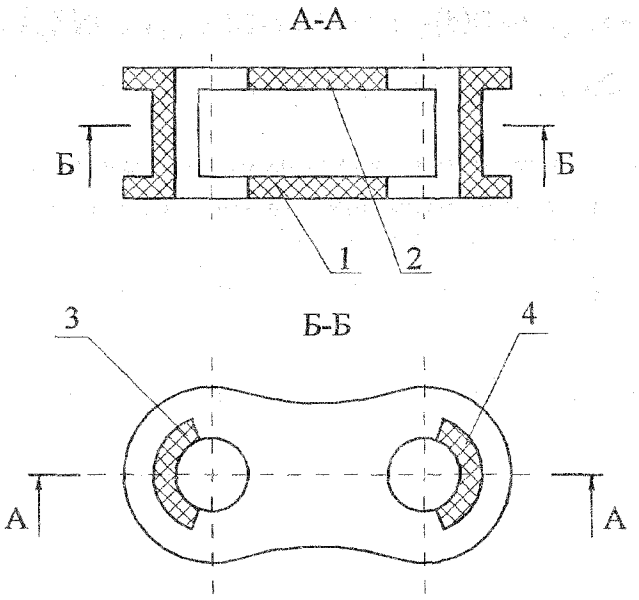
$$D\{t_{в.т.}\} = D(A_{в.т.}) + D(d) + 2\cdot D(\delta) + 2\cdot D(\overline{\Delta}_{вт}) + 2\cdot D(\overline{\Delta}_p) + 2\cdot D(e_{вт}\cdot\cos\Theta_{вт}) + 2\cdot D(e_p\cdot\cos\Theta_p) + \qquad (12)$$



а) конструктивна схема: 1 - внутрішня ланка; 2 - зовнішня ланка; 3 - вали;.

б) розрахункова схема для визначення контактних кроків;

***Рисунок 1** - Конструктивна і розрахункова схеми відкрито-шарнірного ланцюга*



1, 2 - внутрішні пластини; 3, 4 - перемички (секторні втулки)

***Рисунок 2** - Елементи внутрішньої ланки відкрито-шарнірного ланцюга*

Для знаходження дисперсій розсіювання контактних кроків традиційного ланцюга необхідно визначити дисперсію величини $y = e \cdot \cos\Theta$. Так як величина Θ підпорядковується закону рівної ймовірності, то величина $x = \cos\Theta$ буде підлягати закону розподілу арккосинуса з густиною розсіювання $q(x) = \frac{1}{\pi\sqrt{1-x^2}}$ при $-1 < x < 1$ і характеристиками розсіювання: математичне сподівання $\bar{x} = 0$, дисперсія розсіювання $D(x) = 0.5$, середньоквадратичне відхилення (стандарт) $\sigma(x) = \sqrt{0.5}$, коефіцієнт асиметрії $S_k = 0$ [15].

Дисперсію величини y = D(y) знайдемо, використавши [11], як дисперсію добутку незалежних величин:

$$D(y) = D\left(e \cdot \cos(\Theta)\right) = D(e) \cdot D\left(\cos(\Theta)\right) + \bar{e}^2 \cdot D\left(\cos(\Theta)\right) + \bar{x} \cdot D(e)$$

$$D(e \cdot \cos(\Theta)) = 0.5 \cdot D(e) + 0.5 \cdot \bar{e}^2 \qquad (13)$$

де $\bar{e}$ - середнє значення (математичне сподівання) ексцентриситету.

Відповідно до вищезазначеного отримаємо:

$$D\{t_{з.т.}\} = D(A_{з.т.}) + D(d) + 2 \cdot D\left(\bar{\Delta}_{вт}\right) + D(e_{вт}) + \bar{e}_{вт}{}^2 + 2 \cdot D\left(\bar{\Delta}_p\right) + D(e_p) + \bar{e}_p{}^2 + D(\delta) \qquad (14)$$

$$D\{t_{в.т.}\} = D(A_{в.т.}) + D(d) + 2 \cdot D(\delta) + 2 \cdot D(\overline{\Delta}_{вт}) + 2 \cdot D(\overline{\Delta}_{р}) + \\ + D(e_{вт}) + \overline{e}_{вт}{}^2 + D(e_{р}) + \overline{e}_{р}{}^2 + \qquad (15)$$

де $\overline{e}_{р}$ і $\overline{e}_{вт}$ - середнє значення ексцентриситету для ролика і втулки.

Припустимо, що закони розсіювання середніх значень товщин стінок і ексцентриситетів втулок та роликів однакові, тоді:

$$D\{t_{з.т.}\} = D(A_{з.т.}) + D(d) + 4 \cdot D(\overline{\Delta}) + 2 \cdot D(e) + 2 \cdot \overline{e}^2 + D(\delta) \qquad (16)$$

$$D\{t_{в.т.}\} = D(A_{в.т.}) + D(d) + 2 \cdot D(\delta) + 4 \cdot D(\overline{\Delta}) + 2 \cdot D(e) + 2 \cdot \overline{e}^2 \qquad (17)$$

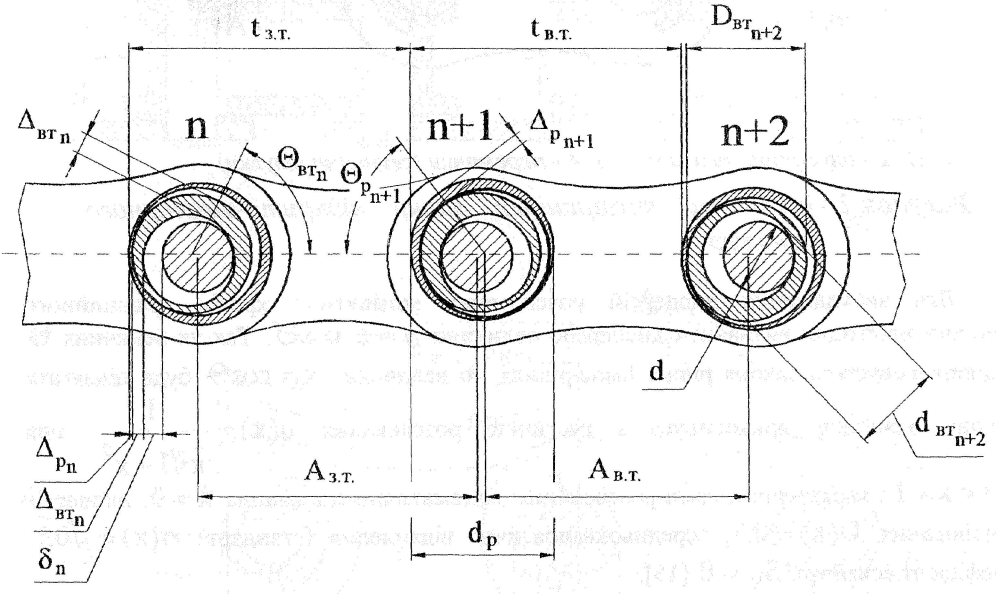


Рисунок 3 *- Розрахункова схема для визначення контактних кроків приводного роликового і втулкового ланцюга*

Поле розсіювання випадкової величини, що підпорядковується нормальному закону розподілу, в техніці приймають рівним $6 \cdot \sigma$, а $\sigma(y) = \sqrt{D(y)}$.

Для порівняння підвищення точності контактних кроків запропонованого та відкрито-шарнірного ланцюга введемо поняття коефіцієнтів підвищення точності контактних кроків відповідно зовнішніх і внутрішніх ланок, які визначаються із залежностей:

$$K_{П.Т.зовн.} = \frac{6 \cdot \sigma(t_{з.т.})}{6 \cdot \sigma(t_{з.в.})} = \sqrt{\frac{D(t_{з.т.})}{D(t_{з.в.})}} \qquad (18)$$

$$K_{П.Т.вн.} = \frac{6 \cdot \sigma(t_{в.т.})}{6 \cdot \sigma(t_{в.в.})} = \sqrt{\frac{D(t_{в.т.})}{D(t_{в.в.})}} \qquad (19)$$

Виразивши значення дисперсій $D(t_{з.т.})$, $D(t_{з.в.})$, $D(t_{в.т.})$, $D(t_{в.в.})$ в (18) і (19) через поля допусків відповідних розмірів, на основі (9), (10), (16) і (17) отримаємо.

$$K_{П.Т.зовн.} = \sqrt{\frac{\left(\frac{\delta_{A_{з.т.}}}{6}\right)^2 + \left(\frac{\delta_d}{6}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{\delta_{\bar{\Delta}}}{6}\right)^2 + 2 \cdot \left(\frac{\delta_e}{6}\right)^2 + 2 \cdot \bar{e}^2 + \left(\frac{\delta_\delta}{6}\right)^2}{\left(\frac{\delta_{A_{з.в.}}}{6}\right)^2 + \left(\frac{\delta_d}{6}\right)^2 + \left(\frac{\delta_{\Delta_{вт}}}{6}\right)^2}} \qquad (20)$$

$$K_{П.Т.вн.} = \sqrt{\frac{\left(\frac{\delta_{A_{в.т.}}}{6}\right)^2 + \left(\frac{\delta_d}{6}\right)^2 + 2 \cdot \left(\frac{\delta_\delta}{6}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{\delta_{\bar{\Delta}}}{6}\right)^2 + 2 \cdot \left(\frac{\delta_e}{6}\right)^2 + 2 \cdot \bar{e}^2}{\left(\frac{\delta_{A_{в.в.}}}{6}\right)^2 + \left(\frac{\delta_d}{6}\right)^2 + \left(\frac{\delta_\delta}{6}\right)^2 + \left(\frac{\delta_{\Delta_{вт}}}{6}\right)^2}} \qquad (21)$$

де $\delta_{A_{з.в.}}, \delta_{A_{в.в.}}$ і $\delta_{A_{з.т.}}, \delta_{A_{в.т.}}$ - відповідно допуски на міжосьові віддалі отворів зовнішніх і внутрішніх пластин відкритошарнірних і традиційних ланцюгів; δ_d - допуск на діаметр валиків; $\delta_{\bar{\Delta}}$ - допуск на товщини стінок для втулок і роликів; δ_δ - допуск на зазор; δ_e - допуск на ексцентриситет.

Прийнявши, що точність контактних кроків зовнішніх ланок відкрито-шарнірного ланцюга буде такою ж як традиційного, тобто $K_{П.Т.зовн.} = 1$, із рівняння (20) отримаємо поле допуску на товщину стінки секторної втулки:

$$\delta_{1\Delta_{вт}} = \sqrt{\left(4 \cdot \left(\delta_{\bar{\Delta}}\right)^2 + 2 \cdot \left(\delta_e\right)^2 + 2 \cdot 6^2 \cdot \bar{e}^2 + \left(\delta_\delta\right)^2\right)}. \qquad (22)$$

Аналогічно, при $K_{П.Т.вн.} = 1$ із рівняння (21) отримаємо поле допуску на товщину стінки секторної втулки:

$$\delta_{2\Delta_{вт}} = \sqrt{\left(\delta_{Ав.т.}\right)^2 + 4 \cdot \left(\delta_{\bar{\Delta}}\right)^2 + 2 \cdot \left(\delta_e\right)^2 + 2 \cdot 6^2 \cdot \bar{e}^2 + \left(\delta_\delta\right)^2 - \left(\delta_{Ав.в.}\right)^2}. \qquad (23)$$

Аналіз (22) і (23) показує, що з врахуванням можливості забезпечення точності розмірів деталей, виготовлених відливкою [20], є цілком реальним отримати задану точність $\delta_{1\Delta_{вт}}$ і $\delta_{2\Delta_{вт}}$.

Для перевірки отриманих результатів розрахуємо значення $\delta_{1\Delta_{вт}}$ і $\delta_{2\Delta_{вт}}$ для ланцюга з кроком 19,05 мм. Вихідні дані для розрахунку:

$A = 19.05^{0.03}_{-0.07}$ - міжосьова віддаль пластин ланцюга; $d = 5.94^{0.02}_{-0.03}$ - діаметр валика; $D_{вт} = 8.68^{0}_{-0.05}$ - зовнішній діаметр втулки; $d_{вт} = 6.06^{0.05}_{0}$ - внутрішній діаметр втулки; $D_p = 11.91^{0}_{-0.2}$ - зовнішній діаметр втулки; $d_p = 8.7^{0.1}_{0}$ - внутрішній діаметр втулки.

Використавши (22) і (23), отримаємо $\delta_{1\Delta_{вт}} = 0.3500$ і $\delta_{2\Delta_{вт}} = 0.3437$.

Аналіз отриманих даних на основі [20] показує, що для розміру $\Delta_{вт} = 3$ мм, який виконується з точністю 12 і 11 квалітетів, необхідно забезпечити допуски $\delta = 0.12$ мм і $\delta = 0.08$ мм відповідно, що цілком реально.

Цікавим є дослідження підвищення точності контактних кроків відкрито-шарнірного ланцюга з кроком 19,05 мм у випадку забезпечення точності розмірних параметрів, прийнятої для традиційних ланцюгів. Використавши наведені дані параметрів точності та (20), (21), отримаємо: $K_{П.Т.зовн.} = 1{,}2934$ і $K_{П.Т.вн.} = 1.8737$.

На основі вищенаведеного можна зробити такі висновки:

1. Запропонована конструкція відкрито-шарнірного ланцюга за параметрами точності має всі технологічні можливості для її реалізації.

2. Забезпечення регламентованої точності розмірних параметрів відкрито-шарнірних ланцюгів дозволяє їх експлуатацію із зірочками, точність яких зумовлена існуючими державними стандартами.

3. Досягнуті параметри точності відкрито-шарнірних ланцюгів дають можливість їх використання при певних навантаженнях в умовах, аналогічних до традиційних.

Перелік посилань:

1. А.с. 187461 СССР, МПК F 06 g 13. Неразъемная пластинчатая цепь / И.И.Ивашков, В.А.Фроловцев (СССР). -№948175/25-27; Заявл. 12.03.65; Опубл. 11.10.66, Бюл.№20.
2. А.с. 281969 СССР, МКИ F 06 g 13/10. Неразъемная пластинчатая цепь / И.И.Ивашков, В.А.Фроловцев (СССР). -№1304942/25-27; Заявл. 19.02.69; Опубл. 13.09.72, Бюл.№27.
3. А.с. 295492 СССР, МКИ F 06 g 13/06. Пластинчатая цепь с открытыми шарнирами / И.И.Ивашков, В.А.Фроловцев (СССР). -№1304703/25-27; Заявл. 18.02.69; Опубл. 13.09.72, Бюл.№27.
4. А.с. 358561 СССР, МКИ F 16 g 13/00. Цепь / И.И.Ивашков, В.А.Фроловцев (СССР). -№1616678/25-27; Заявл. 20.01.71; Опубл. 03.11.72, Бюл.№34.
5. А.с. 418656 СССР, МКИ F 16 h 55/30. Звездочка для пластинчатой цепи / И.П.Глущенко, А.А.Петрик, А.В.Пунтус, А.Д.Иванов (СССР). -№1787951/25-28; Заявл. 24.05.72; Опубл. 05.03.74, Бюл. №9.
6. А.с. 487264 СССР, МКИ F 16 h 55/30. Звездочка для пластинчастых цепей / И.И.Ивашков, В.А.Фроловцев, А.Ф.Гольцов, Г.А.Енукидзе (СССР). -№1862517/25-28; Заявл. 18.12.72; Опубл. 05.10.75, Бюл. №37.
7. А.с. 585352 СССР, МКИ F 16 g 13/06. Неразъемная пластинчатая цепь / И.И.Ивашков, Р.К.Алексеев, В.А.Фроловцев, Б.И.Андронов (СССР). -№2387080/25-27; Заявл. 15.0.76; Опубл. 25.12.77, Бюл. №47.
8. А.с. 445360 СССР, МКИ F 16 g 13/06. Цепь / И.И.Ивашков, В.А.Фроловцев, Б.И.Андронов, В.Л.Журавлев, С.А.Цилькер (СССР). -№1832682/25-27; Заявл. 29.09.72; Опубл. 15.08.82, Бюл.№30.
9. Пат. 10872 UA, МКИ F 16 g 13/02. Приводний відкритошарнірний ланцюг / П.Д.Кривий, Є.І.Горлій, В.М.Рурак, Я.Є.Хлопецький (Україна). -№94062565; Заявл. 24.06.96; Опубл. 25.12.96, Бюл. №4.
10. ГОСТ 13568-75. Цепи приводные роликовые и втулочные. -Взамен ГОСТ 10947.64, ГОСТ 13568-68: Введ. 1.07.77. -М.: Изд-во стандртов, 1976. –19 с.
11. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. - М.:Наука, 1969. - 596 с.
12. Воробьев Н.В. Цепные передачи. -М.: Машиностроение, 1968. – 251 с.
13. Глущенко І.П., Петрик А.А. Призначення допусків на довжини відрізків і контактні кроки ланок ланцюга прямими пластинами // Роликові ланцюгові передачі. – Львів:ЛДУ, 1971. - №49. – С. 12-28.
14. Дубиняк С.А., Зубченко И.И., Дубецький И.Д., Клевс Я.Д. Определение оптимальных соотноошений шагов звеньев и среднего шага приводных цепей // Весник машиностроения. - 1976. - №1. - С. 35-36.
15. Енимов В.В. Вероятностные методы в строительной механике корабля. - Ленинград: Судостроение, 1966. - 328 с.
16. Зубченко И.И., Дубиняк С.А. О разноразмерности звеньев втулочно-роликовых цепей // Вестник Львовского политехнического института. Вопросы материаловедения и технологии машиностроения. - 1965. - №4.

17. Кривый П.Д. К повышению точности изготовления приводных цепей // Вестник машиностроения. – 1980. - №11. – С. 30-33.

18. Кривый П.Д. Работоспособность приводных роликовых и втулочных цепей с ориентированными свертными втулками: Дис… канд. техн. наук: 05. 05. 04. – Тернополь, 1990. – 252 с.

19. Пунтус А.В. К определению рациональной разношаговости открытошарнирних цепей // Цепные передачи и приводы. Межвузовский сборник научных трудов. - Вып. 98. - Краснодар:Издательство Краснодарского подитехнического института, 1979. - С. 109-115.

20. Основы конструирования и расчета деталей из пластмасс и технологической оснастки их изготовления.: Учебное пособие для студентов вузов. Мирзоев Р.Г., Кугушев И.Д., Брагинский В.А. и др..-Л.:Машиностроение, 1972. - 416 с.

<<WWW http://taltek.i.am, http://www.irnet.ru/taltek; E-mail: taltek@i.am, oluf@tu.edu.te.ua>>

Стаття представлена професором Рогатинським Р.М.

УДК 621.9

І.Луців

(Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя, м.Тернопіль)

ФОРМУВАННЯ ШОРСТКОСТІ І ХВИЛЯСТОСТІ ПОВЕРХНІ ПРИ БАГАТОЛЕЗОВІЙ АДАПТИВНІЙ ОБРОБЦІ

Анотація. В роботі розглядаються геометричні характеристики якості поверхні, обробленої за допомогою багатолезового різання із застосуванням оснащення з кінематичними міжінструментальними зв'язками. Виведені залежності для розрахунку шорсткості і хвилястості поверхні при багатолезовій адаптивній обробці.

Умовні позначення:

R_z і W_z - шорсткість і хвилястість поверхні;

s і t - подача і глибина різання;

r - радіус при вершині різця;

n - число різців;

ω - циклічна частота;

c - жорсткість системи;

h - коефіцієнт демпфування;

M - приведена маса;

k_y - коефіцієнт різання;

T_p - постійна часу стружкоутворення.

Якість поверхні деталей машин визначається сукупністю характеристик шорсткості і хвилястості, фізико-механічних та хімічних властивостей і мікроструктури поверхневого шару. Розглянемо геометричні характеристики шорсткості і хвилястості поверхонь деталей, оброблюваних прогресивними багатолезовими пристроями із кінематичними міжінструментальними зв'язками [1], [2].

Виникнення шорсткості поверхні (внаслідок геометричних причин) слід трактувати як копіювання на оброблюваній поверхні траєкторій руху і форми різальнних лез. Шорсткість обробленої поверхні R_z визначається висотою залишкового перерізу стружки (так званих «гребінців»). У більшості випадків при точінні для її визначення користуються формулою В.Л.Чебишева [3], яка враховує радіус r заокруглення вершини різця: $R_z=s^2/8r$, де s – подача супорта.