

УДК 621.87

І.Б. Гевко, к.т.н.

І.Я. Новосад, інж.

*Тернопільський державний технічний університет ім. І.Пулюя*

## РОЗМІРНИЙ АНАЛІЗ КУЛЬКОВОГО ШАРНІРНОГО З'ЄДНАННЯ СЕКЦІЙ ГІПЕРБОЛІЧНОГО ШНЕКА

*Наведено розрахунок розмірного ланцюга кулькового шарнірного з'єднання секцій гіперболічного шнека. Визначено величини допусків в ланках кулькового механізму робочого органу із застосуванням доцільних фінішних операцій їх виготовлення.*

**Вступ.** Гвинтові конвеєри отримали широке використання в різних галузях промисловості, сільського господарства, харчової та переробної промисловості тощо. Вони переміщують сипкі, кускові, в'язко-пластичні та рідкі суміші. Широко використовуються комплексні гвинтові транспортно-технологічні механізми (ГТТМ) для виконання різних операцій у поєднанні з транспортними. Внаслідок простоти їх конструкції, зручності в експлуатації і великої надійності отримали широке використання в народному господарстві.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Дослідженням характеристик гнучких гвинтових робочих органів (ГРО) і технології їх виготовлення присвячені роботи ряду авторів [1], [2], [3], однак цілий ряд питань залишається невирішеним. Особливо це стосується відпрацювання цих конструкцій на технологічність з точки зору збільшення крутильної жорсткості і проведення розмірного аналізу секцій гіперболічного шнека.

Робота виконується в рамках пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки "Новітні та ресурсозберігаючі технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі" на 2002...2006 роки.

**Постановка проблеми.** Тому однією з основних задач на стадії проектування є проведення розмірного аналізу кулькового шарнірного з'єднання секцій гіперболічного шнека і розроблення ГРО підвищеної крутильної жорсткості відповідно підвищеної надійності довговічності.

**Виклад основного матеріалу.** На рис.1 зображена схема вузла кріплення секцій гнучкого шнека через півмуфту 1 за допомогою поводка 3 і 4-х кульок.

Крутний момент секції шнека передається через поводок 3, кульками 2 на корпус півмуфти 1.

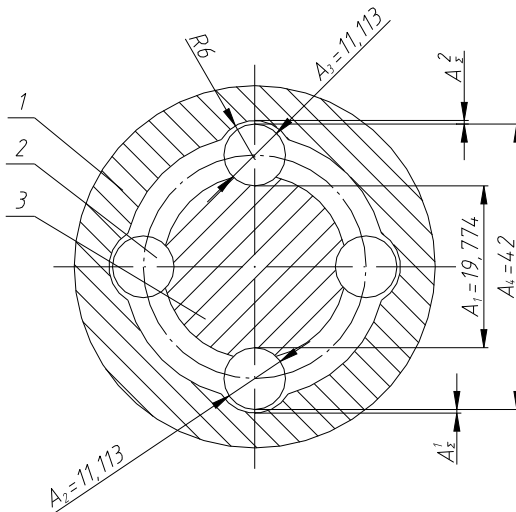


Рис. 1. Розрахункова схема вузла кріплення секції шнека

Згідно зі службовим призначенням вузла вимагається, щоб зазор між кульками 2 і пазами 1 був у межах 0,05–0,15 мм. Це зумовлено можливістю вільного ковзання кульки в гнучкому шнеку під час його обертання.

Задачу вирішуємо відповідно до рекомендацій розрахунку лінійних розмірних ланцюгів методом повної взаємозамінності [4].

У даній конструкції вихідними є дві ланки  $A_{\Sigma}^1$  і  $A_{\Sigma}^2$ . Для можливості складання конструкції з двома взаємоперпендикулярними фіксуючими елементами (2 пари кульок), радіусні пази у півмуфті необхідно виконувати більшими  $R6$ , ніж діаметри кульок ( $\varnothing 11, 113$ ). У цьому випадку отримаємо самоустановлювану конструкцію поводка з кульками, і зазор протилежно розміщених кульок можна сумувати, тобто:

$$A_{\Sigma} = A_{\Sigma}^1 + A_{\Sigma}^2 = 0 - 0,3 \text{ мм}, \quad (1)$$

де  $A_{\Sigma}^1, A_{\Sigma}^2$  – відповідно зазори між кульками і корпусом пів-муфти 1;  $A_{\Sigma}$  – розмір замикаючої ланки розмірного ланцюга.

Приймаємо номінальний розмір цього зазору  $A_{\Sigma} = 0$ . Тоді згідно з завданням

$$\begin{aligned} [A_{\Sigma_{\max}}] &= 0,3 \text{ мм;} \\ [A_{\Sigma_{\min}}] &= 0 \text{ мм.} \end{aligned} \tag{2}$$

Верхнє відхилення ( $\Delta S$ ) вихідної ланки складає:

$$[\Delta S_{\Sigma}^e] = +0,3 \text{ мм.} \tag{3}$$

Нижнє відхилення ( $\Delta \delta$ ) вихідної ланки складає:

$$[\Delta \delta_{\Sigma}] = 0 \text{ мм.} \tag{4}$$

Середнє відхилення ( $\Delta c$ ) вихідної ланки складає:

$$[\Delta c_{\Sigma}] = \frac{0,3 + 0,0}{2} = 0,15 \text{ мм.} \tag{5}$$

Допуск  $[\delta_{\Sigma}] = 0,3 \text{ мм.}$

Відповідно до рис. 1 встановлюємо ланцюг розмірів, які впливають на зміну замикаючої ланки (у даному випадку зазору  $A_{\Sigma}$ ):  $A_1, A_2, A_3, A_4$ .

Даний ланцюг можна рахувати як такий, що складається із мінімального числа ланок (принцип найменшого ланцюга), оскільки вони рівні числу деталей, що беруть участь своїми розмірами в розмірному ланцюгу.

Складаємо розрахункову схему розмірного ланцюга (рис. 2).

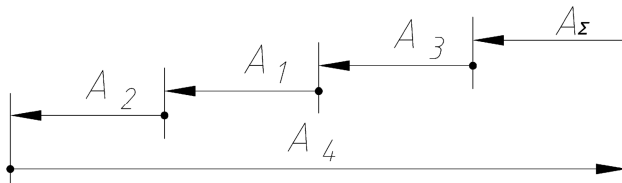


Рис. 2. Розрахункова схема розмірного ланцюга

Збільшуючою в даному випадку є ланка  $A_4$ , інші ланки ланцюга – зменшуючі.

Припущення: оскільки кульки в даній конструкції застосовуються від підшипників і точність їх виготовлення на порядок вища від точності всіх інших ланок ланцюга, то допуском ланок  $A_2$  і  $A_3$  нехтуємо.

Складаємо рівняння розмірного ланцюга, використовуючи формулу [4]:

$$A_{\Sigma} = \sum^m A_{зб} - \sum^n A_{зм}, \quad (6)$$

де  $m, n$  – число збільшуючих і зменшуючих ланок відповідно;  $A_{зб}$ ,  $A_{зм}$  – номінальні значення збільшуючих і зменшуючих ланок відповідно розмірного ланцюга.

Звідси величину замикаючої ланки можна визначити із залежності:

$$A_{\Sigma} = A_4 - (A_1 + A_2 + A_3). \quad (7)$$

Підставивши числові значення складових рівняння (7), отримаємо:

$$|A_{\Sigma}| = 42 - (11,113 + 11,113 + 19,774) = 0.$$

Розрахуємо допуски складових ланок розмірного ланцюга способом однієї степені точності за формулою [4]:

$$a_c = \frac{|\delta_{\Sigma}|}{\sum_1^{m+n} i} = \frac{|\delta_{\Sigma}|}{\sum_1^{m+n} (0,45\sqrt[3]{Du} + 0,01Du)}, \quad (8)$$

де  $|\delta_{\Sigma}|$  – допуск вихідної ланки розмірного ланцюга;

$D_u = \sqrt{D_{\min} \cdot D_{\max}}$  – середнє геометричне відхилення інтервалу розмірного, мм;

$$D_{u1} = \sqrt{42 \cdot 11,113} \approx 21,6 \text{ мм};$$

$$D_{u2} = \sqrt{19,774 \cdot 11,113} \approx 14,8 \text{ мм}.$$

Підставивши значення вище наведених параметрів у рівняння (8), отримаємо:

$$\begin{aligned} a_c &= \frac{300}{(0,45\sqrt[3]{21,6} + 0,01 \cdot 21,6) + (0,45\sqrt[3]{14,8} + 0,01 \cdot 14,8)} = \\ &= \frac{300}{1,27 + 1,11} = 126. \end{aligned}$$

Таке число одиниць допуску відповідає приблизно 11 квалітету точності даної системи допусків і посадок. Приймаємо, що з технологічної точки зору середня точність є доцільною.

Таким чином, допуски згідно з висновками (8) приймаємо:

$$\delta_1 = 0,12 \text{ мм}; \quad \delta_4 = 0,12 \text{ мм}.$$

Перевіряємо правильність позначення допусків складових ланок:

$$\delta_{\Sigma} = 0,12 + 0,12 + 0 + 0 = 0,224 \neq |\delta_{\Sigma}| = 0,3 \text{ мм}, \quad (9)$$

звідки виходить, що допуски на розміри  $A_1$ , і  $A_4$  можна збільшити. Оскільки виготовлення лунок у поводку 3 (рис. 1) технологічно важче, резерв допуску у  $0,3 - 0,26 = 0,06$  мм переносимо для розміру  $A_1$ , тобто з умовою уточнення, отримаємо:

$$\delta_1 = 0,18 \text{ мм}; \delta_4 = 0,12 \text{ мм}.$$

Встановлюємо допустимі відхилення складових розмірів, виходячи із економічної точності виготовлення по можливій фінішній стадії їх виготовлення заносимо в табл. 1.

Таблиця 1

Рекомендовані фінішні технологічні операції для виготовлення з'єднувальних ланок секцій гнучкого іншека

№ з/п	Позначення ланок	Доцільні фінішні технологічні операції	Розміри і відхилення	Примітка
1	$A$	Складання	$0^{+0,3}$	За умовою задачі
2	$A_1$	Зенкерування (фрезерування) спец. сферичним інструментом в спец. пристрої з упором інструмента по вісі обробки	$19,774_{-0,18}$	$19,77_{-0,18}$
3	$A_2, A_3$	Використання кульок підшипника	$11,113$	По допущенню
4	$A_4$	Протягування спеціальною протяжкою або фрезерування на верстаті з ЧПК	$42^{+0,12}$	Згідно з розрахунком

Якщо залежна ланка вибрана із числа збільшуючих ланок ланцюга, її відхилення визначається за такими формулами [4]:

$$\Delta_{cx.zb} = \sum^n \Delta_{cx.zm} - \sum^{m-1} \Delta_{cx.zb} - [\Delta_{c\Sigma}]; \quad (10)$$

$$\left. \begin{aligned} \Delta S_{x.zb} &= \Delta_{cx.zb} + \frac{1}{2} \delta_x \\ \Delta I_{x.zb} &= \Delta_{cx.zb} - \frac{1}{2} \delta_x \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Звідси:

$$\Delta_{c4} = \Delta_{cx} = (0 + 0 - 0,09) + 0,15 = +0,06 \text{ мм}. \quad (12)$$

Граничні відхилення  $A_x = A_4$ ;

$$\Delta S_4 = +0,06 + \frac{1}{2} \cdot 0,12 = +0,12 \text{ мм}; \quad (13)$$

$$\Delta I_4 = +0,06 - \frac{1}{2} \cdot 0,12 = 0 \text{ мм}. \quad (14)$$

Отримане відхилення розміру  $A_4 = 42^{+0,12}$ .

Визначені розміри заносимо в табл. 1.

Правильність визначення граничних відхилень перевіряємо за формулами [4]:

$$\Delta_{c\Sigma} = \sum^m \Delta_{c.зб} - \sum^n \Delta_{c.зм};$$

$$\Delta S_\Sigma = \Delta_{c\Sigma} + \frac{1}{2} \delta_\Sigma;$$

$$\Delta I_{x.зб.} = \Delta_{c\Sigma} - \frac{1}{2} \delta_\Sigma.$$

Звідси:

$$\begin{aligned} \Delta_{c\Sigma} &= \Delta_{c4} - (\Delta_{c1} + \Delta_{c2} + \Delta_{c3}) = \\ &= +0,06 - (-0,09 + 0 + 0) = +0,15 \text{ мм}; \end{aligned}$$

$$\Delta S_\Sigma = \Delta_{c\Sigma} + \frac{1}{2} \delta_\Sigma = +0,15 + \frac{1}{2} 0,3 = 0,3 \text{ мм};$$

$$\Delta I_{x.зб.} = \Delta_{c\Sigma} - \frac{1}{2} \delta_\Sigma = +0,15 - \frac{1}{2} 0,3 = 0 \text{ мм}.$$

Тобто граничні складові відхилення ланок секцій гнучкого гвинтового конвеєра встановлено правильно.

**Висновки.** На основі проведеного розмірного аналізу кулькового шарнірного з'єднання секцій гіперболічного шнека можна зробити наступні висновки:

1. Наведена методика розрахунку розмірного ланцюга секцій гнучкого гвинтового конвеєра підвищеної крутильної жорсткості.

2. Визначено величини допусків у з'єднаннях кулькового механізму гнучкого гвинтового конвеєра і фінішні операції їх оброблення.

## ЛІТЕРАТУРА:

1. Григорев А.М. Винтовые конвейеры. – К.: Вища школа, 1972. – 182 с.
2. Герман Х. Шнековые механизмы в технологиях ФРГ. – 1975.
3. Гевко Б.М. Технология изготовления спиралей шнеков. – Львов: Вища школа, 1986. – 186 с.
4. Допуски і посадки: Справочник. В 2-х ч. / Под. ред. В.Д. Мягкова. – Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1978. – С. 545–1032.
5. Деклараційний патент України № 7812. Гнучкий гвинтовий робочий орган соковитискача / Гевко І.Б., Комар Р.В., Новосад І.Я. та ін. – Бюл. № 7, 2005.

ГЕВКО Іван Богданович – кандидат технічних наук, Тернопільський державний технічний університет ім. І.Пулюя.

Наукові інтереси:

– технологія машинобудування.

НОВОСАД Іван Ярославович – інженер Тернопільського державного технічного університету ім. І.Пулюя.

Наукові інтереси:

– технологія машинобудування.

Подано 16.02.2006