

УДК 621.855

## ВИЗНАЧЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДА ЛАНЦЮГОВОГО КОНВЕЄРА

*Гевко Богдан Матвійович* д.т.н., професор

*Ляшук Олег Леонтієвич* к.т.н., доцент

*Босюк Павло Володимирович* аспірант

*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя*

*Gevko B.*

*Layshuk O.*

*Bosyak P.*

*Ternopil National Technical University Pul'uj*

*Анотація:*приведено особливості конструкції ланцюгового трубчатого конвеєра і виведені аналітичні залежності для визначення зміни величин зусиль у зачепленні привода ланцюгового конвеєра можна використати при конструюванні аналогічних пристроїв із різною навантажувальною здатністю. Отримані результати теоретичних досліджень дозволять спростити структуру та методику розрахунку приводів ланцюгових конвеєрів. Розроблено технологічний процес виготовлення привідного диска механізму трубчатого конвеєра на верстаті ЧПК з визначенням режимів оброблення.

*Ключові слова:* технологічний процес, приводи односторонньої дії, трубчаті конвеєри, технологічне оснащення.

### *Постановка проблеми*

Найбільшого поширення в сільськогосподарському, транспортному і хімічному машинобудуванні, в верстатобудуванні, гірничорудному устаткуванні і підйомно-транспортуючих пристроях набули ланцюгові транспортно-технологічні механізми, які використовуються у різного роду машинах, які виконують найрізноманітніші технологічні операції в різноманітних галузях народного господарства. Обладнання для їх виробництва потребує відносно малих виробничих площ, його можна встановлювати з урахуванням будь-яких місцевих умов виробництва. Однією із характерних його є простота експлуатації, легкість керування, можливістю автоматизації процесів транспортування. Проте при роботі ланцюгових транспортно-технологічних механізмів машин часто виникають перевантаження, що призводять до значних деформацій і поломок елементів цих машин. Відповідно є необхідність у розробці певної методики розрахунку основних елементів зачеплення ланцюгового конвеєра.

### *Аналіз відомих досліджень та публікацій*

Питанням розрахунків навантажувальної здатності, взаємозалежностей конструктивно-силових параметрів ланцюгових передач присвячена монографія Готовцева А.А. [1], Павлице В.Т. [2],. Розрахунки різного роду конвеєрів викладені у працях Іванченка Ф.К. [3], Зубченка І.І. та Дубиняка С.Г. [4]. Питанням характеристик привідних ланцюгів присвячені праці Луціва І.В., Кривого П.Д. [5] та інших. Проте розрахунок кожного приводу

має свою специфіку, оскільки кожна із конструкцій характеризується наявністю тих чи інших конструктивних елементів, які впливають на характер їх спрацювання.

### Мета досліджень

Розробити технологічний процес виготовлення привідних дисків з розрахунком основних конструктивно-силових параметрів в зачепленні привода ланцюгового конвеєра.

### Основна частина

На (рис. 1) зображена конструкція спеціального привідного диска трубчастого конвеєра з ланцюговим приводом, який в значній мірі забезпечується надійністю роботи привода і зачеплення ланцюга з привідним диском (рис. 1а) через виїмки з виступами для зачеплення.

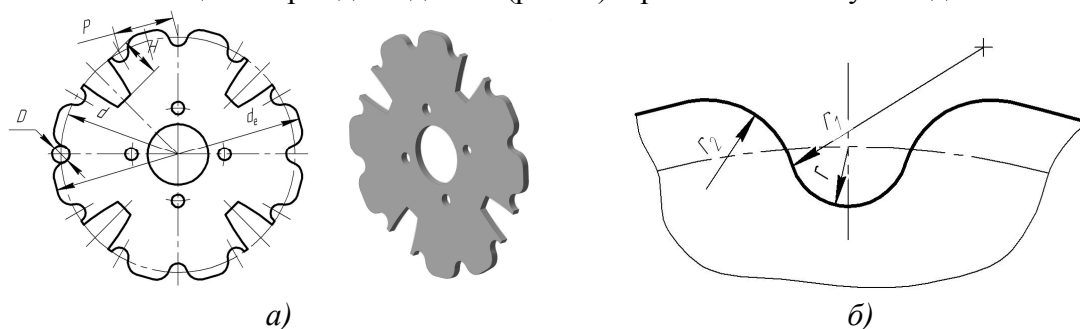


Рис. 1. Конструкція спеціального привідного диска: а) димк; б) параметри впадини

У гнучкому конвеєрі [6], що представляє собою U-подібну трубу, в яку встановлений гнучкий ланцюговий дисковий робочий орган з можливістю осьового переміщення, приводу, бункера, завантажувально-розвантажувальних пристроїв, ємкості для збирання транспортованої сировини застосовують привідні механізми, оснащені спеціальними привідними дисками, що розміщена в площині руху робочого органу і взаємодіє з ланками ланцюга спеціальної конструкції, на якому розміщені круглі диски.

Наявність круглих дисків і застосування спеціальних конструкцій ланцюгів передбачають спеціальну конструкцію привідного диска. На основі проведених пошукових досліджень і для забезпечення нормальних умов роботи зачеплення відповідних конвеєрів встановлено, що мінімальними параметрами для привідного диска ланцюга є: крок

$p = 2\frac{2}{3} = 33,863$  мм і кількість зубів  $z=12$ . Мінімальний діаметр труби доцільно вибирати в межах 80 мм, товщиною 4...6 мм.

Шарніри ланок ланцюга, що знаходяться в зачепленні з диском, розміщаються на ділільному колі диска діаметром:  $d = p / \sin\left(\frac{\pi}{z}\right) = 261,68$  мм. Діаметр кола вершин зубів диска визначають за формулою:  $d_e = p \left[0,5 + \operatorname{ctg}\left(\frac{\pi}{z}\right)\right] = 286,64$ . Профілі зубців (рис. 1б) складаються: із впадини, окресленої радіусом  $r$ :  $r = 0,5025D + 0,5 = 8,5$  мм, де  $D$  – діаметр ролика ланцюга, дуги радіуса  $r_1$ :  $r_1 = 0,8D + r = 21,2$  мм, прямолінійного перехідного відрізка та головки, окресленої радіусом  $r_2$ . Радіус  $r_2$  вибирають таким, щоб ролик ланцюга не котився по всьому профілю зубця, а плавно входив у зачеплення із зубцями до свого робочого положення на дні впадини або дещо вище. У цьому випадку зубці зірочки будуть забезпечувати роботу привідного ланцюга з деякою натяжкою.

Кількість зубів спеціального диска повинна бути кратною 3, тому встановлюється наступний ряд чисел спеціального диска: 12, 15, 18, 21, а її товщину доцільно вибирати в межах 4..6 мм, залежно від навантаження.

Крім цього, спеціальний диск приводного U-подібного конвеєра має трапецієдні вибірки через кожні 3 зубці для входу круглих подаючих дисків ланцюга. У цьому випадку дещо ослабленим є кожний третій зуб диска, але в цілому це не набагато знижує надійність роботи і механізму, тому що інші зубці є підсиленими. Глибина трапецієдної вибірки  $H$  залежить від діаметра диска  $D_d$  і рівна  $H = D_d / 2 + 3..5$  мм.

Спеціальні привідні диски U-подібного конвеєра, як правило, є збірними, тобто вони передбачають виконання центрального отвору і кріпильних отворів для базування і закріплення маточини, оскільки це впливає на їх ремонтпридатність і передбачає меншу металоємкість.

Технологічний процес виготовлення даної конструкції привідної зірочки має свої особливості, які визначаються її конструкцією, наявністю нестандартного кроку, трапецієдних вибірок.

Основними матеріалами для їх виготовлення є середньо вуглецеві або леговані сталі 45, 40X, 35XГСА, 50Г2 або цементовані сталі 15, 20X, 12ХН3А на глибину 1-1,5 мм і гартвані до 55-60 HRC.

Заготовкою для диска служить листовка штамповка круглої форми, яка передбачає припуски для токарного оброблення як зовнішнього діаметра, так і отвору для маточини. Токарна обробка проводиться традиційними способами з забезпеченням точності зовнішнього діаметра зірочки  $h_{10}$  і зняття радіусних поверхонь зубця в поздовжньому перерізі радіусом  $r_3 = 1,7D$  і внутрішнього діаметра для базування маточини Н9 з використанням верстата з ЧПК моделі 16А20Ф3.

При нормальному положенні ланок ланцюгового конвеєра розробленої конструкції [6] навантажувальну здатність зачеплення визначає глибина паза привідного колеса, тобто умови рівноваги для всіх шарнірів є однаковими. Розглянемо рівновагу деякого шарніра і ланцюгового конвеєра. Даний шарнір перебуває під дією сил  $Q_1$  і  $Q_2$ , створених натягом суміжних ланок, відцентрової сили  $F_B$  і реакції  $N_i$ , яка напрямлена під кутом тертя  $\rho_T$  до нормалі основного профілю зуба привідного колеса (рис 1).

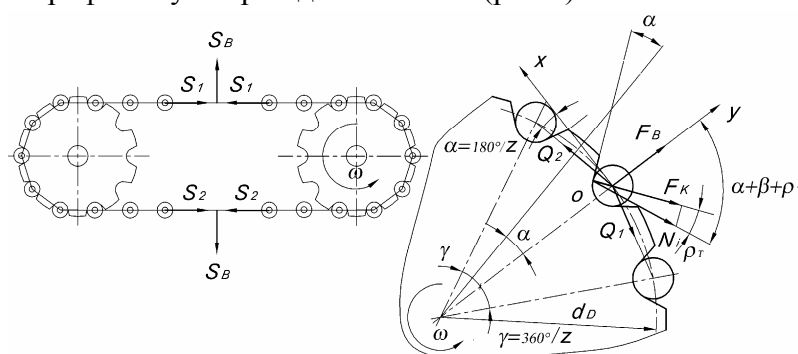


Рис. 2. Розрахункова схема дії сил у зачепленні привода ланцюгового конвеєра

Умова рівноваги в системі координат ХОУ буде мати такий вигляд:

$$\begin{cases} \sum X = Q_2 \cos \alpha - Q_1 \cos \alpha - N_i \cos(\alpha + \beta + \rho_T) = 0; \\ \sum Y = Q_2 \sin \alpha + Q_1 \sin \alpha - N_i \sin(\alpha + \beta + \rho_T) - F_B = 0; \\ F_B = 2S_B \sin \alpha. \end{cases} \quad (1)$$

Після розв'язку системи рівнянь (1) отримаємо формули для визначення зусиль  $Q_1$  і  $N_i$

$$Q_1 = (Q_2 - S_B)a + S_B; \quad (2)$$

$$N_i = (Q_2 - S_B)b. \quad (3)$$

Числові значення вказаних коефіцієнтів визначають за формулами [1]

$$a = \frac{\sin(\alpha + \rho_T)}{\sin(\gamma + \alpha + \rho_T)}; \quad (4)$$

$$b = \frac{\sin \gamma}{\sin(\gamma + \alpha + \rho_T)}. \quad (5)$$

Натяг у першій ланці ланцюга, яка прилягає до ведучої вітки конвеєра в момент, коли в зачеплення починає входити наступна ланка, рівний натягу ведучої ланки  $S_1$ . Згідно з формулами (2) і (3) можна визначити зусилля, які діють на 1, 2, ...  $i$ -й шарнір. Відповідно максимальні зусилля в деякому  $i$ -му шарнірі [1]

$$Q_{i+1} = (S_1 - S_B)a^i + S_B; \quad (6)$$

$$N_i = (S_1 - S_B)b^i. \quad (7)$$

Величина натягу  $S_1$  ведучої ланки дорівнює сумі робочого навантаження  $P$ , динамічного навантаження  $P_\partial$ , яке зумовлюється зовнішнім впливом і внутрішньою динамікою передавання та натягом веденої ланки  $S_2$ . Натяг веденої ланки складається із суми остаточного натягу  $S_{2f}$  і натягу  $S_B$  від відцентрової сили  $F_B$ .

$$S_2 = S_{2f} + S_B, \quad (8)$$

відповідно

$$S_1 = P + P_\partial + S_2 = k_\gamma P + S_B + S_{2f}. \quad (9)$$

Значення динамічного навантаження можна розрахувати за його складовими

$$P_\partial = P_l + P_{\text{в.л}} + P_{\text{м.л}}. \quad (10)$$

Сила  $P_l$  викликана нерівномірним рухом ланцюга, відповідно її числове значення розраховують за формулою [1]

$$P_l = \frac{K_y q l t n^2}{1,8 \cdot 10^8}. \quad (11)$$

Сила  $P_{\text{в.л}}$  викликана кутовим прискоренням веденого колеса і приведеним до його вала моментом інерції  $J$  веденої системи конвеєра. Відповідно її визначають при максимальній величині кутового прискорення [1]

$$P_{\text{в.л}} = \frac{22 J K_y K_B n^2}{10^6 d_D}. \quad (12)$$

Коефіцієнт, що враховує закон руху ланцюга, дорівнює

$$K_B = \left(1 - \frac{1}{u^2}\right) \text{tg} \alpha. \quad (13)$$

Силу, яка викликана технологічними похибками виготовлення елементів привода конвеєра, розраховують за формулою [1]

$$P_{\text{м.л}} = c \Delta_l. \quad (14)$$

Жорсткість ланки можна розрахувати за законом Гука [2]

$$c = \frac{E_o S_{on}}{l}. \quad (15)$$

Натяг, викликаний відцентровою силою, дорівнює

$$S_B = qv^2. \quad (16)$$

Відповідно остаточний натяг ланки дорівнює [1]

$$S_{2f} = \frac{k_\gamma Pa^m - 0,08zQ_f \ln a}{1 - a^m}, \quad (17)$$

$$Q_f = 10^{-3} gql \cos \alpha_2. \quad (18)$$

У відповідності з рівністю (9) максимальні зусилля в шарнірі можна визначити за формулами

$$Q_1 = (k_\gamma P + S_{2f})a^i + S_B; \quad (19)$$

$$N_i = (k_\gamma P + S_{2f})b^i. \quad (20)$$

Але оскільки у даному конвеєрі в зачепленні одночасно перебуває кілька ланок, то

$$Q_1 = (S_2 - S_B)a^{m-i} + S_B = S_{2f}a^{m-i} + S_B; \quad (21)$$

$$N_i = (S_2 - S_B)b^{m-i} = S_{2f}b^{m-i}. \quad (22)$$

З урахуванням рівностей (16), (17) формули для визначення зусиль у зачепленні привода ланцюгового конвеєра можна записати у вигляді

$$Q_1 = \left( \frac{k_\gamma Pa^m - 0,08zQ_f \ln a}{1 - a^m} \right) \cdot a^{m-i} + qv^2; \quad (23)$$

$$N_i = \left( \frac{k_\gamma Pa^m - 0,08zQ_f \ln a}{1 - a^m} \right) \cdot b^{m-i}. \quad (24)$$

Для аналізу впливу конструктивно-силових параметрів пари контакту зачеплення привода ланцюгового конвеєра на характер зміни зусиль у зачепленні, розраховано залежності (23) і (24) та на основі отриманих даних побудовано графічні залежності, за якими і зроблено відповідні висновки.

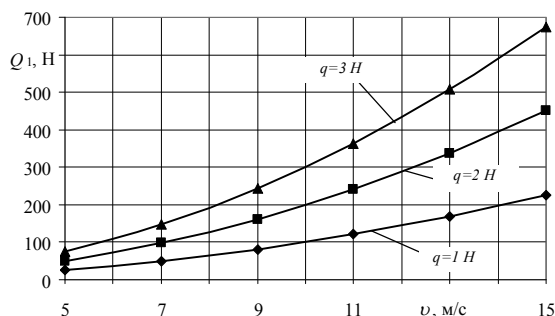


Рис. 3. Залежності зміни зусилля натягу ланки від швидкості руху конвеєра

$Q_1=f(v)$  при змінних значеннях її маси

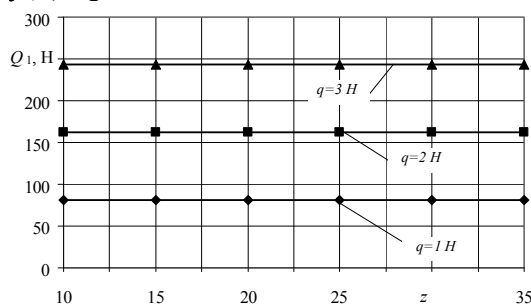
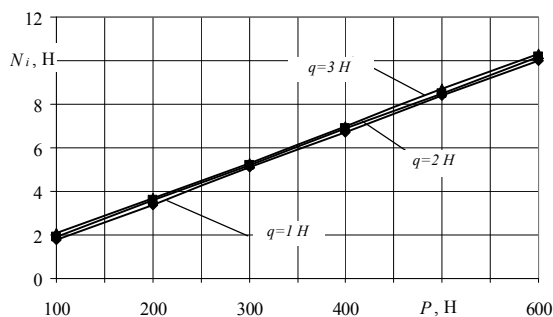


Рис. 4. Залежності зміни зусилля натягу ланки від кількості зубів колеса  $Q_1=f(z)$  при змінних значеннях її маси



**Рис. 5.** Залежності зміни значення реакції в зачепленні від робочого навантаження  $N_i=f(P)$  при змінних значеннях маси ланки

Аналізуючи отримані результати й графічні залежності, можна констатувати, що зусилля натягу ланок є переважаючими у ланцюгових конвеєрах, оскільки їх числові значення є значно більшими за сили реакцій. Встановлено, що на зусилля натягу значно впливає швидкість руху ланцюгового конвеєра та маса його ланок. Зокрема при збільшенні швидкості руху конвеєра з 5 до 15 м/с зусилля натягу ланки збільшується у 1,6...9 разів, наприклад із 25 до 225 Н. Також важливим фактором є маса ланки. При поступовому збільшенні маси з кроком 1 Н спостерігалася зміна зусилля натягу у 1,5...2 рази у бік збільшення. Водночас ні зміна робочого навантаження, ні зміна кількості зубів колеса не мають істотного впливу на даний параметр. Проте під час дослідження сили реакції зачеплення встановлено, що даний параметр прямо пропорційно залежить від зміни робочого навантаження конвеєра, а саме чим воно вище, тим більша сила реакції, але кількість зубів колеса не мають впливу на даний параметр.

### Висновки

1. Запропонована конструкція спеціального привідного диска ланцюгового конвеєра з обґрунтованими конструктивними параметрами, які можуть використовуватись під час проектування подібних механізмів. Розроблено технологічний процес виготовлення механізму привідного диска трубчастого конвеєра та визначені режими оброблення на верстаті з ЧПК.

2. Запропоновані аналітичні залежності для визначення залежностей зміни величин зусиль у зачепленні привода ланцюгового конвеєра можна використати при конструюванні аналогічних пристроїв із різною навантажувальною здатністю. Отримані результати теоретичних досліджень дозволять спростити структуру та методику розрахунку приводів ланцюгових конвеєрів.

### Література

1. Готовцев А.А. Проектирование цепных передач: справочник / А.А. Готовцев, И.П. Котенок // – М.: Машиностроение, 1982. – 326 с.
2. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. / В.Т. Павлице. - К.: Вища школа, 1993. – 556 с.
3. Іванченко Ф.К. Піднімально-транспортні машини / Ф.К. Іванченко. – К.: Вища школа, 1993. – 414 с.
4. Гевко Б.М. Технологія обробки на верстатах з ЧПК. / Б.М. Гевко, А.В. Матвійчук // – Тернопіль. 2011. – 131 с.

5. Луців І. Вплив орієнтації згортних втулок на міцність пресових з'єднань втулка–пластина приводних роликів і втулкових ланцюгів / І. Луців, П. Кривий, П. Кривінський // Вісник ТДТУ. – 2009. – Том 14. – №2. – С. 50–56.
6. Пат. №52568 Україна, МПК В65G 33/00. Гнучкий ланцюговий конвеєр/ Гевко Б.М.; Ляшук О.Л.; Стефанів В.М.; Диня В.І.; Олексішин О.В.; Дячун А.Є.; Гевко І.Б.; Гевко І.Б.; заявник і патентовласник Тернопільський національний технічний університет. – u201004000; заявл. 06.04.2010; опубл. 25.08.2010, Бюл. №16.

### References

1. Gotovcev A.A. Kotenok I.P. Proektirovanie cepnyh peredach: Spravochnik. [Design of of chain drives]. [Tekst]. Moscow: Mashinostroenie, 1982. p.326.
2. Pavlishhe V.T. Osnovi konstruivannja ta rozrahunok detalej mashin. [Fundamentals of design and calculation of machine parts.] [Tekst]. Kyiv: Vishha shkola, 1993. p. 556.
3. Ivanchenko F.K. Pidnimal'no-transportni mashini [Conveying Machines ] [Tekst]. Kyiv: Vishha shkola, 1993. –p.414.
4. Gevko B.M., Matvijchuk A.V. Tehnologija obrobki na verstatah z ChPK. [The technology of processing on CNC machines.][Tekst]. Ternopil': 2011. p.131.
5. Luciv I., Krivij P., Krivins'kij P. Vpliv orientacii zhortnyh vtulok na micnist' presovih z'ednan' vtulka–plastina privodnih rolikovih i vtulkovih lancjugiv [Effect of of orientation zhortnyh bushings for strength pressing coupling sleeve-plate is of drive roller and sleeve chains][Tekst]. Visnik TDTU. 2009. Tom 14. –no 2. pp. 50–56.
6. Pat. №52568 Україна, Gnuchkij lancjugovij konveer (Flexible chain conveyor)[Tekst]. Gevko B.M., Ljashuk O.L., Stefaniv V.M., Dinja V.I., Oleksishin O.V., Djachun A.Є., Gevko I.B., Gevko I.B. declarant and patentee TDTU. no.–u201004000; declared 06.04.2010; publ. 25.08.2010, Bul. No 11, 4 p.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОВОДА ЦЕПНОГО КОНВЕЙЕРА

**Аннотация:** приведены особенности конструкции цепного трубчатого конвейера и выведены аналитические зависимости для определения изменения величин усилий в зацеплении привода цепного конвейера можно использовать при конструировании аналогичных устройств с разной нагружающей способностью. Полученные результаты теоретических исследований позволяют упростить структуру и методику расчета поводов цепных конвейеров. Разработан технологический процесс изготовления приводного диска механизма трубчатого конвейера на станке ЧПК с определением режимов обработки.

**Ключевые слова:** технологический процесс, приводы одностороннего действия, трубчатый конвейер, технологическая оснастка.

## DETERMINATION OF CONSTRUCTION PARAMETERS OF OCCASION OF CHAIN CONVEYER

**Summari:** the features of construction of chain tubular conveyer and analytical dependences for determining sizes change of efforts in hooking of drive of chain conveyer possible to use for constructing of analogical devices with different loading ability were presented. The gotten results of theoretical researches will allow to simplify a structure and method of calculation of occasions of chain conveyers. The technological process of making of drive disk of mechanism of tubular conveyer is developed on the machine-tool of DSC with determination of the treatment modes, was designed.

**Keywords:** technological process, one-sided drive, tubular conveyers, technological equipment.