

УДК 621.81(075)

## ВПЛИВ ТОЧНОСТІ ЛАНЦЮГОВИХ ПЕРЕДАЧ НА ЇХ РОБОТОЗДАТНІСТЬ

**В. Т. Іващенко, В. С. Витвицький**

*Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу;  
76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15;  
тел. +380(342)72-71-47; e-mail: mechtach@nung.edu.ua*

*Розглядаються питання впливу точності деталей передач з приводними роликівими ланцюгами, а також точності монтажу передач на їх роботоздатність.*

*Наведені параметри, які обумовлюють точність монтажу зірочок. Дана оцінка впливу концентрації навантаження в шарнірах ланцюга на його термін служби.*

**Ключові слова:** *крок ланцюга, жорсткість, пружність ланцюга, коефіцієнт концентрації навантаження, сила удару.*

Питання впливу точності зубчастих вінців зірочок, якості монтажу передач з гнучкою ланкою є актуальними і потребують аналітичних досліджень і експериментальних випробувань.

Вимоги до точності ланцюгових передач, які широко застосовують у бурових установках, різних верстатах, ланцюгових редукторах, транспортних і сільськогосподарських машинах та конвеєрах визначаються їх призначенням та умовами експлуатації.

Розглянемо деякі питання геометрії зірочок для роликівих ланцюгів, точності складання передач на їх роботоздатність.

Похибка кроку ланцюга викликає додаткові зусилля і динамічні навантаження у вітках передачі, спричинює порушення зачеплення ланцюга із зірочками, а при битті зірочок – вібрації і небезпеку резонансу.

Перекошування осей зірочок, яке може бути викликане похибками монтажу, пружними деформаціями валів, а також торцеве биття зірочок призводить до спрацювання бокових поверхонь внутрішніх ланок ланцюга, нерівномірному спрацюванню бокових поверхонь зубців і нерівномірному розподілу навантаження по рядах ланцюга, зменшенню строку служби ланцюга.

Концентрація навантаження в роликівих ланцюгових передачах. В існуючих методиках розрахунку ланцюгових передач не враховується концентрація навантаження по ширині ланцюга, в той час як ланцюг має значну жорсткість, і при деяких умовах концентрація навантаження може зменшувати строк служби однорядних передач до 40% порівняно з передачами при нормальних умовах роботи.

Основними причинами виникнення концентрації навантаження є неточність монтажу і пружні деформації валів ланцюгової передачі. На рис. 1 показано параметри, які обумовлюють точність монтажу зірочок. Норми точності монтажу для стаціонарних приводів наведені нижче.

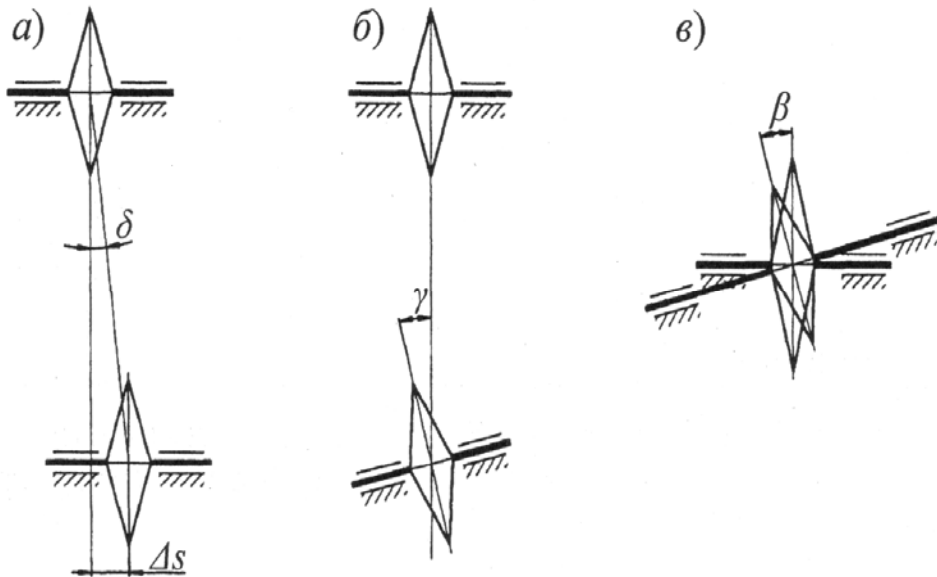


Рис. 1. Точність монтажу зірочок

Граничне відхилення  $\Delta S$ , мм, зірочок від однієї площини (рис. 1,а) у відкритих передачах  $\Delta S_e = (1,2 \dots 2,4) \sqrt{a}$ , а в закритих передачах  $\Delta S_z = (0,3 \dots 0,6) \sqrt{a}$ , де  $a$  – міжосьова відстань, м.

Граничний кут зміщення  $\delta_0$  зірочок у відкритих передачах  $\delta_e = (0,07 \dots 0,15) / \sqrt{a}$ , град., і в закритих  $\delta_z = (0,02 \dots 0,04) / \sqrt{a}$ , град.

Граничний кут схрещування  $\beta_0$  осей валів (рис. 1,в) у відкритих передачах  $\beta_e = (0,05 \dots 0,10) / \sqrt{a}$ , град., а в закритих передачах  $\beta_z = (0,015 \dots 0,03) / \sqrt{a}$ , град.

Граничний кут перекошування  $\gamma_0$  зірочок (рис.1, б)

$$\gamma_0 = (2,3 \dots 4,6) / \sqrt{a}, \text{ град.}, \quad (1)$$

де  $a$  – міжосьова відстань, мм.

В середньому кут перекошування  $\gamma_0$  складає  $6 \dots 12^\circ$ .

Оскільки жорсткість зубця зірочки набагато більша жорсткості ланцюга, то деформаціями зубця можна знехтувати. В розрахунках використовуємо питому жорсткість ланцюга

$$C_{II} = \lambda / B. \quad (2)$$

Тут  $\lambda = E_{\text{Л}} \cdot A_{\text{оп}} / l$  – розрахункова жорсткість ланцюга, Н/мм;  
 де  $E_{\text{Л}}$  – умовний модуль пружності ланцюга, для ланцюга, що знаходиться під дією робочого навантаження  $E_{\text{Л}} = (2,1 \dots 2,5) \cdot 10^4$  МПа;

$A_{\text{оп}}$  – площа опорної поверхні шарніра ланцюга, мм<sup>2</sup>;

$l$  – довжина робочої ділянки ланцюга, мм;

$B$  – ширина внутрішньої ланки роликів ланцюга, мм [1].

Коефіцієнт концентрації навантаження

$$K = q_{\text{max}} / q, \quad (3)$$

де  $q_{\text{max}}$  і  $q$  – питоме навантаження на ділянці найбільшої її концентрації і середнє по ширині внутрішньої ланки

$$q = F_t / B = 2T / d_1 \cdot B_1,$$

де  $T_1$  – обертальний момент на валу ведучої зірочки, Нм;

$d_1$  – дільний діаметр зірочки, м.

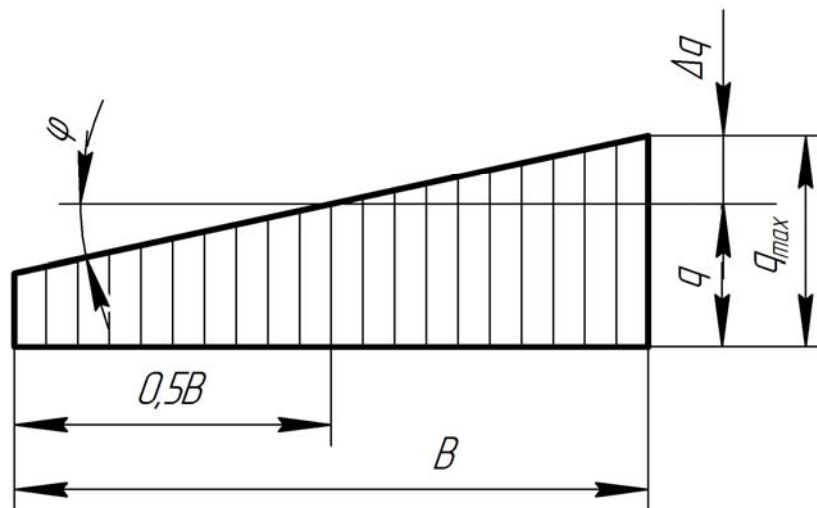


Рис.2. Епюра навантаження по ширині роликів ланцюга при перекошуванні зірочок

При розрахунках приймаємо спрощену лінійну епюру розподілу навантаження по ширині ланцюга (рис. 2)

$$K = q_{\text{max}} / q = 1 + \Delta q / q. \quad (4)$$

Виразивши навантаження  $q$  і  $\Delta q$  через відповідні пружні деформації ланцюга  $\delta$  і  $\Delta\delta$  та враховуючи, що  $\Delta\delta = 0,5B \cdot \text{tg}\gamma_0$ , одержимо залежність для визначення коефіцієнта концентрації навантаження

$$K = 1 + \frac{0,5B \cdot \text{tg}\gamma_0 \cdot E_{\text{Л}} \cdot K_E}{P^{\text{adm}} \cdot l}, \quad (5)$$

де  $K_E = K_o K_a K_\gamma K_s K_p$  – коефіцієнт експлуатації, який характеризує умови експлуатації проектованої передачі;  $K_o$  – коефіцієнт динамічності навантаження (при спокійному навантаженні –  $K_o = 1$ , з поштовхами –  $K_o = 1,2 \dots 1,5$ , з сильними ударами –  $K_o = 1,8$ );  $K_a$  – коефіцієнт впливу довжини ланцюга (при  $a = (60 \dots 80)t$  –  $K_a = 0,9$ , при  $a = (30 \dots 50)t$  –  $K_a = 1$ , при  $a < 25t$  –  $K_a = 1,25$ );  $K_\gamma$  – коефіцієнт нахилу міжцентрової лінії до горизонту (при  $\gamma < 70^\circ$  –  $K_\gamma = 1$ , при  $\gamma > 70^\circ$  –  $K_\gamma = 1,25$ );  $K_s$  – коефіцієнт умови змащування (при розбризкувальній і струминній системі –  $K_s = 0,8$ , при крапельній системі –  $K_s = 1,5$ );  $K_p$  – коефіцієнт режиму роботи (при однозмінній –  $K_p = 1$ , при двозмінній –  $K_p = 1,25$ , при тризмінній –  $K_p = 1,45$ );  $P^{adm}$  – допустимий тиск у шарнірі ланцюга, МПа;  $l$  – довжина робочої ділянки ланцюга, мм [2].

Для середніх умов роботи передачі ( $a = 40t$ ,  $K_E = 1,5$ ,  $\gamma_0 = 3,5 / \sqrt{40t}$  град.) умовно приймаємо коефіцієнт концентрації навантаження –  $K = 1$ . В подальшому робота передачі при інших умовах роботи оцінюється відносно роботи при середніх умовах.

Так, для ланцюга з кроком  $t = 19,05$  мм,  $a = 25t$ ,  $K_E = 3$ ,  $E_{л} = 2,3 \cdot 10^4$  МПа,  $\gamma_0 = 4,6 / \sqrt{25t}$  град,  $l = a \cdot P^{adm} = 20$  МПа,  $B = 17,75$  мм, коефіцієнт концентрації навантаження  $K = 1,225$ .

Результати розрахунку ланцюгів з кроками  $t = 15,875$  мм і  $t = 25,40$  мм мало відрізняються від наведеного вище розрахунку.

Оцінимо вплив концентрації навантаження в шарнірі на довговічність ланцюгової передачі. Термін служби ланцюга за зносостійкістю шарнірів визначаємо із степеневі залежності між тиском  $P$  і шляхом тертя (зносом)  $S$  ( $P^m S = const$ ). При нормальних умовах експлуатації передач і відповідним змащуванням  $m = 3$ .

Відносна різниця строку служби ланцюга у відсотках  $\frac{K^m - 1}{K^m} \cdot 100$ ; для розглянутого прикладу при  $K = 1,225$  вона складає 45%.

На підставі виконаних розрахунків можна зробити відповідні висновки:

1. Концентрація навантаження в шарнірах ланцюгових передач при несприятливих умовах роботи призводить до зниження строку служби ланцюга до 40% порівняно з передачами при середніх умовах роботи.

2. В порівнянні з середніми умовами роботи ( $a = 40t$ ,  $K_E = 1,5$ ,  $\gamma_0 = 3,5 / \sqrt{40t}$  град) однорядних роликів ланцюгових передач реко-

мендується вводити коефіцієнт концентрації навантаження (тиску) в шарнірі :

а)  $K = 1,2$  – для ланцюгових передач з міжосьовою відстанню  $a \leq 30t$ , коефіцієнтом експлуатації  $K_E = 3$  і граничному куті перекошування зірочок  $\gamma_0 = 4,6 / \sqrt{(25 \dots 30)t}$  град.

б)  $K = 1,1$  при середньому куті перекошування зірочок  $\gamma_0 = 3,5 / \sqrt{40t}$  град.

в) при сприятливих умовах роботи ( $a \geq 40t$ ,  $K_E = 1$ ,  $\gamma_0 = 0$ ) тиск в шарнірі можна збільшити.

3. Для обмеження коефіцієнта концентрації навантаження в межах  $K \leq 1,1$  граничний кут перекошування зірочок повинен бути не більше:

а) при  $a \leq 30t$ ,  $K_E = 3$ ,  $\gamma_0 = 1,8 / \sqrt{a}$  град. – для однорядного ланцюга;  $\gamma_0 = 0,9 / \sqrt{a}$  град. – для дворядного ланцюга;  $\gamma_0 = 0,4 / \sqrt{a}$  град. – для чотирирядного ланцюга.

б) при  $a = 40t$ ,  $K_E = 1,5$  граничний кут перекошування зірочок може бути в два рази більшим.

Допустиме збільшення кроку ланцюга при кількості зубців веденої зірочки  $z_2 \geq 40$ .

Як показує практика роботи передач в середніх умовах, ланцюг потрібно замінювати після збільшення кроку на величину

$$\Delta t = \frac{4.8 \dots 6.4}{t/d_p} \% , \quad (6)$$

де  $d_p$  – діаметр ролика ланцюга, у приводних ланцюгах  $t/d_p < 2$  [1].

З іншої сторони, гранично допустиме збільшення кроку зачеплення на ведучій зірочці за ГОСТ 591-69, враховуючи радіальний підйом більш спрацьованих зовнішніх ланок ланцюга  $\Delta t_z = 100/z_2 \%$  [1].

Проаналізуємо наведені рекомендації, визначивши збільшення кроку ланцюга, коли ланцюг дотикається крайньої точки К профілю зубця зірочки за ГОСТ 591-69 (рис. 3).

Якщо ланцюг розміщується на радіусі  $O'A$ , то крок ланцюга

$$t^1 = \frac{20^1 A}{\cos \text{ec} 180^\circ / z} . \quad (7)$$

Радіус  $O'A$  визначаємо із трикутника  $O_2AO'$

$$O'A = \sqrt{(r_2 + 0,5d_p)^2 + (O_2O')^2 - 2(r_2 + 0,5d_p)(O_2O') \cos \gamma} , \quad (8)$$

де  $r_2 = d_p(1,24 \cos \varphi + 0,8 \cos \beta - 1,3025) - 0,05$  – радіус головки зубця;  $d_p$  – діаметр ролика ланцюга;  $\varphi$  – половина кута зубця,  $\varphi = (17 - 64)/z$  град.;  $\beta$  – кут спряження,  $\beta = (18 - 56)/z$  град.

Невідомі величини  $O_2O'$  і кут  $\gamma$  визначимо із трикутників  $O_2O'O$  і  $O'O_2K$

$$O_2O' = \sqrt{(O_2O)^2 + (OO')^2 - 2(O_2O)(OO') \cos(90^\circ - 180^\circ / z)}, \quad (9)$$

де  $O_2O = 1,24d_p$ ;  $OO' = 0,5d = 0,5t \cdot \operatorname{ctg}(180^\circ / z)$ ;

$$\gamma = \arccos \frac{(O'K)^2 - r_2^2 - (O_2O')^2}{2r_2 \cdot O_2O'}; \quad (10)$$

де  $O'K = 0,5d_a = 0,5t(0,5 + \operatorname{ctg}(180^\circ / z))$ .

В табл. 1 наведено розрахункові параметри впливу кількості зубців веденої зірочки на допустиме збільшення кроку ланцюга, що порушує зачеплення.

Таблиця 1. Допустиме збільшення кроку ланцюга при збільшенні зубців веденої зірочки

Кількість зубців, $z_2$	40	60	80	100	120
$\Delta t' = \frac{t' - t}{t} 100$	6,6	4,5	2,9	2,6	2,3
$100 / z_2$	2,5	1,7	1,25	1	0,83
$\frac{4,8 \dots 6,4}{t / d_p}$	3...4				

Як бачимо, починаючи з кількості зубців більшої зірочки  $z_2 > 60$  за ГОСТ 591-69 порушується зачеплення ланцюга із зірочкою. При допустимому збільшенні кроку зачеплення на веденій зірочці, рівному  $100 / z_2$  % порушення зачеплення не відбувається. В межах  $z_2 = 40 \dots 120$  запас граничного збільшення середнього кроку, при якому ланцюг ще входить в зачеплення з вершинами зубців зірочки, по відношенню до допустимого збільшення кроку зачеплення –  $\Delta t' / \Delta t_z$  складає в середньому 2,5.

Контактний тиск при зачепленні ланцюга вище робочої ділянки зубця зірочки.

Визначимо контактний тиск при зачепленні ланцюга вище робочої ділянки зубця зірочки, тобто на прямолінійній ділянці  $FC$  і поблизу крайньої точки зубця – точки  $K$  (рис. 3) і порівняємо його з тиском при контакті в середній точці робочої ділянки – точці  $N$  профілю зубця.

Контактні напруження за формулою Герца

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{q \frac{r \pm r_1}{r \cdot r_1} \cdot E}, \quad (11)$$

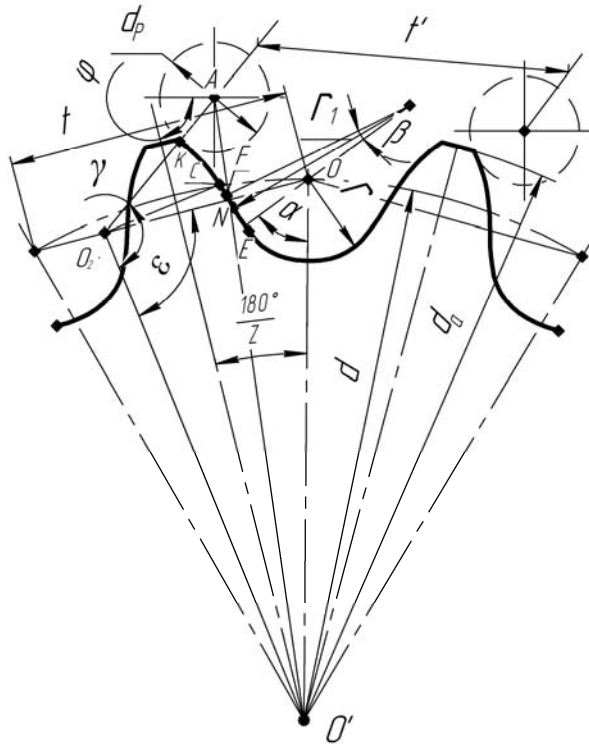


Рис.3. Зачеплення ланцюга із зірочкою в крайній точці К

де  $q$  – навантаження на одиницю довжини лінії контакту двох циліндрів, максимальне значення якого при зачепленні ланцюга з першим зубцем зірочки [3]

$$q = \frac{F_1 \cdot \sin(360^\circ / z_1)}{b \cdot \sin(360^\circ / z + \varphi)} \quad (12)$$

Тут  $F_1$  – сила натягу ведучої вітки ланцюга,  $b$  – ширина зубця зірочки;  $\varphi$  – половина кута зубця зірочки, що відповідає точці контакту;

$r$  – радіус ролика;  $r_1$  – радіус кривизни профілю зубця;  $E = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$  –

зведений модуль пружності матеріалів ролика і зірочки.

Кут  $\varphi$  в точці  $N$  приймаємо рівним половині суми кутів  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$  (рис. 4)

$$\varphi_1 = (35 - 120) / z \text{ град.}; \quad \varphi_2 = (17 - 64) / z \text{ град.} \quad (13)$$

Оскільки  $\Delta O_2KM$  і  $\Delta LSM$  подібні, то  $\varphi_3 = \angle KO_2M = \gamma - \varepsilon$ .

Кут  $\gamma$  визначаємо за формулою (10), а кут  $\varepsilon$  із  $\Delta O_2OO'$  (рис. 4).

$$\varepsilon = \arccos \frac{(OO')^2 - (O_2O)^2 - (O_2O')^2}{2 \cdot O_2O \cdot O_2O'} \quad (14)$$

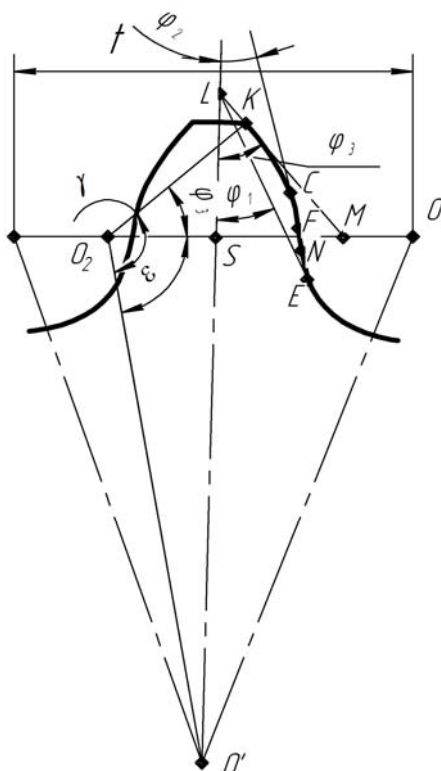


Рис.4. Кути загострення  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ ,  $\varphi_3$  для точок  $E$ ,  $F$  і  $K$  профілю зубця зірочки

Порівняємо напруження на ділянці  $FC$  та напруження в точці  $K$  з напруженням в точці  $N$

$$\frac{\sigma_{H-FC}}{\sigma_{H-N}} = \sqrt{\frac{\sin(360^\circ/z + 0,5(\varphi_1 + \varphi_2)(-r_1))}{\sin((360^\circ/z + \varphi_2)(r - r_1))}}, \quad (15)$$

$$\frac{\sigma_{H-K}}{\sigma_{H-N}} = \sqrt{\frac{\sin(360^\circ/z + 0,5(\varphi_1 + \varphi_2)(r + r_2)(-r_1))}{\sin((360^\circ/z + \varphi_3)(r - r_1) \cdot r_2)}}. \quad (16)$$

Результати розрахунків наведено в табл. 2.

Таблиця 2. Співвідношення контактних напружень на ділянці  $FC$ , в точках  $K$  і  $N$

$z$	13	25	40	60	80	120
$\frac{\sigma_{H-FC}}{\sigma_{H-N}}$	1,33	1,41	1,45	1,49	1,50	1,53
$\frac{\sigma_{H-K}}{\sigma_{H-N}}$	1,41	1,47	1,48	1,48	1,48	1,48



Наведені вище розрахунки показують, що при зачепленні роликовим ланцюгом вище робочої ділянки зірочки за ГОСТ 591-69 в інтервалі числа зубців  $z = 13 \dots 120$  контактні напруження збільшуються в середньому на 45% порівняно з середньою точкою робочої ділянки зірочки.

Сила удару при зачепленні ланцюга вище робочої ділянки зубця зірочки. Перед зачепленням зубець зірочки і шарнір ланцюга, який повинен ввійти з ним в зачеплення, рухаються з різними швидкостями, тому при їх взаємодії виникає удар. В результаті ударів руйнуються ролики і втулки, зношуються зубці, збільшується шум. Кінетична енергія удару обмежує граничну частоту обертання меншої зірочки і допустимий тиск в шарнірі.

Швидкість удару [3]

$$v = K_y \omega \cdot t, \quad (17)$$

де  $K_y = \sin(360^\circ / z + \varphi)$  – коефіцієнт швидкості удару;  $z$  – кількість зубців зірочки;  $\varphi$  – кут загострення зубця в точці удару;  $\omega$  – кутова швидкість зірочки,  $t$  – крок.

Беручи до уваги, що кутова швидкість зірочки стала, порівняємо силу удару на ділянці  $FC$  і точці  $K$  з силою удару в точці  $N$  (рис. 4)

$$\frac{F_{FC}}{F_N} = \left( \frac{\sin(360^\circ / z + \varphi_2)}{\sin(360^\circ / z + 0,5(\varphi_1 + \varphi_2))} \right)^2, \quad (18)$$

$$\frac{F_K}{F_N} = \left( \frac{\sin(360^\circ / z + \varphi_3)}{\sin(360^\circ / z + 0,5(\varphi_1 + \varphi_2))} \cdot \frac{t + \Delta t}{t} \right)^2. \quad (19)$$

Результати розрахунків наведено в табл. 3.

Таблиця 3. Співвідношення сили удару на ділянці  $FC$ , точках  $K$  і  $N$

$z$	13	25	40	60	80	120
$F_{FC}/F_N$	0,74	0,65	0,59	0,54	0,52	0,50
$F_K/F_N$	2,25	1,95	1,95	1,95	1,91	1,89

Виходячи з вищенаведених розрахунків можна зробити висновки:

а) сила удару зубця зірочки з шарніром ланцюга суттєво залежить від точки контакту, на прямолінійній ділянці зубця вона менша на 40% порівняно із силою удару при зачепленні в середній точці робочої ділянки, а на вершині зубця більша в 2 рази;

б) особливо несприятливі умови роботи передачі виникають при зачепленні ланцюга з головкою зубця, де крім підвищеної сили удару має місце контакт випуклих поверхонь, а відповідно й суттєве збільшення контактних напружень.

*Література*

1. Готовцев А.А. Проектирование цепных передач / А.А.Готовцев, Г.Б.Столбин, И. П. Котенок. – М: Машиностроение, 1973. – 376с.
2. Іващенко В.Т. Розрахунок і конструювання деталей машин / В.Т.Іващенко, В.М.Сенчішак. – Івано-Франківськ: Нова Зоря, 2013. – 808 с.
3. Воробьев Н.В. Цепные передачи / Н.В.Воробьев. – М: Машиностроение, 1968. – 252 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії 25.12.2013 р.  
Рекомендовано до друку д.т.н., професором Лисканичем М. В.,  
к. т. н. Куновським Г. П.(м. Бурштин)*

**ACCURACY INFLUENCE OF CHAIN GEARS ON THEIR  
WORKABILITY****V. T. Ivaschenko, V. S. Vytvytskyi**

*Ivano-Frankivs'k National Technical University of Oil and Gas;  
76019, Ivano-Frankivs'k, st. Carpats'ka, 15;  
ph: +380(342)-72-71-47; e-mail: mechmach@nung.edu.ua*

*We consider questions of influence accuracy of parts gear with the drive roller chains and accuracy of editing gears on their work ability.*

*The parameters that determine the accuracy of the mounting of chain wheels! The estimation of the impact of stress concentration in the joints chain in his lifetime.*

**Key words:** *step chain, stiffness, elasticity chain, concentration factor load, the force of impact.*