

УДК 631.312:539.3

<https://doi.org/10.15407/itm2026.02.088>Б. А. ШЕЛУДЧЕНКО, <https://orcid.org/0000-0002-8137-0905>Є. С. СИРОЇД, <https://orcid.org/0009-0000-6993-7430>

АНАЛІЗ ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЛАНКИ ЛАНЦЮГА ГРУНТОПОГЛИБЛЮВАЧА ТА ХАРАКТЕР ЇЇ ФОРМОЗМІНИ В УМОВАХ СТАТИЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ

Поліський національний університет,
Старий бульвар, 7, Житомир, Україна, 10008;
e-mail: sheludchenkobogdan@ukr.net, syroides@ukr.net

Оптимізація регламентованих показників коефіцієнтів безпеки вантажних круглоланкових ланцюгів та ресурсу їхньої роботи є важливою народно-господарською задачею з огляду на широкий спектр застосування таких ланцюгів у конструкціях машин і технологічному обладнанні. Метою роботи є дослідження деформованого стану ланок круглоланкових ланцюгів та обґрунтування критеріїв вичерпання їхнього експлуатаційного ресурсу. Для реалізації механічних випробувань використано спеціально підготовлені 5-ти-ланкові зразки вантажних ланцюгів з короткою та довгою ланками класу G80 за стандартом ASTM A391 калібру 3, 4, 5, 6, та 8 мм, виготовлених зі сталі 20MnNiCrMo5-2. Імітація статичного осьового навантаження на зразок ланцюга здійснювалась повільним монотонним зростанням сили від нуля до моменту руйнування однієї з ланок зразка на розривній машині Р-50М1. За основу для розроблення пропозицій щодо визначення критеріїв дефектації ланцюгів в умовах їхнього експлуатаційного навантаження зовнішніми силами, було обрано методику порівняння еквівалентної (або головної) логарифмічної деформації за результатами експерименту та міри еквівалентної (або головної) логарифмічної деформації за критеріями Генкі та Свейнгера. Наведено результати трансформації форми ланок вантажних круглоланкових ланцюгів, визначено абсолютні та відносні величини деформації та формозміни контуру та габаритних ознак коротколанкових та довголанкових вантажних ланцюгів калібрів 3, 4, 5, 6, 8 мм. На підставі співставлення міри формозмінення інфінітезимального наближення деформації за критеріями Генкі та Свейнгера та експериментально визначених граничних значень формозміни кроку вантажних круглоланкових ланцюгів встановлено єдиний, не залежний від калібру ланцюга, критерій для виведення з експлуатації вантажних круглоланкових ланцюгів. Запропоновано встановити абсолютне значення для зазначеного критерію на рівні $12,5 \times 10^{-3}$.

Ключові слова: вантажний круглоланковий ланцюг, деформація, формозміна, механічні випробування, форма ланки, овал Кассіні.

Optimizing the regulated safety factor and service life of load round-link chains is an important national economic task, given their wide range of application in machine structures and technological equipment. The goal of this study is to investigate the strain of round-link chain links and to substantiate criteria for the end of their service life. Mechanical testing was performed using specially prepared five-link specimens of short-link and long-link Grade G80 load chains with diameters of 3, 4, 5, 6, and 8 mm manufactured from 20MnNiCrMo5-2 steel in accordance with ASTM A391. A static axial load on the chain specimens was simulated by a gradual monotonic increase in force from zero up to the failure of one of the specimen links using an R-50M1 tensile testing machine. A basis for developing recommendations on defect detection criteria for chains under operational loading by external forces was a methodology based on comparing the equivalent (or principal) logarithmic strain obtained experimentally with that determined according to the Hencky and the Swainger criteria. The results of shape transformation of round-link chain links are presented. Absolute and relative values of the deformation and contour shape and overall dimension change of short-link and long-link load chains with diameters of 3, 4, 5, 6, and 8 mm were determined. Based on a comparison between the shape change measure of the infinitesimal deformation approximation according to the Hencky and the Swainger criteria and experimentally determined limiting values of pitch deformation in load round-link chains, a unified rejection criterion independent of chain diameter was established. It is proposed to set the absolute value of this criterion at 12.5 .

Keywords: load round-link chain, deformation, forming, mechanical testing, link geometry, Cassini oval.

Вступ. Вантажні ланцюги набули широкого застосування у вантажно-підйомних механізмах, такелажних системах, будівництві та судноплавстві [1–

© Б. А. Шелудченко, Є. С. Сироїд, 2026

The article is an open access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attributions (CC BY) license (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>)

ISSN 1561-9184 (Print) ISSN 2616-6380 (Online)

Технічна механіка. 2026. № 2.

3]. Однак їх експлуатація характеризується специфічними умовами навантаження та зношування. Ця ознака визначається конструкцією ланки круглоланкового вантажного ланцюга і полягає у характерній взаємодії поміж окремими ланками ланцюга, які працюють винятково на розрив. Відповідно, навантажувальні характеристики круглоланкових ланцюгів визначаються лише випробуваннями на розрив [4–6].

Окрім традиційного застосування, вантажні круглоланкові ланцюги використовуються і в нетипових інженерних рішеннях, зокрема в приводах конвеєрів та системах неперервної дії [1, 2], підвісних і вантових конструкціях [2], при моделюванні арок склепін на основі ланцюгової лінії [1, 3], а також як гнучкі робочі органи ґрунтообробних машин [7–11] (рис. 1).



Рис. 1 – Комбінований ґрунтообробний агрегат в складі: плуг ПЛН-5-35 (модернізований) та гнучкий ланцюговий ґрунтопоглиблювач

Визначальною особливістю всіх цих застосувань вантажних ланцюгів є те, що їх контур аналітично описується рівнянням катенарії (ланцюгової лінії) в прямокутних координатах [11]:

$$y = a \cdot \cosh \frac{x}{a} = \frac{a}{2} \left(e^{\frac{x}{a}} + e^{-\frac{x}{a}} \right), \quad (1)$$

де $\cosh$ – гіперболічний косинус.

У випадках навантаження ланцюгової лінії рівномірно розподіленим поперечним навантаженням її контур набуває ознак параболи:

$$ax^2 + bxy + cy^2 + dx + ey + f = 0. \quad (2)$$

Визначальна ознака катенарії полягає у оптимальному розподіленні власної ваги у полі гравітаційних сил. Так у вільно підвішеному ланцюзі навантаження від власної ваги зумовлюють чисте розтягування, вектор якого в кожній точці кривої спрямовано за дотичною [5, 6, 11]. Таким чином, взаємодія ланок вантажного ланцюга, який змодельовано катенарією, або відрізком прямої, є узагальненою моделлю силової взаємодії поміж ланками круглоланкового ланцюга.

Аналіз сучасного стану питання та формулювання робочої гіпотези.
Переважна більшість досліджень експлуатаційних властивостей вантажних

круглоланкових ланцюгів спрямована на аналіз реакції ланок ланцюга на зовнішні сили і, як наслідок, на аналіз напруженого стану в поперечних перерізах ланок [11]. Зокрема, ланки розглядаються, як фрагменти кривих брусків, в поперечних перерізах яких діють окрім внутрішніх осьових сил, спрямованих вздовж поздовжніх “шпильок” ланки, ще й згинаючі моменти, величина яких визначається калібром і геометрією ланки (рис. 2) [10, 11]. При цьому, нейтральна вісь кривого бруса, окреслена радіусом R_0 , завжди зміщується від центра ваги перерізу до центра кривини бруса R на величину e [5, 6, 11].

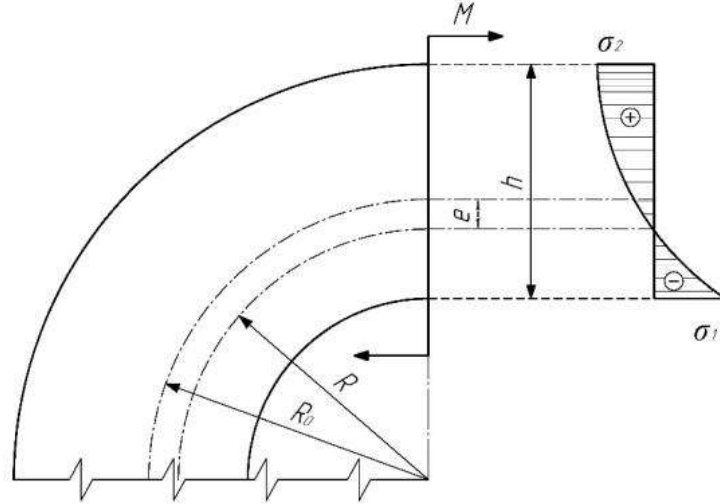


Рис. 2 – Розрахункова схема та епюра нормальних напружень в поперечних перерізах кривого бруса: M – згинаючий момент, R_0 – радіус осі центрів ваги перерізів бруса, R – радіус нейтральної осі бруса, e – зміщення нейтрального шару бруса відносно центрів ваги його перерізів, h – розрахунковий габарит бруса, σ_1 та σ_2 – нормальні напруження в перерізах кривого бруса

Однак, аналіз лише напруженого стану ланки круглоланкового ланцюга, зважаючи на конструкційно-технологічні відмінності конструкції ланки та умови її експлуатації, не можна вважати повною мірою коректним, без аналізу деформаційної складової її напружено-деформованого стану. Визначальними конструкційно-технологічними ознаками ланки круглоланкового ланцюга є: технологічна анізотропія [5, 6] матеріалу та мережа мікротріщин [4], зумовлена пластичним деформуванням прутка ланки навколо ригеля вальцювального верстата; масштабний ефект [6] та зростання величини згинаючого моменту [5], що призводить до зниження тимчасового опору [6] руйнуванню матеріалу ланцюга зі збільшенням калібру ланки; концентрація деформацій [1, 6] у вершині дуги ланки [1]. Циклічний характер навантаження круглоланкових ланцюгів у процесі експлуатації спричиняє накопичення пластичних деформацій, зародження мікротріщин і подальше формування магістральної тріщини, що є причиною малоциклового втомного руйнування ланок [8–10].

Наведені конструкційно-технологічні особливості круглоланкових ланцюгів та умови їх експлуатації зумовлюють вищу критичність деформованого стану ланок порівняно з напруженим станом. Це пояснюється тим, що деформації мають незворотний характер, тоді як напруження зникають після припинення дії зовнішнього навантаження. Крім того, накопичення пластичних деформацій змінює початкову розрахункову схему ланки та в

окремих випадках призводить до порушення умов експлуатації [11]. Саме деформаційні зміни є основною ознакою втрати працездатності ланцюга і можуть бути використані як критерій його виведення з експлуатації.

Мета роботи. Дослідити деформований стан ланок круглоланкових ланцюгів та обґрунтувати критерії вичерпання їх експлуатаційного ресурсу.

Задачі роботи. Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати такі основні задачі:

- виконати механічні випробування круглоланкових вантажних ланцюгів з короткою та довгою ланками різного калібру;
- визначити усереднені значення відносних поздовжньої та поперечної деформацій ланок ланцюга та поперечної деформації прутка ланки;
- встановити порівняльну еквівалентну логарифмічну деформацію ланки в момент її руйнування та порівняти отримані результати з головною логарифмічною деформацією за критеріями Генкі та Свейнгера;
- запропонувати використання деформаційних критеріїв, як підстави для встановлення ресурсу роботи круглоланкових вантажних ланцюгів.

Об'єктом роботи є процеси формозміни геометричних параметрів ланок круглоланкових вантажних ланцюгів під дією експлуатаційних навантажень.

Предмет роботи. Компоненти девіатора тензора деформацій і накопичені пластичні деформації ланок вантажних круглоланкових ланцюгів коротколанкового та довголанкового типів.

Основне обладнання та методика експериментальних досліджень. Для механічних випробувань використано спеціально підготовлені 5ти-ланкові зразки вантажних ланцюгів з короткою та довгою ланками класу G80 (рис. 3) за стандартом ASTM A391 калібру 3, 4, 5, 6, та 8 мм, виготовлених з сталі 20MnNiCrMo5-2, хімічний склад якої наведено в табл. 1. Механічні випробування було проведено на розривній машині Р-50М1 (рис. 4).

Геометричні параметри деформованих ланок, а також абсолютні значення поздовжніх і поперечних деформацій ланок та прутка визначали за допомогою мірної лінійки і штангенциркуля ІАСА0150.

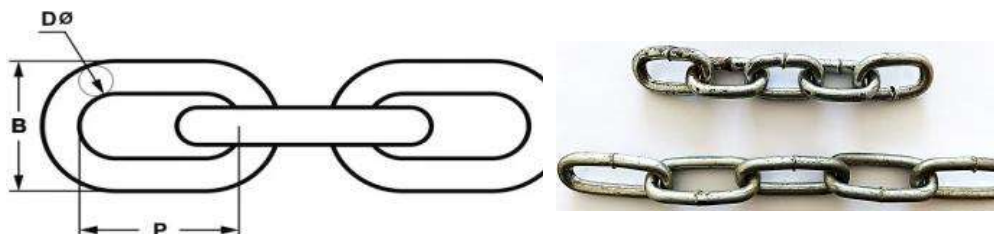


Рис. 3 – Зразки ланцюгів для випробування:
 D – калібр; P – крок, який визначає довжину ланки;
 B – поперечний габарит ланки

Таблиця 1

Хімічний склад сталі 20MnNiCrMo5-2

Хімічний елемент	Вуглець, C	Марганець Mn	Хром Cr	Нікель Ni	Молібден Mo	Кремній Si
Вміст, %	0,20–0,25	0,80–1,20	0,30–0,40	0,30–0,40	0,10–0,15	0,15–0,35



Рис. 4 – Розривна машина Р-50М1

Підставою для розроблення пропозицій щодо визначення критеріїв дефектації ланцюгів в умовах їх експлуатаційного навантаження зовнішніми силами було обрано методику порівняння еквівалентної (або головної) логарифмічної деформації за результатами експерименту та еквівалентної (або головної) логарифмічної деформації за критеріями Генкі та Свейнгера [11]:

– еквівалентна (або головна) логарифмічна деформація за Генкі:

$$\varepsilon^H = \ln \lambda = (\lambda - 1) - \frac{1}{2}(\lambda - 1)^2 + \frac{1}{3}(\lambda - 1)^3 - \dots, \quad (3)$$

– еквівалентна (головна) логарифмічна деформація за Свейнгером:

$$\varepsilon^S = 1 - \frac{1}{\lambda} = (\lambda - 1) - (\lambda - 1)^2 + (\lambda - 1)^3 - \dots, \quad (4)$$

де λ – еквівалентна (або головна) логарифмічна деформація, яка визначається як:

$$\lambda = \frac{l}{l_0}, \quad (5)$$

де l_0 – початкова довжина розглядуваного елемента до деформації; l – кінцева довжина розглядуваного елемента після деформації.

Як зазначено в [11], еквівалентна (або головна) логарифмічна деформація за Генкі та Свейнгером є одним із найбільш придатних критеріїв оцінювання формозміни в процесі деформування. При цьому, якщо визначити еквівалентну (або головну) логарифмічну деформацію за критерієм ε^C Коші, як $\varepsilon^C = 1$, то еквівалентна (або головна) логарифмічна деформація за критерієм ε^H Генкі та критерієм ε^S Свейнгера становитимуть [11]:

$$\begin{cases} \varepsilon^C = 100\%, \\ \varepsilon^H = 66\%, \\ \varepsilon^S = 50\%. \end{cases} \quad (6)$$

Результати досліджень та обговорення. Результати експериментального визначення величини деформації (Δk , ε_k) калібру, який відповідає діаметру дроту D (рис. 2) та **геометричних параметрів деформованої ланки** (Δt , ε_t , ΔB , ε_B) наведено в таблиці 2.

Таблиця 2

Величина деформації (Δk , ε_k) калібру та **геометричних параметрів деформованої ланки** (Δt , ε_t , ΔB , ε_B)

Тип ланки	Деформація калібру				Геометричні параметри деформованої ланки							
	k(D)	k _{деф}	Δk	ε _k	P	P _{деф}	ΔP	ε _P	B	B _{деф}	ΔB	ε _B
	мм	мм	мм	%	мм	мм	мм	%	мм	мм	мм	%
Довга	3	2,57	0,43	14,3	26	28,65	2,65	10,19	12	8,81	3,19	26,58
Коротка		2,55	0,45	15,0	16	19,98	3,98	24,88	11	9,71	1,29	11,73
Довга	4	3,45	0,55	13,8	32	35,40	3,40	10,62	16	11,50	4,50	28,13
Коротка		3,50	0,50	12,5	16	20,27	4,27	26,69	14	12,35	1,65	11,79
Довга	5	4,27	0,73	14,6	35	38,92	3,92	11,20	20	14,16	5,84	29,20
Коротка		4,28	0,72	14,4	18	23,40	5,40	30,00	17	14,58	2,12	12,47
Довга	6	4,99	1,01	16,8	42	47,02	5,02	11,95	24	16,68	7,32	30,50
Коротка		5,13	0,87	14,5	19	25,10	6,10	32,11	21	17,62	3,38	16,09
Довга	8	6,80	1,20	15,0	52	58,54	6,54	12,58	32	22,16	9,84	30,75
Коротка		6,85	1,15	14,4	24	31,94	7,94	33,08	27	22,16	4,84	17,93
		14,53^{+2,27}_{-2,03}										

k(D) – калібр ланцюга; k_{деф} – розмір деформованого калібру; Δk – величина деформації калібру; ε_k – відносна деформація калібру; P – крок ланцюга; P_{деф} – формозмінений крок ланцюга; ΔP – величина деформації кроку ланцюга; ε_P – відносна величина формозміни кроку ланцюга; B – поперечний габарит ланки; B_{деф} – формозмінений габарит ланки; ΔB – величина формозміни габариту ланки; ε_B – відносна величина формозміни габариту ланки (див. рис.2).

Встановлено, що значення відносної залишкової деформації Δk дроту D ланки ланцюга не залежить від типу ланцюга (довголанковий або коротколанковий) і визначається усередненим значенням 14,53 % з варіаційним розмахом даних експерименту $\mathcal{R} = |+2,27| + |-2,03| = 4,30$ (табл. 2). Зважаючи на дискретність прямих вимірювань величини Δk деформації калібру кожної конкретної ланки ланцюга та враховуючи її незначні числові вирази (від декількох десятих часток міліметра) показник відносної деформації ε_k , % не може вважатись за достатньо інформативну ознаку для використання його в якості критерія вичерпання експлуатаційного ресурсу ланцюга.

На відміну від показників деформування калібру Δk та ε_k , більш інформативними є геометричні параметри зміни форми ланки ланцюга. Візуальний аналіз деформованої (зруйнованої) ланки свідчить про суттєву трансформацію її початкової геометрії, яка може бути описана алгебраїчною кривою четвертого порядку з трьома точками перегину на кожній з бічних ділянок ланки (рис. 5).



Рис. 5 – Зруйнована ланка ланцюга

Зазначеною вище алгебраїчною кривою є овал Кассіні, геометричне означення якого формулюється як (рис. 6): точка M площини лежить на кривій, якщо добуток a її відстаней до фіксованих точок F_1 і F_2 є сталим, а координати F_1 і F_2 становлять $F_1(c, 0)$ і $F_2(-c, 0)$ [11].

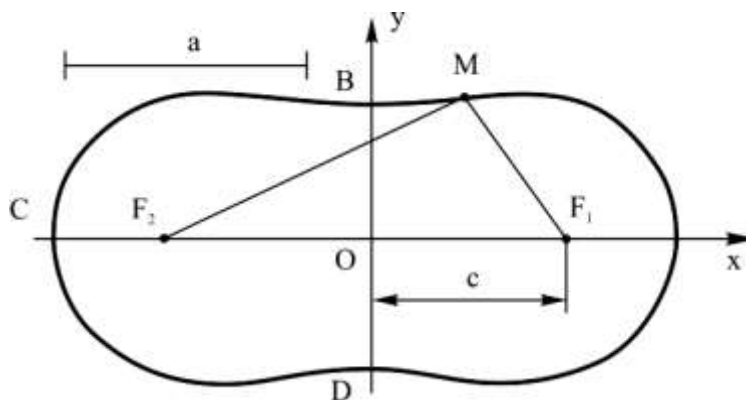


Рис. 6 – Овал Кассіні

Таким чином, форма кривої овалу Кассіні залежить від співвідношення a/c , є графоаналітичною моделлю еластичних «безскладчасто-зруйнованих» оболонок і визначається рівнянням у явному вигляді в прямокутних координатах [10]:

$$y = \pm \sqrt{\sqrt{a^4 + 4c^2x^2} - x^2 - c^2}. \quad (7)$$

За результатами графоаналітичного аналізу покрокового деформування ланки ланцюга, виконаного на підставі побіжної зміни співвідношення a/c рівняння (7), визначено ε^E – головну логарифмічну деформацію (формозміну) ланки ланцюга за показником ΔB величини формозміни поперечного габариту ланки B (рис. 7).

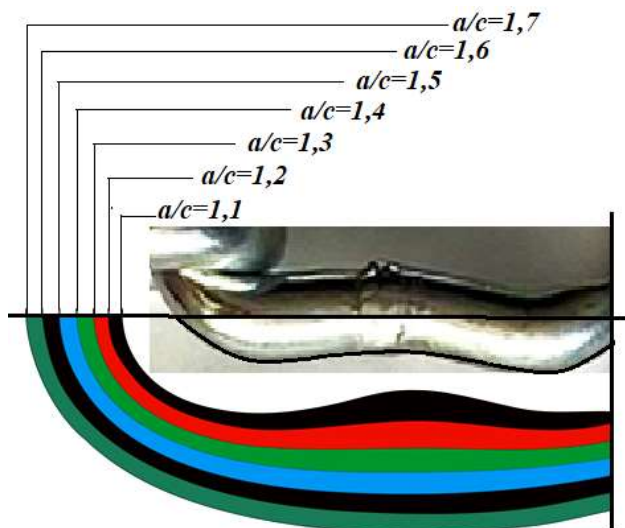


Рис. 7 – Візуалізація результатів графоаналітичного аналізу формозміни ланки ланцюга

Міру ε^E головної логарифмічної деформації поперечного габариту ланки B за результатами графоаналітичного аналізу визначено як:

$$\varepsilon^E = \frac{\left| \left[\left(\frac{a}{c} \right) \cdot \left(\frac{1}{n} \right)^{-1} \right]_k \cdot \left[\left(\frac{a}{c} \right) \cdot \left(\frac{1}{n} \right)^{-1} \right]_{k-1} \right|}{\left[\left(\frac{a}{c} \right) \cdot \left(\frac{1}{n} \right)^{-1} \right]_{k-1}} \cdot 100\%, \quad (8)$$

де $\left[\left(\frac{a}{c} \right) \cdot \left(\frac{1}{n} \right)^{-1} \right]_k$ – значення величини ε_B (k -го кроку формозміни ланки за показником ΔB деформування поперечного габариту B ланки;
 $\left[\left(\frac{a}{c} \right) \cdot \left(\frac{1}{n} \right)^{-1} \right]_{k-1}$ – значення величини ε_B ($k-1$ -го кроку формозміни ланки за показником ΔB деформування поперечного габариту B ланки.

Результати порівняння головної логарифмічної деформації ε^E за результатами графоаналітичного аналізу та головної логарифмічної деформації за критеріями Генкі ε^H та Свейнгера ε^S наведено в табл. 3.

Таблиця 3
Порівняння міри головної логарифмічної деформації ε^E

Параметр формозмінення $(a/c) \cdot (1/n)^{-1}$	Міра деформації за Генкі	Міра деформації за Свейнгером	Міра формозмінення за експериментом	Рівень адекватності результатів експерименту, %	
				за Генкі	за Свейнгером
1,0	0,66	0,50	–	–	–
0,455			0,545	82,6	91,0
0,208			0,543	82,3	91,4
0,089			0,572	86,7	85,6
0,039			0,562	85,2	87,6
0,018			0,539	82,7	92,2
0,008			0,556	84,2	89,8

Аналіз результатів порівняння головної логарифмічної деформації ε^E формозміни поперечного габариту В ланки з головною логарифмічною деформацією за критеріями Генкі та Свейнгера (табл. 3) свідчить про високий рівень адекватності експериментально отриманих результатів з рівнем довірчої ймовірності в межах $(82 \div 92) \%$. Такий високий рівень відповідності результатів експериментально визначеного формозмінення ланки ланцюга критеріям Генкі та Свейнгера зумовлює доцільність використання деформаційних критеріїв в якості підстави для встановлення ресурсу роботи круглоланкових вантажних ланцюгів.

Найінформативнішим показником формозмінення ланки ланцюга з огляду на відносну стабільність значень є відносне видовження кроку ланцюга з довгою ланкою, яке повільно зростає від $10,2 \%$ для ланцюга калібру 3 до $12,5 \%$ для ланцюга калібру 8 (див. таблицю 2). Врахувавши тренд повільного зростання зазначеного показника, можна допустити, що $\varepsilon_p = 10 \%$ є граничним значенням відносного збільшення кроку ланцюга, яке унеможливило б критичний стан функціонування вантажного круглоланкового ланцюга.

Враховуємо, що відповідно до EN 818-1 (в Україні визначений як ДСТУ EN 818-1) для відповідного класу ланцюгів визначено коефіцієнт безпеки $[n] = 4,0$. Взявши до уваги результати оцінювання формозміни (видовження) головної частини деформації ланки за критеріями Генкі та Свейнгера (табл. 3), запропоновано розрахунок для визначення деформаційного критерію $[\varepsilon]$ виведення з експлуатації вантажного круглоланкового ланцюга стандарту ASTM A391:

$$[\varepsilon] = \frac{(\varepsilon_p) \cdot \{\varepsilon^H \vee \varepsilon^S\}}{[n]} = \frac{(10,0 \vee 12,6) \cdot \{0,66 \vee 0,50\}}{4,0} = \{2,08 \vee 1,25\} \%. \quad (9)$$

Спираючись на більш “жорстке” значення $[\varepsilon] = \{1,25\} \%$ величини допустимої величини відносної деформації кроку ланцюга, остаточний розрахунок для визначення “критичного” видовження $[\Delta]$ (в метрах) одного метра ланцюга, яке зумовлює необхідність припинення його експлуатації, становитиме:

$$[\Delta] = 0,0125 \cdot P_k \cdot m_k, \quad (10)$$

де P_k – крок ланцюга калібру k ; m_k – кількість ланок калібру k , що містить один метр ланцюга.

Зокрема, відповідно (10) критичним видовженням, яке зумовлює виведення ланцюга з експлуатації для довголанкового ланцюга калібру 10 є $[\Delta] = 0,0125 \cdot 56 \cdot 10^{-3} \cdot 18 = 12,5 \cdot 10^{-3}$, а для коротколанкового ланцюга калібру 6 – $[\Delta] = 0,0125 \cdot 18,5 \cdot 10^{-3} \cdot 54 = 12,5 \cdot 10^{-3}$. Отже, як свідчать практичні розрахунки, “критичним” накопиченим видовженням, при досягненні якого має бути припинена експлуатація круглоланкового вантажного ланцюга не залежно від його калібру, є $[\Delta] \approx \|12,5 \times 10^{-3}\|$.

Висновки та перспективи досліджень. За результатами механічних випробувань круглоланкових вантажних ланцюгів з короткою та довгою ланкою калібрів 3, 4, 5, 6 та 8 мм визначено основні геометричні параметри деформування та формозміни ланок ланцюгів, встановлено, що найінформативнішими ознаками формозміни є збільшення кроку та зміна контуру ланки ланцюга.

Визначено граничні та усереднені значення відносної поздовжньої і поперечної формозміни ланки, а також відносної деформації калібру ланцюга. Встановлено, що в процесі деформування відбувається суттєва трансформація початкової форми ланки, а конфігурація її бічних ділянок за характером зміни кривизни може бути наближено описана алгебраїчною кривою четвертого порядку типу овалу Кассіні.

На підставі порівняння формозмінення головної логарифмічної деформації за критеріями Генкі та Свейнгера та експериментально визначеними граничними значеннями деформаційного видовження кроку вантажного круглоланкового ланцюга встановлено єдиний, не залежний від калібру ланцюга, деформаційний критерій для виведення з експлуатації вантажних круглоланкових ланцюгів.

Запропоновано критерій накопиченої деформації (видовження) для оцінювання граничного стану та прийняття рішення щодо виведення вантажних круглоланкових ланцюгів з експлуатації $\|12,5 \times 10^{-3}\|$.

1. Гетун Г. В., Безклубенко І. С., Баліна О. І., Буценко Ю. П. Принципи конструювання та особливості статистичного розрахунку арок. *Spatiol Development*. Київ: КНУБА, 2022. № 1. С. 43–55. <https://doi.org/10.32347/2786-7269.2022.1.43-55>
2. Шевченко В. Д., Піскунов В. Г., Федоренко Ю. М. та ін. Будівельна механіка металевих конструкцій дорожньо-будівельних, підйомних і транспортних машин: підручник / за ред. В. Г. Піскунова, В. Д. Шевченка. Київ: Вища школа, 2004. 438 с.
3. Безклубенко І., Гетун Г. Ланцюгова лінія як оптимальна форма для стійких конструкцій. Містобудування та територіальне планування. Київ: КНУБА, 2025. № 90. С. 285–315. URL: <http://mtp.knuba.edu.ua/issue/archive> (дата звернення: 19.03.2026).
4. Troshchenko V. T. Deformation and destruction of metals under multicycle loading. *Kyiv: Naukova dumka*, 1981. 343 p.
5. Troshchenko V. T., Khamaza L. A. Nonlocalized and localized fatigue damage in metals and alloys. *Visnyk TNTU*. 2014. Vol. 76, № 4. P. 7–21. URL: <https://elartu.tntu.edu.ua> (дата звернення: 29.03.2026).
6. Troshchenko V. T. Fatigue of metals under nonuniform stress. Message 1. Stress assessment methods and research results. *Strength of Materials*. 2010. № 2. P. 5–24. <https://doi.org/10.1007/s11223-010-9200-x>
7. Ярош Я. Д., Шелудченко Б. А., Кондратиук А. М., Білецький В. Р., Плужніков О. Б. Рівновага «ланцюгової лінії» петлі гнучкої нитки, яка рухається у сипучому в'язко-пластичному середовищі. *Наукові горизонти*. 2020. № 04 (89). С. 65–71. <https://doi.org/10.33249/2663-2144-2020-89-4-65-71>
8. Kondratiuk A., Šarauski E., Sheludchenko B., Kukharets S., Jasinskas A., Zabrodskyi P., Shubenko V. Substantiation of the use of a flexible chain-type subsoiler for improving the agrotechnological properties of soil. *Sustainability*. 2024. Vol. 16. Art. 5355. <https://doi.org/10.3390/su16135355>
9. Nadykto V., Domeika R., Golub G., Kukharets S., Chorna T., Česna J., Hutsol T. Research on a machine–tractor unit for strip–till technology. 2023. Vol. 5. P. 2184–2195. <https://doi.org/10.3390/agriengineering5040136>
10. Шелудченко Б. А., Білецький В. Р., Боровський В. М., Плужніков О. Б., Тростенюк Ю. В. Узагальнення досліджень формозміни еквіпотенціальних поверхонь напружено-деформованих об'єктів. *Технічна інженерія*. 2023. № 1 (91). С. 110–118. [https://doi.org/10.26642/ten-2023-1\(91\)-110-118](https://doi.org/10.26642/ten-2023-1(91)-110-118)
11. Шелудченко Б., Сивак Р., Плужніков О. Динаміка формозміни в умовах складного напружено-деформованого стану. *Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing*, 2015. 156 с.

Стаття надійшла до редакції 08.04.2026,
прийнято до друку після рецензування 17.06.2026;
прийнято до друку 02.07.2026.