

НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН ПОЛІМЕРНИХ ЗІРОЧОК ТА ЇХ КОНСТРУЮВАННЯ

Анотація. Розглядаються моделі і системи врахування силових факторів для визначення загальної картини деформування зірочок в залежності від режиму експлуатації передачі і конструктивних варіантів зірочок. Отримана модель керування напружено-деформованим станом зірочок шляхом цілеспрямованої зміни її конструкції.

Металеві зірочки ланцюгових передач не викликали скільки-небудь серйозного інтересу як об'єкти розрахунку на міцність, оскільки мали, як правило, 5-кратний запас міцності, а працездатність ланцюгової передачі обмежувалася ресурсом ланцюга. При використанні полімерних композитів для виробництва зірочок питання їх напружено-деформованого стану набуває найважливішого значення, оскільки в цьому випадку мова йде про принцип модульності, тобто спробу зробити ціле (ланцюгову передачу) рівномірним за рахунок меншої міцності частин (зокрема, зірочок).

Знизити напруження у зонах їх концентрації (ніжка зуба) можна зміною технології та методів виготовлення зірочок. Зниження напружень може бути досягнуто застосуванням нових полімерних композитів і проведенням комплексу конструктивних змін, тобто оптимальною зміною товщин перерізів, введенням ребер жорсткості тощо.

Проведемо аналіз ізотермічного пружного (оскільки, наприклад, склонаповнені поліаміди як матеріал для зірочок мають типову "чавунну" механічну характеристику) напружено-деформованого стану (НДС) полімерної зірочки при навантаженні, що відповідає реальним умовам експлуатації ланцюгових передач. В якості апарату дослідження застосований метод скінчених елементів [1], реалізований у вигляді проблемно-орієнтованої обчислювальної системи "Темп" [2].

Зірочка ланцюгової передачі являє собою тривимірне тіло складної конфігурації (рис.1). У прийнятому розрахунковому підході вона розглядається як плоске тіло кусково-змінної товщини (з врахуванням ребер жорсткості, стовщень зубчастого вінця і маточини та ін.). Для уточнення впливу товщини зірочки на перерозподіл напружень і деформацій здійснювався розрахунок зірочок одиничної товщини.

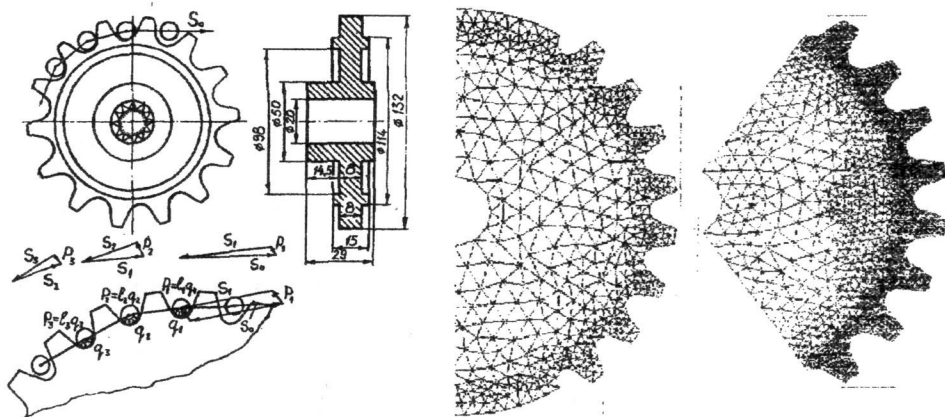


Рисунок 1 - Розрахункові схеми та дискретизація зірочки

В якості матеріалів розглядались поліаміди ПА-6 та ПА-6.6, зміцнені скляними, базальтовими та вуглецевими волокнами. Врахування різновшчинності в розрахунках здійснювалось шляхом використання способу зміни жорсткості скінчених елементів [2]. Для фіксації положення зірочки в розрахунковій моделі вводилося жорстке закріплення по внутрішньому отвору, що відповідає шлицевій або шпонковій посадці на вал (рис. 1). З використанням схеми, показаної на рис. 1, проводився наближений розрахунок напружень і деформацій по всій зірочці, коли зубці, що не брали участі безпосередньо в зачепленні, розглядались усереднено як кільцевий шар з еквівалентною жорсткістю. З метою уточненого розрахунку перерозподілу напружень і деформацій для частини зубчастого вінця на бічних поверхнях секторальної області зірочки (густіша сітка скінчених елементів) задавались переміщення, знайдені в результаті наближеного розрахунку на аналогічних лініях дискретної моделі. Для матеріалів, що істотно відрізняються один від одного (полімерна зірочка – сталевий ланцюг), необхідно враховувати в розрахунках не тільки нормальний тиск на зуб FN і кут gw, під яким він діє, але і такі параметри як податливість зубців і всього вінця зірочки. Внаслідок податливості полімерного зуба зірочки кут тиску gw виявляється змінним і більшим за величиною, ніж у випадку сталеві зірочки. Справа в тому, що під час контакту шарніра ланцюга з металевим зубом ролик повертається відносно втулки і котиться по робочій поверхні зуба, тому кут тиску практично залишається постійним. Під час контакту з полімерним зубом ролик ковзає по робочій поверхні зуба, що пояснюється значною різницею коефіцієнтів тертя ковзання пар метал-метал та полімер-полімер. Для полімерних зірочок кут тиску на початку контактування ($\alpha = \pi / Z$) збільшується, а в кінці входу ролика в зачеплення ($\alpha = 2\pi / Z$) зменшується. Під час зачеплення сталевих ланцюга з полімерним вінцем зірочки під навантаженням відбувається випереджаюче зачеплення, тобто кроки зубців, що вже знаходяться в зачепленні, збільшуються, а тих, що тільки входять в зачеплення з шарнірами, зменшуються порівняно з номінальними кроками ланцюга внаслідок пружної деформації зубців, тобто має місце відслідковування різнорозмірних кроків ланцюга полімерними зубцями зірочки. При цьому енергія удару шарніра ланцюга по зубу полімерної зірочки витрачається на пружне деформування зуба і частину вінця полімерної зірочки.

Можна прийняти, що на зуб, який входить в зачеплення з шарніром ланцюга, діє сумарне зусилля

$$F_{\Sigma} = F_N \cdot k_F + F_{Z1}, \quad (1)$$

де F_N – нормальний тиск на зуб; F_{Z1} – зусилля від натягу ведучої вітки ланцюгового контура; k_F – коефіцієнт, що враховує різночасність та різнонаправленість дії нормальній сили F_N та колової сили F_t , оскільки

$$F_{Z1} = F_t \cdot k_E \cdot k_{ZH}, \quad (2)$$

де k_E – експлуатаційний коефіцієнт, що для вказаних полімерних матеріалів складає 1,25;

$$k_{ZH} = \frac{\sin(\pi / Z + \varphi)}{\sin(2\pi / Z + \gamma_w)} - \text{коефіцієнт зниження навантаження.}$$

На основі експериментальних даних значення коефіцієнта k_F можуть бути задані в наступних межах (табл. 1).

Таблиця 1- Коефіцієнт k_F в залежності від колової швидкості

Колова швидкість V, м/с	1...3	3...6	6...12
Коефіцієнт k_F	0,2...0,3	0,35...0,5	0,6...0,8

В усіх розрахункових варіантах отримані компоненти тензора напружень s_x , s_y , t_{xy} , інтенсивність еквівалентних напружень s_i , визначених згідно з енергетичною теорією міцності, і поля переміщень в напрямку осей декартової системи координат (x , y). Деякі результати уточненого розрахункового дослідження НДС полімерної зірочки на ПЕОМ подані на рис. 2,3,4. В табл.2 наведені максимальні значення вказаних характеристик НДС за абсолютною величиною.

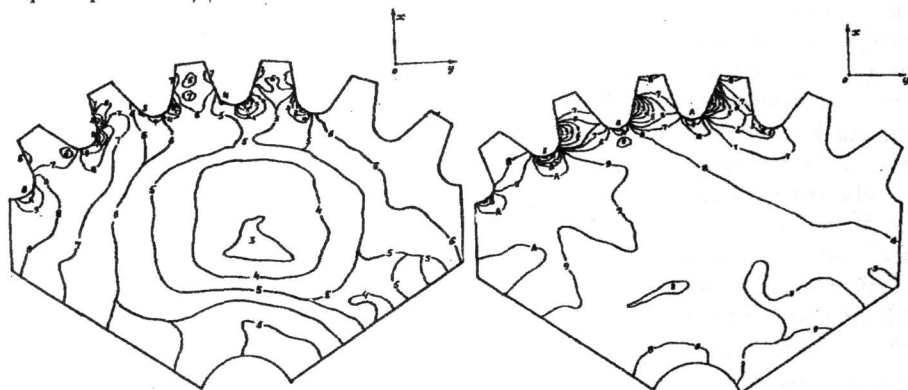


Рисунок 2 - Нормальні напруження по осях координат

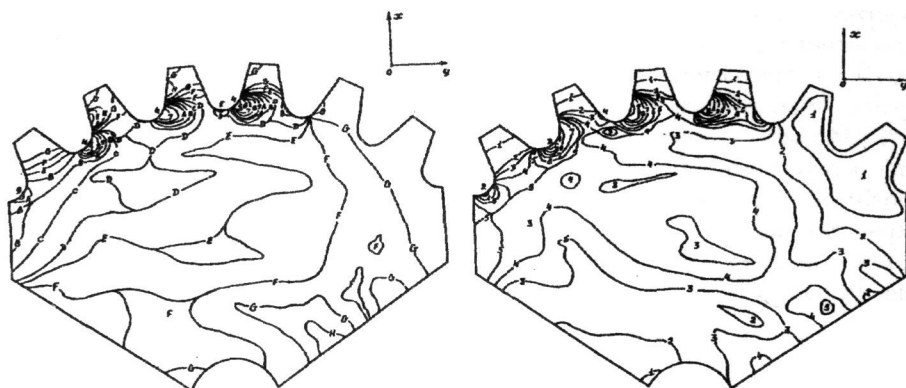


Рисунок 3 - Дотичні напруження в площині XOY та інтенсивність напружень

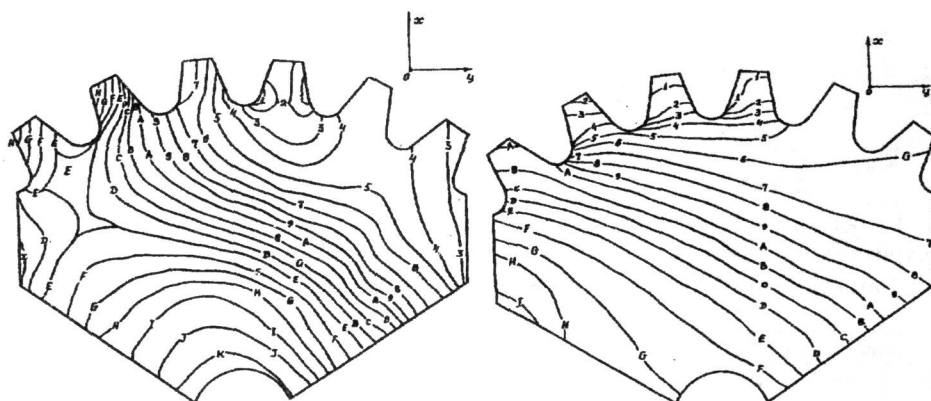


Рисунок 4 - Поля переміщень по осях координат

Таблиця 2 - Максимальні значення параметрів НДС зірочки

Полімерна зірочка $z = 13$; $t = 19,05$ мм			
Параметр	Різновтовщинна зірочка	Різновтовщинний сектор	Зірочка одиничної товщини
s_x , МПа	18,4	32,8	17,7
s_y , МПа	16,2	41,4	16,5
t_{xy} , МПа	12,3	18,2	12,9
s_i , МПа	32,5	61,5	32,9
u , мм	0,065	0,05	0,17
v , мм	0,055	0,11	0,26

Із загального характеру розподілу компонент напружень та їх інтенсивності в тілі зірочки (рис. 2,3) видно, що зона екстремальних напружень локалізована на поверхні впадини, самі напруження розподілені нерівномірно і затухають по мірі віддалення від місця прикладання навантаження. Компоненти тензора напружень s_x , s_y , t_{xy} на поверхні галтелі навантажених зубців змінюють знак, тобто зубці зазнають знакозмінного згину, причому в зонах напружень стиску s_x компоненти s_y є розтягуючими. Деформація полімерної зірочки у випадку прикладання навантаження до одного зуба розповсюджується і на сусідні зубці, розташовані як за напрямком, так і проти обертання зірочки. Екстремальні значення інтенсивності напружень у впадинах решти п'яти зубців за напрямком обертання складають: у 1-му – в 2,5 рази менші порівняно з $\sigma_i^{\max} = 61,5$ МПа, в 2-му – в 3,1 рази, в 3-му – в 3,9, в 4 і 5-му – в 20 разів. Концентрація напружень спостерігається у всіх впадинах зубців зірочки. Аналізуючи результати розрахунків у припущенні постійної (одиничної) товщини, слід зазначити, що спостерігається істотна зміна НДС в тілі зірочки в залежності від форми зубців, радіуса перехідної зони, а також має місце істотне зменшення податливості конструкції зірочки в цілому. Максимальні напруження в даному випадку виникають не на зовнішній поверхні зуба, як у випадку різновтовщинної зірочки, а на границі кріплення зірочки на вал. Таким чином, розрахунковим шляхом встановлено, що конструктивні зміни зірочки за рахунок введення стовщень зони посадки на вал призводять до істотного перерозподілу НДС і зниження екстремальних напружень в тілі зірочки у 1,5 рази.

Аналізуючи дані розрахунків НДС відзначимо також, що у випадку навантаження 1-го зуба різновтовщинного варіанту зони екстремальних напружень розташовані у впадинах по обидва боки навантаженого зуба, причому, якщо у впадині контактної взаємодії ролика ланцюга із зубом рівень інтенсивності напружень максимальний, то у впадині з іншого боку цього ж зуба інтенсивність напружень у 2,4 рази менша. Спостерігається різке падіння градієнта напружень по мірі віддалення від поверхні прикладання навантаження, причому в зоні стовщення вінця зірочки реалізуються напруження приблизно вдвічі менші, ніж на поверхні впадини. Критичною зоною в тілі зірочки є все дно впадини зубчастого вінця, а не тільки робоча поверхня зуба, як у звичайних жорстких металевих зірочок.

Основні конструктивні параметри полімерної зірочки, виходячи з аналізу її НДС, можна визначити наступним чином (рис.5):

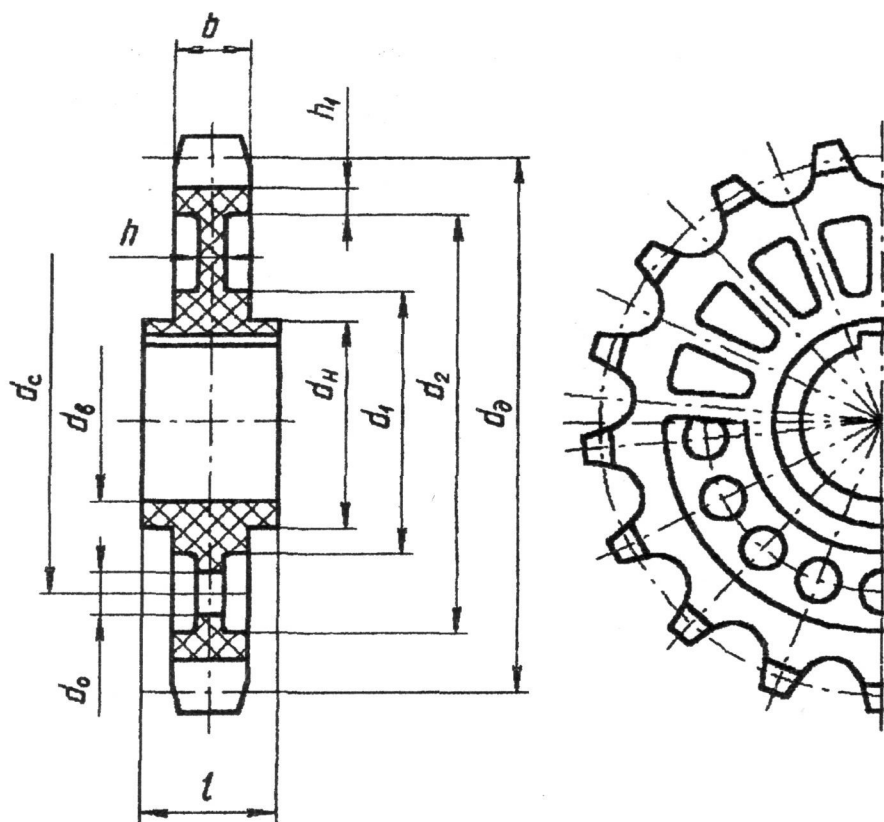


Рисунок 5 - Конструктивні параметри полімерної зірочки

1 - діаметр ділительного кола $d_0 \cong \frac{t}{\pi} \cdot z$, де t - крок ланцюга, z - число зубців зірочки;

2 - діаметри викружок: $d_1 \cong 0,33 \cdot \frac{t}{\pi} \cdot z$; $d_2 \cong 0,8 \cdot \frac{t}{\pi} \cdot z$; 3 - діаметр маточини

$d_H \cong 0,3 \cdot \frac{t}{\pi} \cdot z$; 4 - довжина маточини $l \cong 3 \cdot b$ (для випадку металополімерної

зірочки, тобто з металевою маточиною; у випадку полімерної маточини її довжина залежить від моменту, що передається, але не менше, ніж $l \cong 4 \cdot b$); 5 - товщина зубчастого вінця $b = 0,85 V_{вн}$, де $V_{вн}$ - відстань між пластинами внутрішньої ланки ланцюга; 6 - товщина диска $h \cong 0,5 \cdot b$; 7 - товщина обода

$h_1 \cong h$; 8 - діаметр розташування отворів $d_C \cong 0,56 \cdot \frac{t}{\pi} \cdot z$; 9 - діаметр отворів

$d_0 \cong 0,19 \cdot \frac{t}{\pi} \cdot z$.

Оскільки при застосуванні полімерних композитів для виготовлення зірочок істотно змінюються як інерційні, так і жорсткісні (пружні) параметри ланцюгових передач, виникає необхідність їх динамічного розрахунку для визначення реакції коливальної системи та зміни її мас та жорсткостей.

Виразимо масу та момент інерції зірочки через її параметри t, z, b і питому вагу (щільність) матеріалу в залежності від її конструктивного виду. В загальному випадку маса зірочки (рис. 5)

$$M = 0,25 \cdot \pi \cdot \gamma \cdot \left\{ (1-b)d_H^2 + b \cdot d_0^2 \right\} - l \cdot d_B^2 - (b-h)(d_2^2 - d_1^2) - n \cdot h \cdot d_0^2 \quad (3)$$

де γ – щільність матеріалу; n – число отворів (звичайно 6).

Момент інерції зірочки

$$I = 0,1 \cdot \gamma \cdot \left\{ (1-b)d_H^4 + b \cdot d_0^4 \right\} - l \cdot d_B^4 - (b-h)(d_2^4 - d_1^4) - n \cdot h \cdot d_0^2 \cdot d_C^2 \quad (4)$$

Виражаючи в (3) і (4) всі розмірні величини через основні параметри (крок t , число зубців z та відстань між внутрішніми пластинами B_{BH}) і приймаючи, що основна маса вала зосереджена на ділянці l , отримуємо:

$$M = k_m t^2 z^2 B_{BH} \gamma; \quad I = k_i t^4 z^4 B_{BH} \gamma, \quad (5)$$

де k_m , k_i – коефіцієнти відповідно маси і моменту інерції, що залежать від розмірів та конструктивного виду зірочки (табл. 3).

Таблиця 3 - Коефіцієнти маси та моменту інерції в залежності від конструктивного виду полімерної зірочки

Коефіцієнт	Конструктивний вид		
	Суцільний диск $d_0 < 40$ мм	З викружками $40 \leq d_0 \leq 65$ мм	З викружками та отворами $d_0 > 65$ мм
k_m	$8 \cdot 10^{-2}$	$6 \cdot 10^{-2}$	$5,4 \cdot 10^{-2}$
k_i	$8,7 \cdot 10^{-4}$	$7 \cdot 10^{-4}$	$6,7 \cdot 10^{-4}$

Зазначимо, що табл.3 не вичерпує всіх випадків конструювання зірочок, лишається, наприклад, відкритим питання про число ребер жорсткості, яке слід приймати в кожному конкретному випадку в залежності від НДС конструкції, але не менше п'яти. Конструювання зірочок з полімерних композитів дещо утруднене внаслідок того, що розміри зубчастого вінця обмежені розмірами ланцюга, і неможливо збільшити його міцність за рахунок збільшення ширини зуба (як у випадку зубчастого колеса). Необхідно також враховувати форму профіля зуба, яка в значній мірі визначає максимально допустимі швидкість руху і термін служби ланцюга та зірочок. Під час експлуатації ланцюгової передачі, оснащеної зірочками з полімерних композитів, перевагу слід надати профілю згідно з ГОСТ 592–75 (прямолінійний) порівняно з профілем згідно з ГОСТ 591–69 (увігнуто-випуклий) з ряду причин, основною з яких є здатність прямолінійного профілю компенсувати максимальне збільшення кроку ланцюга в результаті його зношування без порушення зачеплення.

Результати проведених розрахункових досліджень показують, що використання розроблених моделей і систем врахування силових факторів дозволяють досить точно визначити загальну картину деформування зірочки, встановити характер розподілу напружень в тілі зірочки та зони їх концентрації в залежності від застосовуваних матеріалів, режимів роботи ланцюгової передачі, типорозмірів і варіантів конструктивного виконання полімерних зірочок (ребра жорсткості, їх кількість та розташування, стовщення зубчастого вінця та маточини тощо). З іншого боку, можна керувати НДС конструкції шляхом цілеспрямованої зміни її жорсткості (товщинами вінця, маточини, кількістю ребер та їх розташуванням, застосуванням спиць замість ребер жорсткості, економлячи таким чином матеріал та ін.) в залежності від вимог, що ставляться умовами експлуатації ланцюгових передач.

Summary. Models and systems of accounting force factors for determination of the overall star deformation and detection of stress nature of transmission and to structural types of stars. The model of control for stressed-strained state of stars by means of purposeful change of its construction is received.

Перелік посилань

1. Сахаров А.С., Кислюк В.Н., Киричевский В.В. и др. Метод конечных элементов в механике твердых тел. - Киев: Вища школа, 1982.
2. Пилипенко О.И., Цыбенко А.С., Кришук Н.Г., Паленый В.В., Клименко В.А. Расчет напряженно-деформированного состояния металлополимерных звездочек цепной передачи при эксплуатационных нагрузках // Деп. УкрНИИТИ № 1670-УК90 от 10.10.90. - К.КПИ. - 143с.

УДК 621.85

А. Бондаренко, М. Михайлов

(НПП «Промтехконструкція», м. Краматорськ)

РОЛИКОВАЯ ПРИВОДНАЯ ЦЕПЬ ПОВЫШЕННОЙ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ

Анотация. В статье рассматривается новая конструкция ланки ланцюга, що відрізняється від попередніх новим виконанням бічних пластин з відбортковою отворів. Запропонована конструкція забезпечує підвищення навантажувальної здатності ланцюга і довговічності роботи у важких умовах експлуатації, а також зниження матеріаломісткості виготовлення ланцюга.

Для приводной роликовой цепи, работающей в тяжелых условиях, характеризующихся ударными, переменными внешними нагрузками в сочетании с циклически изменяющимися напряжениями в звеньях и кратковременными нагрузками, вызванными внутренней динамической передачей, наиболее важным критерием работоспособности является выносливость цепи. Потеря работоспособности в таких условиях связана, прежде всего, с усталостным разрушением отдельных элементов цепи. Кроме того распространенными причинами потери работоспособности цепи являются потеря прочности шарниров или запрессованных деталей. Иначе говоря, цепь в этом случае выходит из строя не износившись, то есть критерий выносливости элементов цепи выходит на первый план перед критерием износостойкости.

Поэтому целесообразно создать цепь с увеличенной нагрузочной способностью. Для тяжелых условий работы такая цепь будет более долговечной.

Решая эту задачу, можно идти по пути увеличения площади опасного сечения пластины и площади контакта пластин с валиком и втулкой утолщением металла или применением стали с более высокими прочностными свойствами. Однако это неминуемо приведет к увеличению массы цепи и повышению материалоемкости и себестоимости ее изготовления.

Поэтому был выбран путь усовершенствования конструкции цепи повышением прочности слабых элементов звена - боковых пластин изменением их формы и увеличением надежности запрессованных соединений звена с целью повышения надежности и долговечности работы цепи.

Конструкция при этом должна иметь не большую, а меньшую металлоемкость по сравнению со стандартным вариантом цепи, оставаясь в пределах размеров, оговариваемых ГОСТом для каждого типоразмера цепи.

В существующей стандартной цепи, имеющей плоскую пластину, опасное сечение пластины имеет форму прямоугольника. Площадь контакта наружных пластин