



НАЦІОНАЛЬНИЙ СТАНДАРТ УКРАЇНИ

---

# РОЗРАХОВУВАННЯ НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ КОНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ

Частина 2. Розраховування міцності  
активної поверхні зубців  
(ISO 10300-2:2001, IDT)

ДСТУ ISO 10300-2:2006

*Видання офіційне*

БЗ № 2-2006/159



Київ  
ДЕРЖСПОЖИВСТАНДАРТ УКРАЇНИ  
2011

## ПЕРЕДМОВА

1 ВНЕСЕНО: Технічний комітет стандартизації «Механічні приводи» (ТК 47), Акціонерне товариство закритого типу «Науково-дослідний інститут "Редуктор"» (АТЗТ «НДІ "Редуктор"»)

ПЕРЕКЛАД І НАУКОВО-ТЕХНІЧНЕ РЕДАГУВАННЯ: **В. Власенко**, канд. техн. наук; **В. Фей** (науковий керівник); **В. Галушко**; **О. Висоцький**

2 ПРИЙНЯТО ТА НАДАНО ЧИННОСТІ: наказ Держспоживстандарту України від 29 червня 2006 р. № 179 з 2007–10–01

3 Національний стандарт відповідає ISO 10300-2:2001 Calculation of load capacity of bevel gear — Part 2: Calculation of surface durability (pitting) (Розраховування навантажувальної здатності конічних передач. Частина 2. Розраховування міцності активної поверхні зубців)

Ступінь відповідності — ідентичний (IDT)

Переклад з англійської (en)

4 УВЕДЕНО ВПЕРШЕ

---

Право власності на цей документ належить державі.  
Відтворювати, тиражувати та розповсюджувати його повністю чи частково  
на будь-яких носіях інформації без офіційного дозволу заборонено.  
Стосовно врегулювання прав власності треба звертатися до Держспоживстандарту України

Держспоживстандарт України, 2011

## ЗМІСТ

	С.
Національний вступ .....	IV
Вступ до ISO 10300-2:2001 .....	V
1 Сфера застосування .....	1
2 Нормативні посилання .....	1
3 Терміни та визначення понять .....	2
4 Позначки і скорочені терміни .....	2
5 Вимоги оцінення пошкодження пітінгом і коефіцієнти безпеки .....	3
6 Формули показників зубчастої передачі .....	4
7 Коефіцієнт форми сполучених поверхонь зубців $Z_H$ .....	4
8 Поправковий коефіцієнт форми сполучених поверхонь зубців $Z_{M-B}$ .....	5
9 Коефіцієнт пружності $Z_E$ .....	7
10 Коефіцієнт розподілу навантаження $Z_{Ls}$ .....	7
11 Коефіцієнт кута спіралі $Z_\beta$ .....	7
12 Коефіцієнт конічної передачі $Z_K$ .....	7
13 Розмірний коефіцієнт $Z_x$ .....	8
14 Коефіцієнти впливу плівки змащування $Z_L, Z_v, Z_R$ .....	8
15 Коефіцієнт термооброблення $Z_W$ .....	11
16 Коефіцієнт довговічності $Z_{NT}$ .....	12
Додаток А Коефіцієнт розподілу навантаження $Z_{Ls}$ .....	14

## НАЦІОНАЛЬНИЙ ВСТУП

Цей стандарт є тотожний переклад ISO 10300-2:2001 Calculation of load capacity of bevel gear — Part 2: Calculation of surface durability (pitting) (Розраховування навантажувальної здатності конічних передач. Частина 2. Розраховування міцності активної поверхні зубців).

Технічний комітет, відповідальний за цей стандарт в Україні, — ТК 47 «Механічні приводи».

Необхідно враховувати, що деякі із елементів цієї частини ISO 10300 можуть бути предметом патентних прав. Міжнародна організація стандартизації ISO не уповноважена визнавати будь-які або всі такі патентні права.

Міжнародний стандарт ISO 10300-2 підготовлений Технічним комітетом ISO/TC 60 «Зубчасті передачі», Підкомітет SC2 «Розрахунок навантажувальної здатності зубчастих передач».

ISO 10300 містить такі частини під загальною назвою «Розраховування навантажувальної здатності конічних передач»:

- Частина 1. Вступна частина і загальні коефіцієнти впливу;
- Частина 2. Розраховування міцності активної поверхні зубців;
- Частина 3. Розраховування міцності зубців при вигині.

Додаток А наведено тільки для інформації.

До стандарту внесено такі редакційні зміни:

- слова «ця частина ISO 10300» замінено на «цей стандарт»;
- структурні елементи цього стандарту: «Обкладинку», «Передмову», «Національний вступ», «Зміст», «Першу сторінку», «Терміни та визначення понять» та «Бібліографічні дані» — оформлено згідно з вимогами національної стандартизації України;

— ISO 10300-1 та ISO 10300-3 в Україні чинні як ДСТУ ISO 10300-1:2006 Розраховування навантажувальної здатності конічних передач. Частина 1. Вступна частина і загальні коефіцієнти впливу (ISO 10300-1:2001, IDT) та ДСТУ ISO 10300-3:2006 Розраховування навантажувальної здатності конічних передач. Частина 3. Розраховування міцності зубців при вигині (ISO 10300-3:2001, IDT);

— до розділу 2 «Нормативні посилання» долучено «Національне пояснення», виділене рамкою.

Копії нормативних документів, на які є посилання у цьому стандарті, можна отримати в Головному фонді нормативних документів.

## ВСТУП до ISO 10300-2:2001

Частини 1, 2 і 3 ISO 10300, взяті разом з ISO 6336-5, призначені для встановлення загальних принципів і методик розраховування навантажувальної здатності конічних передач. Крім того, ISO 10300 призначений для полегшення застосування знань і удосконалень в майбутньому, а також обміну інформацією, отриманої із досвіду.

У цьому стандарті розглянуто відмову зубців передач через пітинг, спричинений утомою. Розрізняють два види пітингу: початковий і деструктивний.

З одного боку, в застосуваннях, що використовують сталь з малою прогартуваністю, або сталь наскрізної прогартуваності часто виникає виправний (непрогресивний) початковий пітинг протягом раннього використання і він не вважається серйозним. Початковий пітинг характеризується малими раковинками, які не поширюються за повною шириною зубчастого вінця або за висотою профілю пошкодженого зуба. Ступінь прийнятності початкового пітингу широко змінюється залежно від застосування передачі. Початковий пітинг виникає в локалізованих перенапружених ділянках і має тенденцію перерозподілу навантаження поступальними переміщеннями висококонтактних місць. Взагалі, коли навантаження перерозподіляється, то пітинг зупиниться.

З іншого боку, в застосуваннях, що використовують сталі з високою прогартуваністю і з цементованим поверхневим шаром, пітинг, що виник, зазвичай деструктивний. Формули для опору пітингу, наведені в ISO 10300 і призначені, щоб допомогти в конструюванні зубчастих передач, які будуть вільні від деструктивного пітингу протягом їхньої розрахованої довговічності.

Основні формули, спочатку розроблені Герцем для контактного напруження між двома кривими поверхнями, були модифіковані, щоб розглянути розподіл навантаження між суміжними зубцями, розташування центру тиску на зуб, форму миттєвої ділянки контакту і концентрації, що результатуються від погіршностей виготовлення. Контактне напруження Герца слугує як теорія для оцінення поверхневої довговічності відносно пітингу. Хоча всі передумови зачеплення передачі не задовольняються відношенням Герца, їх використання може бути виправдано фактом, що для даного матеріалу, межі напруження Герца, визначені на основі випробувань обкаткою зубчастих передач, які містять додаткові впливи в аналізуванні граничних величин. Тому, якщо базисні точки перебувають у діапазоні поля застосування, напруження Герца можна використовувати як тип теорії моделей, щоб допомогти в перетворенні даних випробовуваних зубчастих передач до зубчастих передач різних типів і розмірів.

Примітка. На відміну від циліндричних передач, де контакт головним чином лінійний, конічні зубчасті передачі виготовляються, взагалі, з бочкоподібністю, тобто бічні поверхні зубців вигнуті з усіх боків і контакт проявляється тиском еліптичних поверхонь. Це враховано під час визначання коефіцієнтів навантаження (див. ISO 10300-1) фактом, що прямокутна поверхня тиску (у випадку лінійного контакту) замінена вписаним еліпсом тиску. Умови конічних передач, що відрізняються від циліндричних передач в їх контакт, таким чином враховані коефіцієнтами розподілу навантаження в поперечному і поздовжньому напрямках. Тому загальні рівняння розраховування напруження Герца подібні для циліндричних і конічних передач.

## НАЦІОНАЛЬНИЙ СТАНДАРТ УКРАЇНИ

РОЗРАХОВУВАННЯ НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ  
КОНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ

## Частина 2. Розраховування міцності активної поверхні зубців

РАСЧЕТ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ  
КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

## Часть 2. Расчет прочности активной поверхности зубьев

CALCULATION OF LOAD CAPACITY  
OF BEVEL GEARS

## Part 2. Calculation of surface durability (pitting)

Чинний від 2007-10-01

## 1 СФЕРА ЗАСТОСУВАННЯ

Цей стандарт установлює основні формули для використання під час визначання поверхневої навантажувальної здатності прямозубих і косозубих (тангенціальних), із нульовим кутом нахилу і з круговими зубцями конічних передач та охоплює усі впливи на поверхневу довговічність, для якої може бути зроблено кількісне оцінення. Цей стандарт застосовується до передач, що змащуються рідким мастином за умови постійної присутності достатньої кількості мастила в зачепленні.

Формули подані в цьому стандарті чинні для конічних передач, де коефіцієнт торцевого перекриття  $\varepsilon_{\alpha} < 2$ . Результати чинні в межах діапазону застосовуваних коефіцієнтів, як вказано в ISO 10300-1 і в ISO 6336-2. Проте, формули в цьому стандарті не можна прямо застосовувати в оціненні деяких типів пошкодження поверхні зуба передачі, таких як пластична деформація, подряпини, заїдання, або будь-який інший, не встановлений тут тип.

**ЗАСТОРОГА!** Користувача застерігають, що коли методи застосовуються для великих кутів спіралі та зачеплення і для великої ширини зубчастого вінця  $b > 10 m_{\text{mn}}$ , то результати, обчислені згідно з ISO 10300, повинні бути підтверджені досвідом.

## 2 НОРМАТИВНІ ПОСИЛАННЯ

Наведені нижче нормативні документи містять положення, які через посилання в цьому тексті становлять положення цього стандарту. У разі датованих посилань пізніші зміни до будь-якого з цих видань або перегляд їх не застосовують. Однак учасникам угод, базованих на цьому стандарті, рекомендовано застосовувати найостанніші видання нормативних документів, поданих нижче. У разі недатованих посилань застосовують останні видання наведених документів. Члени ISO та IEC впорядковують каталоги чинних міжнародних стандартів.

ISO 53:1998 Cylindrical gears for general and heavy engineering — Standard basic rack tooth profile

ISO 1122-1:1998 Vocabulary of gear terms — Part 1: Definitions related to geometry

ISO 1328-1 Cylindrical gears — ISO system of accuracy — Part 1: Definitions and allowable values of deviations relevant to corresponding flanks of gear teeth

ISO 6336-2:1996 Calculation of load capacity of spur and helical gears — Part 2: Calculation of surface durability (pitting)

ISO 6336-5:1996 Calculation of load capacity of spur and helical gears — Part 5: Strength and quality of materials

ISO 10300-1:2001 Calculation of load capacity of bevel gears — Part 1: Introduction and general influence factors.

#### НАЦІОНАЛЬНЕ ПОЯСНЕННЯ

ISO 53:1998 Передачі зубчасті циліндричні для загального і важкого машинобудування. Вихідний контур (В Україні чинний ДСТУ ISO 53:2001, IDT)

ISO 1122-1:1998 Словник термінів з зубчастих передач. Частина 1. Геометричні визначення

ISO 1328-1 Передачі зубчасті циліндричні. Система точності ISO. Частина 1. Визначення і допустимі значення відхилів, що стосуються бокової поверхні зубців зубчастих передач

ISO 6336-2:1996 Розраховування навантажувальної здатності циліндричних прямозубих і косозубих передач. Частина 2. Розраховування міцності зубців при вигині

ISO 6336-5:1996 Розраховування навантажувальної здатності циліндричних прямозубих і косозубих передач. Частина 5. Міцність і якість матеріалів

ISO 10300-1:2001 Розраховування навантажувальної здатності конічних передач. Частина 1. Вступна частина і загальні коефіцієнти впливу (В Україні чинний ДСТУ ISO 10300-1:2006, IDT).

### 3 ТЕРМІНИ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ПОНЯТЬ

Для цілей цього стандарту ISO 10300 застосовуються геометричні терміни передач, що наведені в ISO 53 і ISO 1122-1, і наступний термін і його визначення.

#### 3.1 поверхнева навантажувальна здатність (*surface load capacity*)

поверхнева довговічність (*surface durability*)

Навантажувальна здатність, визначена з допустимого контактного напруження.

### 4 ПОЗНАКИ І СКОРОЧЕНІ ТЕРМІНИ

Для цілей цього стандарту застосовуються позначки і скорочені терміни, що наведені в таблиці 1 ISO 10300-1:2000 і наступні скорочені терміни.

Таблиця 1 — Скорочені терміни

Скорочення	Опис
St	сталь ( $\sigma_B < 800 \text{ Н/мм}^2$ )
V	наскрізно прогартована сталь ( $\sigma_B \geq 800 \text{ Н/мм}^2$ )
GG	сірий чавун
GGG (perl., bai., ferr.)	чавун із кулястим графітом (перлітна, бейнітна, феритна структура)
GTS (perl.)	чорний чавун з лускоподібним графітом (перлітна структура)
Eh	поверхнево прогартована сталь
IF	сталь і чавун GGG, загартування полум'ям або індукційне
NT(nitr.)	азотована сталь
NV (nitr.)	азотована, наскрізно прогартована і поверхнево прогартована сталь
NV (nitrocar.)	наскрізно прогартована і поверхнево прогартована сталь, нітроцементована сталь

## 5 ВИМОГИ ОЦІНЕННЯ ПОШКОДЖЕННЯ ПІТІНГОМ І КОЕФІЦІЄНТИ БЕЗПЕКИ

### 5.1 Короткий огляд

Коли перевищено межі поверхневої довговічності зачеплених зубців, тоді частинки викришуються з поверхонь зубців, залишаючи раковинки. Ступінь, до якого такі раковинки можна допустити, в розмірному вираженні і кількості, змінюється в широких межах, які значно залежать від галузі застосування. У деяких галузях значний пітінг допустимий, а в інших пітінг неприйнятний. Наступні визначення доречні до середніх умов експлуатації і дають нормативи розрізнення між початковим і деструктивним, прийнятним і неприйнятним різноманітностями пітінгу.

### 5.2 Прийнятний проти неприйнятного пітінгу

Лінійне або прогресивне збільшення всієї площі раковинок вважається недопустимим. Проте, ефективна несівна ділянка зуба може бути збільшена початковим пітінгом і швидкість утворення раковинок може згодом зменшитися (низхідний пітінг) або навіть припинитися (затриманий пітінг) і потім вважатися задовільним. Однак, де обговорюється прийнятність пітінгу, наступне повинно бути визначальним.

Пітінг, що спричинює утворення раковинок, які збільшуються лінійно або прогресивно з часом за незмінних умов експлуатації (лінійний або прогресивний пітінг) повинен бути недопустимим. Оцінення пошкодження буде охоплювати повну активну ділянку всіх бічних поверхонь зубців. Повинні бути враховані кількість і розміри нещодавно утворених раковинок на непрогартованих бічних поверхнях зубців. Раковинки часто формуються тільки на одній або тільки на декількох поверхнево прогартованих бічних поверхнях зубців. За таких обставин, оцінення повинно бути зконцентроване на бічних поверхнях із фактичним пітінгом.

Зубці, які можуть бути особливо ризиковані, повинні бути позначені для критичної експертизи, якщо вимагається кількісне оцінення.

У окремих випадках перше приблизне оцінення може базуватися на розглядах усієї кількості продуктів зношення. Але в критичних випадках стан бічних поверхонь зубців повинен бути досліджений принаймні тричі. Проте, спочатку експертиза повинна мати місце принаймні після  $10^6$  циклів навантаження. Залежно від результатів попередніх експертиз наступні повинні бути зроблені після періоду експлуатації.

Коли зношення через пітінг є таке, що загрожує життю людини або спричинює ризик інших серйозних наслідків, то пітінг повинен бути неприпустимий. Внаслідок впливів концентрації напруження, раковинка діаметром 1 мм близько перехідної кривої наскрізно прогартованого або поверхнево прогартованого зуба передачі, може стати початком тріщини, яка може призвести до поломки зуба, з цієї причини така раковинка буде вважатися непринятною (наприклад, у космічних передачах).

Розгляди, подібні тим, що вище, повинні бути взяті до уваги відносно турбінних зубчастих передач. Взагалі, протягом тривалої довговічності (від  $10^{10}$  до  $10^{11}$  циклів), що вимагається для цих зубчастих передач, пітінг, або надмірне серйозне зношення не можуть вважатися допустимими як таке пошкодження, що може спричинити недопустимі вібрації і надмірні динамічні навантаження. Відповідно значні коефіцієнти безпеки повинні бути охоплені в розрахунку: тільки низька ймовірність відмови буде допустимою.

Навпаки, пітінг на 100 % робочій поверхні зубців може бути допустимий для деяких низькошвидкісних промислових зубчастих передач із великими зубцями (наприклад, модуль 25), виготовлених зі сталі низької твердості, якими можна передавати безпечно номінальну потужність від 10 до 20 років. Тут окремі раковинки можуть бути діаметром до 20 мм і глибиною 0,8 мм. Очевидно «деструктивний» пітінг, який виникає протягом перших двох або трьох років експлуатації, нормально уповільнюється. Бічні поверхні зубців стають гладкими і загартовані роботою майже до збільшення величини твердості поверхні за Брінелем на 50 % і більше. Для таких умов відносно низькі коефіцієнти безпеки (в деяких випадках менші від одиниці) можуть бути вибрані з відповідно вищою ймовірністю пошкодження поверхні зуба. Проте, повинен бути вибраний високий коефіцієнт безпеки проти поломки зуба.

Величина мінімального коефіцієнта безпеки для контактного напруження  $S_{H \min}$  повинна бути 1,0 (щодо подальших рекомендацій відносно вибору коефіцієнта безпеки контактного напруження  $S_H$  та інших мінімальних величин див. ISO 10300-1).

Рекомендовано, щоб виробник і замовник узгодили величину мінімального коефіцієнта безпеки.



## 6 ФОРМУЛИ ПОКАЗНИКІВ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ

### 6.1 Основні положення

Здатність зуба передачі протистояти пітингу повинна бути визначена порівнянням наступних величин напруження:

— **контактне напруження**, базоване на геометрії зуба, точності його виготовлення, жорсткості тіла колеса, вальниць і корпуса та робочого крутильного моменту, виражене формулою контактного напруження (див. 6.2.1);

— **допустиме напруження**, і вплив умов експлуатації, за яких зубчасті передачі працюють, виражене формулою допустимого контактного напруження (див. 6.2.2).

Розраховування опору пітингу базується на контактному (Герца) напруженні, в якому напруження розподілено за лініями контакту (див. додаток А ISO 10300-1:2001). Визначником місцеположення прикладення навантаження є:

- а) внутрішня межа однопарного контакту зуба ( $\epsilon_{vp} = 0$ );
- б) середня точка зони контакту ( $\epsilon_{vp} > 1$ );
- в) інтерполяція між а) і б), ( $0 < \epsilon_{vp} < 1$ ).

### 6.2 Контактне напруження

#### 6.2.1 Рівняння контактного напруження

Обчислення повинні бути зроблені разом для шестерні та колеса:

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP} \quad (1)$$

Тут номінальна величина контактного напруження:

$$\sigma_{H0} = \sqrt{\frac{F_{mt}}{d_{v1} l_{bm}}} \cdot \frac{u_v + 1}{u_v} Z_{M-B} Z_H Z_E Z_{LS} Z_{\beta} Z_K \quad (2)$$

Для міжосьового кута  $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$  застосовується наступне:

$$\sigma_{H0} = \sqrt{\frac{F_{mt}}{d_{m1} l_{bm}}} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} Z_{M-B} Z_H Z_E Z_{LS} Z_{\beta} Z_K \quad (3)$$

Щодо  $K_A$ ,  $K_V$ ,  $K_{H\beta}$ ,  $F_{mt}$ ,  $d_v$  та  $u_v$ ,  $l_{bm}$  див. ISO 10300-1:2001, зокрема додаток А для  $d_v$  і  $u_v$  та  $l_{bm}$  для формул (А.42) і (А.43).

#### 6.2.2 Допустиме контактне напруження

Допустиме контактне напруження має бути обчислено окремо для шестерні і колеса:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT}}{S_{Hlim}} Z_X Z_L Z_R Z_V Z_W \quad (4)$$

Щодо  $\sigma_{Hlim}$  межі витривалості для контактного напруження див. ISO 6336-5.

#### 6.2.3 Розраховані коефіцієнти безпеки для контактного напруження (проти пітингу)

Розрахований коефіцієнт безпеки для контактного напруження повинен бути перевірений окремо для шестерні і колеса:

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT}}{\sigma_{H0}} \cdot \frac{Z_X Z_L Z_R Z_V Z_W}{\sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}} \quad (5)$$

**Примітка.** Це залежність розрахованого коефіцієнта безпеки відносно контактного напруження. Безпека, пов'язана з передаваним крутильним моментом, дорівнює квадрату  $S_H$ . Див. ISO 10300-1 щодо цифрових величин для мінімального коефіцієнта безпеки або ризику відмови (ймовірність пошкодження).

## 7 КОЕФІЦІЄНТ ФОРМИ СПОЛУЧЕНИХ ПОВЕРХОНЬ ЗУБЦІВ, $Z_H$

Коефіцієнт форми сполучених поверхонь зубців  $Z_H$  враховує вплив кривизни бічної поверхні зуба в профільному напрямку в полюсі зачеплення на напруження Герца.

Коли прийнятий евольвентний профіль зуба, то наступне застосовується для конічних передач без зміщення, де  $x_1 + x_2 = 0$  і  $\alpha_t = \alpha_{wt}$ :

$$Z_H = 2 \sqrt{\frac{\cos \beta_{vb}}{\sin(2\alpha_{vt})}} \quad (6)$$

Для деяких загальних нормальних кутів зачеплення  $Z_H$  можна взяти із рисунка 1.

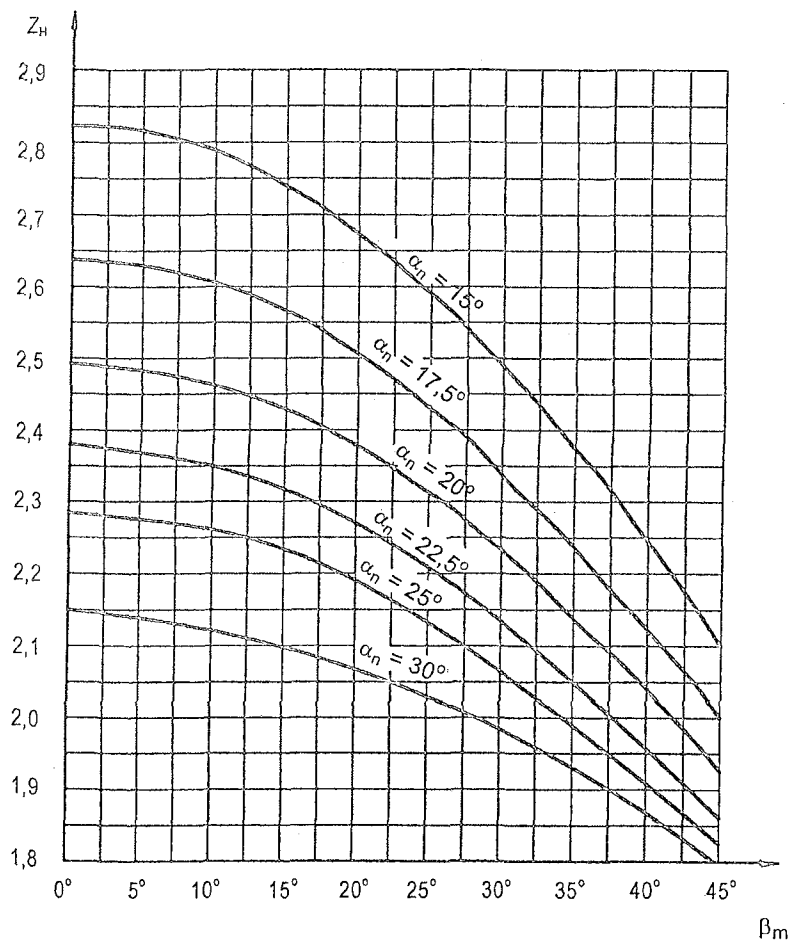


Рисунок 1 — Коефіцієнт форми сполучених поверхонь зубців  $Z_H$  для конічних передач без зміщення

## 8 ПОПРАВКОВИЙ КОЕФІЦІЄНТ ФОРМИ СПОЛУЧЕНИХ ПОВЕРХОНЬ ЗУБЦІВ, $Z_{M-B}$

Поправковий коефіцієнт форми сполучених поверхонь зубців  $Z_{M-B}$  трансформує  $Z_H$  і таким чином контактне напруження в полюсі зачеплення до такого у розрахунковій точці прикладення навантаження.

$$Z_{M-B} = \frac{\tan \alpha_{vt}}{\sqrt{\left[ \sqrt{\left( \frac{d_{va1}}{d_{vb1}} \right)^2 - 1} - F_1 \frac{\pi}{Z_{v1}} \right] \cdot \left[ \sqrt{\left( \frac{d_{va2}}{d_{vb2}} \right)^2 - 1} - F_2 \frac{\pi}{Z_{v2}} \right]}} \quad (7)$$

Допоміжні коефіцієнти  $F_1$  і  $F_2$  для поправкового коефіцієнта форми сполучених поверхонь зубців наведені в таблиці 2.

Таблиця 2 — Коефіцієнти для розрахунку поправкового коефіцієнта форми сполучених поверхонь зубців,  $Z_{M-B}$

	$F_1$	$F_2$
$\varepsilon_{v\beta} = 0$	2	$2(\varepsilon_{v\alpha} - 1)$
$0 < \varepsilon_{v\beta} < 1$	$2 + (\varepsilon_{v\alpha} - 2)\varepsilon_{v\beta}$	$2\varepsilon_{v\alpha} - 2 + (2 - \varepsilon_{v\alpha})\varepsilon_{v\beta}$
$\varepsilon_{v\beta} > 1$	$\varepsilon_{v\alpha}$	$\varepsilon_{v\alpha}$

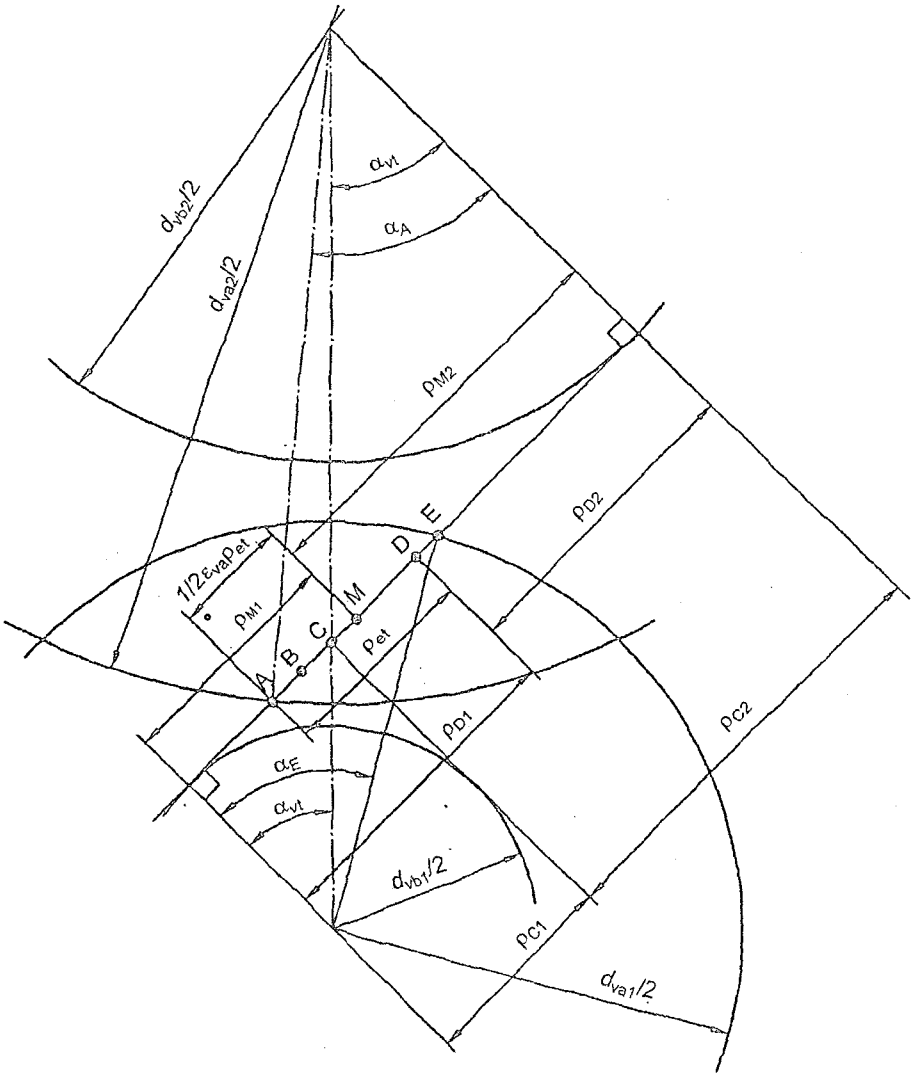


Рисунок 2 — Радіуси кривизни в середній точці  $M$  і точці  $B$  однопарного зачеплення шестерні для визначання поправкового коефіцієнта форми сполучених поверхонь зубців  $Z_{M-B}$  (див. формулу (7))

### 9 КОЕФІЦІЄНТ ПРУЖНОСТІ, $Z_E$

Коефіцієнт пружності  $Z_E$  враховує вплив властивостей матеріалу  $E$  (модуль пружності) і  $\nu$  (коефіцієнт Пуассона) на контактне напруження:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (8)$$

Якщо  $E_1 = E_2 = E$  і  $\nu_1 = \nu_2 = \nu$ , застосовується наступне:

$$Z_E = \sqrt{\frac{E}{2\pi(1-\nu^2)}} \quad (9)$$

Для сталі і легкого металу  $\nu = 0,3$ , таким чином:

$$Z_E = \sqrt{0,175E} \quad (10)$$

Коли пара зубчастих коліс виготовлена із матеріалів, що мають модулі пружності  $E_1$  і  $E_2$ ,  $E$  можна визначити:

$$E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} \quad (11)$$

Для зубчастої пари сталь по сталі:  $Z_E = 189,8$ .

Щодо  $Z_E$  для деяких інших матеріалів зубчастих пар, див. розділ 5, ISO 6336-2:1996.

### 10 КОЕФІЦІЄНТ РОЗПОДІЛУ НАВАНТАЖЕННЯ $Z_{LS}$

Коефіцієнт розподілу навантаження  $Z_{LS}$  враховує розподіл навантаження між двома або більше парами зубців:

$$Z_{LS} = 1 \quad \text{для } \varepsilon_{vy} \leq 2; \quad (12)$$

$$Z_{LS} = \left\{ 1 + 2 \left[ 1 - \left( \frac{2}{\varepsilon_{vy}} \right)^{1,5} \right] \sqrt{1 - \frac{4}{\varepsilon_{vy}^2}} \right\}^{-0,5} \quad \text{для } \varepsilon_{vy} > 2 \text{ і } \varepsilon_{v\beta} > 1. \quad (13)$$

Для інших випадків, таких як  $\varepsilon_{vy} > 2$  та  $\varepsilon_{v\beta} < 1$  і пояснень див. додаток А.

### 11 КОЕФІЦІЄНТ КУТА СПІРАЛІ $Z_\beta$

Незалежний від впливу кута спіралі на довжину контактної лінії, коефіцієнт кута спіралі  $Z_\beta$  враховує вплив кута спіралі на поверхневу довговічність відносно пітингу, де взято до розгляду впливи, такі як розподіл навантаження вздовж контактних ліній.

$Z_\beta$  — функція тільки кута спіралі  $\beta_m$ . Наступне емпіричне відношення достатньо добре відповідає випробуванням і практичним досвідам для всіх практичних застосувань:

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta_m} \quad (14)$$

### 12 КОЕФІЦІЄНТ КОНІЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ $Z_K$

Коефіцієнт  $Z_K$  — емпіричний коефіцієнт, який враховує різницю між навантаженням конічних і циліндричних передач таким чином, щоб узгодити з практичним досвідом. Це постійна врегулювання напруження, яка дозволяє нормування конічних, прямокутних і косозубих передач такими самими допустимими величинами контактного напруження для будь-якого матеріалу. Наступне можна використати за відсутності більш специфічних відомостей:

$$Z_K = 0,8. \quad (15)$$

### 13 РОЗМІРНИЙ КОЕФІЦІЄНТ $Z_x$

За допомогою  $Z_x$  враховуються статистичні докази, які вказують, що рівні напружень, за яких виникають пошкодження утоми, зменшуються зі збільшенням розміру деталі (більша величина слабких точок у структурі), як наслідок впливу на підповерхневі дефекти виникаючих менших градієнтів напруження (теоретичний аналіз напруження) і розміру на якість матеріалу (вплив процесу ковки, зміни в структурі тощо). Головні параметри впливу, що пов'язані з розмірним коефіцієнтом, є:

- а) якість матеріалу (завантаження печі, чистота, ковка);
- б) термооброблення, глибина загартування, розподіл загартування;
- с) радіус кривизни бічної поверхні зуба;
- д) модуль у випадку поверхневого прогартування; глибина прогартованого шару, віднесеного до розміру зубців (підтримувальний ефект серцевини).

Розмірний коефіцієнт  $Z_x$  повинен бути визначений окремо для шестерні та колеса.

У цьому стандарті розмірний коефіцієнт дорівнює одиниці ( $Z_x = 1$ ).

### 14 КОЕФІЦІЄНТИ ВПЛИВУ ПЛІВКИ ЗМАЩЕННЯ $Z_L, Z_V, Z_R$

#### 14.1 Основні положення

Впливи на плівку змащення між бічними поверхнями зубців приблизно відображені коефіцієнтами  $Z_L$  (в'язкість мастила),  $Z_V$  (окружна швидкість) і  $Z_R$  (шорсткість бічної поверхні зубців). Рисунок 3—5 показують діапазон цих трьох впливових коефіцієнтів. На додаток, розсіяння (поширення величин) показує, що там є інші коефіцієнти крім трьох, не враховані в припущеннях.

Примітка. Щодо подальших загальних ремарок щодо цих трьох коефіцієнтів, див. розділ 10 ISO 6336-2:1996.

#### 14.2 Обмеження

Коли відсутній всебічний досвід або результати випробувань (метод А), то  $Z_L, Z_V$  і  $Z_R$  повинні визначитися окремо згідно з методом В (14.3). Проте, у багатьох випадках, фактично для більшості промислових зубчастих передач, може бути використаний найкоротший метод С (14.4). Коли зубчаста пара містить один елемент з твердого матеріалу, а інший з м'якого, то  $Z_L, Z_V$  і  $Z_R$  повинні визначитися для м'якішого із матеріалів.

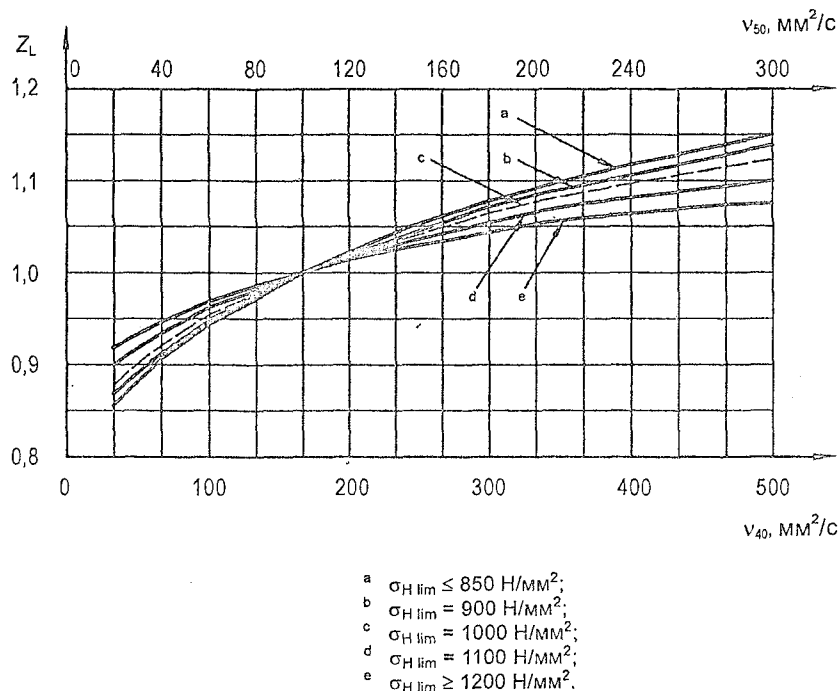
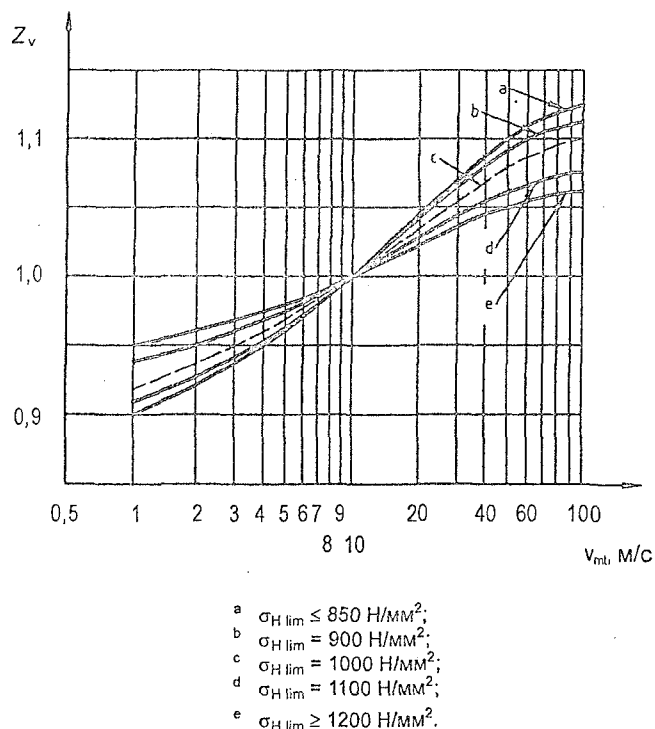
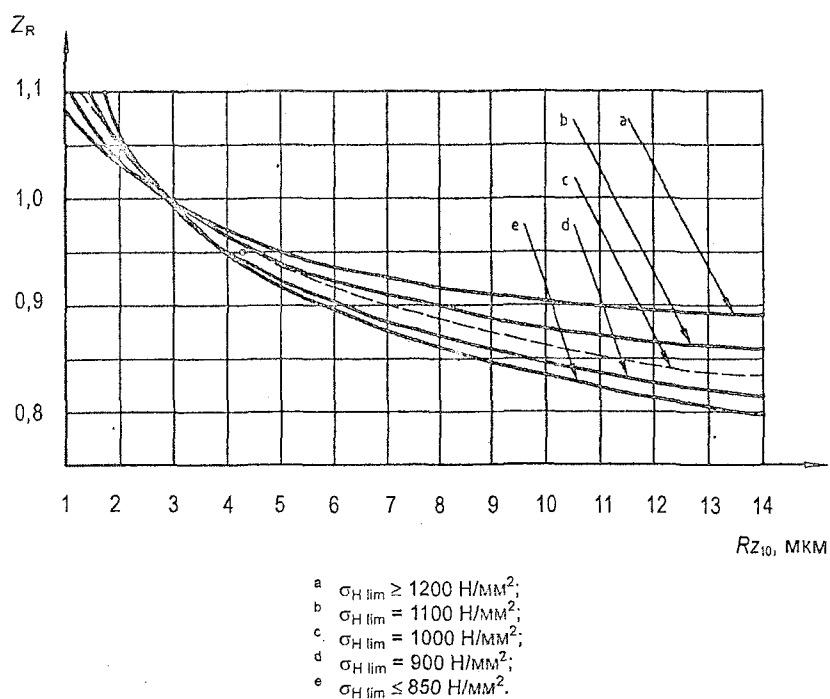


Рисунок 3 — Коефіцієнт змащення  $Z_L$

Рисунок 4 — Коефіцієнт швидкості  $Z_v$ Рисунок 5 — Коефіцієнт шорсткості  $Z_R$ 

### 14.3 Метод В

#### 14.3.1 Коефіцієнт змащення $Z_L$

Враховуючи обмеження, що наведені в 14.2, вказаний коефіцієнт змащення  $Z_L$  враховує вплив типу змащення і його в'язкості на поверхневу довговічність (пітінг). На рисунку 3 криві коефіцієнта змащення  $Z_L$  нанесені для мінеральних мастил (з або без добавок ЕР), як функція номінальної в'язкості і величини  $\sigma_{H \text{ lim}}$  м'якішого колеса зачепленої пари. У випадку деяких синтетичних мастил з ниж-

чим коефіцієнтом тертя можна використовувати більші величини від тих, що розраховані для мінеральних мастил.

Примітка. Цей стандарт не містить рекомендацію відносно вибору в'язкості мастила, який буде необхідно зробити з посиланням на випробовування, досвід, або публікації про змащення зубчастих передач.

$Z_L$  можна обчислити, використовуючи формули (16) і (17), які представляють напрямок кривих на рисунку 3:

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4(1,0 - C_{ZL})}{\left(1,2 + \frac{134}{v_{40}}\right)^2}. \quad (16)$$

Для діапазону від  $\sigma_{H \lim} = 850 \text{ Н/мм}^2$  до  $\sigma_{H \lim} = 1200 \text{ Н/мм}^2$  застосовують наступне:

$$C_{ZL} = 0,08 \frac{\sigma_{H \lim} - 850}{350} + 0,83. \quad (17)$$

Для величин  $\sigma_{H \lim}$ , менших  $850 \text{ Н/мм}^2$ , використовується величина  $Z_L$  для  $\sigma_{H \lim} = 850 \text{ Н/мм}^2$ , коли величина  $\sigma_{H \lim}$  перевищує  $1200 \text{ Н/мм}^2$ , використовується величина  $Z_L$  для  $\sigma_{H \lim} = 1200 \text{ Н/мм}^2$ .

#### 14.3.2 Коефіцієнт швидкості $Z_v$

Враховуючи обмеження, що наведені в 14.2, вказаний коефіцієнт швидкості  $Z_v$  враховує вплив окружної швидкості на поверхневу довговічність (пітінг). На рисунку 4 криві коефіцієнта швидкості нанесені як функція окружної швидкості та величини  $\sigma_{H \lim}$  м'якішого колеса зачепленої пари.  $Z_v$  можна розрахувати, використовуючи формули (18) і (19), які представляють напрямок кривих на рисунку 4.

$$Z_v = C_{Zv} + \frac{2(1,0 - C_{Zv})}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{v_{mt}}}}. \quad (18)$$

Для діапазону від  $\sigma_{H \lim} = 850 \text{ Н/мм}^2$  до  $\sigma_{H \lim} = 1200 \text{ Н/мм}^2$  застосовують наступне:

$$C_{Zv} = 0,08 \frac{\sigma_{H \lim} - 850}{350} + 0,85. \quad (19)$$

Для величин  $\sigma_{H \lim}$ , менших  $850 \text{ Н/мм}^2$ , використовується величина  $Z_v$  для  $\sigma_{H \lim} = 850 \text{ Н/мм}^2$ , коли величина  $\sigma_{H \lim}$  перевищує  $1200 \text{ Н/мм}^2$ , використовується величина  $Z_v$  для  $\sigma_{H \lim} = 1200 \text{ Н/мм}^2$ .

#### 14.3.3 Коефіцієнт шорсткості $Z_R$

Враховуючи обмеження, що наведені в 14.2, вказаний коефіцієнт шорсткості  $Z_R$  враховує вплив стану поверхні бічних поверхонь зубців на поверхневу довговічність (пітінг). На рисунку 5 криві коефіцієнта шорсткості нанесені як функція  $Rz_{10}$  і величини  $\sigma_{H \lim}$  м'якішого колеса зачепленої пари. Графік чинний для зубчастої пари з еквівалентним радіусом кривизни в полюсі зачеплення  $\rho_{\text{pred}} = 10 \text{ мм}$ .

Середня шорсткість повинна визначатися для величин  $Rz_1$  шестерні і  $Rz_2$  колеса після виготовлення. Припуск повинен бути зроблений для будь-якого спеціального оброблення поверхні або процесу обкатки. Шорсткість, виміряна в напрямку переміщення ковзання—кочення, повинна бути вирішальна.

Середня відносна шорсткість  $\epsilon^{(1)}$ :

$$Rz_{10} = \frac{Rz_1 + Rz_2}{2} \cdot \sqrt[3]{\frac{10}{\rho_{\text{pred}}}} \quad (20)$$

з радіусом відносної кривизни:

$$\rho_{\text{pred}} = \frac{a_v \sin \alpha_{vt}}{\cos \beta_{vb}} \cdot \frac{u_v}{(1 + u_v)^2}. \quad (21)$$

<sup>1)</sup> Коли шорсткість наведена, як величина  $Ra$  (= величина CLA) (= величина AA), то може використовуватися наступне наближення:

$$Ra = CLA = AA = \frac{Rz}{6}.$$

Коефіцієнт  $Z_R$  можна обчислити, використовуючи формули (22) і (23), які представляють напрямки кривих на рисунку 5.

$$Z_R = \left( \frac{3}{Rz_{10}} \right)^{C_{ZR}} \quad (22)$$

Для діапазону від  $\sigma_{H \lim} = 850 \text{ Н/мм}^2$  до  $\sigma_{H \lim} = 1200 \text{ Н/мм}^2$  застосовують наступне:

$$C_{ZR} = 0,12 + \frac{1000 - \sigma_{H \lim}}{5000}. \quad (23)$$

Для величин  $\sigma_{H \lim}$ , менших від  $850 \text{ Н/мм}^2$ , використовується  $\sigma_{H \lim} = 850 \text{ Н/мм}^2$ , коли величина  $\sigma_{H \lim}$  перевищує  $1200 \text{ Н/мм}^2$ , використовується  $\sigma_{H \lim} = 1200 \text{ Н/мм}^2$ .

#### 14.4 Метод С (добуток $Z_L$ , $Z_V$ і $Z_R$ )

Тут припускається, що в'язкість змащення була вибрана і вона придатна до умов експлуатації (окружна швидкість, навантаження, конструктивний розмір).

Наступні величини застосовуються для добутку  $Z_L$ ,  $Z_V$  і  $Z_R$ .

Для наскрізно прогартованих, фрезерованих зубчастих пар: 0,85.

Для зубчастих пар, притертих після фрезерування: 0,92.

Для зубчастих пар, що шліфуються після загартування, або для оброблених твердих зубчастих пар з:

—  $Rz_{10} \leq 4 \text{ мкм}$ :  $Z_L Z_V Z_R = 1,0$ ;

—  $Rz_{10} > 4 \text{ мкм}$ :  $Z_L Z_V Z_R = 0,92$ .

Якщо вищезгадані умови не застосовуються, то  $Z_L$ ,  $Z_V$  і  $Z_R$  повинні визначатися окремо згідно з методом В.

### 15 КОЕФІЦІЄНТ ТЕРМООБРОБЛЕННЯ $Z_W$

#### 15.1 Основні положення

Коефіцієнт термооброблення  $Z_W$  враховує збільшення поверхневої довговічності, спричинене зачепленням колеса з конструкційної або наскрізно прогартованої сталі з поверхнево прогартованою шестернею з шліфованими бічними поверхнями зубців ( $Rz \leq 6 \text{ мкм}$ ).

Примітка. Збільшення в довговічності поверхні м'якого колеса може залежати не тільки від термооброблення, але від інших впливів, таких як очищення (змащення) легувальних елементів і внутрішнє напруження в м'якому матеріалі, шорсткість поверхні твердої шестерні, контактне напруження і процеси загартування.

#### 15.2 Метод В

Дані, що наведені тут, базуються на випробовуваннях різних матеріалів, використовуючи стандартні випробовувані зубчасті передачі, а також на досвіді галузі виробництва зубчастих передач. Ступінь розсіювання (поширення величин) показує існування інших впливів, не враховуваних у процесі розраховування. Хоча крива на рисунку 6 була вибрана ретельно, вона не повинна інтерпретуватися як абсолютна. Вона, подібно формулі (24), емпірична. Величина  $Z_W$  прийнята однаковою для довговічності, обмеженої довговічності та статичного напруження.

$Z_W$  може бути взятий із рисунка 6 для умов викладених у цьому пункті, як функція твердості бічної поверхні зубців м'якішого кінцевого колеса.

Для методу В  $Z_W$  повинен розраховуватися, використовуючи формулу (25), яка узгоджується з кривою на рисунку 6:

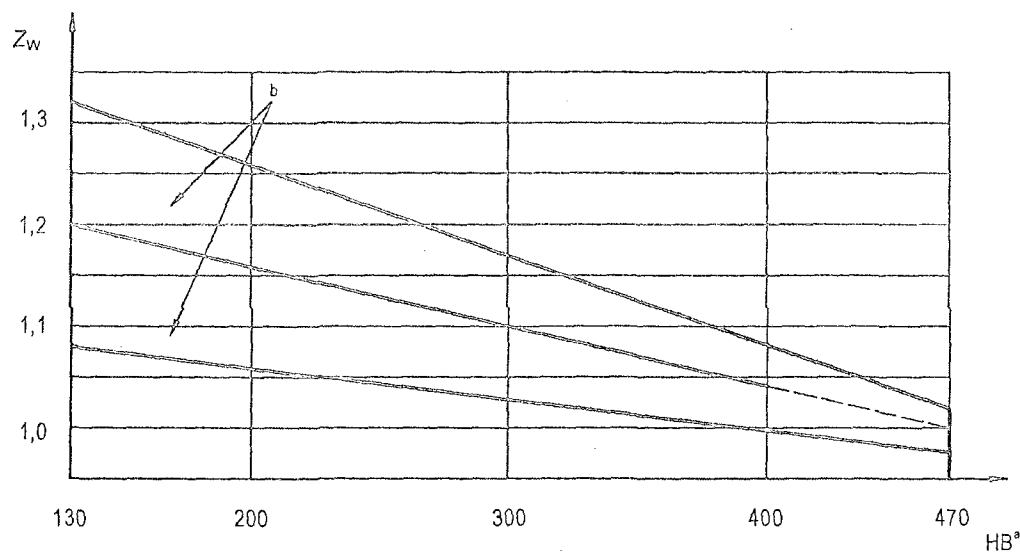
$$Z_W = 1,2 - \frac{HB - 130}{1700}. \quad (24)$$

де HB — твердість за Брінелем бічних поверхонь зубців м'якішого колеса пари;

$Z_W = 1,2$  для  $HB < 130$  і  $Z_W = 1,0$  для  $HB > 470$ ;

$Z_W = 1,0$ , якщо шестерня і колесо мають однакову твердість.





<sup>a</sup> Твердість бічної поверхні зуба м'якішого колеса;  
<sup>b</sup> діапазон розсіяння.

Рисунок 6 — Коефіцієнт термооброблення  $Z_w$

## 16 КОЕФІЦІЄНТ ДОВГОВІЧНОСТІ $Z_{NT}$

### 16.1 Основні положення

Коефіцієнт довговічності  $Z_{NT}$  враховує найвище контактне напруження, разом зі статичним напруженням, яке може бути прийняте для обмеженої довговічності (кількості циклів навантаження), порівняно з допустимим напруженням за  $5 \cdot 10^7$  циклів (точка переламу на кривих рисунка 7, де  $Z_{NT} = 1,0$ ).  $Z_{NT}$  було визначено за стандартних умов випробовуваної зубчастої передачі.

Головними впливами, пов'язаними з  $Z_{NT}$  є:

- матеріал і термооброблення (див. 5.2, ISO 6336-5:1996);
- кількість циклів навантаження (довговічність)  $N_L$ ;
- режим змащення;
- критерії відмови;
- обов'язкова плавність роботи;
- окружна швидкість на початковому колі;
- чистота матеріалу передачі;
- пластичність матеріалу і в'язкість зруйнування;
- залишкове напруження.

Для цілей ISO 10300 число циклів навантаження  $N_L$  ідентифікується як число контактів зачеплення під навантаженням зуба передачі, що аналізується.

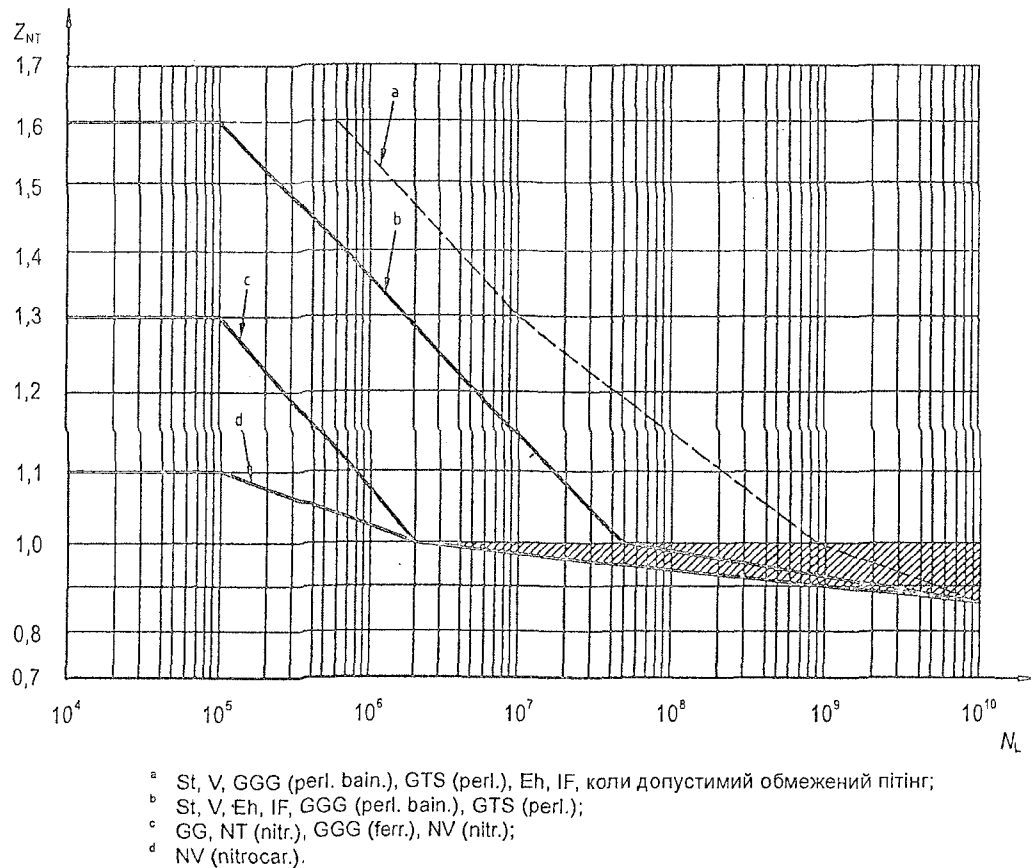


Рисунок 7 — Коефіцієнт довговічності для опору пітингу  $Z_{NT}$   
(для стандартних еталонних випробовуваних  
зубчастих коліс)

### 16.2 Метод А

Крива S–N, або крива пошкодження, отримана зі зразків фактичної зубчастої пари, є визначником навантажувальної здатності за обмеженої довговічності. Таким чином, це також визначник матеріалів обох зачеплених коліс, термооброблення, потрібного діаметра, модуля, шорсткості бічної поверхні зубців, окружної швидкості на початковому колі та змащення. Через те, що крива пошкодження/S–N безпосередньо чинна для згаданих умов, впливи, що представлені коефіцієнтами  $Z_R$ ,  $Z_V$ ,  $Z_L$ ,  $Z_W$  і  $Z_X$  вміщено в криву і тому повинні бути призначені величиною 1,0 в формулах розраховування.

### 16.3 Метод В

Допустиме напруження за обмеженої довговічності, або коефіцієнт безпеки в діапазоні обмеженої довговічності, повинен визначатися, використовуючи коефіцієнт довговічності  $Z_{NT}$  для стандартної еталонної випробовуваної зубчастої передачі (див. 5.2 ISO 6336-5:1996). Коефіцієнти  $Z_L$ ,  $Z_R$ ,  $Z_V$  і  $Z_W$  не вміщено. Проте, модифікаційна дія цих коефіцієнтів на обмежену довговічність повинна розглядатися.  $Z_{NT}$  для статичних напружень і напружень довговічності можна взяти із рисунка 7 або таблиці 3 та для напруження обмеженої довговічності інтерполяцією між величинами напружень довговічності і статичних напружень (див. 5.2 ISO 6336-5:1996).

Таблиця 3 — Коефіцієнт довговічності  $Z_{NT}$  для меж статичного напруження і напруження довговічності

Матеріал <sup>a</sup>	Число циклів навантаження	Коефіцієнт довговічності $Z_{NT}$
St, V <sup>b</sup> , GGG (perl. bain.) <sup>b</sup> , GTS (perl.), Eh, IF <sup>b</sup>	$N_L \leq 6 \cdot 10^5$ , статичне	1,6
	$N_L = 10^7$ , довговічність	1,3
	$N_L = 10^9$ , довговічність	1,0
	$N_L = 10^{10}$ , довговічність	0,85

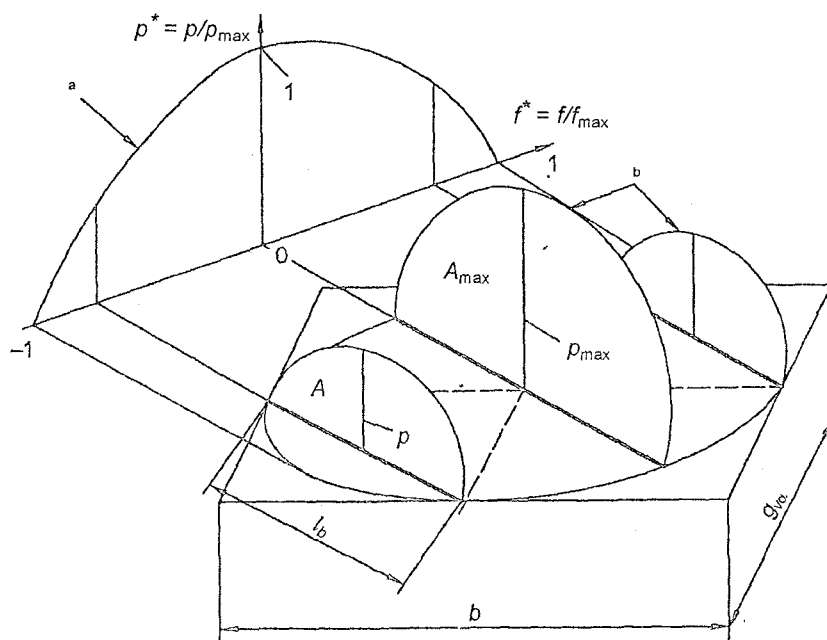
Кінець таблиці 3

Матеріал <sup>a</sup>	Число циклів навантаження	Коефіцієнт довговічності $Z_{NT}$
St, V, GGG (perl. bain.), GTS (perl.), Eh, IF <sup>b</sup>	$N_L \leq 10^5$ , статичне	1,6
	$N_L = 5 \cdot 10^7$ , довговічність	1,0
	$N_L = 10^{10}$ , довговічність	0,85
	Оптимальне мастило, матеріал, виготовлення і досвід	1,0
GG, GGG (ferr.), NT (nitr.), NV (nitr.)	$N_L \leq 10^5$ , статичне	1,3
	$N_L = 2 \cdot 10^6$ , довговічність	1,0
	$N_L = 10^{10}$ , довговічність	0,85
	Оптимальне мастило, матеріал, виготовлення і досвід	1,0
NV (nitrocar.)	$N_L \leq 10^5$ , статичне	1,1
	$N_L = 2 \cdot 10^6$ , довговічність	1,0
	$N_L = 10^{10}$ , довговічність	0,85
	Оптимальне мастило, матеріал, виготовлення і досвід	1,0

<sup>a</sup> Див. таблицю 1 для пояснення вживаних скорочень.  
<sup>b</sup> Тільки коли певний ступінь пітингу допустимий.

ДОДАТОК А  
(довідковий)КОЕФІЦІЄНТ РОЗПОДІЛУ НАВАНТАЖЕННЯ  $Z_{LS}$ 

Коефіцієнт розподілу навантаження  $Z_{LS}$  враховує розподіл навантаження між двома або більше парами зубців за  $\epsilon_{vy} > 2$ . Припущено, що розподіл навантаження вздовж лінії контакту буде еліптичним. Розподіл пікових навантажень (вздовж ліній контакту) припускається, що буде параболою (показник степеню 1,5), як показано на рисунку А.1.



<sup>a</sup> Параболічний розподіл пікових навантажень

<sup>b</sup> Еліптичний розподіл навантаження

Рисунок А.1 — Розподіл навантаження в ділянці контакту

$$p^* = \frac{p}{p_{\max}} = 1 - \left( \frac{|f|}{|f_{\max}|} \right)^{1.5} \geq 0. \quad (\text{A.1})$$

$$f_{\max} = \frac{1}{2} \varepsilon_{vy} p_{et} \cos \beta_{vb}. \quad (\text{A.2})$$

$$A^* = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2} p^* l_b \pi. \quad (\text{A.3})$$

Щодо  $f$ ,  $\varepsilon_{vy}$ ,  $l_b$  див. пункт А.6, ISO 10300-1:2001.

Коефіцієнт розподілу навантаження  $Z_{LS}$  дорівнює відношенню ділянки  $A_m^*$  до суми всіх ділянок.

$$Z_{LS} = \sqrt{\frac{A_m^*}{A_t^* + A_m^* + A_r^*}}, \quad (\text{A.4})$$

де  $A_t^*$  — ділянка по лінії контакту у вершин ( $p^*$ ,  $l_b$  розраховуються з  $f_t$  згідно з ISO 10300-1:2001, таблиця А.3);

$A_m^*$  — ділянка по середній лінії контакту ( $p^*$ ,  $l_b$  розраховуються з  $f_m$  згідно з ISO 10300-1:2001, таблиця А.3);

$A_r^*$  — ділянка по лінії контакту у ніжки ( $p^*$ ,  $l_b$  розраховуються з  $f_r$  згідно з ISO 10300-1:2001, таблиця А.3).

---

Код УКНД 21.200

**Ключові слова:** властивості поверхні, довговічність, зубчасті передачі, конічні зубчасті передачі, косозубі зубчасті передачі, навантажувальна здатність, пітінг, правила розраховування, прямозубі зубчасті передачі.

---

Редактор Ж. Волкова  
Технічний редактор О. Касіч  
Коректор І. Недогарко  
Верстальник В. Перекрест

---

Підписано до друку 17.10.2011. Формат 60 × 84 1/8.  
Ум. друк. арк. 2,32. Обл.-вид. арк. 1,19. Зам. Ціна договірна.

---

Виконавець  
Державне підприємство «Український науково-дослідний і навчальний центр  
проблем стандартизації, сертифікації та якості» (ДП «УкрНДНЦ»)  
вул. Святошинська, 2, м. Київ, 03115

Свідоцтво про внесення видавця видавничої продукції до Державного реєстру  
видавців, виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції від 14.01.2006 серія ДК № 1647