

Міністерство освіти України  
Одеський Державний морський університет

На правах рукопису

БЕССАРАБ Вадим Максимович

УДК 621.87.001.4

ОЦІНКА ДОВГОВІЧНОСТІ МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ  
ВАНТАЖОПІДНІМАЛЬНИХ МАШИН

Спеціальність 05.05.05: "Піднімально-транспортні машини"

*Вадим Бессараб*

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Одеса - 1995

НВ 31.907

Дисертація є рукописом.  
Робота виконана в Одеському  
(ОДМУ).

ЛНБ України ім.В.Стефаніка



00588528 (-)

Науковий керівник -

доктор технічних наук,  
професор М.В.Олійник

Офіційні опоненти -

доктор технічних наук,  
професор М.К.Наремський  
кандидат технічних наук,  
доцент Б.Є.Тарасюк

Провідна організація -

АТ "УкрІнкрап", м. Одеса

Захист відбудеться "23" березня 1995 року о 16.00 на засіданні спеціалізованої ради К ІОІ.04.03 при ОДМУ за адресою: 270029, м. Одеса, вул. Мечнікова, 34, ауд. 307.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці ОДМУ.

Запрошуємо Вас взяти участь у засіданні ради або надіслати за зазначеною адресою два примірники підписаного і засвідченого відзиву.

Автореферат розіслано "16" лютого 1995 року.

Вчений секретар спеціалізованої ради  
кандидат технічних наук, доцент

Л.В.Князев

ЛНБ ім. В. Стефаніка  
АН України

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність роботи. При проектуванні машин, в тому числі вантажопідійомних, прагнуть одержати якомога більшу їх продуктивність при мінімальних габаритах і масі і при безперечному забезпеченні надійності, одним з показників якої є довговічність. Довговічність машин і їх елементів досліджують комплексним методом, що містить розрахунок, випробування як на стенді, так і в експлуатаційних умовах, збір і обробку статистичних даних про фактичні терміни служби.

Розрахунок довговічності механічних передач зацепленням вантажопідійомних машин (надалі- НМ) містить уніфіковану (з незмінним кутовим коефіцієнтом) залежність довговічності від контактної напруги (надалі- напруги), застосовану вперше ще для термосталей. Відсутність урахування підвищеної міцності заново застосовуваних матеріалів обертається невиправдано великими запасами міцності механічних передач НМ. На противагу цьому виникає потреба у диференційованому підході до визначення параметрів залежності довговічності від напруги, який, серед іншого, урахував би чутливість механічних передач НМ до перевантаження, що важливо з причини роботи цих останніх в зоні обмеженої контактної витривалості.

Експериментальне визначення довговічності механічних передач базується на малопродуктивних і багатозразкових способах випробувань, що при крупносерійному виробництві приводів НМ робить оцінку довговічності трудомісткою і дорогою, а при середньо- і дрібносерійному виробництві- непринятною. Це висуває за мету розробку конкурентноздатних прискорених методів дослідної побудови залежності довговічності від напруги стосовно механічних передач НМ.

Ціль роботи полягала у створенні уточнень до методики розрахунку довговічності механічних передач в залежності від міцності їх елементів, імовірності неруйнування і режиму роботи механізму НМ, а також у розробці простих і технічно прийнятних методів дослідного визначення характеристик міцності і довговічності механічної передачі.

Наукова новина полягає у виявленні, обґрунтуванні та використанні таких положень:

- статистично значущого впливу твердості зуб'їв зубчастих коліс механічних передач ВПМ на параметри залежності довговічності передачі від напруги (кривої контактної втомленості) - кутовий коефіцієнт  $q_H$  і початкову абсцису  $C_H$ ; коефіцієнти відповідних емпіричних регресій близькі у зуб'їв з однорідною і неоднорідною структурами матеріалу на поверхні; для зуб'їв з твердістю до 350 НВ зазначений вплив може мати аномальні властивості, пов'язані з процесами притирання "м'яких" зуб'їв;

- статистично значущого зв'язку між параметрами  $q_H$  і  $C_H$ ;

- зазначене вище, за винятком впливу твердості через притирання, виявлено для роликів зразків матеріалів механічних передач; коефіцієнти однойменних регресій у зуб'їв і роликів близькі, але трохи вищі у роликів, що обмежує застосування результатів їх випробувань для прогнозування довговічності власне передач;

- виявлені зв'язки і лінійна залежність між логарифмами довговічності і напруги дозволяють у 3-4 рази прискорити дослідну оцінку довговічності механічної передачі; цей ефект можна посилити через застосування оригінальних конструкцій випробувальних передач.

Практична цінність роботи полягає в тому, що по запропонованому уточненню розрахунку довговічності механічної передачі ВПМ добиваються більш статичної оцінки її несучої здатності за критерієм контактної міцності, що дозволяє добитися оптимальної матеріалоемкості. Уточнення стосують і розрахунку допускаємої контактної напруги, еквівалентних обертаючого моменту, напруги і довговічності за будь-якого режиму роботи механізму ВПМ. Окрім того, розроблені методи дозволяють у кілька разів швидше і економічніше - у порівнянні з існуючими - оцінити дослідну довговічність механічної передачі.

Реалізація результатів роботи здійснена в ОДМУ в учбовому процесі з курсу "Основи конструювання і деталі машин" при розрахунках кра-

нових редукторів на міцність і довговічність, а також при виконанні науково-дослідних робіт студентами; результати роботи запатентовані.

Апробація роботи. Основні результати роботи докладали на щорічних науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу ОІМФ (1989-93 рр.) і Всесоюзній конференції з трібофітики (Гомель, 1990 р.).

Публікації. За темою дисертації опубліковано 10 друкованих робіт, серед яких 5 авторських свідоцтв, загальним обсягом 5,5 умовно-друкарських аркушів.

Обсяг. Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків і додатку, містить 208 сторінок, включаючи 18 малюнків, 35 таблиць і список літератури з 153 найменувань.

Особистий внесок дисертанта полягає у розробці уточнень до розрахунку допустимої контактної напруги, еквівалентних обертаючого моменту, напруги і довговічності за будь-якого режиму роботи механізму НМ, а також у розробці ряду методів прискореної оцінки довговічності механічної передачі НМ та конструкцій, що за їх допомогою здійснюють зазначену оцінку.

Методологія, метод, предмет, об'єкт дослідження. Дослідження вели феноменологічними методами, тобто узагальнюючи репрезентативну кількість спостережень за довговічністю механічних передач НМ, висували гіпотези щодо впливу на неї різноманітних факторів, які потім перевіряли за критеріями математичної статистики. Предметом дослідження була надійність механічної передачі НМ, зокрема її довговічність, об'єктом - передачі зацепленням редукторів і кранових редукторів НМ.

#### ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі показана актуальність роботи, викладені основні наукові положення, які виносять на захист.

У першому розділі підтверджено, що механічні передачі НМ, зокрема найбільш розповсюджені серед них зубчасті передачі редукторів і

кранових редукторів, приють в зоні обмеженої контактної довговічності, тобто їх напрацювання нижче довговічності, що відповідає злому кривої втомленості. Окремі винятки складають лише передачі механізмів підйому за режимів роботи 5-ої та 6-ої груп ГОСТ 25835-83. Згідно зі сталими уявленнями довговічність механічних передач ВМ в цій зоні визначають за кривою втомленості з незмінним кутовим коефіцієнтом  $q_H = 6$  (ГОСТ 21354-87 "Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчёт на прочность", ОСТ 22-922-84 "Краны стреловые самоходные. Расчёт зубчатых передач на прочность"). Розрахунок за зазначеними нормативними документами виявив, що уніфікація надмірно завищує межу між мало- і багатацикловою втомленістю, незадовільно пов'язує ці зони, та, головне, не ураховує чутливості елементів механічних передач до перевантаження. Довговічність механічної передачі можна оцінити також дослідним шляхом, але для цього потрібно довести до зруйнування від І2-І5 (ГОСТ 25.501-78) до І6-20 (ГОСТ 25.502-79) зубчастих або черв'ячних коліс, що робить зазначену оцінку малопродуктивною і дорогою. Виходячи з викладеного вище сформулювали задачі дослідження:

- вивчення дійсної форми лівої гілки залежності довговічності від напруги, якій відповідає напрацювання механічних передач ВМ;

- дослідження впливу твердості елементів механічної передачі на довговічність;

- дослідження зв'язку між параметрами залежності довговічності від напруги;

- застосування зазначених залежностей для дослідної оцінки довговічності механічної передачі ВМ;

- одержання дослідної оцінки довговічності при випробуваннях ролікових зразків матеріалів механічних передач;

- розробка уточнень до діючої методики розрахунку механічних передач ВМ у частині, що стосується уніфікації залежності довговічності від напруги та імовірності неруйнування;

- уточнення розрахунку еквівалентних моменту, напруги і числа

циклів механічної передачі ВПМ.

У другому розділі на прикладі ГОСТ 21354-87 у першому наближенні показано, що існує вплив твердості зубів на параметри  $q_H$  і  $C_H$  функціональної залежності довговічності механічної передачі від напруги, що її описують рівнянням

$$\sigma_{Hk}^{q_H} \cdot N_k = \sigma_{Hk}^{q_H} \cdot N_{Hk} = \sigma_{Hk}^{q_H} \cdot N_{Hk} = 10^6 C_H = \text{const}, \quad (1)$$

в якому  $\sigma_{Hk}^{q_H}$  ( $\sigma_{Hk}$ ) і  $N_{Hk}$  ( $N_{Hk}$ ) - границя контактної витривалості (границя обмеженої контактної втомленості) та відповідна їй довговічність. Априорно вплив твердості описали степінною залежністю, коефіцієнти якої шукали шляхом проведення регресійного аналізу для однієї випадкової (параметр  $q_H$ ,  $C_H$ ) і однієї не випадкової (твердість зубів в одиницях НВ) величин. Для цього в літературі зібрані результати випробувань зубчастих передач у вигляді параметрів  $q_H$  і  $C_H$  404-х залежностей довговічності від контактної напруги. Випробувані передачі характеризувались різноманітними твердістю, маркою і структурою матеріалу, видом хіміко-термічної обробки (надалі - ХТО) та іншими факторами. В вузьких межах змінювались ступінь викривування  $G$  (0,5...2,0% площі активної бокової поверхні зубів), ступінь точності (не нижче 7-го за ГОСТ 1643-81) та швидкість коліс ( $U = 15$  м/с), що взагалі характерно для зубчастих передач ВПМ. Одержані рівняння регресії мали вигляд

$$q_H = H_{HB}^{b_1} \cdot 10^{a_1} = H_{HB}^{0,6584} \cdot 10^{-0,6365} = 0,2309 \cdot H_{HB}^{0,6584}, \quad (2)$$

$$C_H = H_{HB}^{b_2} \cdot 10^{a_2} = H_{HB}^{0,6169} \cdot 10^{0,0351} = 1,0842 \cdot H_{HB}^{0,6169}, \quad (3)$$

де  $b_1$ ,  $a_1$ ,  $b_2$ ,  $a_2$  - коефіцієнти для обсягу вибірки, який спочатково зменшився до 246 спостережень після відсіювання кривих втомленості так званих зубчастих пар "тверде-м'яке" і зубчастих коліс, твердість зубів яких не була зазначена, а також результатів, що різко відрізнялись. Згідно з критеріями перевірки гіпотез регресії (2), (3) виявилися статистично значущими (статистика  $t$ -розподілення Стьюдента - відповідно 7,42 і 8,45 - виявились вище критичного значення  $t_{\alpha} = 1,96$

для рівня значущості  $\alpha = 0,05$  і числа степенів вільності  $k = \sum_{i=1}^m n_i - 2 = 246 - 2 = 244$ , де  $m$  - число інтервалів, на які розбили розмах варіювання не випадкової величини, і  $n_i$  - число спостережень в них), при логарифмуванні лінійними (дисперсійні відношення  $F$ , що дорівнювались відповідно 1,65 та 1,75, не перевищували критичного значення  $F_{\alpha} = 2,07$ , прийнятого для  $\alpha = 0,05$  і  $k = m - 1 = 21 - 1 = 20$ ) і підпорядкованими логарифмічно нормальному розподілу (наприклад, для регресії (2) статистика критерію Пірсона  $\chi^2 = 23,65$  не сягала критичного значення 27,60). Таким чином, виявили існування і підтвердили значущість досі не врахованого впливу твердості зубів на довговічність механічних передач НМ.

Емпіричні лінії регресії параметрів кривих контактної втомленості по твердості зубів, 95%-ні довірені зони і вихідні дослідні точки (середні значення параметрів у зазначених вище інтервалах) показали на рис. 1. Параметри  $q_H$  і  $C_H$ , розраховані за зв'язками (2), (3) для переважних чисел ряду R 20 ( $H_B \leq 350$ ) і R 40 ( $H_B > 350$ ), подали в табл. 1.

В рівній мірі позитивний результат одержали і при дослідженні впливу твердості зубів на довговічність зубчастих передач окремо з колісами з однорідною структурою матеріалу (незмінений стан, поліпшення, нормалізація, об'ємне загартування, що, зокрема, стосується тихохідних зубчастих коліс кранових редукторів) і з неоднорідною структурою (загартування з поверхні, азотування, цементація і нітроцементнація швидкохідні шестірні і колеса). Для передач з зуб'ями, зазначеними першими (вибірка з 187 спостережень), коефіцієнти  $b_1, a_1, b_2, a_2$  (див. регресії (2) і (3)) склали відповідно 1,0064, -1,4776 і 0,8261, -0,4717, для зміцнених з поверхні зубів (вибірка з 66 спостережень) - відповідно 0,7837, -0,9999 і 0,7913, -0,4580. Перевірка пересічних умовних дисперсій двох зазначених вибірок за критерієм Бартлета дозволила прийняти гіпотезу про однорідність цих останніх. Це свідчило про відсутність статистично значущого впливу структури

Емпіричні лінії регресії параметрів залежності довговічності механічної передачі ВПМ від контактної напруги-  $q_H$  (а) і  $C_H$  (б)- по твердості зуб'їв, 95%-ні довірчі зони (тонкі лінії) та вихідні дослідні точки

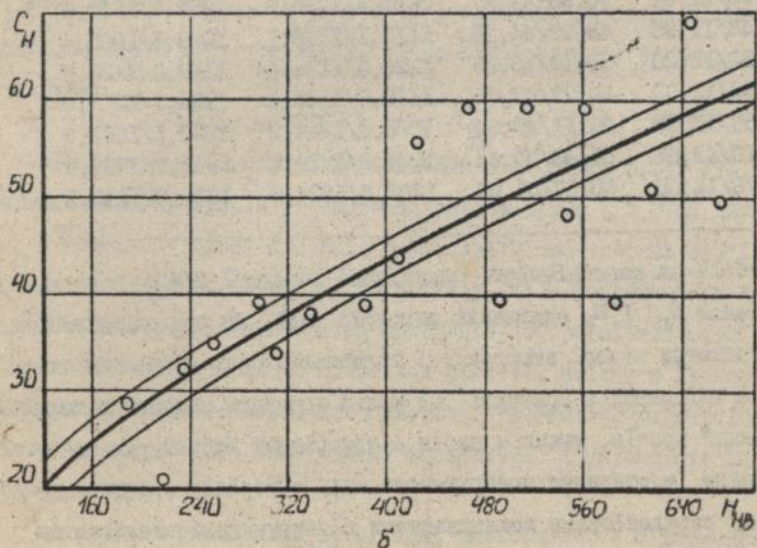
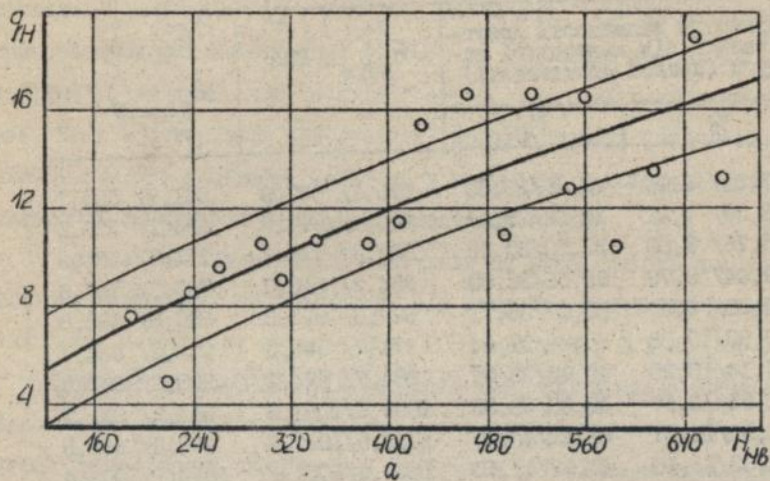


Рис. I

Таблиця I

Залежності довговічності від контактної напруги зуб'їв зубчастих коліс, розраховані за зв'язками (2), (3) для ймовірностей неруйнування  $P = 0,50$  і  $0,99$  (відповідно чисельник і знаменник дробу)

Твердість, $H_{HB}$	Параметри залежності довговічності від контактної напруги (кривої втомленості)		$\sigma_{Hlim}$ , МПа	$\sigma_{Hlim50}$ ( $\sigma_{Hlim100}$ ), МПа
	$\sigma_H$	$S_H$		
200	7,56/ 6,70	28,49/25,80	695,1/ 637,9	561,9/ 501,7
220	8,05/ 7,24	30,22/27,68	743,4/ 697,7	626,1/ 576,5
250	8,76/ 8,00	32,70/30,35	807,8/ 775,3	714,5/ 677,9
280	9,44/ 8,70	35,06/32,80	864,2/ 840,7	793,7/ 766,6
320	10,30/ 9,5 <sup>2</sup>	38,07/35,71	929,3/ 913,3	886,8/ 862,8
350	10,93/10,08	40,24/37,64	971,7/ 959,8	948,2/ 934,7
360	11,14/10,25	40,94/38,24	984,7/ 974,2	908,9/ 892,9
380	11,54/10,57	42,33/39,38	1009,5/1001,5	944,9/ 931,7
400	11,94/10,87	43,69/40,47	1032,5/1027,2	978,6/ 968,5
420	12,33/11,16	45,03/41,50	1053,9/1051,6	1010,1/1003,4
450	12,90/11,57	46,99/42,97	1083,4/1085,9	1053,8/1052,9
480	13,46/11,96	48,90/44,36	1110,1/1118,1	1093,5/1099,4
500	13,82/12,20	50,14/45,25	1126,4/1138,5	1118,0/1128,8
560	14,90/12,90	53,77/47,76	1169,8/1195,4	1183,1/1211,0
600	15,59/13,33	56,11/49,34	1206,3/1244,2	1220,5/1261,3
630	16,10/13,65	57,83/50,48	1231,8/1279,8	1245,9/1297,0
670	16,76/14,05	60,07/51,94	1262,8/1324,8	1276,6/1342,1

матеріалу зуб'їв на довговічність механічної передачі НІМ.

Коефіцієнти  $\delta_j$  і  $a_j$  одержаних регресій такі, що при однаковій твердості параметри кривої втомленості термополішених зубчастих коліс вищі, ніж зміцнених з поверхні. Це можна пояснити впливом припрацювання "м'яких" зуб'їв, якими є зуб'я з однорідною структурою матеріала: притамане їм стирання поверхневого шару матеріалу з нагромадженнями в ньому втомленісними пошкодженнями підвищує довговічність до зруйнування, отже за рівних інших умов - і параметри кривої втомлено-

сті. Тобто твердість чинить також і побічний вплив на довговічність механічних передач. Це підтвердила спроба описати досліджені зв'язки експоненціальною залежністю у вигляді, наприклад, для кутового коефіцієнту:  $q_H = a \cdot \exp(\alpha \cdot H_{HB}^2 + \beta \cdot H_{HB})$ . Для "м'яких" зубів експоненти розташовувалися вишуклістю вниз ( $\alpha < 0$ ), що відбивало наявність інверсії твердості, за якої, чим "м'якші" зуб'я, тим більше ефект припрацювання. Те ж спостерігали при розгляді всього розмаху твердості зубів (160...670 HB) у цілому. Водночас у зміцнених з поверхні зубів вплив твердості зникався по мірі її зростання ( $\alpha > 0$ ).

Виявлені закономірності вказували на необхідність скасування уніфікації залежності довговічності від напруги, використовуваної при розрахунках механічних передач НМ (ГОСТ 21354-87, ОСТ 22-922-84).

Близькість коефіцієнтів регресії (2), (3) вказала на можливе існування зв'язку між самими параметрами кривої втомленості. При проведенні регресійного аналізу для вибірки з 251-єї пари параметрів  $q_H$  і  $C_H$  (253 криві втомленості, що були досліджені на предмет впливу твердості, мінус 2 результати, які різко відрізнялись) виявили залежність у вигляді

$$C_H = a + b \cdot q_H \quad (4)$$

з коефіцієнтами  $a$  і  $b$ , що дорівнювали відповідно 5,247 і 3,192. Для термополішених зубів ці значення склали 5,908 і 3,076, для зміцнених з поверхні - 6,285 і 3,201, тобто для більш твердих зубів пучок кривих втомленості (коефіцієнти зв'язку (4) с координатами його спільної точки) розташовуються на подвійній логарифмічній сітці вище і правіше. По відношенню до одержаних регресій згідно з критеріями перевірки прийняли гіпотези про однорідність умовних дисперсій, лінійність зв'язку, його статистичну значущість і належність до нормального розподілу.

Аналіз по викладеній вище схемі повторили і у відношенні до вибірки, зібраної з параметрів 182-х кривих втомленості роликівих зразків матеріалів коліс зубчастих передач НМ. Були виявлені зв'язки, що

якісно відповідали таким, що були знайдені для зуб'їв зубчастих коліс, хоч і спостерігалась деяка кількісна розбіжність у коефіцієнтах регресій. Так, виявились вищими коефіцієнти  $\beta$  регресій параметрів кривих втомленості від твердості, хоч абсолютні значення параметрів у роликів були менші, аніж у зуб'їв. І те, і друге ствердило висунуте припущення про існування непрямого впливу твердості на довговічність зуб'їв, адже у роликів спрацювання поверхні не супроводжується перерозподілом навантаження уздовж контактних ліній (їх випробують в умовах рівномірного розподілу навантаження), отже параметри кривих втомленості менші, а відсутність інверсії твердості робить лінію регресії параметра кривої втомленості від твердості більш крутою.

У третьому розділі показано, що необхідного прискорення дослідної оцінки довговічності механічної передачі ВМ можна досягти ураховуючи виявлений вплив твердості зуб'їв зубчастих коліс на параметри кривої втомленості. Це дає змогу при відомій твердості зуб'їв зубчастих коліс випробуваної передачі розв'язати рівняння (1) за результатами випробування на одному рівні контактної напруги  $\sigma_H$  (навіть по випробуванні однієї зубчастої передачі), яке проводять до зруйнування коліс з фіксованим ступенем викришування, наприклад, до початку прогресуючого викришування ( $G = 2,0$  і  $0,5\%$  відповідно для термополішених і зміцнених з поверхні зуб'їв) при довговічності  $N_K$ . По дослідним даним знаходять параметри

$$q_H = (\alpha \cdot H_{HB}^{\beta} - \epsilon_H N_K) / \lg \sigma_H, \quad (5)$$

$$C_H = q_H \cdot \lg \sigma_H + \lg N_K. \quad (6)$$

однозначно визначають положення лівої гілки кривої втомленості і тим прискорюють дослідну оцінку довговічності в 4-5 разів. У випадку побудови індивідуальних кривих втомленості або кривих втомленості в імовірному аспекті це прискорення ще більше.

Так само діють і при випробуванні механічних передач при нерегулярному навантаженні з  $k$  ступіннями контактних напруг  $\sigma_{H1} > \sigma_{H2} > \dots$

$\sigma_{H1} \dots \sigma_{Hk}$ , таких, що  $\alpha_i = \sigma_{H1} / \sigma_{H1} \leq 1$ , сума дії яких складає  $\sum_1^k n_i = N_{\Sigma}$  - сумарну довговічність до зруйнування у фіксованому ступені викришування при нерегулярному навантаженні. Якщо навантаження проводять як блочне з обсягом блоку  $n_{\sigma}$  циклів і числом блоків  $\lambda = N_{\Sigma} / n_{\sigma} = \nu$  ціле, то одержують  $\beta_i = n_i / N_{\Sigma} = n_{i\sigma} / n_{\sigma}$  і  $\sum_1^k n_{i\sigma} = n_{\sigma}$ , де  $n_{i\sigma}$  - тривалість дії напруги  $\sigma_{Hi}$  в блоці. Виходячи з того, що для контактної втомленості гіпотеза лінійного нагромадження втомленісних пошкоджень виконується, сумарну довговічність записують як

$$N_{\Sigma} = 1 / \sum_1^k (\beta_i / N_i) = 10^{C_H} / \sum_1^k (\sigma_{Hi}^{q_H} \beta_i) = 10^{C_H} / (\sigma_{H1}^{q_H} \sum_1^k (\alpha_i^{q_H} \beta_i)), \quad (7)$$

де  $N_i$  - довговічність по описуваній рівнянням (1) кривій втомленості на рівні  $\sigma_{Hi}$  регулярного контактного навантаження. Навантаження проводять для 3-4-х зубчастих коліс (або одного зубчастого колеса) до зруйнування у заданому ступені викришування; сумарну довговічність усереднюють і по відомій твердості зубів і параметрах блоку навантаження за рівнянням

$$N_{\Sigma} = 10^{a \cdot H_{\sigma}^b} / (\sigma_{H1}^{q_H} \sum_1^k (\alpha_i^{q_H} \beta_i)) \quad (8)$$

методом підбору знаходять кутовий коефіцієнт, а по зв'язку параметрів (4) - початкову абсцису кривої втомленості (індивідуальної кривої втомленості).

При зфрезеруванні частини зубів випробувального зубчастого колеса з початкової ширини  $b_1$  до ширини  $b_2 = X b_1$ , де  $X < 1$ , і навантаженні блоком напруг (7) до зруйнування у заданому ступені викришування зубів шириною  $b_1$  і  $b_2$ , фіксуючи довговічність відповідно  $N_{\Sigma 1}$  і  $N_{\Sigma 2}$ , для кожної з них записують рівняння (8) і при діленні одного на друге одержують, зважаючи на те, що для всіх  $k$  ступенів блоку коефіцієнти  $\alpha_i$  і  $\beta_i$  однакові,

$$N_{\Sigma 1} / N_{\Sigma 2} = \sigma_{H1}^{q_H} / (\sigma_{H1}')^{q_H} = (\sigma_{H1} (1/X)^{0.5} / \sigma_{H1}')^{q_H} = (1/X)^{q_H/2}, \quad (9)$$

де  $\sigma_{H1}'$  - максимальна напруга блоку навантаження зубів шириною  $b_2$ . За рівнянням (9) після логарифмування одержують кутовий коефіцієнт індивідуальної кривої втомленості випробуваного зубчастого колеса,

потім знаходять початкову абсцису

$$q_H = 2(\lg N_{Z_1} - \lg N_{Z_2}) / \lg(I/x), \quad (10)$$

$$C_H = \lg N_{Z_1} + \lg \left( \sigma_H \cdot \sum_{i=1}^{\mu} (\alpha_i^{\mu} \beta_i) \right). \quad (11)$$

У способі дослідної оцінки довговічності зубчастої передачі (9)–(11) виходить з того, що зубчасті колеса з зуб'ями, що вже викриваються, працюють тривалий час до настання вторинних ознак контакт-ного зруйнування, тому є можливість продовжити випробування після більш раннього зруйнування зуб'їв з шириною  $b_2$ .

Для спрощення оцінки довговічності механічної передачі при нерегулярному блочному навантаженні запропонували використовувати передачу з досліджуваною шестірнею I та парним колесом 2 з числами зуб'їв, що співвідносяться як дільник I кратне, так що передатне число  $u = Z_2/Z_1$  – ціле. Зуб'я колеса виконують зі змінною шириною; ширина змінюється дискретно через кожні  $Z_1$  зуб'їв так, що в  $u$  секторах колеса ширини зуб'їв  $b_i$ , де  $i = 1, 2, \dots, u$ , не рівні одна одній і не сягають ширини зуб'їв шестірні I. При першому повному оберті шестірні, до валу якої підводять постійний обертаючий момент, II зуб'я зачеплюються з  $Z_1$  зуб'ями першого сектора парного колеса шириною  $b_1$ , під час другого – з зуб'ями шириною  $b_2 \neq b_1$ , тому друга в контакті під час всього другого оберту відірв'ється від такої при першому оберті. Зміна напруги в контакті під час кожного нового оберту шестірні продовжується аж до  $u$ -того II оберту, так що ділянки зуб'їв досліджуваної шестірні, які знаходяться в зачепленні також і при контактуванні з зуб'ями колеса 2 мінімальної ширини, незмінно знаходяться в контакті і зазнають дії блоку контактних напруг з  $u$  ступінями і однаковими  $n_{\Sigma} = n_{\Sigma}/u$ . Для оцінки залежності довговічності від напруги випробують партію зубчастих коліс.

На інших розроблених методах дослідної оцінки довговічності і конструкціях випробувальних механічних передач тут не зупинялись.

Методи, що базуються на використанні виявлених вище емпіричних

залежностей, перевірили при випробуванні при коченні з прослизуванням партії з 12-ти роликів (ГОСТ 25.501-78) з нормалізованої сталі 45, з якої, зокрема, виготовляють тихохідні колеса кранових редукторів. Ролики навантажували на незмінних рівнях контактної напруги, фіксуючи довговічність до появи перших ознак викришування ( $G = 0 \dots \dots 1\%$  площі активної бокової поверхні досліджуваного ролика) і довговічність до викришування, що перевищує 2% зазначеної площі, після чого лінійною інтерполяцією визначали довговічність до настання викришування у ступені рівно 2,0%. Цим забезпечили побудову кривої втомленості для фіксованого ступеня викришування. Одержані довговічності, контактні напруги і твердість роликів подали у табл.2. Параметри індивідуальних кривих втомленості знайшли за рівняннями (5); (6) за зазначеними трьома величинами (див. табл.2; параметри  $q_{1L}$ ,  $C_{1L}$ ). Прискорену оцінку залежності довговічності від напруги провели також шляхом використання зв'язку параметрів (4), тобто кутовий коефіцієнт знаходили за формулою  $q = (a - \lg N_K) / (\lg b_H - b)$ , а початкову абсцису - за формулою (6) (див. табл.2; параметри  $q_{2L}$ ,  $C_{2L}$ ). Випробування за запропонованими вище способами показало їх придатність для прискореної оцінки довговічності механічних передач ВПМ.

У четвертому розділі подано диференційований підхід до призначення допустимих контактних напруг для зубчастих передач в залежності від строку служби, ймовірності незруйнування  $P$  і групи режиму роботи механізму ВПМ. При цьому використали емпіричні залежності, виявлені для всього інтервалу твердості зус'їв у цілому, розрахунок по яких квантілі рівня  $P$  випадкових величин (параметрів кривих втомленості) при даному рівні дослідження, зокрема, обсязі вибірки та її складі, дає більш стабільні оцінки, ніж розрахунок, що проводиться за залежностями, дослідженими окремо для зуб'їв з однорідною і неоднорідною структурами матеріалу. Параметри кривих втомленості, розраховані для ймовірності незруйнування 99%, наведені в табл.1. Мінімальну довговічність по лівій гілці кривої втомленості, якій відпові-

Результати випробування на довговічність роликів зразків  
матеріалів зубчастих коліс передач ВПМ

№ ро- лика <i>l</i>	Твер- дість, $H_{НВl}$	$\sigma_{Hl}$ , МПа	$N_{kl}$ , тис. циклів	Параметри індивідуальних залежно- стей довговічності від напруги			
				$q_{kl}$	$C_{kl}$	$q_{2l}$	$C_{2l}$
1	236,9	781,0	708,0	2,808	13,972	2,773	13,872
2	242,6	781,0	965,1	4,071	17,759	2,914	14,413
3	241,4	781,0	1175,4	4,874	20,169	2,884	14,412
4	239,3	711,5	841,3	2,545	13,182	2,832	14,003
5	234,7	711,5	1135,1	3,429	15,836	2,720	13,813
6	243,1	711,5	1020,2	4,824	20,020	2,926	14,607
7	239,5	642,0	1161,1	2,682	13,595	2,837	14,030
8	238,5	642,0	2306,2	4,237	18,258	2,812	14,259
9	240,3	642,0	2525,2	4,442	18,875	2,857	14,423
10	238,1	572,5	1808,7	2,927	14,328	2,803	13,986
11	240,0	572,5	2165,9	3,251	15,300	2,849	14,193
12	239,9	572,5	3747,2	4,237	18,258	2,847	14,425

дає напрацювання механічних передач ВПМ, обмежили числом циклів

$N_{kml} = 10^a = 10^{5,247} \approx 180$  тис. циклів, оскільки з залежності поміж параметрами кривої втомленості (4) випливає, що воно відповідає точці перетину пучка кривих втомленості, правіше якої зберігаються всі закономірності, притаманні багатоцикловій втомленості, наприклад, вплив твердості зуб'їв: чим вище твердість, тим вище і більш похило розташовуються криві втомленості. Максимальну довговічність за зазначеною гідков прийняли за ГОСТ 21354-87:  $N_{Hlim} = 30 \cdot H_{НВ}^{2,4}$ . Було вказано на можливість застосування постійних баз  $N_{Hlim}$ , що складають 50 і 100 млн. циклів відповідно для термополішених ( $HВ \leq 350$ ) і зміцнених з поверхні ( $HВ > 350$ ) зуб'їв. Границі обмеженої контактної витривалості за розрахованими в табл.1 кривими втомленості при змінній і постійних базах ( $P = 0,99$ ) наведені в тій же таблиці відповідно як  $\sigma_{Hlim} \cdot \sigma_{HВl50}$  та  $\sigma_{Hlim100}$ . Криві втомленості показали на рис. 2 для

граничних- для кожного виду ХГО- твердостей зуб'їв.

Таким чином, для зубчастої передачі НМ, напрацювання  $N_K$  якої відповідає лівій похилій гілці кривої втомиленості ( $N_{Kmin} \leq N_K \leq N_{HElim}$ ), допускаємо контактну напругу можна розрахувати за формулою

$$\sigma_{HP} = (10 C_H / N_K)^{1/q_H} / S_{Hmin}, \quad (12)$$

де  $S_{Hmin}$  - мінімальний коефіцієнт безпеки, а параметри  $q_H$  і  $C_H$  визначають за регресіями (2), (3) залежно від твердості зуб'їв.

Розрахунок границь обмеженої контактної витривалості, а також максимальних коефіцієнтів довговічності  $Z_{Nmax} = (N_{HElim} / N_{Kmin})^{1/q_H}$  виявив добре співвідношення запропонованого підходу п'ятивітним міжнародним стандартам.

Для груп 1, 2, 3-6 режиму роботи механізмів ВММ для кожної з твердостей зуб'їв розраховували початкові моменти статистичного розподілу навантаження  $\mu_H$  (розрахунок еквівалентного числа циклів  $N_{HE} = \mu_H \cdot N_K$ ; ОСТ 22-922-84) і коефіцієнти еквівалентності при прорахунку за методами еквівалентних відповідно моментів і напруг

$$\mu_H = \sum_{i=1}^k (T_i / T_{max})^{q_H/2} \cdot (N_{Ci} / N_K), \quad (13)$$

$$K_{HE,T} = \left( \sum_{i=1}^k (T_i / T_{max})^{q_H/2} \cdot (N_{Ci} / N_K) \right)^{2/q_H}, \quad (14)$$

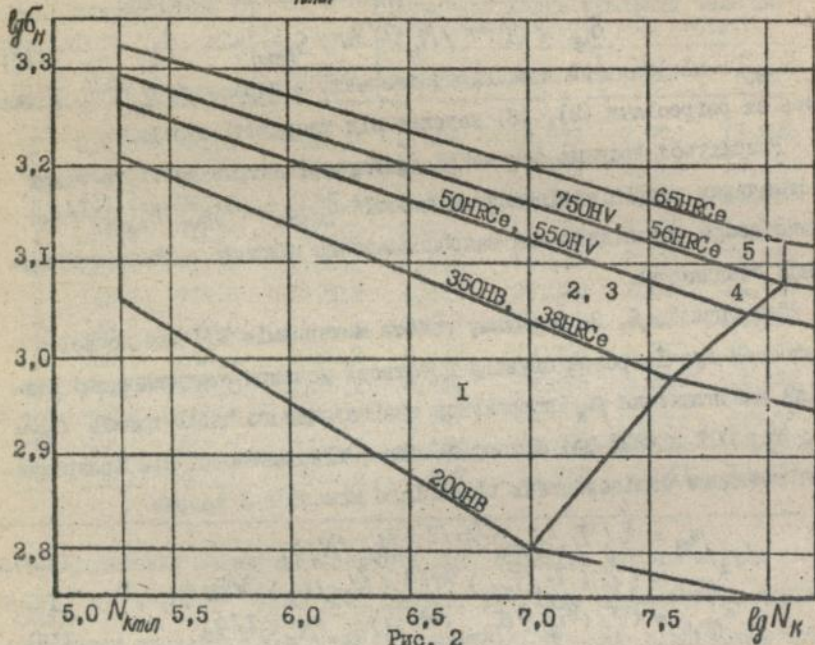
$$K_{HE,\sigma} = \left( \sum_{i=1}^k (\sigma_{Hi} / \sigma_{Hmax})^{q_H} \cdot (N_{Ci} / N_K) \right)^{1/q_H}, \quad (15)$$

оскільки у формулах (13)-(15) зростання параметра  $q_H$  з ростом твердості зуб'їв раніш не ураховували. Тут  $\sigma_{Hmax}$  - контактне напруга, що відповідає максимальному значенню  $T_{max}$  циклограмм обертаючих моментів, а  $\sigma_{Hi}$  - і-тому ступеню циклограмм;  $N_{Ci}$  - число циклів і-того ступеню циклограмм.

Розрахунки, що стосуються запропонованої методики визначення довговічності механічних передач ВММ, в роботі подали у вигляді, зручному для користувачів ГОСТ 21354-87, ОСТ 22-922-84.

У додаток з 30 сторінок вміщені 4 таблиці та довідка про часткову участь співавторів у сумісних публікаціях здобувача.

Криві контактної втомленості зуб'їв зубчастих коліс передач ВІМ, побудовані за залежностями їх параметрів від твердості: 1. Нормалізація, поліпшення. 2. Об'ємне загартування. 3. Поверхнєве загартування. 4. Азотування. 5. Цементація, нітроцементація;  $N_{\text{норм}} = 1,8 \cdot 10^5$  циклів,  $\rho = 0,99$



#### ВИСНОВКИ

1. Визначено, що напрацювання механічних передач редукторів механізмів ВІМ, за окремими винятками механізмів підйому за режимів роботи 5-ої та 6-ої груп, відповідає лівій гілці залежності довговічності від контактної напруги (кривої контактної втомленості).

2. Згідно зі сталими уявленнями довговічність у зазначеній зоні визначають за кривими контактної втомленості з незмінним кутовим коефіцієнтом  $q_H = 6$  (ГОСТ 21354-87, ОСТ 22-922-84). Така уніфікація надмірно завищує межу поміж мало- і багатоцикловою втомленістю, не-

задовільно пов'язує ці зони, та, головне, не ураховує чутливості елементів механічних передач-зуб'їв зубчастих і черв'ячних коліс- до перевантаження, що призводить до невинного завищення коефіцієнта запасу міцності.

3. Виявлено, що віддзеркалюючи чутливість зуб'їв зубчастих коліс до перевантаження кутовий коефіцієнт  $q_H$  насправді змінюється від 2 до 40, що робить малопридатними відомі підходи до визначення довговічності механічних передач ВМ. Розмах варіювання другого параметра  $C_H$  кривої втомленості- від 12 до 130- також багато ширше інтервалу змінювання початкової абсциси уніфікованої кривої втомленості.

4. Вплив твердості зуб'їв зубчастих коліс на параметри  $q_H$  і  $C_H$  є статистично значущим. Виявлені залежності нелінійні і краще за все описуються степінною функцією. Чим вище твердість зуб'їв, тим чутливіші вони до перевантаження, хоча тим більшу контактну напругу- при рівній довговічності- вони можуть сприймати в багатоцикловій зоні (крива втомленості розташовується на подвійній логарифмічній сітці вище і пологіше).

5. По аналогії з об'ємною втомленістю виявлено існування статистично значущого зв'язку поміж параметрами лівої гілки кривої контактної втомленості, підпорядкованого лінійній залежності, в рівній мірі справедливий для зуб'їв з однорідною і неоднорідною структурами матеріалу на поверхні.

6. У зв'язку з цим запропоновано для оцінки довговічності механічної передачі ВМ використовувати залежність параметрів кривої втомленості від твердості і поміж них  $\tau$ , одержані по узагальненій вибірці, що містить параметри кривих втомленості зуб'їв випробувальних зубчастих коліс будь-якої твердості та структури. В уточнених розрахунках можуть знайти застосування зазначені залежності, наприклад, окремо для зуб'їв з однорідною ( $HV \leq 350$ ) і неоднорідною ( $HV > 350$ ) структурами. Залежності, установлені при дослідженні "м'яких" зуб'їв, виявили, що ці останні зазнають ще й посереднього впливу (інверсії) тве-

рдості, за якого, чим "м'якші" зуб'я, тим легше вони припрацьовуються і тим більша їх довговічність.

7. Виявлені закономірності залишаються справедливими і для роликів зразків матеріалів зубчастих коліс передач ВММ, але відповідні коефіцієнти регресій у роликів більші, ніж у зуб'ів, що пояснюється відсутністю при випробуванні роликів початкової концентрації навантаження уздовж контактних ліній.

8. Наявність регресій кривої втомленості від твердості і поміж ними дозволяє одержати залежність довговічності від контактної напруги для багатоциклової зони за одиничним випробуванням на незмінному рівні напруги, що дає значну економію часу і коштів у порівнянні з традиційними методами побудови цієї залежності.

9. Для прискореної побудови залежності довговічності від напруги запропоновано також використовувати зуб'я одного зубчастого колеса як партій об'єктів випробування при різному рівні навантаження кожного з них.

10. На основі виконаного дослідження розроблені уточнення до методики визначення допустимих контактних напруг з урахуванням диференційованого вибору параметрів кривої втомленості в залежності від твердості зуб'ів, строку служби, групи режиму роботи і ймовірності незруйнування механізму ВММ. Уточнені максимальні коефіцієнти довговічності, які при граничній довговічності у 180 тис. циклів, що розділяє мало- і багатоциклову зони, виявилися рівними  $Z_{\text{max}} = 2,32 \dots 1,59$  відповідно для твердості зуб'ів 200 і 670 НВ. Це відповідає даним міжнародних стандартів по розрахунку механічних передач на контактну міцність.

Основні положення дисертації опубліковані в роботах:

1. А. с. 1601537 СССР, МКИ G 01 M 13/02. Зубчатая испытательная передача / Н.В.Олейник, В.М.Бессараб. - Опубл. 23.10.90, Бюл. №39.
2. А. с. 1629819 СССР, МКИ G 01 N 3/56. Способ определения

степени повреждения образца в виде ролика для испытания материалов зубчатых колёс на контактную усталость/ В.М.Бессараб, Н.В.Олейник.- Оpubл. 23.02.91, Бюл. № 7.

3. А. с. 1702033 СССР, МКИ G 01 M 13/02. Испытательное зубчатое колесо/ Н.В.Олейник, В.М.Бессараб.- Оpubл. 30.12.91, Бюл. № 48.

4. А. с. 1721458 СССР, МКИ G 01 M 13/02. Способ испытания зубчатых колёс на контактную усталость/ Н.В.Олейник, В.М.Бессараб.- Оpubл. 23.03.92, Бюл. № 11.

5. А. с. 1786326 СССР, МКИ F 16 H 57/04. Зубчатая передача/ Н.В.Олейник, В.М.Бессараб, А.А.Чегодарь.- Оpubл. 07.01 93, Бюл. № 1.

6. Олейник Н.В., Бессараб В.М. Взаимосвязь между параметрами кривых контактной усталости зубьев зубчатых колёс/ Одес. ин-т инж. мор. флота.- Одесса, 1988.- 26 с.: ил.- Библиогр.: 18 назв.- Рус.- Деп. в В/О "Мортехинформреклама" 01.02.89, № 943-мф.

7. Олейник Н.В., Бессараб В.М. О расчёте зубчатых передач на предупреждение выкрашивания на основе дифференцированно выбираемых кривых контактной усталости/ Одес. ин-т инж. мор. флота.- Одесса, 1989.- 13 с.: ил.- Библиогр.: 4 назв.- Рус.- Деп. в В/О "Мортехинформреклама" 24.01.90, № 1064-мф.

8. Олейник Н.В., Бессараб В.М. О форме кривых контактной усталости зубьев зубчатых колёс/ Одес. ин-т инж. мор. флота.- Одесса, 1989.- 21 с.: ил.- Библиогр.: 12 назв.- Рус.- Деп. в В/О "Мортехинформреклама" 24.01.90, № 1065-мф.

9. Бессараб В.М. Предпосылки для уточнения расчёта зубчатых передач на контактную прочность/ Оdes. ин-т инж. мор. флота.- Одесса, 1990.- 17 с.: ил.- Библиогр.: 7 назв.- Рус.- Деп. в В/О "Мортехинформреклама" 26.02.90, № 1074-мф.

10. Бессараб В.М. Ускоренные испытания зубчатых колёс на контактную усталость/ Одес. ин-т инж. мор. флота.- Одесса, 1990.- 13 с.: ил.- Библиогр.: 10 назв.- Рус.- Деп. в В/О "Мортехинформреклама" 26.02.90, № 1073-мф.

By V.M.Bessarab. The estimation of the durability of the mechanical transmissions of the loading machines. The thesis is presented for a candidate's degree on the speciality: "The cargo handling facilities". The Odessa state marine university. Odessa, 1995.

It is defended 10 scientific works, including 5 certificates.

It was fixed that the turn of the mechanical transmissions of the hoisting machines corresponds to the left-hand section of the dependence of the durability from the contact strength (contact curve of the fatigue). It was revealed and proved statistically that there is the influence of the hardness of the gear teeth on the parameters of the above-mentioned section. The ignoring of this influence causes the unwarranted setting the coefficient of durability too high. It was also shown that the more the softness of the teeth the better they get ground and their longevity becomes more high. It was found the intercommunication between the parameters of the contact curve fatigue. The rapid methods of the characteristics of the contact fatigue of the gear teeth were worked out. The more precise definitions to the procedure of the calculations of the durability of the lifting machines transmissions were given.

Бессараб В.М. Оценка долговечности механических передач грузоподъемных машин. Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук по специальности 05.05.05- Подъемно-транспортные машины. Одесский государственный морской университет. Одесса, 1995.

Защищается 10 научных работ, в том числе 5 авторских свидетельств.

Установлено, что наработка механических передач грузоподъемных машин (ГПМ) соответствует левому участку зависимости долговечности от контактного напряжения (кривой контактной усталости). Обнаружено статистически значимое влияние твердости зубьев колёс зубчатых передач на параметры указанного участка, отсутствие учёта которого ныне приводит к неоправданному завышению коэффициента запаса долговечности передач ГПМ. Вскрыто также и косвенное влияние твердости, при котором, чем "мягче" зубья, тем меньше они притираются и тем выше при равных прочих условиях их долговечность. Обнаружена взаимосвязь параметров кривой контактной усталости. Разработаны ускоренные методы опытной оценки характеристик сопротивления контактной усталости зубьев зубчатых колёс. Предложены уточнения к действующей методике расчёта долговечности механических передач ГПМ.

Ключові слова: механічні передачі, довговічність, контактна втомиленість.

37-3000

**AB 31.901**