

On the basis of the conducted analysis the mathematical model of dynamic process of formation of a regular microrelief on an internal cylindrical surface of a detail is developed. The peculiarity of this process is that the process of microrelief formation occurs by a concentrated force, the point of application of which in relation to the part is constantly changing in radial and axial directions, and then the mathematical model describing this process will be with a discrete right. It is proposed to model such an action using Dirac delta functions with linear and temporal variables, using the method of regularization of these features, in particular, existing methods of integrating the corresponding nonlinear mathematical models of torsional oscillations of a part. Analytical dependences are obtained, which describe these oscillations in the process of formation of a regular microrelief. Using Maple software, 3D changes in the torsion angle depending on different output values are constructed.

The conducted researches will allow to consider torsional fluctuations that is especially actual for long cylindrical details, such as sleeves of hydraulic cylinders, details of drilling mechanisms and others.

technology, cylindrical surface, quality parameters, vibration processing, torsional vibrations, mathematical models

Одержано (Received) 22.09.2021

Прорецензовано (Reviewed) 28.10.2022

Прийнято до друку (Approved) 31.03.2022

УДК 621.787.4

DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2022.5\(36\).1.14-22](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2022.5(36).1.14-22)

Я.Б. Немировський, проф., д-р техн. наук, **І.В. Шепеленко**, доц., д-р техн. наук, **М.В. Красота**, доц., канд. техн. наук

Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна

e-mail: kntucpfzk@gmail.com

Оцінка міцності поршневих пальців, відновлених за рахунок роздачі внутрішнього отвору

Одним із найбільш прогресивних методів відновлення поршневих пальців ДВЗ є роздача внутрішнього отвору, що забезпечує збільшення зовнішнього діаметра зношеного пальця. У процесі подальшої обробки виконується знімання припуску із зовнішньої поверхні, що викликає витончення стінки та необхідність проведення розрахунків на міцність пальця. В роботі виконані перевірочні розрахунки міцності пальців двигунів Д245. При цьому використана схема із жорстким закріпленням вільних кінців, для чого розраховано статично невизначену балку. Виконано експериментальну перевірку аналітичних розрахунків. Проведені дослідження дозволили встановити, що використання роздачі отвору при відновленні поршневих пальців не змінює міцність та геометричні характеристики деталі. Це дозволило рекомендувати дану технологію при відновленні робочих поверхонь поршневих пальців.

поршневий палець, роздача, міцність, жорсткість

Постановка проблеми. Важливим резервом підвищення ефективності використання техніки, економії матеріальних і трудових ресурсів є відновлення та зміцнення деталей [1]. У цьому сенсі надзвичайно актуальним є розробка та впровадження безвідходних технологічних процесів відновлення зношених деталей [2] та особливо тих, виробництво яких носить масових характер. До таких деталей відноситься поршневий палець двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ). Тільки в

автомобільній промисловості щорічна програма експлуатації поршневих пальців зовнішнім діаметром 20-60 мм, довжиною 45-114 мм і масою 0,1-1,75 кг складає більш ніж 10 млн. шт. [3]. В тепловозних і судових двигунах маса поршневих пальців більш значна і, наприклад, для дизеля тепловоза 10Д100 становить 4,6 кг [4].

Конструктивно всі поршневі пальці – однакові та являють собою циліндр з отвором, який має зносостійку зовнішню поверхню, та можуть відрізнятися своїми геометричними розмірами, матеріалом заготовки та термообробкою робочої поверхні.

Існуючі методи відновлення поршневих пальців розглянуті в роботах [5, 6 та ін.]. Одним із найбільш прогресивних і використовуваних є метод, при якому виконується роздача внутрішнього отвору і як наслідок – збільшення зовнішнього діаметра зношеного пальця [7, 8]. Величина цього збільшення повинна компенсувати зношений розмір та припуск під подальшу механічну обробку пальця. Слід відзначити, що збільшення внутрішнього отвору і обробка зовнішнього робочого діаметру зменшує розмір товщини стінки, що може негативно вплинути на міцність пальця. Тому, після відновлення пальця шляхом роздачі внутрішнього отвору і подальшої механічній обробці, виникає необхідність оцінки його міцності.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Існують методики оцінки міцності пальця [9, 10], згідно яких палець розглядається як балка із шарнірно-опорними кінцями, що навантажена рівномірно розподіленим навантаженням по довжині підшипника верхньої головки шатуна (рис. 1).

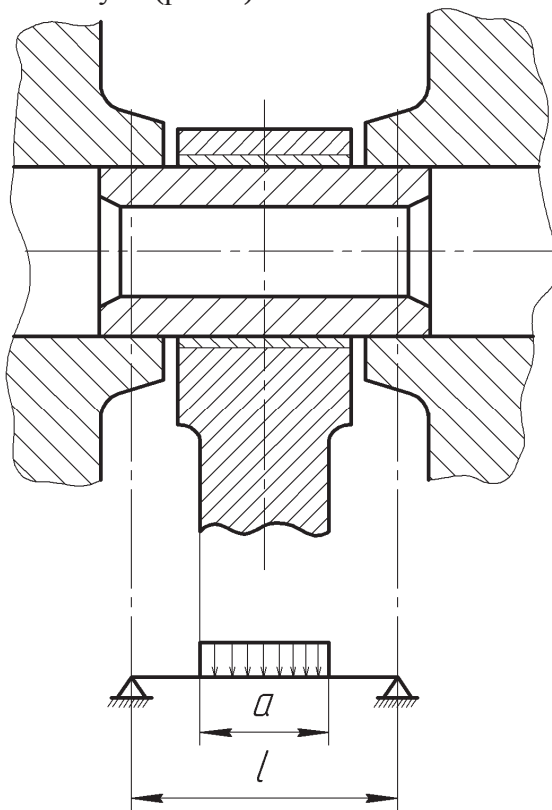


Рисунок 1 – Схема закріплення пальця в поршні

Джерело: [5]

Розглянемо ці умови для пальців двигуна Д245. Технічні характеристики поршневого пальця дизеля Д245 наведені в табл.1.

Таблиця 1 – Технічні характеристики поршневих пальців двигуна Д245

№	Позначення	новий	1 відн.	2 відн.
1	Зовнішній діаметр D , мм	38	38	38
2	Внутрішній діаметр d , мм	18	18,6	19,2
3	Довжина пальця l , мм	92	92	92
4	Довжина втулки a , мм	38	38	38
5	Відстань між торцями бобишок b	42	42	42
6	Модуль пружності матеріалу пальця $E \cdot 10^{-5}$, МН/м ²	2,2	2,2	2,2
7	Максимальний тиск робочої суміші P , МН/м ²	0,041	0,041	0,041

Джерело: [5]

Необхідна умова міцності на вигин:

$$\sigma_{\text{и}} \leq [\sigma]. \quad (1)$$

Для матеріалу пальця $[\sigma] = 200 \text{ МН/м}^2$. У середньому перерізі пальця виникаючі напруження від вигину визначаються за формулою, яка запропонована в роботі [10]:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{P(l + 2b - 1,5L)}{1,2(1 - K_y^4)D^3}, \quad (2)$$

де $K_y = \frac{d}{D}$ – коефіцієнт товстостінкості.

Зниження міцності пальця за умовою міцності на зріз у перерізах між бобишками і головкою шатуна оцінювалося за наступною залежністю:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{0,85 P (1 + K_y - K_y^2)}{(1 - K_y^4)D^2} \leq [\tau_{\text{ср}}], \quad (3)$$

де $[\tau_{\text{порівн}}] = 120 \text{ МН/м}^2$.

Для пальців з перерізом $K_y \geq 0,4$ істотне значення для їхньої працездатності має деформація пальця в пружній області (овалізація). Згідно до роботи [9] її максимальне значення визначається з виразу:

$$\Delta D_{\text{max}} = \frac{1,35P}{EL} \left(\frac{1 + K_y}{1 - K_y} \right)^3 (0,1 - (K_y - 0,4)^3). \quad (4)$$

Постановка завдання. Метою досліджень є проведення розрахунку на міцність поршневих пальців ДВЗ, оброблених деформуючим протягуванням.

Виклад основного матеріалу. Результати розрахунків згідно наведених залежностей (1-4) представлено в табл.2.

Таблиця 2 – Дані розрахунків міцності пальців Д245

№	Позначення	Нові	Відновлені			
		$d = 17,3$	$d = 17,9$	$d = 18,6$	Відхилення %	
					1 відн.	2 відн.
1	P , МН	0,041	0,041	0,041		
2	$K_y = d/D$	0,49	0,51	0,53	4	7,7
3	σ_n , МН/м ²	98	98,9	100	0,9	2,2
4	τ , МН/м ²	52,2	54	55,6	3,3	6,9
5	$\Delta D_{\max}$, мм за (4)	0,016	0,018	0,02	15	19,8
6	$\Delta D_{\max}$, мм			0,01	У межах допуску	

Джерело: розроблено авторами

Слід зазначити, що значення $\Delta D_{\max}$, розраховані за формулою (4), дещо завищені, як для нових пальців, так і для відновлених. Ці слід пояснити тим, що залежність (4) отримана виходячи із прийнятої в роботі [9] схеми деформації пальця під дією експлуатаційного навантаження. Відповідно неї палець розглядається, як балка із шарнірно-опорними кінцями рис. 1. Однак дані роботи [11] показують, що більш прийнятною схемою є схема, згідно якої палець в робочому стані розглядається як балка, кінці якої мають жорстке закріплення. Слід відразу зазначити, що така схема є більш жорсткою, при якій всі деформації (у тому числі овалізація зовнішньої робочої поверхні) будуть менше, ніж розраховані за схемою із шарнірним зпиранням.

Розглянемо як зміняться значення $\Delta D_{\max}$ при використанні схеми із жорстким закріпленням вільних кінців. Для цього розрахуємо статично невизначену балку (рис. 2, а) використовуючи метод сил [12]. Як основну систему вибираємо схему (рис. 2, б).

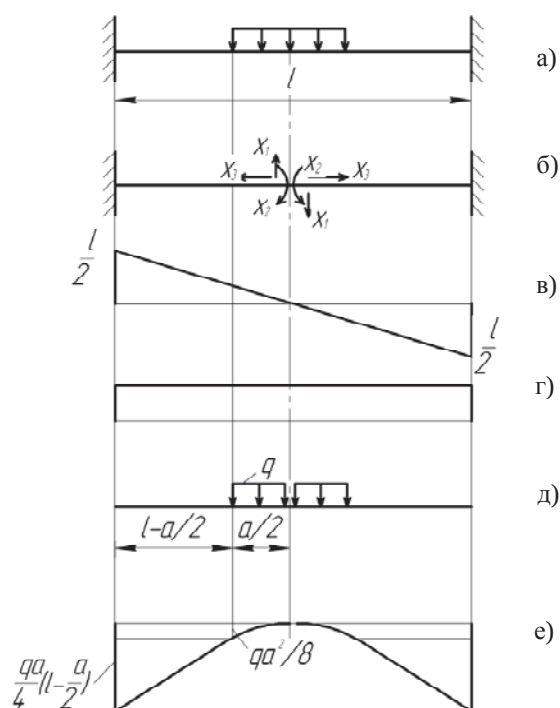


Рисунок 2 – Розрахункова схема вигину пальця

Джерело: розроблено авторами

Для невідомих сил X_1 і X_2 маємо систему канонічних рівнянь:

$$\begin{aligned} X_1 \delta_{11} + \Delta_1 &= 0; \\ X_2 \delta_{22} + \Delta_2 &= 0. \end{aligned} \quad (5)$$

Очевидно, що поздовжня сила $X_1 = 0$.

Для визначення невідомих переміщень δ_{11} і δ_{22} будемо одиничні епюри (рис. 2, в, г).

Тоді:

$$\begin{aligned} EI\delta_{11} &= 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{l}{2} \cdot \frac{l}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{l}{2} = \frac{l^3}{12}; \\ EI\delta_{22} &= l. \end{aligned} \quad (6)$$

Для розрахунку Δ_1 і Δ_2 будемо вантажну епюру (рис. 2, е) для еквівалентної системи (рис. 2, д). Через перемножування симетричної (рис. 2, д) і кососиметричної (рис. 2, в) епюр:

$$\begin{aligned} \Delta_1 &= 0, \\ EI\Delta_2 &= \frac{qa}{8} \left[\frac{a^2}{3} + \frac{a(l-a)}{2} + \frac{(l-a)\left(l-\frac{a}{2}\right)}{1} \right]. \end{aligned}$$

Визначимо чисельні значення коефіцієнтів відповідно до конструктивних параметрів вузла (рис. 1, табл. 1).

Для пальців Д245 – $q = 1080$ МПа.

Для спрощення чисельних розрахунків в якості одиничної довжини приймаємо a . Тоді $l \approx 2a$ (рис. 2, д).

У цих одиницях:

$$\begin{aligned} EI\delta_{11} &= \frac{8}{12} a^3 = 0,667 a^3; \\ EI\delta_{22} &= 2a; \\ EI\Delta_2 &= \frac{qa}{8} \left[\frac{a^2}{3} + \frac{a^2}{2} + \frac{a^2}{2} \right] = 0,167 qa^3. \end{aligned}$$

Вирішуючи систему рівнянь (5):

$$\begin{aligned} X_1 &= 0; \\ X_2 &= \frac{0,167 qa^3}{2a}, \end{aligned}$$

отримуємо $X_2 = -0,13$ кНм.

Враховуючи знайдені дані значень X_1 і X_2 виконаємо розрахунок максимального прогину в середині пальця (рис.2). При цьому використовуємо схему еквівалентної системи (рис.3).

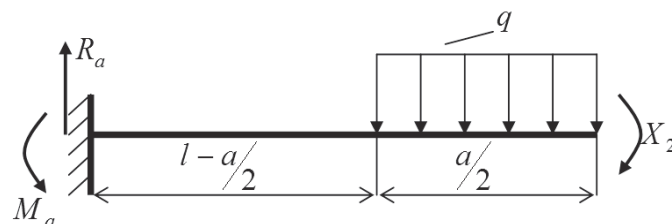


Рисунок 3 – Еквівалентна розрахункова схема вигину пальця

Джерело: розроблено авторами

Визначимо опорні реакції R_a й M_a .

$$R_a = 20,5 \text{ кН};$$

$$M_a = 0,455 \text{ кНм}.$$

Універсальне рівняння пружної лінії балки для середини перерізу має вигляд:

$$EIy_{\max} = EIy_o + EI\Theta_o \frac{l}{2} + R_a \frac{\left(\frac{l}{2} - 0\right)^3}{6} + M_a \frac{\left(\frac{l}{2} - 0\right)^2}{2} - q \frac{\left[\frac{l}{2} - \frac{l-a}{2}\right]^4}{24}.$$

Для нашої випадку $y_o = \Theta_o = 0$.

Тоді, приймаючи $l = 2a$, маємо:

$$EIy_{\max} = R_a \frac{1}{6} a^3 - M_a \frac{1}{2} a^2 - q \frac{1}{24} \frac{a^4}{16}.$$

Таким чином з урахуванням значень R_a, M_a, a для пальців Д245 маємо:

$$EIy_{\max} = -9,2 \cdot 10^{-4} \text{ Нм}^3.$$

Розрахунок прогину пальця в цьому ж перерізі для схеми балки із шарнірно-опорними кінцями показав, що $EIy_{\max} = -6,1 \cdot 10^{-4} \text{ Нм}^3$.

Таким чином, перехід від схеми із шарнірно-опорними кінцями до схеми з абсолютно жорстким закріпленням кінців значно збільшує жорсткість пальця.

Проаналізуємо умови закріплення пальця в поршні (рис. 1). Слід відзначити, що конструктивні приливи поршня, в отвір яких вставляють палець, в силу своєї конструкції, мають піддатливість. Тому, для інженерних розрахунків можна прийняти, що реальна жорсткість пальця в умовах експлуатаційного навантаження (рис. 1) в 2 рази більше жорсткості, визначеної відповідно до розрахункової схеми із шарнірно-опорними кінцями.

Експериментальну перевірку наведеного розрахунку виконували на установці, схема якої показана на рис.4.

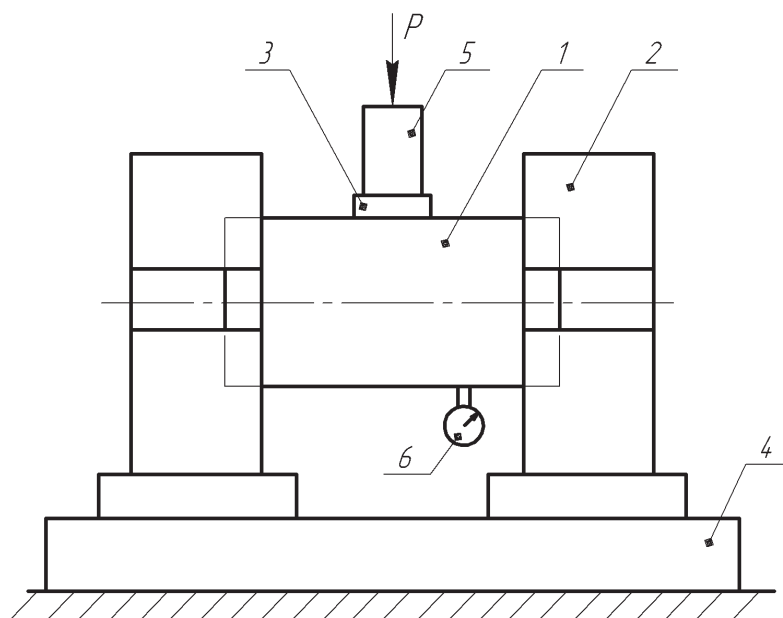


Рисунок 4 – Схема установки для дослідження жорсткості відновлених пальців
Джерело: розроблено авторами

Палець 1, що випробовується, закріплювали в роз'ємних призмах 2 (рис. 4). Зверху на ділянку, рівною довжини контакту пальця із шатуном, накладали алюмінієвий елемент 3 товщиною 10 мм, що своєю внутрішньою поверхнею сполучався із зовнішньою поверхнею пальця, а по зовнішній поверхні мав плоску контактну площадку, на якій і прикладалося навантаження. Призми співвісно закріплювалися на плиті 4, що встановлювалася на пресі ПММ-200.

Пуансоном 5 здійснювалося навантаження необхідною експлуатаційною силою. У навантаженому стані за допомогою індикаторної головки 6 вимірювся прогин в 5 перерізах по довжині.

Результати вимірів переміщень для пальця Д245, відновленого двічі під експлуатаційним навантаженням $P = 141$ кН, наведені на рис. 5.

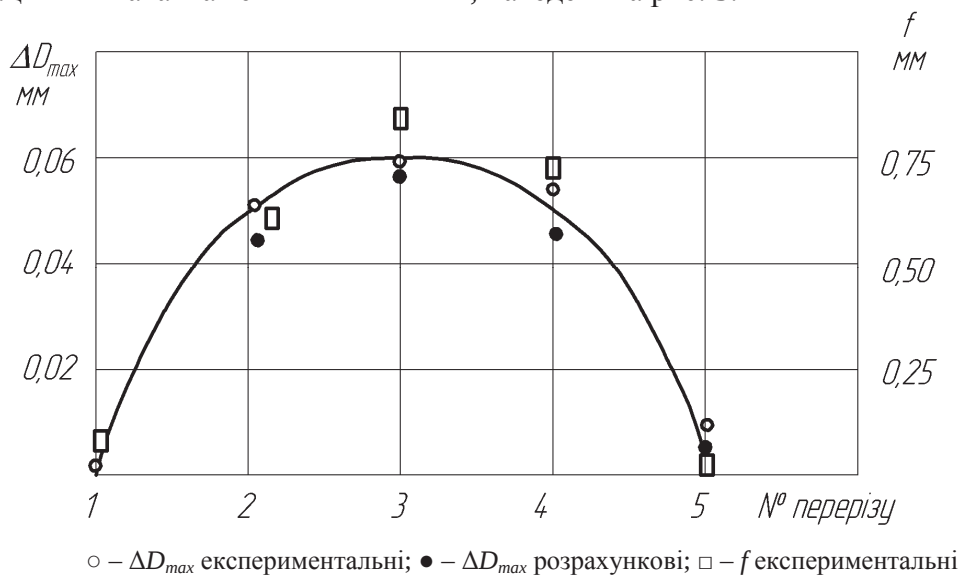


Рисунок 5 – Зміни некруглості робочої поверхні $\Delta D_{\max}$ і прогину f пальця уздовж його довжини
Джерело: розроблено авторами

Як можна побачити (рис.5), максимальний прогин має місце в середньому перерізі. Крім того, спостерігається гарна кореляція між $\Delta D_{\max}$ і прогином f . У середньому можна прийняти, що $\Delta D_{\max} = 0,067 f_{\max}$.

Це також експериментально підтверджує прийняте раніше положення про пропорційний зв'язок $\Delta D_{\max}$ із прогином f , що використовувався для теоретичного розрахунку $\Delta D_{\max}$.

Оцінимо зміну вигинаючої жорсткості відновленого пальця в порівнянні із жорсткістю нового. Вигинаюча жорсткість EI для однакового матеріалу пропорційна осьовому моменту інерції: $I = \frac{\pi D^4}{64} (1 - K_y^4)$.

Розглянемо цю зміну. Зовнішній діаметр пальця не змінюється – $D = 38$ мм.

Внутрішній діаметр нового пальця $d_0 = 18,6$ мм, а вдруге відновленого – $d_2 = 19,2$ мм.

Тоді співвідношення між вигинаючими жорсткостями нового й відновленого пальця β дорівнює:

$$\beta = \frac{(1 - \alpha_0^4)}{(1 - \alpha_2^4)} = \frac{0,884}{0,856} = 1,03.$$

Можна побачити (табл.2), що незначне зменшення товщини стінки відновленого пальця змінює його вигинаючу жорсткість не більше, ніж на 3%. З відомих співвідношень для визначення вигинаючих напружень також визначаємо, що міцність відновленого пальця зменшується не більш, ніж на 3%.

Таким чином, встановлено, що навіть дворазове відновлення практично не змінює міцність та геометричні характеристики поршневих пальців.

Висновки.

1. Удосконалено методику розрахунку на міцність поршневих пальців. Використання запропонованої методики дозволило виконати перевірочні розрахунки на міцність поршневих пальців двигунів Д245.

2. Експериментальна перевірка теоретичних положень дозволила стверджувати про коректність запропонованого підходу до розрахунку на міцність.

3. Виконані аналітичні розрахунки та експериментальні дослідження показали, що використання методу роздачі внутрішнього отвору при відновленні поршневих пальців не суттєво впливає на їх міцність та геометричні характеристики. Це дозволяє рекомендувати дану технологію для відновлення даного класу деталей.

Список літератури

1. Суслов А.Г. Совершенствование и разработка конкурентоспособных технологий, обеспечивающих повышение качества изделий машиностроения. *Вестник Брянского государственного технического университета*. 2006. №2. С.24-29.
2. Черновол М.И., Шепеленко И.В., Варума Арифа. Комбинированный метод обработки поверхностей трения. *Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. пр. Кіровоградського нац. техн. ун-ту*. 2011. Вип. 24, ч. 2. С.46-49.
3. Капелюшний Ф.М. Вплив експлуатаційних факторів на зношування пальців дизельних двигунів. *Праці Таврійської державної агротехнічної академії*. 2001. Вип.2, т.17. С.113-117.
4. Балбин Н.В. Перспективы развития тепловозных дизелей нового поколения. *Двигатель*. 2007. №7. С.15-20.
5. Хромов В.Н. Восстановление поршневых пальцев тракторных дизелей гидротермической раздачей в условиях сельскохозяйственных ремонтных предприятий : автореф. дис. канд. техн. наук: 05.20.08. М., 1984. 18 с.
6. Відновлення поршневих пальців гарячим пластичним деформуванням / Ю.В. Кулешков та ін. *Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки*. 2021. Вип. 4(35). С.54-62.
7. Посвятенко Е.К., Немировський Я.Б., Шепеленко І.В. Протягування та протяжний інструмент: монографія. Кропивницький: Видавець Лисенко В.Ф., 2020. 298 с.
8. Інженерія деталей, оброблених протягуванням: монографія / Е.К. Посвятенко та ін. Кропивницький: Видавець Лисенко В.Ф., 2021. 466 с.
9. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. М.: Высшая школа, 1971. 344 с.
10. Николаенко А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей. М.: Колос, 1984. 355 с.
11. Немировський Я.Б., Деревець Л.І. Відновлення поршневих пальців на основі деформуючого протягування. *Механізація та електрифікація сільського господарства: міжвідом. темат. наук. зб.* 2003. Вип.87. С.269-278.
12. Смирнов В.С. Теория обработки металлов давлением. М.: Металлургия, 1973. 496 с.

References

1. Suslov, A.G. (2006). Sovershenstvovanie i razrabotka konkurentosposobnyh tehnologij, obespechivajushhih povyshenie kachestva izdelij mashinostroenija [Improvement and development of competitive technologies that improve the quality of engineering products]. *Vestnik Brjanskogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta – Bulletin of the Bryansk State Technical University*, Vol.2, 24-29. [in Russian].
2. Chernovol, M.I., Shepelenko, I.V. & Varuma Arifa (2011). Kombinirovannyj metod obrabotki poverhnostej trenija [Combined method of processing friction surfaces]. *Zbirnik naukovih prac'*

- Kirovohrads'kogo nacional'nogo tehničnogo universitetu – Collected Works of Kirovohrad National Technical University. Machinery in Agricultural Production, Industry Machine Building, Automation, Vol.24 (2), 46-49. [in Russian].*
3. Kapel'jushnij, F.M. (2001). Vpliv eksploataciynih faktoriv na znoshuvannja pal'civ dizel'nih dviguniv// Praci Tavrijs'koï derzhavnoï agrotehničnoï akademii [Impact of operational factors on the wear of the fingers of diesel engines]. *Praci Tavrijs'koï derzhavnoï agrotehničnoï akademii – Proceedings of the Tavriya State Agrotechnical Academy, Vol.2 (17), 113-117. [in Ukrainian].*
 4. Balbin, N.V. (2007). Perspektivy razvitija teplovoznih dizelej novogo pokolenija [Prospects for the development of diesel engines of a new generation]. *Dvigatel' – Engine, Vol.7, 15-20. [in Russian].*
 5. Hromov, V.N. (1984). Vosstanovlenie porshnevnyh pal'cev traktornyh dizelej gidrotermicheskoj razdachej v uslovijah sel'skohozjajstvennyh remontnyh predpriyatij [Restoration of piston pins of tractor diesel engines by hydrothermal expansion in the conditions of agricultural repair enterprises]. *Extended abstract of Candidate's thesis [in Russian].*
 6. Kuleshkov, Ju.V., Krasota, M.V. & Rudenko, T.V. (2021). Vidnovlennja porshnevnyh pal'civ garjachim plastichnim deformuvannjam [Restoration of piston fingers by hot plastic deformation]. *Tsentral'noukrains'kyj naukovyj visnyk. Tekhnichni nauky. – Central Ukrainian Scientific Bulletin. Technical Sciences. Vol.4 (35). 54-62 [in Ukraine].*
 7. Posvjatenko, E.K., Nemirovs'kij, Ja.B. & Shepelenko, I.V. (2020). *Protjaguvannja ta protjazhnyj instrument [Broaching and broaching tool]. Kropyvnyts'kyj: Vydavets' Lysenko V.F [in Ukraine].*
 8. Posvjatenko, E.K., Nemirovs'kij, Ja.B., Shejkin, S.E., Shepelenko, I.V. & Chernjavs'kij, O.V. (2021). *Inzhenerija detalej, obroblenyh protjaguvannjam [Engineering parts machined by deforming broaching]. Kropyvnyts'kyj: Vydavets' Lysenko V.F [in Ukrainian].*
 9. Kolchin, A.I. & Demidov, V.P. (1971). *Raschet avtomobil'nyh i traktornyh dvigatelej [Calculation of automobile and tractor engines]. Moscow: Vysshaja shkola [in Russian].*
 10. Nikolaenko, A.V. (1984). *Teorija, konstrukcija i raschet avtotraktornyh dvigatelej [Theory, design and calculation of autotractor engines]. Moscow: Kolos [in Russian].*
 11. Nemirovs'kij, Ja.B. & Derevec', L.I. (2003). Vidnovlennja porshnevnyh pal'civ na osnovi deformujučogo protjaguvannja [Restoration of piston pins by deforming broaching]. *Mehanizacija ta elektrifikacija sil's'kogo gospodarstva: mizhvidom. temat. nauk. zb. – Mechanization and electrification of agriculture: interdepartmental. topic. Science. coll., Vol.87, 269-278 [in Ukrainian].*
 12. Smirnov, V.S. (1973). *Teorija obrabotki metallov davleniem [Theory of metal forming]. Moscow: Metallurgija [in Russian].*

Yakiv Nemyrovskiy, Prof., Dsc., **Ihor Shepelenko**, Assoc. Prof., Dsc., **Michael Krasota**, Assoc. Prof., PhD tech. sci.

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Evaluation of the Strength of Piston Pins Restored by Deforming Broaching

One of the most progressive methods of proceeding in the piston fingers of engines of internal combustion there is distribution of the internal opening that provides the increase of external diameter of threadbare finger. In the process of further treatment the output of assumption is executed from an external surface that causes reduction walls and necessity of realization of calculations on durability of finger. The aim of researches is realization of calculation on durability of piston fingers of engines of internal combustion, treat the deforming reaching. It is considered existing methodologies of estimation of durability of finger. The checking calculations of durability of fingers of motor-vehicle and tractor engines are in-process executed. Thus used chart with the hard fixing of free ends, for what an indefinite beam is expected static.

The terms of fixing of finger are analysed in a piston. Verification of analytical calculations executed on the experimental setting. Realization of research allowed to set next conclusions:

1. Methodology of calculation is improved on durability of piston fingers. The use of an offer methodology allowed to execute checking calculations on durability of piston fingers of motor-vehicle and tractor engines.

2. Experimental verification of theoretical positions allowed to assert about correctness offered approach near a calculation on durability.

3. The executed analytical calculations and experimental researches showed that using of method of distribution of the internal opening for proceeding in piston fingers not substantially influenced on their durability and geometrical descriptions. It allows to recommend this technology for proceeding in this class of details.

piston finger, distribution, durability, inflexibility

Одержано (Received) 06.02.2022

Прорецензовано (Reviewed) 16.02.2022

Прийнято до друку (Approved) 31.03.2022