

МЕХАНІЧНА ІНЖЕНЕРІЯ (131, 132, 133)

УДК 621.81: 621.882, 621.887

ДОСЛІДЖЕННЯ ПІДШИПНИКОВОГО ВУЗЛА ПОРШНЕВОЇ ГОЛІВКИ ШАТУНА ДИЗЕЛЯ

Канд. фіз.-мат. наук Н. А. Аксьонова, кандидати техн. наук О. В. Оробінський, О. В. Надтока, В. М. Петухов

INVESTIGATION OF THE BEARING UNIT FOR PISTON HEAD OF CONNECTING ROD

PhD (Science) in Mathematical Physics N. A. Aksenova, PhD (Tech.) A. V. Orobinsky, PhD (Tech.) E. V. Nadтока, PhD (Tech.) V. M. Petukhov

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.185.2019.180879>

У роботі наведені результати дослідження підшипникового вузла поршневої голівки шатуна (ПГШ) транспортних дизелів типу БДН 12/2х12. Підшипниковий вузол ПГШ містить дворядний безсепараторний голчастий підшипник нестандартної конструкції. Голчасті підшипники у вузлі ПГШ часто застосовуються для конструкцій високообертових малогабаритних двотактних двигунів внутрішнього згорання. Відмови підшипника ПГШ проявляються як наслідок зношення робочих поверхонь при значних швидкостях обертання колінчастого вала та малих навантаженнях. З метою підвищення довговічності проводиться вдосконалювання технологій виробництва його деталей, підвищення якості монтажу та забезпечення тепловідводу. Наводиться конструкція, повний аналіз геометрії та матеріалів, з яких виконані основні елементи. Ознаками запропонованої конструкції є встановлення втулки в ПГШ із зазором, що забезпечує необхідну її рухливість відносно шатуна і повертання поршневого пальця в робочому стані в бобишках поршня. Експлуатаційні температури навантаженої частини поверхні доріжок кочення забезпечуються лише достатнім постачанням мастильного матеріалу. Для змащення доріжок кочення та голчастих роликів у втулці підшипника виконано чотири радіальні отвори. З метою підвищення продуктивності та зниження вартості процесу округлення гострих кромek отворів по зовнішній і внутрішній поверхні втулки цю процедуру пропонується виконувати електрохімічним методом. Порівняння втомної міцності втулок, виготовлених за серійною технологією (вручну) і із застосуванням методу електрохімічної обробки, були проведені за результатами прискорених випробувань на довговічність, проаналізовані результати. У процесі досліджень розроблена розрахункова схема навантаження втулки, для цього виготовлений спеціальний пристрій, що дозволяє провести випробування на втому. Складена математична модель і проаналізований оптимальний вибір режимів. Проведені дослідження, які дозволяють зробити практично важливі висновки про втомну міцність при згині експериментальних та серійних втулок. Встановлено, що електрохімічна технологія обробки кромek отворів не знижує втомну міцність сталі ШХ 15-Ш.

Ключові слова: дизель, підшипниковий вузол, поршень, шатун, втулка, втомна міцність.

The article investigates the bearing unit of the piston head of the connecting rod (PGSh) of 6DN 12/2x12 type diesel transport. The PGSh bearing assembly contains a two-row, non-standard needle bearing of a non-standard design. Needle bearings in the PGSh assembly are often used for the designs of high-speed small-sized two-stroke internal combustion engines. Bearing failures PGS appear as a result of wear of the working surfaces at significant speeds of rotation of the crankshaft and low loads. In order to increase durability, the production technology of its parts is improved, the quality of installation is improved and the heat sink is provided. A design, a complete analysis of the geometry and materials of which the basic elements are made is given. Distinctive features of the design are the installation of the sleeve in PGSh with a gap that provides the necessary mobility relative to the connecting rod, and rotation of the piston pin in working condition in the piston bosses. The operating temperatures of the loaded part of the raceway surface are provided only by a sufficient supply of lubricant. To lubricate the raceways and needle rollers in the bearing bush there are four radial holes. To increase productivity and reduce the cost of rounding off the sharp edges of the holes along the outer and inner surface of the sleeve, it is proposed to perform this procedure using the electrochemical method. To compare the fatigue strength of the sleeves manufactured by serial technology (manually) and using the method of electro-chemical processing, their accelerated durability tests were carried out, the results were analyzed. In the process of research, a design scheme for loading the sleeve was developed. For this purpose, a special device for fatigue tests has been manufactured. A mathematical model was compiled and the optimal choice of modes was analyzed. Studies have been carried out that make it possible to draw practically important conclusions about the fatigue strength in bending of experimental and serial bushings.

It has been established that the electrochemical technology of processing the edges of the holes does not reduce the fatigue strength of steel ShKh15-Sh.

Keywords: diesel, bearing unit, piston, connecting rod, bushing, fatigue strength.

Вступ. У двотактних швидкохідних транспортних дизелях 6ДН 12/2х12, форсованих по літрової потужності вище 40 кВт/л, традиційний підшипник ковзання не завжди забезпечує працездатність вузла поршневої голівки шатуна. Це обумовило розвиток конструкції ПГШ із голчастим підшипником, який поєднує в собі малі радіальні розміри зі значною динамічною вантажопідйомністю. Відмова підшипникового вузла ПГШ найчастіше призводить до обриву шатуна. Останнє неминуче спричиняє ушкодження деталей циліндро-поршневої групи і, що найголовніше, руйнування блока циліндрів, що означає непридатність двигуна до відновлення.

У зв'язку з цим зміни конструкції або технології виробництва деталей підшипника вимагають оцінки їх впливу на довговічність підшипникового вузла.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Широке застосування голчастих

підшипників у вузлі ПГШ характерно для конструкцій високооберткових малогабаритних двотактних ДВС [1,2]. В цьому разі, в умовах значних швидкостей обертання колінчастого вала (500...800 рад/с) і порівняно малих навантажень, відмови підшипника ПГШ проявляються через зношення робочих поверхонь. У цьому випадку резерви підвищення довговічності полягають в удосконалюванні технології виробництва його деталей, підвищенні якості монтажу та обробки поверхні матеріалами з покращеними механічними властивостями [3,4], а також в забезпеченні тепловідведення [5].

Разом із цим, у літературі недостатньо запропоновані приклади конструкцій ПГШ з голчастими підшипниками транспортних дизелів [6], відомості про найбільш характерні ушкодження [7], методики та результати прискорених випробувань як підшипника в цілому, так і окремих його

деталей. Нижче наведені результати прискорених випробувань на довговічність втулки голчастого підшипника ПГШ транспортного дизеля БДН 12/2х12.

Визначення мети та завдання дослідження. Мета роботи полягає в оцінці впливу на довговічність втулки голчастого підшипника ПГШ транспортного дизеля електрохімічної технології обробки її поверхні.

Досягнення цієї мети вимагає виконання таких завдань:

- розробка розрахункової схеми навантаження втулки та оцінки її навантаженого стану в зонах появи тріщини від втоми;

- розробка та виготовлення пристрою для випробувань на втому втулки;

- вибір режимів випробувань на втому та проведення випробувань.

Основна частина дослідження.

Підшипниковий вузол ПГШ транспортних дизелів типу БДН 12/2х12 містить дворядний безсепараторний голчастий підшипник нестандартної конструкції (рис. 1).

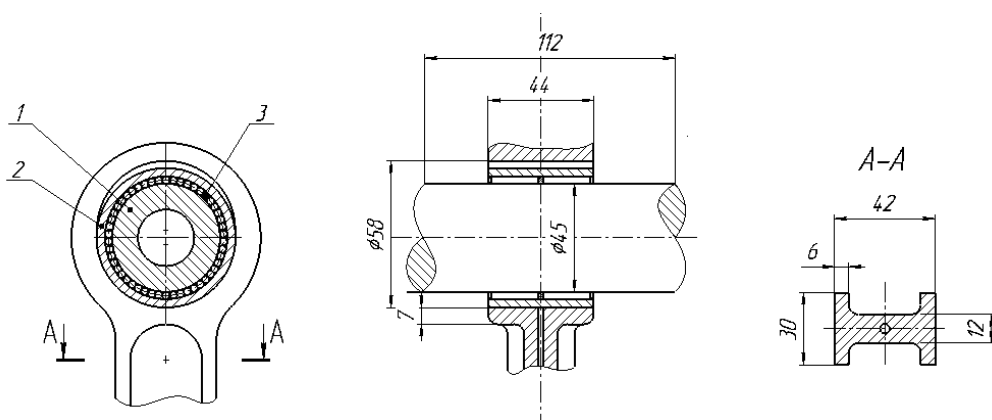


Рис. 1. Конструкція вузла ПГШ з голчастим підшипником:
1 – поршневий палець; 2 – втулка; 3 – голчасті ролики

Зовнішня поверхня поршневого пальця, яка виготовляється зі сталі 20Х2Н4 А-Ш, використовується як внутрішні доріжки кочення і має глибину цементованого шару 1,3...1,6 мм, твердість $HRC \geq 61$, параметр шорсткості $Ra < 0,16$ мкм, овальність і бочкоподібність – не більш 0,005 мм.

Голчасті ролики (3х21,8), виконані зі сталі ШХ 15-Ш, стандартні, по 50 шт. у кожному ряду.

Для доріжок кочення зовнішнього кільця або, інакше, втулки підшипника (сталь ШХ 15-Ш) забезпечується твердість $HRC 58...62$, шорсткість не гірше $Ra < 0,16$ мкм, а конусність, овальність і сідлоподібність – не більш 0,005 мм. Перераховані характеристики підшипника вказують на його відповідність класу

точності I, що перевищує клас точності підшипників (зазвичай II), які застосовуються у вузлах руху кочення [1].

Ознаками запропонованої конструкції підшипника необхідно виділити такі:

- втулка встановлюється в ПГШ із зазором 0,03...0,04 мм, що забезпечує її рухливість відносно шатуна;

- поршневий палець у робочому стані перевіряється в бобишках поршня.

Експлуатаційні температури навантаженої частини поверхні доріжок кочення змінюються в інтервалі 140-160 °С, що забезпечується лише достатнім постачанням змащення.

Змащення підшипника здійснюється нагрітим до температури 105...115 °С мастилом. Через жиклер у шатунній шийці мастило під тиском надходить у шатунний

підшипник, а потім по каналу в стрижні шатуна до ПГШ. Для змащення доріжок кочення та голчастих роликів у втулці підшипника виконано чотири радіальні отвори діаметром 5 мм, що пов'язані з каналом у стрижні кільцевою порожниною.

За серійною технологією закруглення гострих кромek отворів по зовнішній і внутрішній поверхні втулки виконується вручну. Для підвищення продуктивності та зниження вартості виконання цієї операції закруглення кромek пропонується виконувати електрохімічним методом.

Однак у літературі недостатньо висвітлені дані про вплив електрохімічних технологій [8,9] на втомну міцність при згинальних деформаціях деталей, виготовлених зі сталі ШХ 15-Ш. Внаслідок того, що втулка встановлюється в шатун із зазором 0,03...0,04 мм, в зонах оброблених отворів деформації згину є домінуючими.

Для порівняння втомної міцності втулок [10,11], виготовлених за серійною технологією та із застосуванням методу електрохімічної обробки, були проведені їхні прискорені випробування на довговічність.

При роботі підшипника втулка передає на шатун стискальне зусилля і деформується разом із ПГШ. Внаслідок того, що кінцевою метою випробувань є прискорена оцінка технологій закруглення кромek отворів, основною вимогою при виборі схеми навантаження втулки було отримання втомної тріщини від кромки отвору при згині найбільш простим способом.

Схема навантаження втулки при випробуваннях показана на рис. 2.

Згинальний момент M , нормальна сила N , перерізуюча сила Q та колові напруження розтягу σ_φ у перетині втулки, які відповідають куту φ , визначаються за формулами

$$M = P \cdot r \left(0,32 - \frac{1}{2} \sin \varphi \right) \quad (1)$$

де P – сила стискання втулки;
 r – середній діаметр втулки;
 φ – кут перетину втулки.

$$N = -\frac{P \cdot \sin \varphi}{2} \quad (2)$$

$$Q = -\frac{P \cdot \cos \varphi}{2} \quad (3)$$

$$\sigma_\varphi = \frac{N}{A} + \frac{M}{r \cdot A} + \frac{M \cdot y}{I} \cdot \frac{r}{r + y} \quad (4)$$

де A – площа поздовжнього перетину втулки, $A = l \cdot h$;

h – товщина втулки;

l – довжина втулки;

$I = l \cdot h^3 / 12$ – момент інерції

$y \leq h/2$.

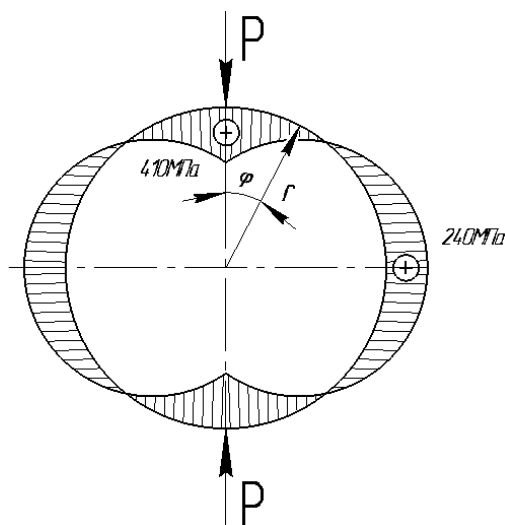


Рис. 2. Розрахункова схема навантаження втулок ПГШ при випробуваннях

Епюра σ_φ , відповідна до схеми навантаження втулок ПГШ при випробуваннях, побудована на розтягнутих волокнах (рис. 2).

Найбільші напруження розтягу σ_φ виникають під силою P на внутрішній поверхні втулки та дорівнюють 410 МПа

при $P=4,5$ кН. Втулка виготовляється зі сталі ШХ15Ш, для якої границя втоми при симетричному згині $\sigma_{-1}=640$ МПа.

Внаслідок того, що втулка піддається термообробці до твердості $HRC=58...62$, ефективний коефіцієнт концентрації

напружень для круглих отворів становить три одиниці. Отже, на внутрішній кромці отвору під силою $P = 4,5$ кН рівень напружень σ_{ϕ} перевищує σ_{-1} більш ніж у 2 рази.

Схема навантаження реалізована за допомогою спеціального пристрою (рис. 3).

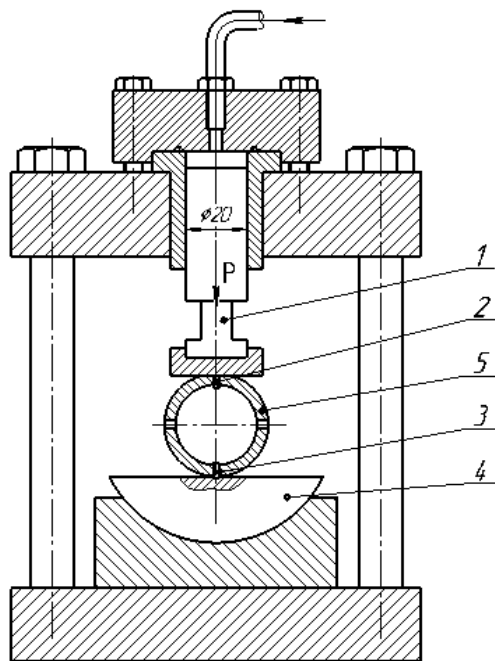


Рис. 3. Пристрій для випробувань втулки ПГШ:

1 – плунжер; 2, 3 – штифти; 4 – сферична підставка; 5 – втулка ПГШ

Втулка встановлюється так, що вісь двох із чотирьох отворів збігається з віссю плунжера 1. Центрування втулки забезпечується штифтами 2 і 3, розташованими в отворах з зазором $0,05...0,07$ мм. Сферична підставка 4 виключає перекіс втулки.

Параметри циклічного навантаження $P_{max} = 14,5$ МПа (відповідає $P = 4,5$ кН) і $P_{min} = 0$ підбиралися з умови руйнування серійної втулки за $10^6...3 \cdot 10^6$ циклів.

Результати випробувань порівнюваних втулок наведено в таблиці.

Таблиця

Результати випробувань втулок

Технологія закруглення кромки	Довговічність, млн циклів
Серійна (ручна)	1,97; 1,42; 2,4; 0,9
Експериментальна (електрохімічний метод)	5*; 5*; 5*; 3,4

* Втулка знята з випробувань без руйнування.

За наведеними в таблиці даними можна одностайно стверджувати, що втулка після електрохімічної обробки працює

значно краще, довше більш ніж в 2 рази. Більшість (три з чотирьох) зразків відпрацьовують без руйнувань, тобто

експериментальна технологія закруглення кромки суттєво збільшує довговічність.

Таким чином, розроблена та проаналізована модифікація втулок, виготовлених із застосуванням методу електрохімічної обробки, практично підтверджує результати проведених теоретичних розрахунків.

Висновки. Проведені дослідження дозволяють зробити такі практично важливі висновки:

1. Розроблена розрахункова схема навантаження втулки та оцінки її навантаженого стану в зонах появи тріщини від втоми надала 75 % безвідмовної праці. Такий результат можна вважати практично задовільним.

2. Встановлений вибір режимів випробувань на втому та проведення

експериментів має точні результати, що є зручним для наступних вимірювань.

3. Створена установка для проведення прискорених випробувань на втому втулки голчастого підшипника ПГШ транспортного дизеля є компактною, достатньо нескладною і доступною, таким чином, може бути використана для подальших досліджень.

4. При згині втомна міцність експериментальних втулок вище, ніж у серійних.

5. Електрохімічна технологія обробки кромки отворів не знижує втомну міцність сталі ШХ 15-Ш.

Таким чином, можливо рекомендувати втулки з закругленими кромками отворів електрохімічним методом у серійне виробництво.

Список використаних джерел

1. Блех М. В., Нехорошев С. А., Оробинский А. В., Потиченко В. А. Контактные нагрузки игольчатого подшипника верхней головки шатуна быстроходного двухтактного дизеля. *Проблемы прочности*. 1985. № 6. С. 16-20.
2. Ануриев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. / под ред. И. Н. Жестковой. 8-е изд., перераб. и доп. Москва: Машиностроение, 2001. Т. 2. 912 с.
3. Аксьонова Н. А., Надтока О. В., Оробинський О. В. Механічні властивості та перспективи використання в транспортній галузі 2-бромбензофенону: *Зб. наук. праць Укр. держ. ун-ту залізнич. трансп.* Харків: УкрДУЗТ, 2016. Вип. 160 (додаток). С. 64–65.
4. Прохвятилов А. И., Стржемечный М. А., Гальцов Н. Н. и др. Параметры решетки и тепловое расширение кристаллов 2-бромбензофенона в области 90–300. *Физика низких температур*. 2016. Т. 42. № 4. С. 407–411.
5. Тимошенко С. П., Гудьер Дж. Теория упругости. Москва: Наука, 1975. 576 с.
6. Ramesh B. T., Vinayaka Koppad, Hemantha Raju T. Analysis and Optimization of Connecting Rod With Different Materials. *World Journal of Research and Review (WJRR)*. January 2017. P. 33-39.
7. Gopal G., Suresh L., Kumar D. Gopinath and Uma Maheshwara Rao Design and analysis of assembly of Piston. *Connecting rod and Crank Shaft. International Journal of Current Engineering and Technology*. Vol.6. No.1 (Feb 2016). P. 235–242.
8. Antonios P. Hadjixenis, Jan Hrbac, Mamas I. Prodromidis. Bipolar electrochemical detection of reducing compounds based on visual observation of a metal electrodeposited track at the onset driving voltage. *Sensors and Actuators B: Chemical*, 1 September 2018. Volume 268. P. 529-534.
9. Naohiro Terasawa, Ichiroh Takeuchi. Electrochemical and electromechanical properties of high-performance polymer actuators containing vapor grown carbon nanofiber and metal oxide. *Sensors and Actuators B: Chemical*. January 2013. Vol. 176. P. 1065-1073.

10. Оробінський О. В., Аксьонова Н. А., Надтока О. В. Прискорені випробування сепараторів підшипників кочення. *Зб. наук. праць Укр. держ. ун-ту залізнич. трансп.* Харків: УкрДУЗТ, 2017. Вип. 169 (додаток). С. 130–131.

11. Гребень В. М., Шульгін А. А. Дослідження впливу напружено-деформованого стану підшипника двигуна на його довговічність. *Міцність матеріалів і деталей*. Київ, 2015. №1. С. 67–72.

Аксьонова Наталія Анатоліївна, канд. фіз.-мат. наук, доцент кафедри механіки і проектування машин Українського державного університету залізничного транспорту. Тел: (057) 730-10-52. E-mail: naavoneska@gmail.com.

Оробінський Олександр Васильович, канд. техн. наук, доцент кафедри механіки і проектування машин Українського державного університету залізничного транспорту. Тел: (057) 730-10-52. E-mail: naavoneska@gmail.com.

Надтока Олена Володимирівна, канд. техн. наук, доцент кафедри механіки і проектування машин Українського державного університету залізничного транспорту. Тел: (057) 730-10-52. E-mail: enadtoka@gmail.com.

Петухов Вадим Михайлович, канд. техн. наук, доцент кафедри механіки і проектування машин Українського державного університету залізничного транспорту. Тел.: (057) 730-10-35. E-mail: hiitwagen@gmail.com.

Aksenova Natalya Anatolyevna, PhD (Science) in Mathematical Physics, Associate Professor, Department of Mechanics and Design Machine, Ukrainian State University of Railway Transport. Tel: (057) 730-10-52. E-mail: naavoneska@gmail.com.

Orobinsky Alexandr Vasilyevich, PhD (Tech.), Associate Professor, Department of Mechanics and Design Machine, Ukrainian State University of Railway Transport. Tel.: (057) 730-10-52. E-mail: naavoneska@gmail.com.

Nadtoka Elena Vladimirovna, PhD (Tech.), Associate Professor, Department of Mechanics and Design Machine, Ukrainian State University of Railway Transport. Tel.: (057) 730-10-52. E-mail: enadtoka@gmail.com.

Petukhov Vadim Mykhaylovych, PhD (Tech.), Associate Professor, Department of Mechanics and Design Machine, Ukrainian State University of Railway Transport. Tel.: (057) 730-10-35. E-mail: hiitwagen@gmail.com.

Статтю прийнято 11.06.2019 р.

INCREASE EXPLOITATIVE INDICATORS OF FRICTION WEDGES BY FORMING COATINGS WITH SPECIAL FEATURES