

УДК 621.43.011

- Георгій Слинко д-р техн. наук, професор, професор кафедри автомобілів, теплових двигунів та гібридних енергетичних установок Національного університету «Запорізька політехніка», м. Запоріжжя, Україна, e-mail: gslynko@zpu.edu.ua, ORCID: 0000-0002-1954-8530
- Володимир Корогодський д-р техн. наук, професор, професор кафедри двигунів внутрішнього згорання Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, м. Харків, Україна, e-mail: korohodskyi@khadi.kharkov.ua, ORCID: 0000-0002-1605-4631
- Олександр Кушнір магістр, незалежний дослідник, м. Запоріжжя, Україна, e-mail: sanor.kushnir2000@gmail.com
- Роман Сухонос магістр, старший викладач кафедри автомобілів, теплових двигунів та гібридних енергетичних установок Національного університету «Запорізька політехніка», м. Запоріжжя, Україна, e-mail: romevs@zpu.edu.ua, ORCID: 0000-0001-9683-3389
- Віра Слинко старший викладач кафедри автомобілів, теплових двигунів та гібридних енергетичних установок Національного університету «Запорізька політехніка», м. Запоріжжя, Україна, e-mail: vslynko@zpu.edu.ua, ORCID: 0000-0002-4553-8387

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КУТА МІЖ КРИВОШИПАМИ НА ЗАПАС МІЦНОСТІ НЕПОВНООПОРНОГО КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ 2-ЦИЛІНДРОВОГО ОПОЗИТНОГО ДВИГУНА

Мета роботи. Метою дослідження є зменшити навантаження, що діють на елементи неповноопорного колінчастого валу двоциліндрового опозитного двигуна внутрішнього згорання за рахунок вибору оптимального значення кута між кривошипами. Це дасть можливість підвищити запас надійності колінчастого валу.

Методи дослідження. В роботі використовуються теоретичні (перехід від конкретного до абстрактного), емпіричні (спостереження, вимірювання, порівняння) та комплексні (абстрагування, моделювання, аналіз і синтез) методи досліджень. Для виконання дослідження використовувалась комп'ютерна програма Engine Calculation, пакет програм Microsoft Office. Об'єкт дослідження – чотиритактний двоциліндровий опозитний бензиновий мотоциклетний двигун МТ-10-36. Предмет дослідження – вплив кута між кривошипами γ_k неповноопорного колінчастого валу на запас міцності двоциліндрового опозитного двигуна.

Отримані результати. Вирішено актуальне питання підвищення надійності двоциліндрового бензинового ДВЗ з різним кутом між кривошипами колінчастого валу γ_k . Розраховані сили, що діють на шатунні та корінні шийки колінчастого валу базового двигуна МТ-10-36 та двигунів зі зміненим кутом γ_k (всього 5 варіантів). Розраховано моменти, які набігають на всі корінні та шатунні шийки колінчастого валу, для двигунів з різним кутом γ_k . Розраховані чисельні значення запасів міцності елементів колінчастого валу дозволяють стверджувати, що двигуни з кутами $\gamma_k = 210$ град., $\gamma_k = 240$ град. або $\gamma_k = 270$ град. мають покращені показники надійності (у порівнянні з базовим двигуном).

Наукова новизна. Відому методику розрахунку сил, що діють на корінні шийки ДВЗ, модифіковано для двоциліндрових опозитних двигунів, які не мають проміжної (середньої) корінної шийки; вперше отримано діаграми навантаження на корінні шийки для двоциліндрового опозитного неповноопорного ДВЗ з кривошипами, що зміщені на $\gamma_k = 210$ град., $\gamma_k = 240$ град., $\gamma_k = 270$ град.; вперше отримано графіки моментів, які набігають на шатунні та корінні шийки для двоциліндрового опозитного неповноопорного двигуна МТ-10-36 з кривошипами, що зміщені на $\gamma_k = 210$ град., $\gamma_k = 240$ град., $\gamma_k = 270$ град.

Практична цінність. Методика визначення впливу кута між кривошипами неповноопорного колінчастого валу двоциліндрового ДВЗ на запас міцності колінчастого валу ДВЗ може бути використана при проектуванні нових двоциліндрових опозитних та V-подібних ДВЗ різного призначення.

Ключові слова: чотиритактний двигун внутрішнього згорання, запас міцності, момент, колінчастий вал, корінна шийка, шатунна шийка.

Вступ

Питання міцності і надійності деталей є одними із найважливіших факторів поняття «якість» двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ).

Базовою деталлю будь-якого двигуна є блок циліндрів, а до ключових відносять: головки блоку циліндрів, колінчастий вал, маховик, розподільний вал, картер зчеплення [1].

З аналізу літературних джерел та досвіду експлуатації встановлено, що частина двигунів внутрішнього згорання для мототехніки, літальних апаратів, товарів народного споживання оснащується неповноопорними колінчастими валами, які внаслідок відсутності проміжної корінної шийки мають збільшене навантаження на інші корінні шийки і на щоки валу [2, 3]. Це викликає прискорене зменшення ресурсу колінчастого валу та, за несприятливих перевантажень чи форсуванні двигуна – руйнування валу. Тому в роботі розглянуто актуальне питання впливу конструкції неповноопорного колінчастого валу (а саме кута між кривошипами γ_k) на його запас міцності.

Аналіз досліджень та публікацій

Колінчастий вал є однією з найбільш напружених деталей двигуна, й до того ж, трудомісткою при виготовленні. При роботі вал навантажується перемінними силами і моментами, і зазнає дії крутильних, згинаючих і повздовжніх коливань, які за несприятливих умов (резонансні і близькі до них режими роботи) можуть суттєво збільшувати навантаження на валу від основних газових та інерційних сил. Шийки вала під дією тертя зношуються. Тому колінчастий вал повинен мати високу міцність, жорсткість і зносостійкість [4–6].

Основним елементом колінчастого валу є коліно, яке складається з корінних шийок, шатунної шийки і щік. Останні можуть бути виконані як єдине ціле з противагами.

Існує два види колінчастих валів, що відрізняються за типом опори – повноопорні і неповноопорні [5].

У повноопорних валах корінних шийок більше, ніж шатунних, при цьому корінні шийки розташовані з обох боків шатунних шийок, чергуючись із ними (всього корінних шийок на одну більше, ніж шатунних) [7, 8].

У неповноопорних колінчастих валах корінних шийок менше, ніж шатунних, або стільки ж, при цьому з обох боків щоки може бути дві зміщені на певний кут шатунних шийок.

Неповноопорні колінчасті вали мають простішу конструкцію, проте вони через меншу кількість точок опори на картер двигуна повинні бути жорсткішими і міцнішими, а значить – і важчими (рис. 1). Тому на сьогодні більшого поширення набули повноопорні колінчасті вали, які при більш складному виробництві є легшими та надійнішими [5].

Загалом, число і взаємне розташування колін залежить від числа циліндрів, їх розташування і тактності двигуна [5]. При цьому важливим є рівномірність запалювання в циліндрах двигуна, а також врівноваженість сил і моментів інерції.

Колінчасті вали виготовляють куванням та штампуванням зі сталі, а також литтям зі спеціального високоміцного чавуну. При отриманні литих валів суттєво скорочуються витрати на механічну обробку

при забезпеченні раціональних геометричних форм валу, але литі вали поступаються міцністю штампованим [5].



Рисунок 1. Неповноопорний колінчастий вал зі зломом по центральній щоці

Постійно змінні в часі сили та моменти, які діють на деталі кривошипно-шатунного механізму, за умови їх невірноваженості, викликають значні вібрації. Зазвичай, інженерами та дослідниками розглядаються результуючі сили інерції I та II порядку (ΣP_{jI} , ΣP_{jII}), їх моменти (ΣM_{jI} , ΣM_{jII}), а також результуючі відцентрові сили інерції та їх моменти (ΣK_R , ΣM_R). За умови $\Sigma P_{jI} = 0$, $\Sigma P_{jII} = 0$, $\Sigma M_{jI} = 0$, $\Sigma M_{jII} = 0$, $\Sigma K_R = 0$, $\Sigma M_R = 0$ двигун вважається повністю врівноваженим [9, 10].

Балансування ДВЗ за допомогою противаг або балансирих валів ускладнює конструкцію та збільшує масу агрегату. Але такі технічні рішення широко використовуються у 1...4-циліндрових високооберткових ДВЗ для мотоциклів, оскільки в них сили інерції на окремих режимах роботи можуть переважати над газовими силами [11, 12].

Для врівноваження сил та моментів в двоциліндрових двигунах різних схем використовуються додаткові маси на продовженнях щік колінчастих валів, а також додаткові вали з противагами різних конструкцій [9, 11].

Відсутність середньої (проміжної) корінної шийки викликає збільшення навантажень, що діють на корінні шийки, а також на щоки.

Неповноопорні колінчасті вали можуть використовуватися не тільки в опозитних двигунах (MT-10-36, K-750, BMW 1250 GS), а також і в рядних двигунах (Ducati GTL 500, Ducati GTV 500, Honda Africa Twin), і V-подібних двигунах з кутом розвалу циліндрів $0 < \gamma < 180$ град. (Honda Shadow).

На двоциліндрових ДВЗ, зазвичай, кривошипи розташовані або без зміщення, або через $\gamma_k = 180$ град. Проте бувають і інші конструкції. Наприклад, у двигуна Honda CRF1000L Africa Twin кут між кривошипами складає $\gamma_k = 270$ град. За численними відгуками власників мотоциклів з таким двигуном, він має великий ресурс (до 300 тис. км пробігу) у порівнянні з іншими мотоциклами того ж класу [9, 13]. Дисбаланс в роботі такого двигуна усувається за рахунок додаткових врівноважувальних систем. Збільшений кут між кривошипами є можливим

поясненням збільшення ресурсу двигуна, проте в науковій літературі це питання не вивчене.

Висуваємо гіпотезу, що збільшення кута між кривошипами двоциліндрового двигуна до величини $\gamma_k = 270$ град. внаслідок кінематичних та динамічних закономірностей роботи двигуна збільшує надійність однієї з основних його деталей – колінчастого валу.

Мета роботи

Метою дослідження є зменшити навантаження, що діють на елементи неповноопорного колінчастого валу двоциліндрового опозитного двигуна внутрішнього згорання за рахунок вибору оптимального значення кута між кривошипами. Це дасть можливість підвищити запас надійності колінчастого валу.

Матеріал і методика досліджень

Оскільки дана робота присвячена визначенню впливу кута розвалу циліндрів на запас міцності колінчастого валу ДВЗ, в розділі проведено аналіз конструкції опозитного двоциліндрового бензинового двигуна МТ-10-36 мотоцикла «Дніпро» та конструкції його колінчастого валу. Двигун чотиритактний, карбюраторний, верхньоклапанний, потужністю 26,5 кВт [14, 15].

Кривошипно-шатунний механізм двигуна МТ-10-36 складається з колінчастого валу з шатунами, поршнями, поршневими кільцями і поршневими пальцями.

Колінчастий вал двигуна МТ-10-36 неповноопорний, з двома кривошипами, розташованими під кутом $\gamma_k = 180$ град.. Колінчастий вал (рис. 2) являє собою вилковку з високоміцного чавуну ВЧ-50-2, і термічно оброблений до твердості НВ 212-255. Колінчастий вал має два коліна, розташованих в одній площині під кутом $\gamma_k = 180$ град., і складається з передньої цапфи, щоки і двох шатунних шийок. Колінчастий вал встановлений в картері двигуна на двох підшипниках [14]. Номінальний діаметр корінних шийок $45 \pm 0,008$ мм, шатунних $48 \pm 0,025$ мм. Шатунні шийки пустотілі, їх порожнини закриті нарізними пробками та закернені. Щоки колінчастого валу, які прилягають до корінних шийок, врівноважені. Для зменшення вібрацій колінчастий вал в зборі з маховиком відбалансований. Маховик виготовлений зі сталі 40Х [14].

Виходячи з існуючих конструкцій ДВЗ для мотоциклів, для дослідження впливу компоновки циліндрів двигуна на запас міцності колінчастого валу ДВЗ обрано наступні варіанти двоциліндрових опозитних двигунів:

- кут між шатунними шийками $\gamma_k = 180$ град., запалювання паливовітряної суміші (ППС) через $\varphi = 360$ град. (базовий двигун МТ-10-36) (рис. 3а);
- кут між шатунними шийками $\gamma_k = 180$ град., запалювання ППС одночасне (рис. 3, а);
- кут між шатунними шийками $\gamma_k = 210$ град. (рис. 3б).

- кут між шатунними шийками $\gamma_k = 240$ град. (рис. 3в).

- кут між шатунними шийками $\gamma_k = 270$ град. (рис. 3д).

Питання врівноважування двигуна зі зміщенням кривошипів, безперечно, є важливим, проте в даній праці не розглядається, і є темою окремого дослідження.

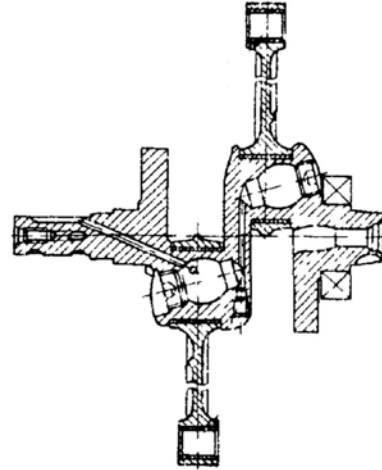


Рисунок 2. Колінчастий вал в зборі з шатунами двигуна МТ-10-36 [14]

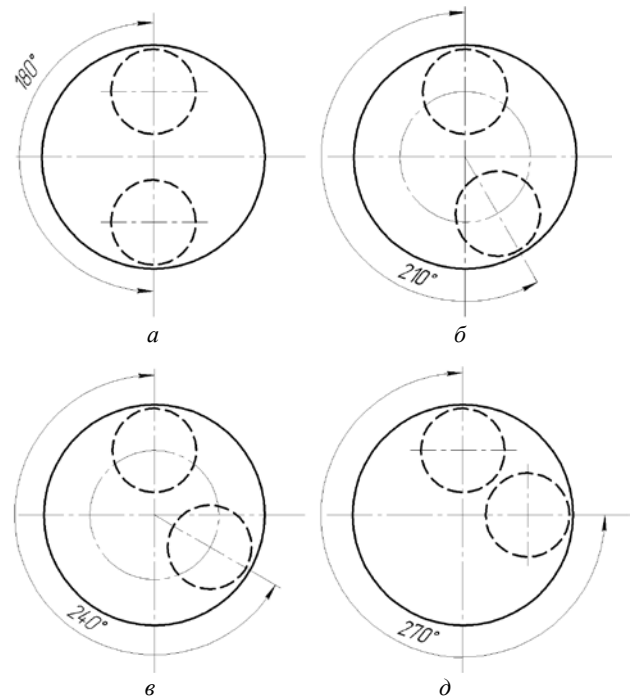


Рисунок 3. Схеми розміщення кривошипів двоциліндрового опозитного ДВЗ через $\gamma_k = 180$ град. (а), $\gamma_k = 210$ град. (б), $\gamma_k = 240$ град. (в), $\gamma_k = 270$ град. (д)

Знаючи величини сил $R'_{k1(I)}$ і $R'_{k1(II)}$, які діють на корінні шийки для циклу двигуна $\varphi = 0 \dots 720$ град. п.к.в., зміщення величини сил $R'_{k2(I)}$ і $R'_{k2(II)}$ вважаємо аналогічним, але зі зміщенням на певний кут. Для двигуна із запалюванням ППС через $\varphi = 360$ град. п.к.в. (базовий МТ-10-36), відповідно, це зміщення складає $\varphi = 360$ град. п.к.в. Для двигуна із одночасним запалюванням ППС зміщення немає.

Кут випередження запалювання у двигуна МТ-10-36 складає 32...36 град. до верхньої мертвої точки [14]; у виконаних розрахунках приймався кут 32 град.

Для двигуна зі зміщенням кривошипів $\gamma_k = 210$ град. п.к.в. зміщення сил $R'_{k2(I)}$ і $R'_{k2(II)}$ відносно сил $R'_{k1(I)}$ і $R'_{k1(II)}$, складає $\varphi = 360 + (210 - 180) = 390$ град. п.к.в.

Для двигуна зі зміщенням кривошипів 240 град. п.к.в. – $\varphi = 410$ град. п.к.в. Для двигуна зі зміщенням кривошипів 270 град. п.к.в. – $\varphi = 450$ град. п.к.в.

Колінчастий вал ДВЗ сприймає періодичні навантаження від сил тиску газів, сил інерції та обертальних моментів. Колінчастий вал піддається скручуванню, вигину та розтягуванню-стиску; моменти, що періодично змінюються, викликають, крім того, крутильні коливання, внаслідок яких відбувається додаткове скручування.

Розрахунок колінчастого валу ДВЗ на міцність виконано за модифікованою методикою [10], яка складається з наступних етапів:

- визначення питомого тиску на поверхні шийок;
- розрахунок корінних шийок;
- розрахунок шатунних шийок;
- розрахунок щік.

При розрахунках використано формули опору матеріалів. Запаси міцності елементів колінчастого валу визначались за одним із двох способів – за границею втоми або за границею текучості.

Запас міцності основних елементів колінчастого валу має бути, не менше [5]: корінна шийка – 3...5; шатунна шийка – 2...3; щока – 2...3.

Виклад основного матеріалу дослідження

На основі паспортних даних двигуна МТ-10-36 [14, 15] за методикою [16] в комп'ютерній програмі Engine Calculation виконано розрахунок термодинамічного циклу, побудована індикаторна діаграма тиску газів в циліндрі (рис. 4).

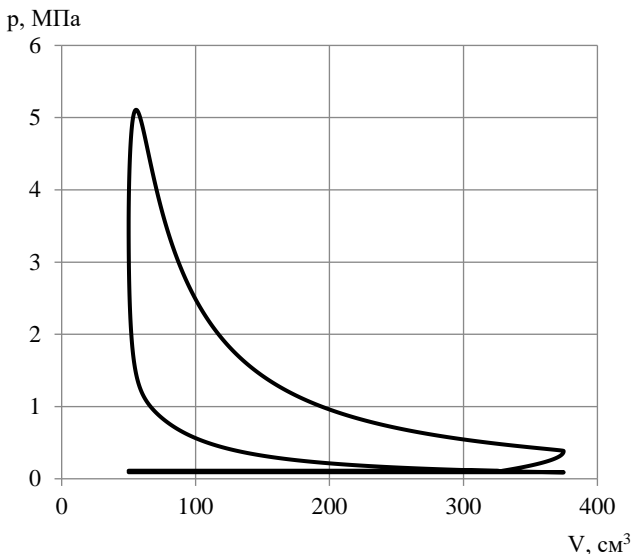


Рисунок 4. Індикаторна діаграма двигуна МТ-10-36

За методикою [16] виконано розрахунок сил, що діють на поршень, шатун, кривошип двигуна, а також обертального моменту на кривошпії. Далі, використовуючи модифіковану методикою [10] виконано розрахунок сил та реакцій, що діють на шатунні та корінні шийки колінчастого валу двигуна.

Розрахункова схема діючих сил показана на рисунку 5.

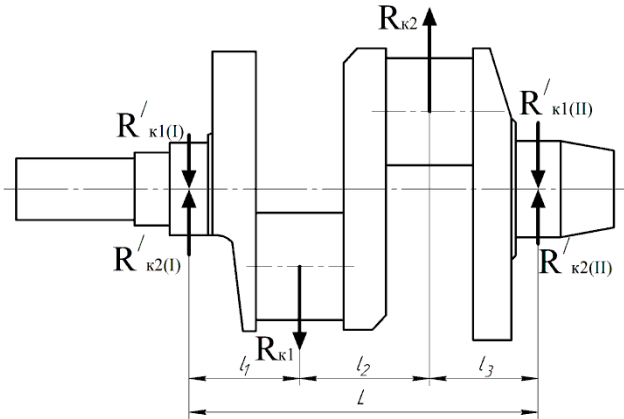


Рисунок 5. Схема колінчастого валу двигуна МТ-10-36 з силами, що діють на шийки

Результуюча сила $R_{кш}$, діюча на кожну корінну шийку, визначається геометричним складанням сил, рівних, але протилежно направлених по відношенню до сил, що передаються від двох колін двигуна

$$\bar{R}_{кш} = \bar{R}'_{k1} + \bar{R}'_{k2}, \quad (1)$$

де R'_{k1} і R'_{k2} – сили, що передаються від 1-го і 2-го колін на корінні шийки.

Зважаючи на конструкцію колінчастого валу, який відрізняється від типових конструкцій ДВЗ відсутністю проміжної корінної шийки між двома шатунними, визначаємо величини R'_{k1} і R'_{k2} наступним чином:

- діють на 1-шу корінну шийку

$$R'_{k1(I)} = -R_{k1} \cdot l_1 / L, \quad (2)$$

$$R'_{k2(I)} = -R_{k2} \cdot (l_1 + l_2) / L; \quad (3)$$

- діють на 2-гу корінну шийку:

$$R'_{k1(II)} = -R_{k1} \cdot (l_2 + l_3) / L, \quad (4)$$

$$R'_{k2(II)} = -R_{k2} \cdot l_3 / L. \quad (5)$$

В формулах (1–5) величинами l_i та L показано відстані між осями корінних та шатунних шийок.

Тепер можна визначити результуючі сили $R_{кш}$, діючі на 1-шу та 2-гу корінні шийки [10]:

$$R_{кш1} = R'_{k1(I)} + R'_{k2(I)}, \quad (6)$$

$$R_{кш2} = R'_{к1(II)} + R'_{к2(II)}, \quad (7)$$

Проте, оскільки розрахований двигун опозитний, а значить, сили, що діють у 2-му циліндрі, протилежні за напрямом у системі координат сил 1-го циліндра, в формулах (6) і (7) знак «+» замінюємо на «-». Тоді

$$R_{кш1} = R'_{к1(I)} - R'_{к2(I)}, \quad (8)$$

$$R_{кш2} = R'_{к1(II)} - R'_{к2(II)}, \quad (9)$$

Для динамічного розрахунку дійсний кривошипно-шатунний механізм замінено динамічно еквівалентною системою зосереджених мас: маса поршневої групи $m_{п} = 0,501$ кг; маса шатунної групи $m_{ш} = 0,525$ кг; маса шатуна, зосереджена на осі поршневого пальця $m_{шп} = 0,131$ кг; маса шатуна, зосереджена на осі кривошипа $m_{шгк} = 0,394$ кг; маса неврівноважених частин одного коліна вала без противаг $m_{к} = 0,573$ кг; маси, що здійснюють зворотньо-поступальний рух $m_{j} = 0,632$ кг; маси, що здійснюють обертальний рух $m_{R} = 0,967$ кг.

На рисунку 6 показана діаграма навантаження на корінні шийки двигуна МТ-10-36 в базовому виконанні з кутом між кривошипами $\gamma_{к} = 180$ град.; з одночасним запалюванням ППС з $\gamma_{к} = 180$ град.; з кутом між кривошипами $\gamma_{к} = 210$ град.; $\gamma_{к} = 240$ град.; $\gamma_{к} = 270$ град.

З розгорнутих діаграм $R_{кш}$ (рис. 6) визначаємо максимальні $R_{кш1(2) \max}$, середні $R_{кш1(2) \text{ ср}}$ та мінімальні $R_{кш1(2) \min}$ значення: сил, що діють на 1-шу та на 2-гу корінні шийки. Ці величини занесено до таблицю 1.

В таблиці 1 жирним шрифтом виділено найбільші (в абсолютному значенні) величини сил, що діють на корінні шийки, по кожному варіанту двигуна.

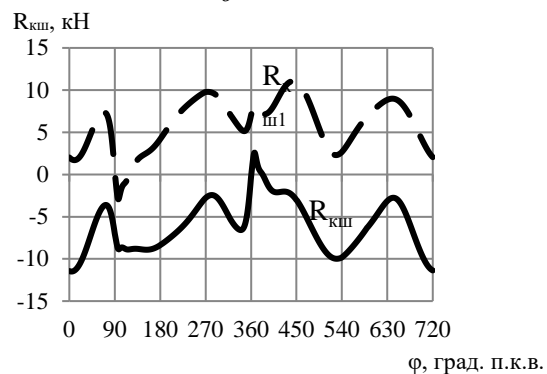
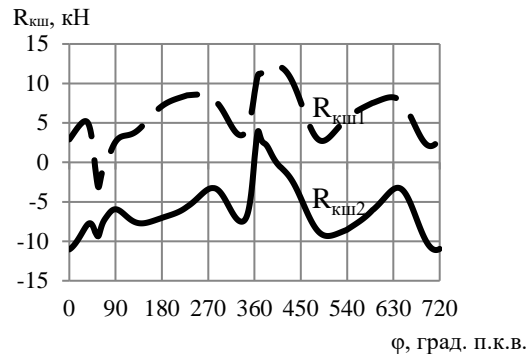
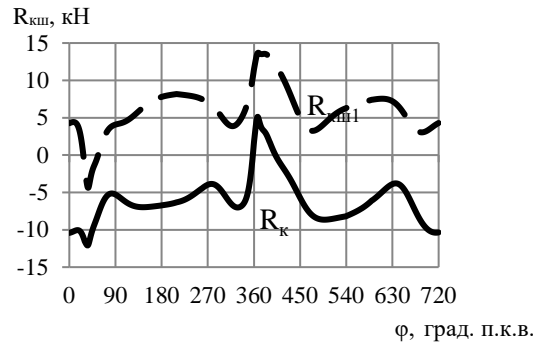
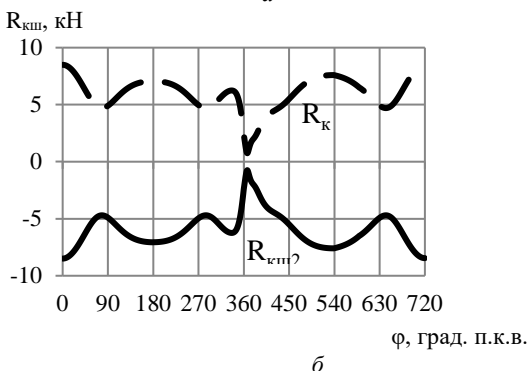
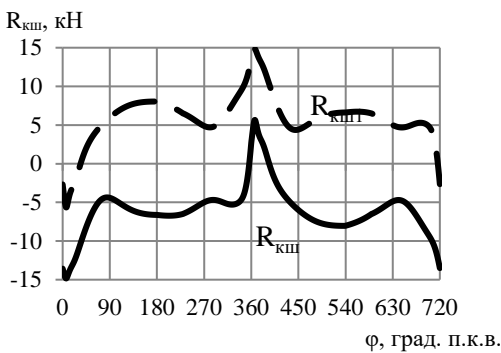


Рисунок 6. Діаграми навантаження на корінні шийки:

- a* – базового двигуна МТ-10-36 (із запалюванням паливоповітряної суміші через $\phi = 360$ град. п.к.в.);
- б* – з кутом між кривошипами $\gamma_{к} = 180$ град., з одночасним запалюванням паливоповітряної суміші;
- в* – з кутом між кривошипами $\gamma_{к} = 210$ град.;
- д* – з кутом між кривошипами $\gamma_{к} = 240$ град.;
- е* – з кутом між кривошипами $\gamma_{к} = 270$ град.;

--- $R_{кш1}$; — $R_{кш2}$

Базовий двигун МТ-10-36, згідно до розрахунків, найбільш врівноважений, і це підтверджується даними з літературних джерел [5, 9, 17], проте навантаження на корінні шийки в нього найбільше і складає $|R_{кш1 \max}| = |R_{кш2 \max}| = 14,8$ кН.

У двигуна із одночасним запалюванням в обох циліндрах має місце найменше навантаження на корінні шийки. Це пояснюється тим, що у опозитного двигуна при одночасному робочому ході двох поршнів всі сили діють «віддзеркалено». Але такий двигун є найбільш неврівноваженим [5, 9, 17]. У двигунів зі зміщенням кривошипа на $\gamma_{к} = 210$ град., $\gamma_{к} = 240$ град. і

$\gamma_k = 270$ град. по мірі зростання величини зміщення кривошипа збільшується неврівноваженість двигуна (у порівнянні з базовим двигуном МТ-10-36), але одночасно зменшується максимальне значення сил, діючих на корінні шийки – на 7,7 %, 17,6 % і 22,5 %, відповідно. Тобто, збільшення величини γ_k у двигуна, як очікується, може підвищити його надійність.

Для розрахунків навантажень, що діють на корінні та шатунні шийки колінчастого валу двигуна, треба знати не тільки сили, а також і набігаючі моменти. Користуючись положеннями та рекомендаціями [11], для неповноопорного колінчастого валу приймаємо, що на 1-шу корінну шийку діє момент

$$M_{кш1} = 0. \quad (10)$$

На 2-гу корінну шийку діють моменти від 1-го та 2-го циліндрів:

$$M_{кш2} = M_{кр1} + M_{кр2}. \quad (11)$$

При розрахунку $M_{кш2}$ треба обов'язково враховувати порядок роботи циліндрів та зміщення кривошипів.

На 1-шу і 2-гу шатунні шийки діють набігаючі моменти

$$M_{шш1} = 0,5 \cdot (M_{кр1} + M_{кр2}), \quad (12)$$

$$M_{шш2} = M_{кш2} + 0,5 \cdot (M_{кр1} + M_{кр2}). \quad (13)$$

З врахуванням формул (10–13) знаходимо моменти на корінних та шатунних шийках для двигунів з різними кутами між шатунними шийками γ_k . Побудовано криві моментів (рис. 7), і знайдено максимальні та мінімальні значення $M_{кш1}$ і $M_{шш1}$ (табл. 2).

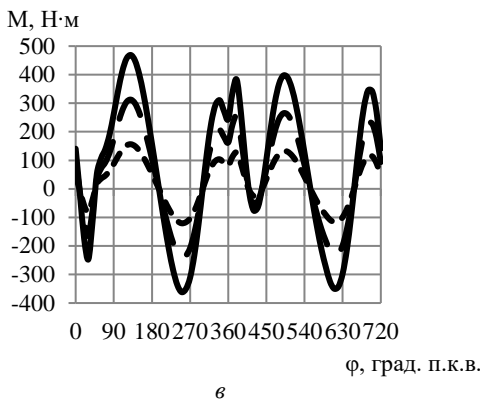
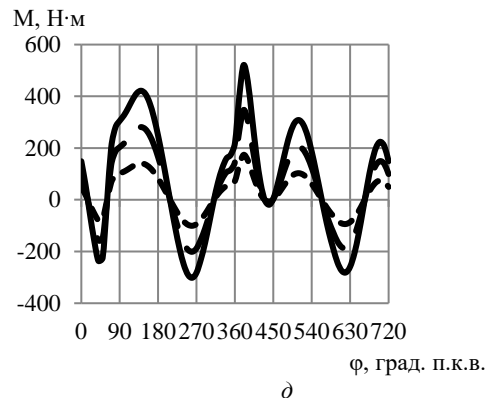
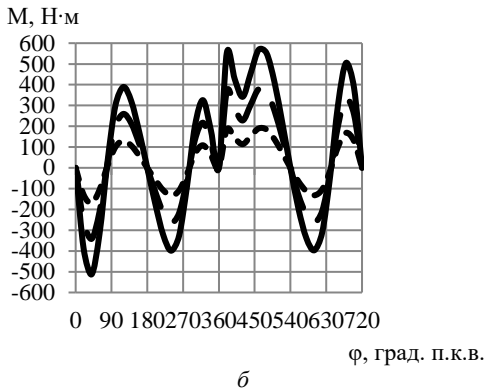
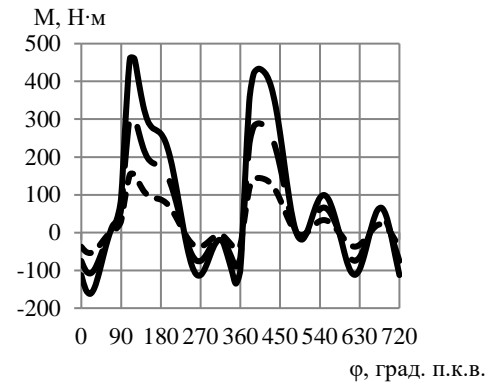
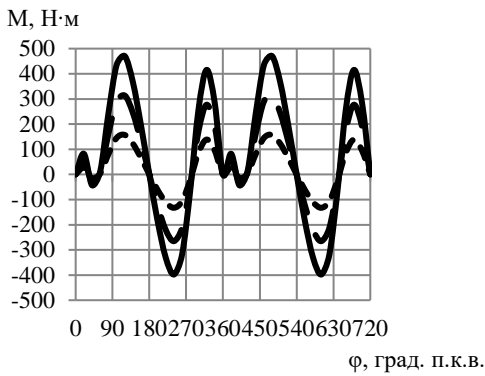


Рисунок 7. Криві набігаючих моментів, які скручують шатунні та корінні шийки колінчастого валу:

- а – базового двигуна МТ-10-36 (із запалюванням паливоповітряної суміші через $\phi = 360$ град. п.к.в.);
- б – з кутом між кривошипами $\gamma_k = 180$ град., з одночасним запалюванням паливоповітряної суміші;
- в – з кутом між кривошипами $\gamma_k = 210$ град.;
- д – з кутом між кривошипами $\gamma_k = 240$ град.;
- е – з кутом між кривошипами $\gamma_k = 270$ град.;

----- $M_{шш1}$; ————— $M_{шш2}$; ———— $M_{кш2}$

Таблиця 1 – Екстремуми та середні значення сил, що діють на 1-шу та на 2-гу корінні шийки, Н

Кут між шатунними шийками	$R_{кш1 \max}$	$R_{кш1 \min}$	$R_{кш1 \text{ ср}}$	$R_{кш2 \max}$	$R_{кш2 \min}$	$R_{кш2 \text{ ср}}$
$\gamma_k = 180$ град., із запалюванням ППС через $\phi = 360$ град. п.к.в.	14833,8	-5665,0	5979,3	5665,0	-14833,8	-5979,3
$\gamma_k = 180$ град., з одночасним запалюванням ППС ($\phi = 0$ град. п.к.в.)	8493,5	740,9	5979,3	-740,9	-8493,5	-5979,3
$\gamma_k = 210$ град.	13697,3	-4374,6	5979,3	5125,4	-12088,0	-5979,3
$\gamma_k = 240$ град.	12222,6	-3149,2	5979,3	3967,2	-11108,1	-5979,3
$\gamma_k = 270$ град.	11494,1	-2597,6	5979,3	2941,7	-10991,5	-5979,3

Таблиця 2 – Екстремуми набігаючих моментів, що діють на шатунні та корінні шийки, Н·м

Кут між ШШШ	$M_{кш1}$	$M_{кш2}$		$M_{шш1}$		$M_{шш2}$	
		max	min	max	min	max	min
$\gamma_k = 180$ град., із запалюванням ППС через $\phi = 360$ град. п.к.в.	0	313,68	-265,35	156,84	-132,68	470,52	-398,03
$\gamma_k = 180$ град., з одночасним запалюванням ППС ($\phi = 0$ град. п.к.в.)	0	378,86	-341,96	189,43	-170,98	568,29	-512,94
$\gamma_k = 210$ град.	0	312,60	-233,97	156,30	-120,61	468,90	-361,82
$\gamma_k = 240$ град.	0	346,77	-201,03	173,39	-100,51	520,16	-301,54
$\gamma_k = 270$ град.	0	307,21	-108,18	153,61	-54,09	460,82	-162,26

З отриманих результатів (рис. 7, табл. 2) видно, що максимальні та мінімальні значення набігаючих моментів на корінні $M_{кш}$ та шатунні шийки $M_{шш}$ двигуна МТ-10-36 при зміні кута між шатунними шийками колінчастого валу:

- у базового двигуна з $\gamma_k = 180$ град., із запалюванням ППС через $\phi = 360$ град. п.к.в., не є оптимальними;
- найбільші у двигуна з $\gamma_k = 180$ град., з одночасним запалюванням ППС.

Розраховано запас міцності елементів колінчастого валу двигуна МТ-10-36, працюючого на номінальному режимі, в п'яти варіантах.

При виконанні цих розрахунків на міцність геометричні параметри, форма та матеріал колінчастого валу не змінювались. Варіювались наступні величини:

- максимальна результуюча сила, що діє на 1-шу (або 2-гу) корінну шийку $R_{кш1(2) \max}$;
- середня результуюча сила, що діє на корінну шийку $R_{кш \text{ ср}}$;
- максимальний набігаючий момент на корінну шийку $M_{кш \max}$;
- мінімальний набігаючий момент на корінну шийку $M_{кш \min}$;
- максимальний набігаючий момент на шатунну шийку $M_{шш \max}$;
- мінімальний набігаючий момент на шатунну шийку $M_{шш \min}$.

Результати розрахунків запасів міцності елементів колінчастого валу двигуна занесено до таблиці 3.

Таблиця 3 – Запаси міцності елементів колінчастого валу двигуна

Кут між шатунними шийками	$n_{кш}$		$n_{шш}$		$n_{ш}$
	1-ша КШ	2-га КШ	1-ша ШШ	2-га ШШ	
$\gamma_k = 180$ град., із запалюванням ППС через $\phi = 360$ град. п.к.в.	∞	9,3	3,9	3,3	3,5
$\gamma_k = 180$ град., з одночасним запалюванням ППС ($\phi = 0$ град. п.к.в.)	∞	7,5	3,8	3,0	3,5
$\gamma_k = 210$ град.	∞	9,9	3,9	3,3	3,5
$\gamma_k = 240$ град.	∞	9,8	3,9	3,3	3,5
$\gamma_k = 270$ град.	∞	12,8	3,9	3,6	3,5
Мінімально необхідний запас міцності [10]	3,0...5,0		2,0 ... 3,0		

Розраховані запаси міцності елементів колінчастого валу – корінної шийки ($n_{кш}$), шатунної шийки ($n_{шш}$), щоки ($n_{ш}$) – на кручення, згин і розтягування-стиснення більші за мінімально необхідні.

З отриманих результатів видно, що найбільш вразливими місцями колінчастого валу двигуна МТ-10-36 є шатунна шийка та щока. Розрахований запас міцності корінної шийки забезпечує її надійну роботу при форсуванні двигуна.

При розрахунку моментів на 1-шу корінну шийку було встановлено, що на цю шийку не діють набігаючі моменти, тобто величини $M_{кш \max} = 0$, $M_{кш \min} = 0$. Тому при розрахунку 1-ї корінної шийки величини запасу міцності $n_{кш1}$ показані як безкінечні.

З аналізу отриманих результатів розрахунку на міцність колінчастого валу для двигунів з різною величиною кута між шатунними шийками γ_k встановлено наступне:

1. Двигун з одночасним запалюванням ППС в обох циліндрах має менші (на 1,3...19,6 %) запаси

міцності елементів колінчастого валу, ніж у базового двигуна МТ-10-36;

2. Колінчасті вали з кутом між шатунними шийками $\gamma_k = 210$ град. і з кутом $\gamma_k = 240$ град. мають більш на 0,2...5,7 % запаси міцності, ніж колінчастий вал базового двигуна МТ-10-36;

3. Колінчастий вал з кутом між шатунними шийками $\gamma_k = 270$ град. має значно більший запас міцності, ніж колінчастий вал базового двигуна:

- для 2-ї, найбільш навантаженої корінної шийки – на 37,5 %;

- для 1-ї шатунної шийки – на 1,1 %;

- для 2-ї шатунної шийки – на 8,3 %.

Висновки

В роботі вирішено актуальне питання дослідження впливу кута між кривошипам на запас міцності неповноопорного колінчастого валу двоциліндрового опозитного двигуна. Встановлено, що у ДВЗ зі зміщенням кривошипів на 210 град., 240 град. і 270 град. по мірі зростання величини зміщення кривошипа збільшується невідповідність двигуна, але одночасно зменшується максимальне значення навантаження (екстремум) на корінні шийки – на 7,7 %, 17,6 % і 22,5 %, відповідно.

Розраховано набігаючі моменти на всі корінні та шатунні шийки колінчастого валу, для двигунів з різним кутом між шатунними шийками γ_k (всього 5 варіантів), визначено найбільше та найменш навантажені. 1-ша корінна шийка не навантажена крутним моментом. Із двох шатунних шийок більше навантажена 2-га (за рахунок додаткового набігаючого моменту $M_{кш 2}$).

Розраховано запас міцності елементів колінчастого валу двигуна МТ-10-36, працюючого на номінальному режимі. Розраховано запаси міцності на кручення, згин і розтягування-стиснення. Встановлено, що найбільш вразливими місцями колінчастого валу двигуна МТ-10-36 є шатунна шийка та щока. Розрахований запас міцності корінної шийки забезпечує її надійну роботу при можливому форсуванні двигуна.

Розраховані чисельні значення запасів міцності елементів колінчастого валу дозволяють стверджувати, що двигуни з кутами $\gamma_k = 210$ град., $\gamma_k = 240$ град. або $\gamma_k = 270$ град. мають покращені показники надійності (у порівнянні з базовим двигуном). Кінематична схема опозитного або V-подібного ДВЗ з кутом $\gamma_k = 270$ град. є перспективною, оскільки має підвищений (на 1,1...37,5 %) запас міцності колінчастого валу.

За результатами дослідження впливу кута між кривошипам на запас міцності неповноопорного колінчастого валу двоциліндрового опозитного ДВЗ встановлено, що дане актуальне питання може мати подальший науковий та практичний розвиток – необхідно розглянути врівноважування двигуна при куті між кривошипам $\gamma_k = 270$ град.

Список літератури

1. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т. 6. Надійність ДВЗ / Ф. І. Абрамчук, М. К. Рязанцев, А. Ф. Шеховцов. – За ред. А. П. Марченка, А. Ф. Шеховцова. – Харків: Видавн. центр НТУ «ХПІ», 2004. – 421 с.

2. Gunarajah J. Fatigue Life and Stress Analysis of a Single Cylinder Four Stroke Crankshaft / Jayanthan Gunarajah, S. A. Abu Bakar, I. I. Mazali // International Journal of Automotive and Mechanical Engineering. – 2024. – № 21(3). – P. 11695–11711. DOI: 10.15282/ijame.21.3.2024.19.0902

3. Kurbet S. N. Material testing and evaluation of crankshafts for structural analysis / S.N. Kurbet, Vinay V Kuppast, Basavaraj Talikoti // Materials Today Proceedings. – 2020. – № 34(2). DOI: 10.1016/j.matpr.2020.03.112

4. Марченко А. П. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т. 1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / А. П. Марченко, М. К. Рязанцев, А. Ф. Шеховцов. – За редакцією А. П. Марченка, А. Ф. Шеховцова. – Харків: Прапор, 2004 – 384 с.

5. Автомобільні двигуни. Підручник / Ф. І. Абрамчук, Ю. Ф. Гутаревич, К. Є. Долганов, І. П. Тимченко. – 3-тє видання. – К.: Арістей, 2006. – 476 с.

6. Li Wei. Analysis of a crankshaft fatigue failure / Wei Li, Qing Yan, Jianhua Xue // Engineering Failure Analysis. – 2015. – Vol. 55. – P. 139–147. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2015.05.013

7. Modeling and Simulation of Material Type Effects on the Mechanical Behavior of Crankshafts in Internal Combustion Engines / Н. М. Nazha, М. Adrah, Т. Osman, М. Shash // Modelling. – 2024. – № 5(4). – P. 1550–1567. DOI: 10.3390/modelling5040081

8. Crankshaft failure analysis of a boxer diesel motor / M. Fonte, V. Anes, P. Duarte et al. // Engineering Failure Analysis. – 2015. – Vol. 56. – P. 109–115. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2015.03.014

9. Слинько Г. І. Врівноваження 2-циліндрових ДВЗ з різним розташуванням циліндрів / Г. І. Слинько, Р. Ф. Сухонос, О. Д. Кушнір // Тиждень науки-2022. Транспортний факультет: щоріч. наук.-практ. конф., 18-22 квітня 2022 р.: тези доп. / Редкол.: В. В. Наумик (відпов. ред.) Електрон. дані. – НУ «Запорізька політехніка», 2022. – С. 127–128.

10. Методичні вказівки щодо виконання курсового проекту «Кривошипно-шатунний механізм» з дисципліни «Конструювання і розрахунок ДВЗ» для студентів спеціальності 8.05050304 «Двигуни внутрішнього згорання» усіх форм навчання / Укл. В. О. Мазін. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2016. – 36 с.

11. Шапко В. Ф. Основи теорії та динаміки автомобільних двигунів: підручник / В. Ф. Шапко, С. В. Шапко. – Харків: Точка, 2016. – 232 с.

12. Calculations for Internal Combustion Engine Crankshafts. Classification Notes. – Indian Register of Shipping. – April 2020. – 72 p.

13. Кушнір О. Д. Дослідження впливу кута між кривошипамі на запас міцності неповноопорного колінчастого валу 2-циліндрового опозитного ДВЗ: магістерська робота / О.Д. Кушнір. – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2022 – 90 с. / Режим доступу: <https://eir.zp.edu.ua/items/fe381ee1-4d19-462c-83ef-128e8106b6ef>

14. Motorcycle «Днепр» МТ10-36. Operating Instructions / М. : Autoexport, 1980. – 95 р.

15. Motorcycle Dnepr-11 Model КМЗ-8.155 КМЗ-8.155-1 КМЗ-8.155.6. Operation manual КМЗ-8.155 РЭА

/ М. : Autoexport, 1992. – 108 р.

16. Слинько Г. І. Тепловий і динамічний розрахунок ДВЗ : навчальний посібник з курсового проектування / Г. І. Слинько, Р. Ф. Сухонос, В. В. Слинько. – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2024. – 130 с.

17. Пода В. Б. Динамічний розрахунок і зрівноваження поршневих двигунів внутрішнього згоряння / В. Б. Пода. – Навч. посібник. – Харків : Нац. аерокосм. ун-т «ХАІ», 2007. – 105 с.

Одержано 05.02.2025

RESEARCH ON THE INFLUENCE OF THE ANGLE BETWEEN THE CRANKPINS ON THE MARGIN OF SAFETY OF THE PARTIALLY SUPPORTED CRANKSHAFT OF A FLAT-TWIN ENGINE

Georgiy Slyn'ko

Dr. Sc., Professor, Professor of the Department of Automobiles, Heat Engines and Hybrid Power Plants, National University Zaporizhzhia Polytechnic, Zaporizhzhia, Ukraine, *e-mail*: gslynko@zp.edu.ua, ORCID: 0000-0002-1954-8530

Volodymyr Korohodskyi

Dr. Sc., Professor, Professor of the Department of Internal Combustion Engines, Kharkiv National Automobile and Highway University, Kharkiv, Ukraine, *e-mail*: korohodskiy@khadi.kharkov.ua, ORCID: 0000-0002-1605-4631

Olexandr Kushnir

M. Sc., Independent Researcher, Zaporizhzhia, Ukraine, *e-mail*: sanor.kushnir2000@gmail.com

Roman Sukhonos

M. Sc., Senior lecturer of the Department of Automobiles, Heat Engines and Hybrid Power Plants, National University Zaporizhzhia Polytechnic, Zaporizhzhia, Ukraine, *e-mail*: romevs@zp.edu.ua, ORCID 0000-0001-9683-3389

Vira Slinko

Senior lecturer of the Department of Automobiles, Heat Engines and Hybrid Power Plants, National University Zaporizhzhia Polytechnic, Zaporizhzhia, Ukraine, *e-mail*: vslinko@zp.edu.ua, ORCID 0000-0002-4553-8387

Purpose. *The purpose of the study is to reduce the loads acting on the elements of the partially supported crankshaft of a flat-twin internal combustion engine by choosing the optimal value of the angle between the crankpins. This will make it possible to increase the margin of safety of the crankshaft.*

Research methods. *Theoretical (transition from specific to abstract), empirical (observation, measurement, comparison) and complex (abstraction, modeling, analysis and synthesis) research methods are used. The computer program Engine Calculation and Microsoft Office was used for the study. The object of the study is a four-stroke two-cylinder flat-twin gasoline motorcycle engine MT-10-36. The subject of the study is the influence of the angle between the crankpins γ_k of the partially supported crankshaft on the margin of safety of a crankshaft of flat-twin engine.*

Results. *The current issue of increasing the reliability of a flat-twin gasoline internal combustion engine with a different angle between the crankshaft crankpins γ_k has been resolved. The forces acting on the connecting rod and main bearings of the crankshaft of the basic engine MT-10-36 and engines with a changed angle γ_k (5 variants) have been calculated. The impact moments on all main and connecting rod bearings of the crankshaft have been calculated for engines with different angles γ_k . The calculated numerical values of the safety margins of the crankshaft parts allow us to state that engines with angles $\gamma_k = 210^\circ$, $\gamma_k = 240^\circ$ or $\gamma_k = 270^\circ$ have improved reliability (in comparison with the basic engine).*

Scientific novelty. *The known method of calculating the forces acting on the main bearings of internal combustion engines has been modified for flat-twin engines that do not have an intermediate (middle) main bearing. For the first time, load diagrams on the main bearings have been obtained for a partially supported crankshaft of flat-twin internal combustion engine with angles between crankpins $\gamma_k = 210^\circ$, $\gamma_k = 240^\circ$, $\gamma_k = 270^\circ$. For the first time, graphs of the impact moments on the connecting rods and main bearings have been obtained for a partially supported crankshaft of flat-twin engine MT-10-36 with cranks offset by $\gamma_k = 210^\circ$, $\gamma_k = 240^\circ$, $\gamma_k = 270^\circ$.*

Practical value. *The method for determining the influence of the angle between the cranks of a partially supported crankshaft of a flat-twin internal combustion engine on the safety margin of the engine's crankshaft can be used in the design of new flat-twin and V-twin internal combustion engines for various purposes.*

Key words: *4-stroke internal combustion engine, safety margin, torque, crankshaft, main bearing, connecting rod bearing.*

References

1. Abramchuk, F.I., Ryazantsev, M.K., Shekhovtsov, A.F. (2004). Dviguni vnutrishnogo zgoryannya: Seriya pidruchnikiv u 6 tomah. T. 6. Nadijnist DVZ [Internal combustion engines: A series of textbooks in 6 volumes. Vol. 6. Reliability of internal combustion engines] / Edited by A.P. Marchenko, A.F. Shekhovtsov. – Kharkiv (Ukraine) : Publishing center of NTU “KhPI”, 2004, 421 [in Ukrainian].
2. Gunarajah, J., Abu Bakar, S. A., Mazali, I. I. (2024). Fatigue Life and Stress Analysis of a Single Cylinder Four Stroke Crankshaft // International Journal of Automotive and Mechanical Engineering. – 21(3), 11695-11711. DOI: 10.15282/ijame.21.3.2024.19.0902 [in English].
3. Kurbet, S. N., Kuppast, V. V., Talikoti, B. (2020). Material testing and evaluation of crankshafts for structural analysis // Materials Today Proceedings. –34(2). DOI: 10.1016/j.matpr.2020.03.112 [in English].
4. Marchenko, A.P., Ryazantsev, M.K., Shekhovtsov, A.F. (2004). Dviguni vnutrishnogo zgoryannya: Seriya pidruchnikiv u 6 tomah. T. 1. Rozrobka konstrukcij forsovanih dviguniv nazemnih transportnih mashin [Internal combustion engines: A series of textbooks in 6 volumes. Vol. 1. Development of designs of forced engines of ground transport vehicles] / – Edited by A.P. Marchenko, A.F. Shekhovtsov. – Kharkiv (Ukraine) : Prapor, 2004, 384 [in Ukrainian].
5. Abramchuk, F. I., Gutarevich Ju. F., Dolganov, K. E. (2006). Avtomobil'ni dviguni [Automobile engines]. – Kyiv (Ukraine): Aristej, 476 [in Ukrainian].
6. Li, W., Yan, Q., Xue, J. (2015). Analysis of a crankshaft fatigue failure // Engineering Failure Analysis. – Vol. 55, P. 139–147. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2015.05.013 [in English].
7. Nazha, H.M., Adrah, M., Osman, T., Shash, M. (2024). Modeling and Simulation of Material Type Effects on the Mechanical Behavior of Crankshafts in Internal Combustion Engines // Modelling. – № 5(4), 1550–1567. DOI: 10.3390/modelling5040081 [in English].
8. Fonte, M., Anes, V., Duarte, P., Reis, L., Freitas, M. (2015). Crankshaft failure analysis of a boxer diesel motor // Engineering Failure Analysis. – Vol. 56, 109–115. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2015.03.014 [in English].
9. Slyn'ko, G.I., Sukhonos, R.F., Kushnir, O.D. (2022). Vrivnovazhennya 2-cilindrovih DVZ z riznim roztashuvannyam cilindriv [Balancing of 2-cylinder internal combustion engines with different cylinder arrangements]. Scientific and Practical Conference Tizhden nauki-2022 – Week of Science-2022, 127–128. Zaporizhzhya : National University Zaporizhia Polytechnic [in Ukrainian].
10. Mazin, V.O. (2016). Metodichni vkazivki shodo vikonannya kursovogo proektu “Krivoshipno-shatunnij mehanizm” z disciplini “Konstruyuvannya i rozrahunok DVZ” dlya studentiv specialnosti 8.05050304 “Dviguni vnutrishnogo zgorannya» usih form navchannya [Methodological instructions for course project “Crank-Connecting Rod Mechanism” of the discipline “Design and Calculation of Internal Combustion Engines” for students of the specialty 8.05050304 “Internal Combustion Engines” of all forms of study] / V.O. Mazin. – Zaporizhzhia (Ukraine): ZNTU, 2016, 36 [in Ukrainian].
11. Shapko, V.F. (2016). Osnovi teorii ta dinamiki avtomobilnih dviguniv : pidruchnik [Fundamentals of the theory and dynamics of automobile engines: textbook] / V.F. Shapko, S.V. Shapko. – Kharkiv (Ukraine) : Tochka, 232 [in Ukrainian].
12. Calculations for Internal Combustion Engine Crankshafts. Classification Notes. (2020). / Indian Register of Shipping, 72 [in English].
13. Kushnir, O.D. (2022). Doslidzhennya vplivu kuta mizh krivoshipami na zapas micnosti nepovnoopornogo kolinchastogo valu 2-cilindrovogo opozitnogo DVZ [Research on the influence of the angle between the cranks on the safety margin of a partially supported crankshaft of a 2-cylinder opposed internal combustion engine] : Master's thesis / Zaporizhzhia (Ukraine): National University Zaporizhzhia Polytechnic, 90 Retrieved from <https://eir.zp.edu.ua/items/fe381ee1-4d19-462c-83ef-128e8106b6ef>
14. Motorcycle “Dnepr” MT10-36. Operating Instructions (1980). / Moscow : Autoexport, 95 [in English].
15. Motorcycle Dnepr-11 Model KM3-8.155 KMZ-8.155-1 KM3-8.155.6. Operation manual KMZ-8.155 REA (1992). / Moscow : Autoexport, 108 [in English].
16. Slyn'ko, G.I., Sukhonos, R.F., Slinko, V.V. (2024). Teplovij i dinamichnij rozrahunok DVZ : navchal'nij posibnik z kursovogo proektuvannja [Thermal and dynamic calculation of internal combustion engine: manual for course project]. – Zaporizhzhia (Ukraine): National University Zaporizhzhia Polytechnic, 130 [in Ukrainian].
17. Poda, V.B. (2007). Dinamichnij rozrahunok i zrivnovazhennya porshnevih dviguniv vnutrishnogo zgoryannya: navchalnyi posibnik [Dynamic calculation and balancing of piston internal combustion engines: textbook]. – Kharkiv (Ukraine) : National Aerospace University “KhAI”, 105 [in Ukrainian].