

ПОРШНЕВИЙ ДВИГУН

Самарін О. Є.

Херсонська державна морська академія

Розроблено схему поршневого двигуна, що складається з фундаментної рами, станини та циліндра з кришкою, у середині яких розташовано поршень з шатуном, шарнірно з'єднаним із колінчастим валом. Циліндр з кришкою з'єднано із станиною за допомогою шарніра, а поршень з шатуном – жорстко. Це забезпечує коливання поршня у такт з рухом шатуна. При згорянні палива у циліндрі з кришкою виникає сила, що діє на поршень, шатун та колінчастий вал, який обертається навколо своєї осі. Завдяки тому, що циліндр з кришкою з'єднано із станиною за допомогою шарніра, а поршень з шатуном – жорстко, циліндр з кришкою та шатун коливаються навколо шарніра відповідно до обертання колінчастого валу навколо своєї осі. При цьому реакція від шарніра передається на станину та фундаментну раму. У двигуні сила тиску газів в циліндрі повністю передається на шатун. При цьому вона не викликає появи нормальної сили, що притискає поршень до втулки циліндра та сприяє виникненню додаткової сили тертя. Проведено векторний аналіз сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі. Запропоноване технічне рішення дозволить зменшити енергомісткість поршневого двигуна та підвищити його потужність і довговічність, завдяки зменшенню сил тертя між поршнем та циліндровою втулкою.

Ключові слова: кривошипно-шатунний механізм, коливання поршня, нормальна сила, сила тертя, шарнірне з'єднання.

Вступ. Сучасний поршковий двигун внутрішнього згорання представляє собою теплову машину, в якій хімічна енергія палива перетворюється в механічну роботу [1]. Він складається з нерухомих деталей, що становлять остов – фундаментна рама, станина, циліндри, циліндрові кришки та рухомих деталей (поршнева та шатунна групи) – поршні, шатуни, колінчастий вал.

Під дією тиску газів виникає бічна сила, що притискає поршень до втулки циліндра та обумовлює появу підвищеної сили тертя. З урахування умов роботи циліндро-поршнєвої групи (висока температура, недостатнє змащення поверхонь, що труться), відбувається інтенсивне зношування як поршня, так і втулки циліндра, що зменшує строк служби двигуна.

Крім того, на подолання підвищеної сили тертя витрачається енергія палива, що зменшує потужність двигуна.

Враховуючи масове використання поршкових двигунів внутрішнього згорання, а також високі витрати на пальне, проблема зменшення енергомісткості роботи двигуна, а також підвищення потужності та строку його служби набуває практичної значущості.

Аналіз механічних навантажень на деталі двигуна

Сила тиску газів P_r діє в робочих циліндрах та навантажує втулки циліндрів, кришки і поршні [1]. Механічні навантаження, що виникають при роботі двигуна, обумовлюються дією сили тиску газів P_r , сили інерції рухомих частин P_j , що рухаються поступально, та відцентрових сил інерції мас P_{ω} , що обертаються (рис. 1).

Сила інерції поступально рухомих мас, являє собою добуток мас поршнєвої групи і верхньої частини шатуна m_n на прискорення руху поршня a : $P_{jn} = m_n \times a$, діє як і сила тиску газів в напрямку осі циліндра.

Додавання сил, приведених до площі поршня, дає сумарну силу:

$$P = P_r + P_j.$$

Сумарна сила P може бути розкладена на дві складові - на силу $P_{\text{ш}}$, спрямовану уздовж шатуна, і силу нормальну N , спрямовану перпендикулярно до осі циліндра (рис. 1):

$$P_{\text{ш}} = \frac{P}{\cos\beta};$$

$$N = P \operatorname{tg} \beta.$$

Нормальна сила притискає поршень до втулки циліндра та викликає перекладку поршня в циліндрі.

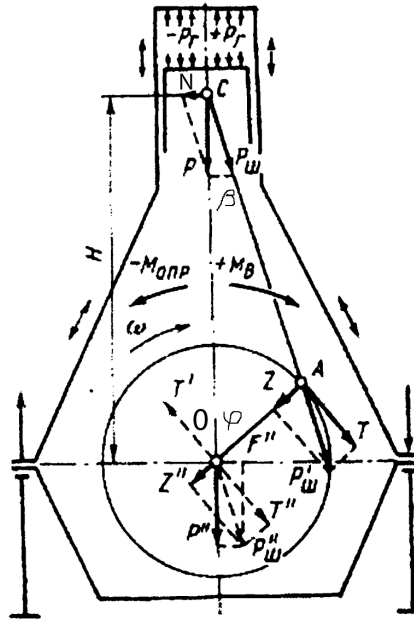


Рисунок 1 – Механічні навантаження на деталі двигуна [1]

У свою чергу, сила $P_{\text{ш}}$ може бути перенесена вздовж шатуна в центр кривошипного (мотильового) підшипника і розкладена на дві складові – перпендикулярну до радіуса кривошипа (мотиля) – тангенціальну силу T , і спрямовану уздовж щок вала – силу Z [2].

$$T = P'_{\text{ш}} \sin(\varphi + \beta) = P \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta};$$

$$Z = P'_{\text{ш}} \cos(\varphi + \beta) = P \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}.$$

Тангенціальна сила T створює крутний момент:

$$M_{\text{кр}} = T \cdot R = P \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} R = PR(\sin \varphi + \operatorname{tg} \beta \cos \varphi),$$

де R – радіус мотиля.

Сили T'' та Z'' можна скласти, а їх результуюча $P''_{\text{ш}}$, що дорівнює силі $P_{\text{ш}}$ і діє уздовж продольної осі шатуна, навантажує рамові підшипники колінчастого валу.

Силу $P''_{\text{ш}}$ можна розкласти на дві складові: силу F'' , що діє перпендикулярно до осі циліндра, та силу P'' , що діє по осі циліндра.

Пара сил N і F'' на плечі H створюють рівний $M_{\text{кр}}$, але протилежно спрямований реактивний момент $M_{\text{опр}}$, який прагне перекинути двигун в сторону, протилежну напрямку обертання валу. Як видно з рис. 1:

$$M_{\text{опр}} = -F'' \cdot H = -P'' \cdot H \operatorname{tg} \beta.$$

Крутний момент $M_{\text{кр}}$ передається на трансмісію, а реактивний момент $M_{\text{опр}}$ через нерухомі частини КШМ сприймається опорами двигуна.

Сила $P'' = P = P_r + P_j$. Перша складова P_r врівноважується силою, прикладеною до головки циліндра, а друга складова P_j є вільною невідновленою силою, що передається на опори двигуна.

Відцентрова сила інерції обертових мас:

$$P_{ц} = m_{об} \cdot r \omega^2,$$

де $m_{об}$ – маса обертових частин, в які входять орієнтовно 0,6 маси шатуна, маса кривошипної шийки колінчастого валу і приблизно по половині мас щік валу; r – радіус обертання маси; ω – кутова швидкість.

Відцентрова сила прикладена до центру кривошипного з'єднання (рис. 1) і може бути розкладена на вертикальну і горизонтальну складові $P_{цв}$, $P_{цг}$.

Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми. Як видно з проведеного аналізу, циліндр з кришкою закріплено на станині жорстко, а поршень з шатуном з'єднано шарнірно.

Нормальна сила N притискає поршень до циліндра та викликає його перекладку в процесі роботи двигуна. При цьому між поршнем та циліндром виникає сила тертя, яка призводить до підвищеного та нерівномірного зношування поршня та циліндра у напрямку дії нормальної сили. Особливо цей процес прискорюється в умовах підвищеної температури та недостатнього змащення у циліндрі, які виникають при роботі двигуна. Крім того, підвищена сила тертя збільшує механічні втрати двигуна та зменшує його ефективну потужність.

Мета та задачі проведення досліджень. Розробити схему такого поршневого двигуна, у якому сила, що виникає при згорянні палива у циліндрі та діє на поршень P , повністю передається уздовж осі шатуна та не викликає появи нормальної сили N , направленої перпендикулярно до осі циліндра.

Для досягнення поставленої мети необхідно провести аналіз конструкції нерухомих та рухомих частин двигуна, встановити причину виникнення нормальної сили N , провести векторний аналіз сил у новій схемі двигуна.

Рішення поставленої задачі. Запропонований поршковий двигун складається з фундаментної рами 1, станини 2 та циліндра з кришкою 3, у середині яких розташовано поршень 4 з шатуном 5, шарнірно з'єднаним з колінчастим валом 6. Циліндр із кришкою 3 з'єднано зі станиною 2 за допомогою шарніра 7, а поршень 4 із шатуном 5 – жорстко (рис. 2).

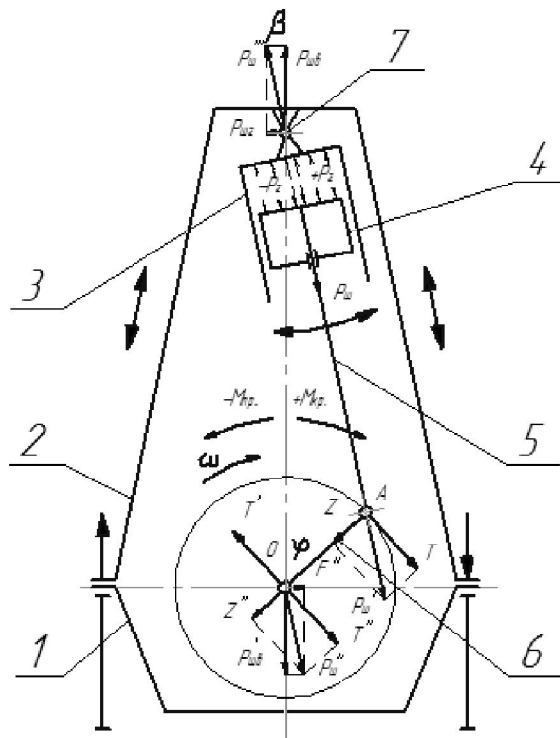


Рисунок 2 – Поршковий двигун: 1 – фундаментна рама; 2 – станина; 3 – циліндр з кришкою; 4 – поршень; 5 – шатун; 6 – колінчастий вал; 7 – шарнір

З'єднання циліндра з кришкою 3 із станиною 2 за допомогою шарніра 7 дозволяє забезпечити коливання циліндра з кришкою 3 відносно станини 2 та усунути нормальну силу N , перпендикулярної до осі циліндра, при роботі двигуна. Жорстке з'єднання поршня 4 з шатуном 5 дозволяє забезпечити коливання циліндра з кришкою 3 у відповідності до обертання колінчастого вала 6.

Поршневий двигун працює наступним чином. При згорянні палива у циліндрі з кришкою 3 виникає сила, що діє на поршень 4, шатун 5 та колінчастий вал 6, який обертається навколо своєї осі А. Завдяки тому, що циліндр з кришкою 3 з'єднано із станиною 2 за допомогою шарніра 7, а поршень 4 з шатуном 5 – жорстко, циліндр зі кришкою 3 і шатун 5 коливаються навколо шарніра 7 відповідно до обертання колінчастого вала 6 навколо своєї осі А. При цьому реакція від шарніра 7 передається на станину 2 та фундаментну раму 1.

У запропонованому двигуні сила, що діє уздовж шатуна $P_{ш}$ дорівнює сумарній силі P :

$$P_{ш} = P = P_r + P_j.$$

Тому тангенціальна сила T і спрямована уздовж щоки вала сила Z становлять відповідно (рис. 2):

$$T = P \sin(\varphi + \beta);$$

$$Z = P \cos(\varphi + \beta).$$

При цьому крутний момент на колінчастому валу буде дорівнювати:

$$M_{кр} = T \cdot R = P \sin(\varphi + \beta) R.$$

Під дією крутного моменту в колінчастому валу виникають напруження скручування.

Силу $P_{ш}$, перенесену уздовж поздовжньої осі шатуна у центр шарніра 7, позначимо $P'''_{ш}$ та розкладемо її на дві складові – горизонтальну $P'''_{шг}$ та вертикальну $P'''_{шв}$ сили, які дорівнюють [3]:

$$P'''_{шг} = P'''_{ш} \sin \beta; \quad P'''_{шв} = P'''_{ш} \cos \beta.$$

Горизонтальна сила $P'''_{шг}$ разом з силою F'' на плечі H створюють рівний $M_{кр}$, але протилежно спрямований реактивний момент $M_{опр}$ (рис. 2):

$$M_{опр} = -F'' \cdot H = -P \cdot H \tan \beta.$$

Вертикальна сила $P'''_{шв}$ врівноважується силою $P'_{шв}$, що виникає у підшипнику колінчастого вала.

Як видно з рис. 2, горизонтальна сила $P'''_{шг}$ перпендикулярна до вертикальної осі двигуна та діє у шарнірі 7, закріпленому між циліндром з кришкою 3 та станиною 2, на відміну від нормальної сили N (рис. 1, в), що діє у шарнірі, який з'єднує поршень і шатун. Таким чином реакція від дії горизонтальна сила $P'''_{шг}$ передається на станину 2, а не на циліндр 3 та поршень 4.

Шарнір 7 знаходиться поза зоною високих температур. У ньому забезпечуються нормальні умови змащення, охолодження та очищення від продуктів зношення. Усе це сприяє збільшенню строку його експлуатації.

Винесення шарніра з поршня спрощує систему змащення. Цьому сприяє стаціонарне розташування шарніра на станині двигуна та відсутність високої температури.

Висновки та рекомендації. Запропоноване технічне рішення дозволить зменшити енергомісткість поршневого двигуна та підвищити його потужність і довговічність завдяки зменшенню сил тертя між поршнем й циліндровою втулкою.

Наведена схема дозволяє в трунковому двигуні використати переваги крейцкопфного.

У циліндрі двигуна відсутня нормальна сила, спрямована перпендикулярно до його осі. Тому не виникає перекладка поршня і він не притискається додатково нормальною силою до втулки циліндра у площині коливання шатуна. У результаті цього забезпечується рівномірне зношування поршня та циліндра по всьому периметру так само, як у крейцкопфному двигуні.

Таким чином, строк служби тронкового двигуна наближається до строку служби крейцкопфного двигуна. При цьому, завдяки відсутності крейцкопфного механізму, його габаритні розміри та маса значно менші.

Застосування рухомого циліндра дозволяє збільшити його довжину та при цьому не турбуватись про те, що шатун стикнеться з втулкою циліндра. Це дозволяє застосовувати так звані довгі ходові циліндри, що збільшує потужність двигуна.

Крім наведеної на рис. 2 схеми існують і інші конструктивні виконання у рамках вказаного технічного рішення. Можливе встановлення шарніра на бокових стінках циліндра. Наприклад при розташування шарніра у середній частині циліндра амплітуда його коливань у нижній частині зменшиться у два рази та рівномірно розподілиться між нижньою та верхньою частинами. Особливо це може бути застосовано у довгоходових двигунах.

У зв'язку з коливанням циліндра, найбільш доцільно застосовувати наведену конструкцію у дизельних двигунах з контурною схемою газообміну. Це пояснюється відсутністю випускного клапана та необхідність забезпечувати його привод.

З'єднання продувочних вікон з продув очним ресивером та випускних вікон з випускним колектором здійснюється за допомогою гнучких рукавів високого тиску.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Возницкий И. В. Судовые двигатели внутреннего сгорания / И. В. Возницкий. – М. : Моркнига, 2008. – Том. 1. – 282 с.
2. Гоц А. Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей: учеб. пособие / Владим. гос. ун-т. – Владимир : Редакционно-издательский комплекс ВлГУ, 2005. – 124 с.
3. Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики.– М. : Государственное издательство физико-математической литературы, 1961. – 401 с.

REFERENCES

1. Voznickiy I. V. Sudovih dvigateli vnutrennego sgoraniya / I. V. Voznickiy. – M. : Morkniga, 2008. – Tom. 1. – 282 s.
2. Goc A. N. Kinematika i dinamika krivoshipno-shatunnogo mekhanizma porshnevihkh dvigateley: ucheb. posobie / Vladim. gos. un-t. – Vladimir : Redakcionno-izdateljskiy kompleks VIGU, 2005. – 124 s.
3. Targ S. M. Kratkiy kurs teoreticheskoy mekhaniki.– M. : Gosudarstvennoe izdatelstvo fiziko-matematichkskoy literaturih, 1961. – 401 s.

Самарин А.Е. ПОРШНЕВОЙ ДВИГАТЕЛЬ

Разработана схема поршневого двигателя, состоящего из фундаментной рамы, станины и цилиндра с крышкой, в середине которых расположены поршень с шатуном, шарнирно соединенным с коленчатым валом. Цилиндр с крышкой соединен со станиной с помощью шарнира, а поршень с шатуном – жестко. Это обеспечивает колебания поршня в такт с движением шатуна. При сгорании топлива в цилиндре с крышкой возникает сила, действующая на поршень, шатун и коленчатый вал, который вращается вокруг своей оси. Благодаря тому, что цилиндр с крышкой соединен со станиной с помощью шарнира, а поршень с шатуном – жестко, цилиндр с крышкой и шатун колеблются вокруг шарнира в соответствии с вращением коленчатого вала вокруг своей оси. При этом реакция от шарнира передается на станину и фундаментную раму. В двигателе сила давления газов в цилиндре полностью передается на шатун. При этом она не вызывает появления нормальной силы, прижимающей поршень к втулке цилиндра и способствующей возникновению дополнительной силы трения. Проведен векторный анализ сил,

действующих в кривошипно-шатунном механизме. Предложенное техническое решение позволит уменьшить энергоёмкость поршневого двигателя и повысить его мощность и долговечность благодаря уменьшению сил трения между поршнем и цилиндровой втулкой.

Ключевые слова: кривошипно-шатунный механизм, колебания поршня, нормальная сила, сила трения, шарнирное соединение.

Samarin A.E. RECIPROCATING ENGINE

The scheme reciprocating engine, consisting of a foundation frame, frame and cylinder with a lid, which is located in the middle of the piston rod pivotally connected to the crankshaft. Cylinder lid Bed Type plugged by a hinge, and the piston rod – hard. It provides vibrations to the beat of the piston rod movement. During the combustion of fuel in the cylinder with a lid there is the force acting on the piston, connecting rod and crankshaft, which rotates around its axis. Because the cylinder with a lid Bed Type plugged by a hinge, and the piston rod – hard, cylinder with a lid and shake the rod around the hinge according to the crankshaft around its axis. This reaction of the hinge is transmitted to the frame and foundation frame. The engine power of gas pressure in the cylinder is fully transferred to the connecting rod. However, it does not cause the appearance of normal force that pushes the piston to the cylinder sleeve and contributes to additional friction. A vector analysis of the forces acting in the crank mechanism. The proposed technical solution will reduce the energy intensity piston engine and increase its power and durability by reducing friction forces between the piston and the cylinder sleeve.

Keywords: crank mechanism, fluctuations stroke, normal force, friction, swivel.

© Самарін О. Є.

Статтю прийнято
до редакції 19.08.15