УДК 621.9.06

Я.В. Шевченко, інженер

АНАЛІЗ РОБОТИ МОДЕРНІЗОВАНОЇ СИСТЕМИ МАЩУВАННЯ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ

Вступ

Під час роботи двигуна внутрішнього згорання автомобіля (ДВЗ), в ньому відбуваються процеси, що впливають на термін його експлуатації. Основне питання, яке постає перед конструкторами при розробці ДВЗ, це зменшення тертя у спряжених деталях двигуна.

При цьому тертя в ДВЗ однієї деталі з іншою поділяється на:

- прямолінійний рух (поршні і клапани);
- обертальний рух (підшипники ковзання).

Зменшення тертя у двигунах внутрішнього згорання, а саме у спряженні кривошип - цапфи корінних підшипників у блоці циліндрів є проблемою, яка існує з часів виникнення двигуна.

Відомо, що змащування системи відбувається за рахунок нагнітаючого насосу, який утворює масляний клин між шийками кривошипу і підшипником ковзання. Але під час роботи двигуна існуючий масляний клин може досягати критичного, дуже малого значення, за розрахунками рівного (0,002 – 0,004 мм). Його товщину розраховують, виходячи з формули [1]:

$$f = \frac{T}{P} = \frac{\eta\omega}{hq_{cp}}, \qquad (1)$$

де f *- коефіцієнт рідинного тертя; T – сила тертя між поверхнями; P – навантаження на опору; h – товщина масляного клину;* η *- абсолютна в'язкість рідини змащування;* ω *- швидкість ковзання;* q_{cp} *– середні витрати рідини змащування.*

При аналізі процесів, що відбуваються під час роботи двигуна внутрішнього згорання, необхідно також звернути увагу і на те, що розподіл рідини змащування практично в усіх моделях ДВЗ починається з корінних шийок кривошипу і далі рухається до інших спряжених деталей.

Тоді на початковому етапі (під час запуску двигуна), ми також отримуємо критичне значення $h_{кр}$ масляного клину у корінному підшипнику (див. рис. 1).

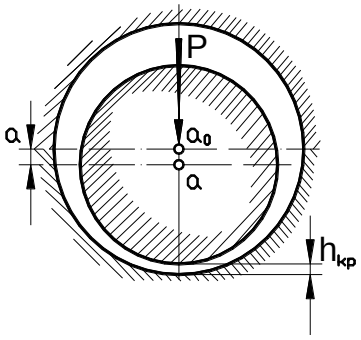

Рис. 1. *Початкове положення кривошипу у підшипниках*

Під час запуску двигуна клиновидний мастильний шар починає підіймати вал і тертя починає переходити із стану напіврідинного до рідинного. Але під час навантажень і перевантажень двигуна внутрішнього згорання відбувається зворотній процес. На діаграмі (рис. 2,*а*) показано навантажений режим роботи ДВЗ, тобто у момент підвищення

навантажень масляний клин зменшуватиметься під дією сили P і може досягнути мінімальних значень h_{min} = (0,003 – 0,005)мм.

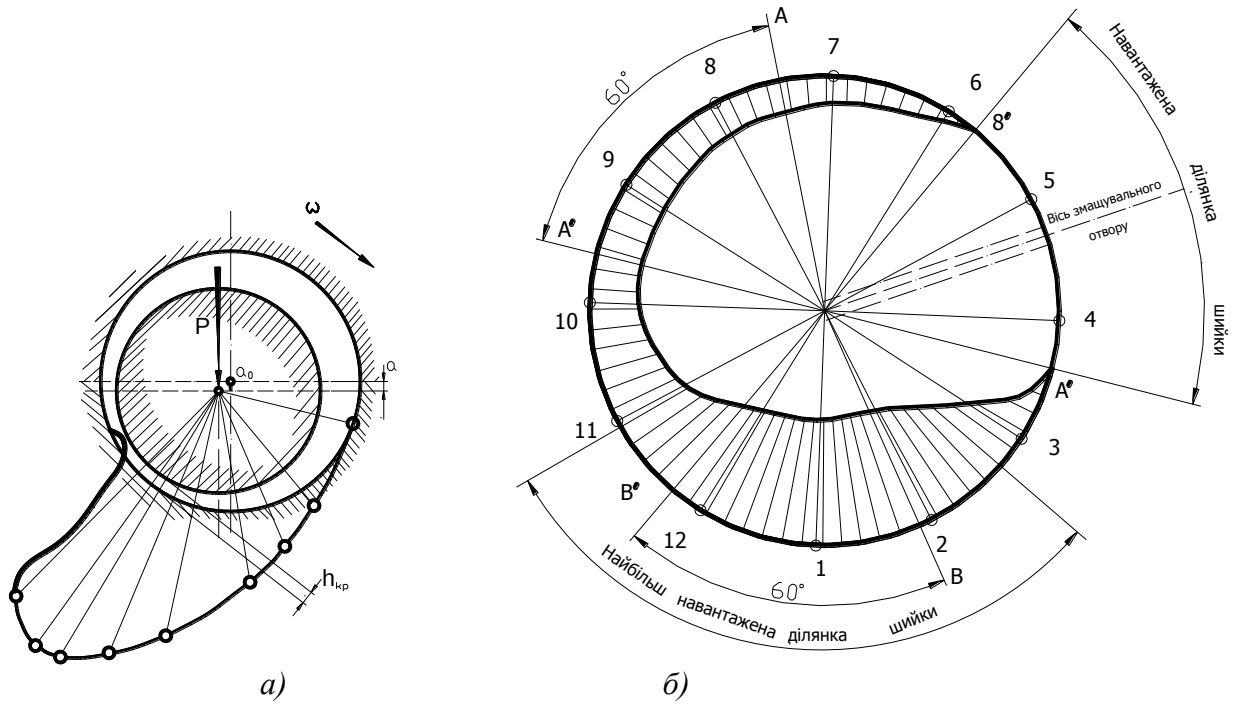

Рис. 2. а) Діаграма зменшення масляного клину при навантаженні кривошипу; б) діаграма зносу шийки.

Результатом такого зменшення стає підвищення температури і відповідно зменшення в'язкості та коксування мастила. І як наслідок збільшення сили тертя до сухого (діаграма рис. 2,*б*), та результат – вихід з ладу двигуна внутрішнього згорання.

Для компенсації навантаження і додаткової подачі рідини змащування в спряження підшипник кривошип пропонується встановити на блок циліндрів, у точці найбільшого навантаження, автоматичний регулятор, який розроблено за участі автора, та додаткового нагнітаючого насосу. Схема встановлення показана на рис. 3.

Запропонована система автоматичного регулятора, яка встановлюється на блок циліндрів практично не приводить до конструктивних змін останнього. Але використання її може допомогти у розв'язанні поставленого питання завдяки миттєвому збільшенню масляного клину при навантаженнях і перевантаженнях двигунів внутрішнього згорання. Тим самим зменшується можливість виникнення напівсухого або сухого тертя.

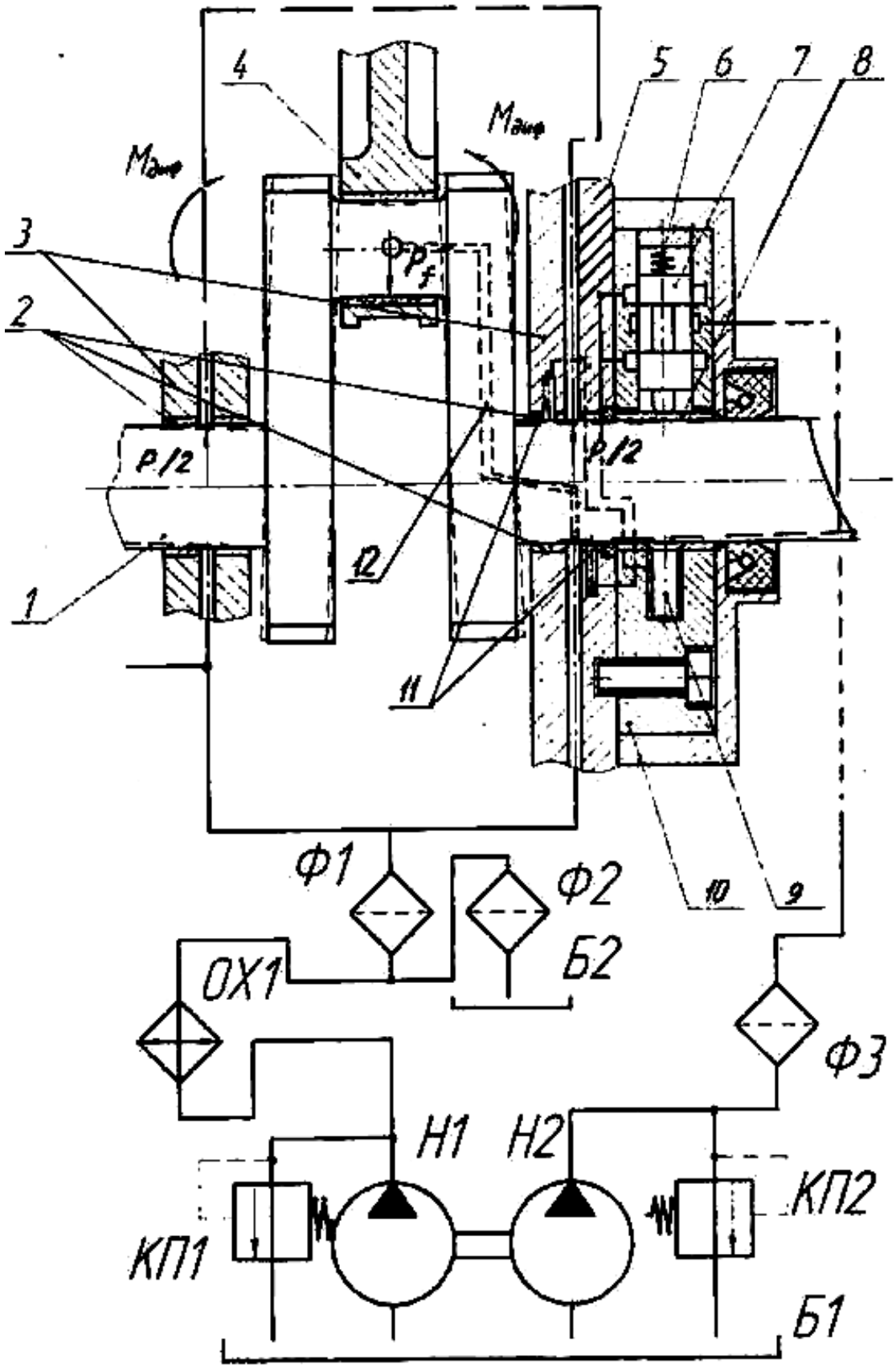

Рис. 3. Схема встановлення і приєднання автоматичного регулятора.
1 – кривошип; 2 – корінний підшипник; 3 – корпус; 4 – шатун; 6 – пружини; 7 – гвинт; 8 – кільце; 9 – нижній перепускний клапан; 10 – корпус регулятора; 11 – додаткові витратні канали від регулятора; 12 – канал змащування шийки шатуна.

Методи і результати аналізу

Проаналізуємо роботу двигуна без регулятора, а потім перевіримо цей режим додаванням рекомендованого пристрою, враховуючи лише поперечне відхилення при навантаженнях на групу кривошип – шатун – поршень (рис.4).

Для забезпечення надійної роботи підшипника необхідно, щоб виконувалася нерівність: $h_{min} > h_{кр}$.

Якщо розділити h_{min} на радіальний зазор, то отримана величина буде мінімальною товщиною масляного клину.

Тобто:

$$\xi = \frac{h_{\min}}{0{,}5\Delta} = h_0 . \qquad (2)$$

Розглянемо випадок перевантаження через витрати рідини змащування у зазорі кривошип – підшипник ковзання. Для цього скористуємося формулою Гагена – Пуазейля.

$$Q = \frac{Wh^3 \Delta p}{12\mu L}, \qquad (3)$$

де W – ширина підшипника ковзання;

h – висота зазору;

L – довжина щілини;

Δp - перепад тиску відносно до значень p_1 і p_2 (значення тиску у більшому і меншому зазорах підшипника ковзання);

μ - динамічна в’язкість.

Врахувавши, що витрати рідини змащування через зазори будуть однаковими, матимемо значення витрат у верхній і нижній щілинах:

$$Q_{верх} = Q_{низ} = {Q_з}/{2} . \qquad (4)$$

Оскільки ефективні площі рівні між собою, то сила тиску рідини на корінну шийку кривошипу у нижній частині буде меншою, а у верхній - більшою. Окрім цього на кривошип у момент запалювання діятиме згинаюча сила. І тоді з'являється перекіс у спряженні корінна шийка – підшипник. Відповідно сила тиску на початковій ділянці шийки буде більшою ніж на кінцевій ділянці, тобто $R_1 > R_2$; аналогічно для протилежної поверхні $R_2 < R_1$. Виникає момент сили, який протидіятиме моменту від зовнішньої сили P і який намагатиметься повернути шийку у вихідне положення відносно вісі підшипника ковзання (рис. 4).

Таким чином запишемо: $\Delta p_1 = P - p_1$; $p_2 = P + \Delta p_1$, тоді тиск у щілинах буде $\Delta p = p_2 - \Delta p_1$.

Витрати рідини змащування через верхню частину підшипника дорівнюватимуть:

$$Q_1 = \frac{W\ (h \pm a)^3 \Delta p_2}{12\mu L} . \qquad (5)$$

Значення Δp_2 сили тиску у нижній частині опори буде рівним:

$$\Delta p_2 = \frac{Q_1 12\mu L}{W\ (h_{kp} \pm a)^3} . \qquad (6)$$

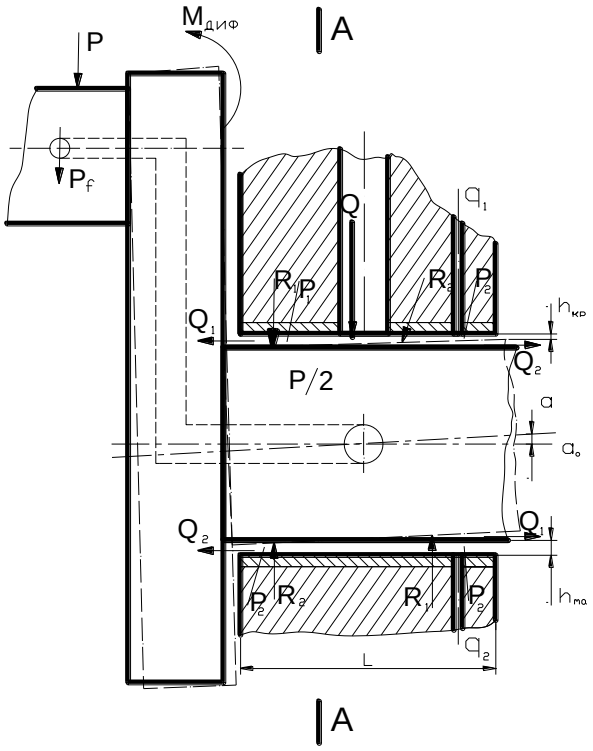

Рис. 4. Розподіл сил, що впливають на роботу спряження кривошип – підшипник ковзання.

Тоді витрати у нижній частині складатимуть:

$$Q_2 = \frac{W\ (h_{kp} \pm a)^3 \left(p_2 - \dfrac{Q_1 12 \mu L}{W\ (h_{kp} \pm a)^3} \right)}{12 \mu L}. \qquad (7)$$

Записавши отримане рівняння відносно Q_1, отримаємо наступний вираз:

$$Q_1 = \frac{W^2 (h \pm a)^3\, p_2 (h_{kp} \pm a)^3}{12 \mu \left(W\ (h \pm a)^3 + W\ (h_{kp} \pm a)^3 \right) L}. \qquad (8)$$

Для кінцевого аналізу роботи опори проведемо необхідні розрахунки, щодо конкретних витрат рідини змащування знизу і зверху:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{(h-a)^3 (h+a)^3 \left(\left(W\ (h_0 - a)^3 + W\ (h_{kp} + a)^3 \right) L \right)}{(h_{kp}+a)^3 (h_{kp}-a)^3 \left(\left(W\ (h_0 + a)^3 + W\ (h_0 - a)^3 \right) L \right)}. \qquad (9)$$

Залежність зміни зазору від витрат визначається із формули:

$$a = \frac{D a_0 - \dfrac{bL}{2}}{\sqrt{L^2 + 4 a_0^2}} + \frac{b}{2}, \qquad (10)$$

де L – довжина шийки;
b – ширина шийки;
D – діаметр шийки.

Врахувавши, що $2a << L^2$ значення a запишемо спрощено:

$$a = \frac{D a_0}{L}. \qquad (11)$$

Тепер проведемо аналітичні розрахунки враховуючи додатковий миттєвий тиск, тобто з використанням регулятора.

Розрахунок значень витрат рідини змащування проведемо аналогічно, тобто за розрахункову приймаємо формулу Гагена – Пуазейля:

$$Q = \frac{Wh^3 \Delta P}{12\mu L}. \qquad (12)$$

Але для повного розрахунку необхідно звертати увагу на те, що при збільшенні часу роботи та перепаду обертів додається приріст температури Δt, і відповідно зниження динамічної в'язкості рідини змащування(μ). Додаткові витрати позначаємо через q, відповідно значення витрат при миттєвій витраті при перевантаженні складе:

$$q_1 = \frac{W\ (h \pm a)^3 \Delta p_2^{'}}{12\mu_t L}. \qquad (13)$$

Тоді загальна витрата буде:

$$Q_1 = \frac{W\ (h \pm a)^3 \Delta p_2}{12\mu_t L}. \qquad (14)$$

Врахувавши, що у випадку встановлення автоматичного регулятора ми отримуємо наступне відношення витрат:

$$Q_1 + q_1 = Q_2 + q_2 = {Q + q_{ièò}}/{2} \qquad \text{або} \qquad Q_1^{'} = Q_2^{'} = {Q^{'}}/{2}.$$

І відповідно: $\Delta p_1 + \Delta p_1^{'} = \Delta p_1^{''}$; $\Delta p_2 + \Delta p_2^{'} = \Delta p_2^{''}$; $p_1 + p_1^{'} = p_1^{''}$; $p_2 + p_2^{'} = p_2^{''}$

Тоді повний тиск у нижній щілині буде рівний:

$$\Delta p_2^{''} = \frac{(Q_1 12\mu_t L + q_1 12\mu_t L)}{W\ (h_{kp} \pm a)^3}. \qquad (16)$$

Витрати у нижній частині спряження кривошип – підшипник ковзання, будуть виражені через рівняння:

$$Q_2^{'} = \frac{W\ (h_{kp} \pm a)^3 \left(p_2 - \frac{Q_1 12\mu_t L}{W\ (h_{kp} \pm a)^3} \right) + W\ (h_{kp} \pm a)^3 \left(p_2^{''} - \frac{q_1 12\mu_t L}{W\ (h_{kp} \pm a)^3} \right)}{12\mu L}. \qquad (17)$$

Тоді значення витрат у верхній частині спряження кривошип – підшипник ковзання за аналогією набуде вигляду:

$$Q_1^{'} = \frac{W^2 (h \pm a)^3 p_2 (h_{kp} \pm a)^3 + W^2 (h \pm a)^3 p_2^{'} (h_{kp} \pm a)^3}{12\mu \left(W\ (h \pm a)^3 + W\ (h_{kp} \pm a)^3 \right) L}. \qquad (18)$$

Аналогічно першому випадку з'ясовується відношення повних витрат через щілини. Для спрощення запишемо:

$$\frac{Q_1^{'}}{Q_2^{'}} = \frac{Q_1 + q_1}{Q_2 + q_2}. \qquad (19)$$

За отриманими відношеннями витрат і загальних витрат рідини у нижній і верхній частинах визначаємо як $Q_1^{''}$ і $Q_2^{''}$:

Тоді $$Q_2^{''} = {Q}\Big/{\frac{Q_1^{'}}{Q_2^{'}} + 1} \quad ; \quad Q_1^{''} = Q - Q_2^{''}. \qquad (20)$$

Виходячи з формули (16) визначаємо втрати тиску у щілинах.

$$\Delta p_1^{''} = \frac{(Q_1 12\mu_t L + q_1 12\mu_t L)}{W\ (h - \frac{D}{L} a)^3} \quad ; \quad \Delta p_2^{''} = \frac{(Q_2 12\mu_t L + q_2 12\mu_t L)}{W\ (h + \frac{D}{L} a)^3}. \qquad (21)$$

При відомій площі розраховується додаткова сила яка створюватиме момент протидії:

$$\Delta R = \left(p_0 - \Delta p_2^{''}\right)S - \left(p_0 - \Delta p_1^{''}\right)S = \left(\Delta p_1^{''} - \Delta p_2^{''}\right)S; \quad (22)$$

$$\Delta R = R_2 - R_1; R_1 = p_1^{''}S = (p_0 - \Delta p_1^{''})S; \quad R_2 = p_2^{''}S = (p_0 - \Delta p_2^{''})S,$$

де S – площа опори; R_1 і R_2 – приведені сили протидії в опорі.

Величина моменту протидії, яка створена додатковою силою:

$$M' = R_2 \cdot c + R_2 \cdot c - R_1 \cdot c - R_1 \cdot c; \; M' = 2c(R_2 - R_1), \quad (23)$$

$$M' = 2c\Delta R; \quad M' = 2cS\left(\Delta p_1^{'} - \Delta p_2^{'}\right),$$

де c – плече дії приведених сил відносно центру опори.

Висновки

1. Проведений аналіз показує, що модернізація забезпечуватиме подачу мастила до корінних підшипників у моменти підвищення навантажень, які діють на кривошип.
2. Зміщення кривошипу під час навантажень супроводжуватиметься протидією моменту сили $M^{'}$, який виникає під час спрацювання автоматичного регулятора і підвищенні тиску в опорі на $\Delta p_2^{''}$.
3. Додаткові витрати рідини змащування в моменти навантажень і перевантажень забезпечують необхідну товщину (f)масляного клину в спряженні кривошип – опора.

Література

1. Болтинский В.Н. Тракторные и автомобильные двигатели. – М.: Госиздательство сельскохозяйственной литературы, 1953. – 587с.
2. Двигатели внутреннего сгорания: устройство и работа поршневих и комбинированных двигателей/ В.П Алексеев, В.Ф. Воронин, Л.В. Греков и др.. Под общ. Ред.. А.С. Орлина. – М.: Машиностроение, 1990. – 228с.
3. Попович М.Г., Ковальчук О.В. Теорія автоматичного керування, Підручник. – К.: Либідь, 1977.– 544с.
4. Сахно Ю.О., Федориненко Д.Ю., Бойко С.В. Компенсація витрат рідини гідро опори при навантаженні. Вісник ЧДТУ. Серія «Технічні науки». – Чернігів, 2006, №10. – С. 41 – 47.

Рецензент: *доктор технічних наук, професор Є.Ю. Сахно.*