

5. Оцінювання соціально-психологічних і ергономічних аспектів ВТБ.
6. Визначення напрямків підвищення партисипативності виробництва.
7. Складання інформаційних засобів представлення технологічних і техніко-економічних показників та результатів оцінки виробничої бази.
8. Оптимізація виробничо-технічної бази за різними напрямками окремих її елементів (раціоналізація переліку технологічного устаткування на підприємстві, оптимізація процесів обслуговування технологічного устаткування тощо).

Аби підприємство успішно функціонувало важливо досягти ефективної системи управління забезпеченням технологічним устаткуванням. Це дозволить зробити роботу підприємства більш прибутковою. Щоб досягти цієї мети, службі забезпечення ставиться задача визначення номенклатури ефективного технологічного устаткування.

За допомогою розробленого методу можна визначати види технологічного устаткування і відповідні послуги, які будуть забезпечувати найкращі техніко-економічні показники роботи підприємства.

Методика оцінки ефективності ВТБ підприємства дозволяє визначати її раціональні напрямки, стан і шляхи розвитку та забезпечувати ефективність функціонування.

Література

1. Андрусенко С.І. Загальні принципи управління підприємством // Автошляховик України. – 2002. – №1
2. Кузнецов Е.С. Техническая эксплуатация автомобилей в США. – М.:Транспорт, 1992. – 352 с.

Місюра М. І., к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ЗАХОДИ ЩОДО ПОЛПШЕННЯ РОБОТИ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВИГУНА АВТОМОБІЛЯ

При роботі двигуна внутрішнього згоряння з рідинною системою охолодження певна кількість потужності витрачається на її роботу.

Для покращення якісних показників роботи приладів системи охолодження можливо внести деякі зміни, що на наш погляд, зменшать витрати енергії. Ці заходи повинні призвести до покращення роботи двигуна в цілому та зменшення викидів в навколишнє середовище та витрати палива [1,2].

Розрахунок проводиться для системи охолодження двигуна внутрішнього згоряння легкового автомобіля з номінальною потужністю 58 *кВт*.

Система охолодження даного двигуна - рідинна, замкнута, з примусовою циркуляцією охолоджувальної рідини.

При роботі двигуна нагріта в блоці циліндрів рідина подається через випускний патрубок по шлангах в радіатор через термостат. При температурі охолоджуючої рідини, що проходить через термостат, нижче 70°C , клапан закритий. Внаслідок цього охолоджуюча рідина в радіатор не надходить, а циркулює всередині сорочки охолодження блоку циліндрів. При підвищенні температури охолоджуючої рідини клапан починає відкриватися, і поступово проохолоджується рідина починає надходити в радіатор.

При досягненні температури $80 \dots 85^{\circ}\text{C}$ клапан повністю відкривається, і охолоджуюча рідина проходить через радіатор. Після досягнення температури охолоджуючої рідини до 95°C включається в роботу вентилятор, розташований за радіатором, створюючи, таким чином, штучний потік повітря, який збільшує тепловіддачу від трубок радіатора в навколишнє середовище.

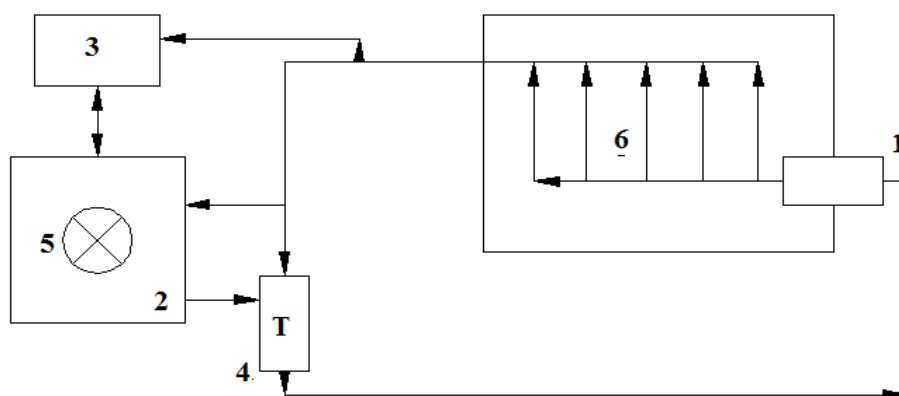


Рис.1 Функціональна схема системи охолодження двигуна. 1. Циркуляційний насос (водяна помпа) відцентрового типу. 2. Радіатор трубчастого типу. 3. Розширювальний бачок. 4. Термостат нерозбірний, з термосилового елементом. 5. Вентилятор. 6. Сорочка охолодження двигуна.

Після радіатора охолоджена рідина, всмоктується насосом, направляється в сорочку охолодження.

Проведемо розрахунок радіатору рідинної системи охолодження.

Кількість тепла, що відводиться в одиницю часу від двигуна системою охолодження (1):

$$Q_{ж} = \frac{1}{3,6} \cdot q_{охл} N_{ен}, = \frac{1}{3,6} \cdot 3780 \cdot 58 = 60900 \text{ Дж/с.} \quad [1]$$

де $q_{охл}$ – коефіцієнт відносної тепловіддачі в воду;

$q_{охл} = 3780 \text{ кДж}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$;

$N_{ен}, = 58 \text{ кВт}$ – номінальна потужність двигуна.

Поверхня охолодження радіатора (2):

$$F_p = \frac{Q_{ж}}{k_p \cdot \Delta T_p} = \frac{60900}{100 \cdot 35} = 17,4 \text{ м}^2, \quad [2]$$

де $\kappa_p = 100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ – коефіцієнт тепловіддачі від рідини до повітря;

$$\Delta T_p = T_{ж\text{ ср}} - T_{в\text{ ср}}$$

$\Delta T_p = 35 \text{ К}$ – перепад між середніми температурами рідини і повітря, що

охолоджує радіатор.

Розрахунок циркуляційного насосу рідинної системи охолодження

Розрахункова продуктивність циркуляційного насоса (3):

$$V_{ж\text{ ср}} = \frac{Q_{ж\text{ ср}}}{\eta_n \cdot C_{ж\text{ ср}} \cdot \rho_{ж\text{ ср}} \cdot \Delta T_{ж\text{ ср}}} = \frac{60900}{0,82 \cdot 3800 \cdot 1000 \cdot 35} = 0,0022 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 130 \frac{\text{л}}{\text{хв}}, \quad [3]$$

де $C_{ж\text{ ср}} = 3800 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ - теплоємність охолоджуючої рідини (тосол);

$\eta_n = 0,82$ - коефіцієнт подачі насоса;

$\rho_{ж\text{ ср}} = 1000 \text{ кг}/\text{м}^3$ - густина охолоджуючої рідини;

$\Delta T_{ж\text{ ср}} = T_{ж\text{ вх}} - T_{ж\text{ вих}} = 9 \text{ К}$ - температурний перепад рідини в радіаторі.

Радіус вхідного отвору крильчатки насоса (4):

$$r_1 = \sqrt{\frac{V_{ж\text{ ср}}}{\pi \cdot c_1} + r_0^2} = \sqrt{\frac{0,0022}{3,14 \cdot 1,8} + 0,018^2} = 0,0266 \text{ м}, \quad [4]$$

де $c_1 = 1,8 \text{ м}/\text{с}$ – швидкість води на вході в насос;

$r_0 = 0,018 \text{ м}$ – радіус маточини крильчатки.

Радіус крильчатки насоса на виході:

$$r_2 = k_2 \cdot r_1 = 1,5 \cdot 0,0278 = 0,0417 \text{ м}.$$

Потужність, споживана циркуляційним насосом (5):

$$N_H = \frac{V_{ж\text{ ср}} \cdot P_H}{\eta_\Gamma \cdot \eta_{мех}} = \frac{0,022 \cdot 1 \cdot 10^5}{0,7 \cdot 0,9} = 345 \text{ Вт} = 0,345 \text{ кВт}, \quad [5]$$

де $P_H = 0,1 \text{ МПа} = 1 \cdot 10^5 \text{ Па}$ – натиск, створюваний насосом;

$\eta_\Gamma = 0,7$ - гідравлічний ККД циркуляційного насоса;

$\eta_{мех} = 0,9$ - механічний ККД циркуляційного насоса.

Таким чином, потужність, що витрачається на привід циркуляційного насоса системи охолодження двигуна, становить $N_n = 0,42\%$ від номінальної потужності двигуна N_e .

Визначимо форму лопатки рідинного насоса системи охолодження двигуна (завдання про Брахістохрону в поле відцентрових сил) [3].

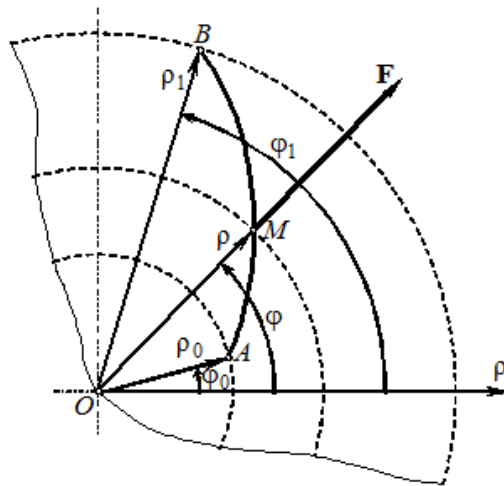


Рис. 2 Схема для побудови Брахістохрони в поле відцентрових сил.

Основним завданням при визначенні форми лопатки відцентрового насосу є визначення параметрів руху частинок охолоджуючої рідини при сходженні з лопатки або іншими словами дослідження залежності швидкості сходу частинки рідини v_0 від коефіцієнта тертя f і кута нахилу лопатки α . Для вирішення цього питання ми створили розрахункову модель (Рис. 3) та вихідні параметри для конкретного автомобіля.

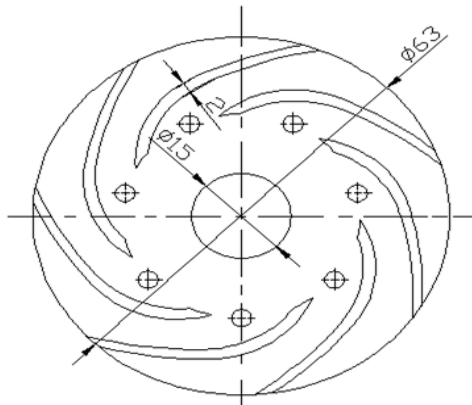


Рис 3 Розрахункова модель

Вихідні дані:

Параметри моделі - довжина лопатки, м; $h = 0.21$

- зовнішній радіус лопатки, м; $R_2 = 0.34$

- кут, на який відхилена площину лопатки, град; $\alpha = 80$

- кут, на який відхилена площину лопатки, рад; $\alpha = \alpha \cdot \text{deg}$; $\alpha = 1.396$

- коефіцієнт тертя ковзання; $f = 0.1$

- частота обертання ротора, об / хв; $n = 2000$

- частота обертання ротора, рад / с; $\omega = \frac{n \cdot \pi}{30}$; $\omega = 209.3$

- внутрішній радіус лопатки, м; $R_1 = \sqrt{h^2 + R_2^2 - 2 \cdot h \cdot R_2 \cdot \cos(\alpha)}$ $R_1 = 0.367$

- прискорення вільного падіння, м/с²; $g := 9.81$
 -початкова координата, м; $x_0 := 0 \quad x_0 = 0$
 -початкова координата, м; $xs_0 := 0 \quad xs_0 = 0$
 - початкова швидкість, м/с; $f1(f, \alpha) := \text{DvLop}(h, R_2, \alpha, f, n, x_0, xs_0)$

Побудова залежності швидкості сходу частинки рідини від коефіцієнта тертя і кута нахилу лопатки

$f_{\min} := 0 \quad f_{\max} := 0.3 \quad \alpha_{\min} := 0 \quad \alpha_{\max} := 50$

$F := \text{CreateMesh}(f1, f_{\min}, f_{\max}, \alpha_{\min}, \alpha_{\max}, 30, 30)$

Виконані розрахунки дозволять нам в подальшому визначити екологічний та економічний ефект від впровадження запропонованих заходів та автомобільному транспорту.

Література

1. Говорущенко Н.Я. Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте. – М. Транспорт, 1990. – 135 с.
2. Говорущенко Н.Я., Туренко А.Н. Системотехника транспорта. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999. – 468 с.
3. Електронний ресурс. <http://hijos.ru/2011/02/16/zadacha-o-braxistoxrone/>

Монастирський Юрій Анатолійович, д.т.н., професор, завідувач кафедри автомобільного транспорту Криворізького національного університету, monastirskiy08@ukr.net, +380981225801

Потапенко Володимир Володимирович, старший викладач кафедри автомобільного транспорту, romantihk@gmail.com, +380677731997

Максименко Іван Сергійович, аспірант кафедри автомобільного транспорту, spadyxa@gmail.com, +380675577256

АДАПТИВНА ТЕХНІЧНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ КАР'ЄРНИХ САМОСКИДІВ

Понад дві тисячі кар'єрних самоскидів виробництва «БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ» транспортують гірничу масу України, у Криворізькому залізрудному басейні працюють понад 300 цих машин, з яких більше половини – моделі з електромеханічною трансмісією вантажопідйомністю 130-220т, які забезпечують основний обсяг перевезень. Позиції відкритого способу розробки корисних копалин зміцнюються, питома вага технологічного автотранспорту, який є складовою транспортно-технологічного комплексу кар'єрів, збільшується. Поглиблення виробітків погіршує гірничотехнічні умови, підвищує експлуатаційні навантаження, знижує надійність техніки та ефективність транспортування. У зв'язку зі значною глибиною (більше 300 метрів) і перспективою подальшого поглиблення кар'єрів, як на Україні, так і у світі, пересувати корисні копалини стає все складніше, тому з усією гостротою