

Методи досліджень і вимірювальні прилади

УДК 631.362.36

Дідур В., д-р техн. наук, Чебанов А., канд. техн. наук (Таврійський державний агротехнологічний університет)

Методика випробувань автотракторних вентиляторів

Розроблено методику випробувань автотракторних вентиляторів за допомогою спеціально розробленого та виготовленого Мелітопольським заводом «Автопривід» стенда. Апробація роботи стенда була виконана під час порівняльних випробувань двох типів вентиляторів, а саме МД9Е 650 Borg Warner (виробництво Німеччина) та ВМПВ 001.00. 12 – РБ (виробництво заводу «Автопривід», Україна).

Ключові слова: випробування, вентилятор, дослідження, двигун, стенд.

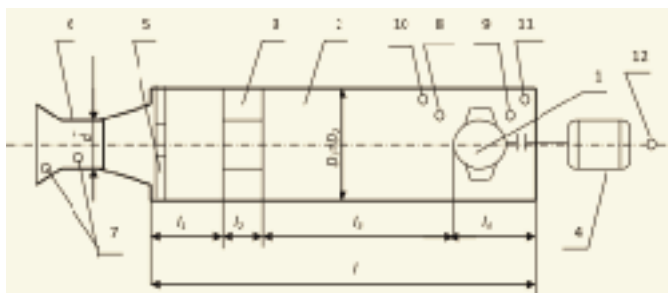
Постановка проблеми. У системі охолодження автотракторних двигунів необхідними умовами є попередження перегрівання та переохолодження двигуна на всіх режимах його експлуатації в різних рельєфних і кліматичних умовах роботи мобільних машин, порівняно невеликі витрати потужності на охолодження, компактність і мала вага, експлуатаційна надійність, мала матеріаломісткість і, що не менш важливо, собівартість. Одним з головних вузлів, який входить в систему охолодження двигунів внутрішнього згорання, є вентилятор. На теперішній час, наприклад, у двигунах ЯМЗ-536 (Ярославський моторний завод) застосовуються вентилятор МД9Е 650 Borg Warner (виробництво Німеччина). Проте пошуки конкурентних варіантів привели до створення вентилятора ВМПВ 001.00. 12 – РБ (виробництво України), де собівартість виготовлення цього вентилятора значно нижча. Для оцінки можливості застосування вентиляторів ВМПВ 001.00. 12 – РБ на двигунах ЯМЗ-536, як альтернативного варіанта вентиляторам МД9Е 650 Borg Warner, виникла необхідність у розробці нової методики дослідження аеродинамічних характеристик вентиляторів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. До головних аеродинамічних характеристик вентиляторів відносяться залежності повного тиску, статичного тиску, потужності, яка споживається, статичного і повного ККД від витрати повітря [1]. Аеродинамічні характеристики вентиляторів повинні будуватися за даними аеродинамічних випробувань, проведених у відповідності з [2], із зазначенням одного з чотирьох типів приєднання вентилятора до мережі (А, В, С, D).

Мета статті – дати об'єктивну оцінку аеродинамічним характеристикам вентиляторів МД9Е 650 Borg Warner (виробництво Німеччина) і ВМПВ 001.00. 12 – РБ (виробництво України).

Основна частина. Дослідження аеродинамічних характеристик вентиляторів виконувалися на експериментальному стенді, конструкційна схема якого відповідає вимогам ГОСТ 10921-90 (схема С) [2]. Загальний вигляд стенда представлений на рисунку 1.

У відповідності з [1], основні конструкційні параметри стенда такі: діаметр повітроводу за вентилятором і перед ним $D_1 = D_2 = 710$ мм; діаметр витратоміра (в місці звуження) $d = 466$ мм.



а)



б)

Рис. 1 – **Експериментальний стенд для аеродинамічних досліджень вентиляторів:** а) – конструктивна схема; б) – загальний вигляд; 1 – вентилятор, який випробовується; 2 –

вимірювальний повітропровід; 3 – струменевипрямляч; 4 – привідний електродвигун; 5 – дросельна шайба;

6 – витратомір (сопло Вентурі); 7 – U-подібний манометр для вимірювання різниці тисків у витратомірі; 8, 9 – диференційні манометри для вимірювання тисків перед вентилятором і за ним; 10, 11 – термометри для вимірювання температури повітря перед вентилятором і за ним



Рис. 2 – **Дросельююча шайба**

Регулювання параметрів потоку повітря в аеродинамічній трубці можна забезпечити шляхом зміни частоти обертання вентилятора, але технічно це складно реалізувати, тому швидкість і тиск повітряного потоку в робочій зоні експериментального стенда змінювались дросельними шайбами (рис. 2) діаметром 92, 185,

255, 340, 410, 470, 540, 580, 625 мм (в кількості 9 шт).

Для експериментальних досліджень використовувались прилади та обладнання з наведеними нижче характеристиками.

Двигун потужністю 15 кВт забезпечує частоту обертання 1800 об/хв і 2960 об/хв. Потужність на валу електродвигуна і швидкість обертання ротора фіксували за допомогою ватметра типу Д 365 і тахометра типу М2027-М1 відповідно.

Температуру нагрівання повітря в робочій зоні стенда під час аеродинамічних випробувань перед вентилятором і за ним фіксували термометрами типу

ОВЕН 2ТРМ0 і РМ1 з термоопором ТСМ-1088. Температуру навколишнього середовища вимірювали термометром типу ТФА 12302554, атмосферний тиск – барометром типу ТФА 29403В відносну вологість психрометром типу ВІТ-2.

Експериментальні дослідження виконувалися відповідно до ГОСТ 10921-90 і ГОСТ 10616-90 [1,2].

Вимірювання фізичних величин аеродинамічних характеристик вентилятора проводили в такому порядку. У вимірювальний повітропровід 2 встановлювалася дросельна шайба 5 із заданим розміром (рис. 1). Фіксувалися температура атмосферного повітря та атмосферний тиск і запускався електродвигун експериментального стенда для аеродинамічних випробувань.

Різницю статичних тисків у витратомірі, повний і статичний тиск повітряного потоку за вентилятором і перед ним проводили за допомогою трубки Піто-Прандтля і мікроманометра рідинного компенсаційного з мікрометричним гвинтом типу МКВ - 250.

Під час проведення досліджень визначали такі величини:

- різницю статичних тисків у витратомірі P_c ;
- статичний тиск перед вентилятором P_{m1} ;
- статичний тиск за вентилятором P_{m2} ;
- повний тиск перед вентилятором P_{n1} ;
- повний тиск за вентилятором P_{n2} ;
- температуру нагрівання повітря перед вентилятором t_1 ;
- температуру нагрівання повітря за вентилятором t_2 ;
- споживану потужність вентилятора N .

Дослідження повного і статичного тиску перед вентилятором і за ним проводили таким чином: спочатку мікроманометр виставляли на нуль за допомогою лімба, який піднімає і опускає рухливу судину. Гайкою, яка рухає оптичну посудину, виставляли рівень рідини в системі так, щоб вона стикалася з вершиною штифта-показчика. Далі трубку Піто-Прандтля (вихід для вимірювання повного тиску) за допомогою гумової трубки приєднували до виходу манометра, де вимірюється тиск усмоктування. Вмикали вентилятор і трубку Піто-Прандтля встановлювали у проріз перед вентилятором по черзі на половину і 2/3 знизу лопаті вентилятора. При цьому рівень рідини в оптичній посудині манометра знижувався. Потім оптичну посудину піднімали до тих пір, поки рівень рідини в оптичній системі і вершина штифта показчика не будуть стикатися. По лінійці і лімбу виконували відлік висоти стовпа рідини, який врівноважується тиском всмоктування. Зробивши відлік за двома шкалами, фіксували результат. Потім шланга приєднувалася до виходу трубки Піто-Прандтля, де вимірюється статичний тиск і повторювали дослід. Таким же чином проводили виміри за вентилятором. Вимірювання проводили з триразовою повторністю. Результат фіксували для всіх точок.

Переведення показань шкали мікроманометра під час вимірюванні в Па обчислювали за формулою

$$P = P_d \cdot K \cdot g, \quad (1)$$

де P_d – показання шкали мікроманометра під час вимірювання, мм. вод. ст.;

K – коефіцієнт, який визначає різницю щільності

рідини та повітря за певною температурою $K = 0,99$;

g – значення прискорення вільного падіння, m/c^2 ,
 $g = 9,81 m/c^2$.

Визначення різниці статичних тисків у витратомірі проводиться таким же чином, як і дослідження повного і статичного тиску вентилятора. Тільки в цьому випадку трубка Піто-Прандтля (вихід для вимірювання статичного тиску) встановлюється на середину діаметра спочатку витратомірного пристрою, а потім у вихідний (розширювальний) конус аеродинамічної труби також на середину діаметра. Після вимірювань визначається різниця цих тисків.

Для обробки результатів згідно [1], використовували такі формули розрахунку.

Щільність атмосферного повітря (ρ_a), kg/m^3 під час випробування визначають за формулою

$$\rho_a = \frac{P_a}{R_a T_a}, \quad (2)$$

де P_a – атмосферний тиск, Па;

R_a – газова постійна, Дж/(кг*К), $R_a = 287$ Дж/(кг*К);

T_a – температура навколишнього середовища, К.

Нагрівання повітря перед вентилятором (δT_1), К, визначають за формулою

$$\delta T_1 = 273,15 + (t_1 - t_a), \quad (3)$$

де t_1 – температура повітря перед вентилятором, град С;

t_a – температура атмосферного повітря, °С.

Об'ємна витрата (Q_a), m^3/c , атмосферного повітря через витратомірний пристрій визначають за формулою

$$Q_a = \alpha \varepsilon \frac{\pi d^2}{4} \left(\frac{2P_c}{\rho_a} \right)^{1/2} \varepsilon_a \quad (4)$$

де α – коефіцієнт витрати сопла Вентурі, $\alpha = 0,985$ од;

ε – поправний коефіцієнт на розширення атмосферного повітря у витратомірі, $\varepsilon = 1$ од;

d – діаметр мірного перетину витратомірного пристрою, м;

P_c – вимірювана різниця статичних тисків у перевірюваному витратомірі, Па;

ε_c – поправний коефіцієнт на розташування витратоміра, $\varepsilon_c = 1$.

Для побудови аеродинамічної характеристики вентилятора за ГОСТ 10616-90 для кожної точки характеристики (дроселюї шайби) визначають такі параметри:

1. Продуктивність вентилятора (Q), m^3/c рівну об'ємній витраті, яка відповідає параметрам загальмованого потоку на вході у вентилятор, визначають за формулою

$$Q = Q_a \varepsilon_1$$

де ε_1 – коефіцієнт врахування стискування.

$$\varepsilon_1 = \left(1 + \frac{\delta T_1}{T_a} \right) \left(1 - \frac{P_m - P_{d1}}{P_a} \right)^{-1} \quad (5)$$

де P_m – різниця абсолютних статичних тисків за вентилятором і перед ним, Па;

P_{d1} – динамічний тиск потоку перед вентилятором

без урахування стискування, який визначається за формулою

$$P_{d1} = \frac{\rho_a}{2} \left(\frac{4Q_a}{\pi D_1^2} \right)^2 \quad (6)$$

де $D_1 = D_2$ – діаметр повітроводу у вимірювальному перетині, м.

2. Повний тиск вентилятора (P_v), Па визначають вимірювальною різницею абсолютних повних тисків потоку за вентилятором і перед ним у відповідно до формули

$$P_v = P_{01} - P_{02} \quad (7)$$

де P_{02} – абсолютний повний тиск потоку за вентилятором, Па;

P_{01} – абсолютний повний тиск потоку перед вентилятором, Па;

3. Статичний тиск вентилятора (P_{sv}), Па визначають вимірюваною різницею абсолютних статичних тисків за вентилятором і перед ним з відрахуванням динамічного тиску потоку перед вентилятором за формулою

$$P_{sv} = P_m - P_{d1} \cdot \varepsilon_{d1} \quad (8)$$

де ε_{d1} – коефіцієнт урахування стискування, який визначають за формулою

$$\varepsilon_{d1} = \left(1 + \frac{1}{2\chi} \cdot \frac{P_{d1}}{P_a - P_m} \right) \left(1 + \frac{\delta T_1}{T_a} \right) \left(1 - \frac{P_m}{P_a} \right)^{-1} \quad (9)$$

де χ – показник адіабати.

4. Динамічний тиск вентилятора (P_{dv}), Па визначають різницею повного і статичного тиску за формулою

$$P_{dv} = P_v - P_{sv} \quad (10)$$

5. Потужність (N), Вт, яка споживається вентилятором, визначають за формулою:

$$N = P_v \cdot \eta_b - N_c \quad (11)$$

де P_v – потужність, яка підведена до електродвигуна приводу вентилятора, Вт;

η_b – к.к.д. електродвигуна $\eta_b = 0,89$;

N_c – втрати потужності в передачі і підшипниках вентилятора, Вт.

6. Повний к.к.д. вентилятора (η) визначають відношенням корисної потужності за повним тиском вентилятора до потужності, яка споживається згідно з формулою

$$\eta = \frac{N_v}{N} \quad (12)$$

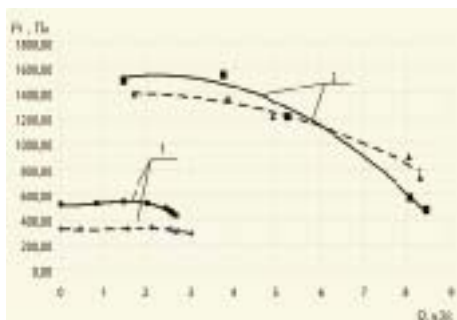
де N_v – корисна потужність вентилятора за повним тиском, Вт, яка визначається за формулою

$$N_v = P_v \cdot Q \quad (13)$$

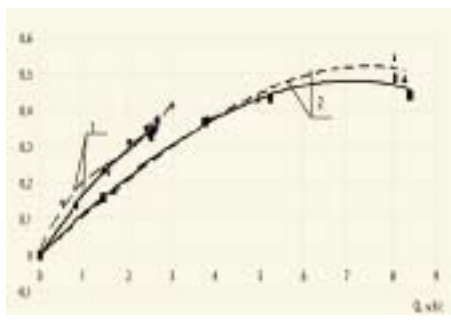
7. Статичний к.к.д. вентилятора (η_s) визначають відношенням корисної потужності за статичним тиском до потужності, яка споживається, згідно з формулою

$$\eta_s = \frac{N_{sv}}{N} \quad (14)$$

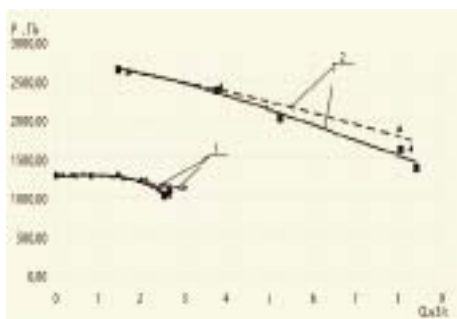
де N_{sv} – корисна потужність вентилятора за статич-



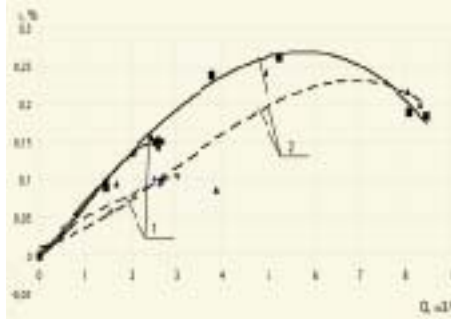
а)



а)



б)



б)

Рис. 3 – Залежність повного тиску (P_v), Па вентилятора (а) та статичного тиску (P_{sv}), Па вентилятора (б) від витрати повітря (Q), m^3/c : ----- – характеристика вентилятора МД9Е 650 Borg Warner; ———— – характеристика вентилятора ВМПВ 001.00. 12 – РБ; **1** – при 1800 об/хв; **2** – при 2760 об/хв

Рис. 4 – Залежність повного к.к.д. (η), вентилятора (а) та статичного к.к.д. (η_s), вентилятора (б) від витрати повітря (Q), m^3/c : ----- – характеристика вентилятора МД9Е 650 Borg Warner; ———— – характеристика вентилятора ВМПВ 001.00. 12 – РБ; **1** – при 1800 об/хв; **2** – при 2760 об/хв

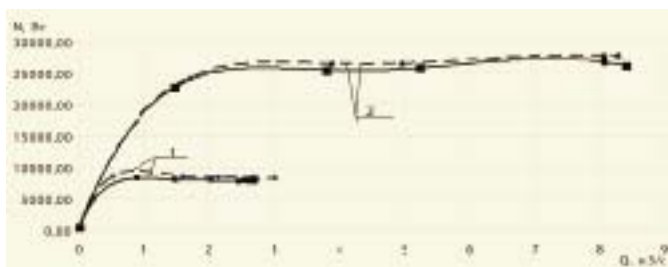


Рис. 5 – Залежність потужності (N), Вт вентилятора від витрати повітря (Q), m^3/c : ----- – характеристика вентилятора МД9Е 650 Borg Warner; ———— – характеристика вентилятора ВМПВ 001.00. 12 – РБ; **1** – при 1800 об/хв; **2** – при 2760 об/хв

ним тиском, Вт, яка визначається за формулою

$$N_{\text{м}} = P_{\text{м}} \cdot Q, \quad (16)$$

На рис. 3-5 представлені аеродинамічні характеристики вентиляторів МД9Е 650 Borg Warner виробництва Німеччини та ВМПВ 001.00. 12 – СБ виробництва України на швидкості обертання ротора 1800 об/хв. та 2760 об/хв.

Аналіз наведених аеродинамічних характеристик вентиляторів Borg Warner (Німеччина) й ВМПВ 001.00. 12 – РБ (Україна) дозволяє зробити такі висновки.

1. Характеристики повного тиску $P_v = f(Q)$ і повного к.к.д. $\eta = f(Q)$ є ідентичними як за $n = 1800$ об/хв., так і за 2760 об/хв. Однак, за витрат повітря понад $6 m^3/c$ спостерігається незначна перевага характеристик вентилятора типу Borg Warner. Величина розбіжності вказаних характеристик не перевищує 3-4%.

2. Характеристики статичного тиску $P_{sv} = f(Q)$ і ста-

тичного к.к.д. $\eta_s = f(Q)$ за витрати до $6 m^3/c$ для вентилятора ВМПВ 001.00.12-РБ як за $n = 1800$ об/хв., так і за 2760 об/хв мають перевагу. Так, за витрати $4 m^3/c$ статичний тиск вентилятора ВМПВ 001.00.12-РБ більший порівняно з вентилятором Borg Warner на 14%, а статичний к.к.д. вищий 50%. Однак зі збільшенням витрати понад $6 m^3/c$ зазначені характеристики вентилятора Borg Warner стають кращими. Так, за $Q = 8 m^3/c$ статичний тиск і статичний к.к.д. вентилятора Borg Warner відповідно на 7 % і 10 % більший.

3. Споживана потужність вентилятора ВМПВ 001.00.12-РБ у всьому діапазоні витрат на 5-7% менша.

4. На підставі отриманих результатів доцільно рекомендувати постановку на серійне виробництво вентилятор ВМПВ 001.00.12-РБ (Україна).

Список літератури

- ГОСТ 10921-90. Вентиляторы радиальные и осевые. Методы аэродинамических испытаний. – Введен 29.12.90. – М.: Изд-во стандартов, 1990. – 33 с.
- ГОСТ 10616-90. Вентиляторы радиальные и осевые. Размеры и параметры. – Введен 27.03.90. – М.: Изд-во стандартов, 1990. – 13 с.
- Дидур В. А. Гидроаеромеханика и её использование в энергетике АПК / В.А. Дидур и др. – М: Издательство Московского государственного агроинженерного университета имени В.П. Горячкина. – 2008. – 388с.

Аннотация. Разработано методику испытаний автотракторных вентиляторов с помощью специально разработанного и изготовленного Мелитопольским заводом «Автопривод» стенда. Апробация работы стенда была выполнена при сравнительных испытаниях двух типов вентиляторов, а именно МДЕ 650 Borg Warner (производство Германия) и ВМПВ 001.00. 12 – РБ (производство Украина завод «Автопривод»).

Summary. Developed the test procedure of automotive fans with the help of specially designed and manufactured Melitopol plant "Autodrive" stand. Approbation of the work of the stand was made in comparative tests of the two types of fans, it is a MD9E 650 Borg Warner (Germany) and VMPV 001.00. 12 – RB (production Ukraine plant "Autodrive").

Стаття надійшла до редакції 12 травня 2015 р.