

Матеріали VI Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів.

Актуальні задачі сучасних технологій – Тернопіль 16-17 листопада 2017.

УДК 621.82

Ю.І. Пиндус канд. техн. наук, доц., Р.Р. Заверуха, О.І. Попович, П.Б. Дужий
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Україна

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПАРАМЕТРІВ І ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБОКОМПРЕСОРІВ АВТОМОБІЛЯ CITROEN BERLINGO II

Y.I. Pyndus, Ph.D., Assoc. Prof., R.R. Zaveruha, O.I. Popovych, P.B. Duzyy
STUDY OF OPERATING PARAMETERS AND CHARACTERISTICS OF
THE CITROEN BERLINGO II TURBOCOMPRESOR

Одним із способів отримання характеристики турбокомпресора є його випробування на безмоторній установці. Переваги цього методу полягають у простоті обладнання стенду та можливості відчувати весь агрегат наддуву в цілому, без поділу його на складові частини. Однак цей метод має і свої недоліки: потрібно більш висока точність виміру параметрів газу на вході і виході з турбіни; необхідно правильно вибрати місця замірювання цих параметрів для одержання надійних значень їх середньомасових величин; відсутні пульсації вихлопних газів, що подаються на турбіну, характерних для поршневих двигунів. В основу даної методики покладено сумісне випробування турбіни і компресора на безмоторній установці, де турбіна працює від газів, одержуваних у спеціальній камері згоряння, а роль гальма виконує компресор турбокомпресора. Безмоторна установка була створена в лабораторії теплових двигунів. В якості об'єкта випробування був обраний турбокомпресор даного автомобіля.

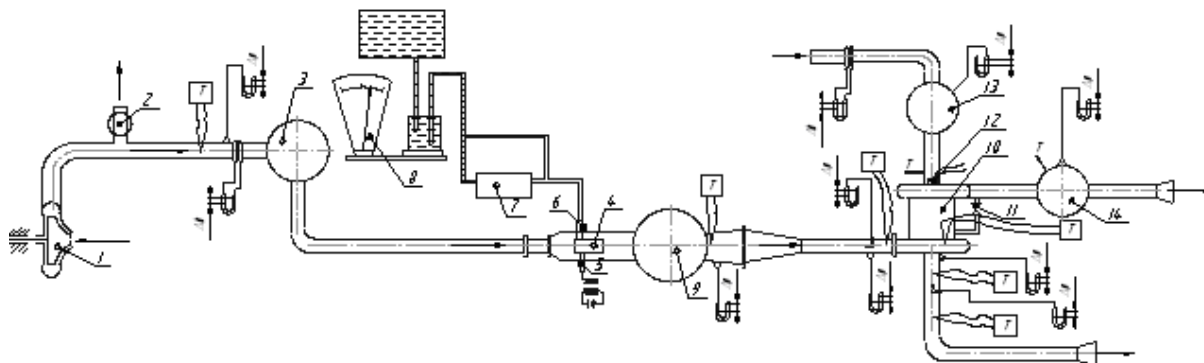


Рисунок 1. Безмоторна установка для випробування турбокомпресорів
1 - привідний компресор; 2 - перепускний кран; 3 - повітряний ресивер; 4 - камера згоряння; 5 - свічка запалювання; 6 – форсунка; 7 - паливний насос; 8 - вага для заміру витрати палива; 9 - камера згоряння; 10 – турбокомпресор; 11 - ресивер на виході з компресора; 12 - датчик частоти обертання; 13 - ресивер на вході в компресор; 14 - кран перепуску повітря з компресора в турбіну

Принцип дії установки наступний. Повітря з відцентрового компресора 1, що приводиться в обертання електродвигуном змінного струму, через ресивер 3 надходить в камеру згоряння 4, куди одночасно впорскується паливо через форсунку 5. Вприск в камеру здійснюється паливним насосом 7 з приводом від електромотора. З камери згоряння робочі гази надходять в турбіну турбокомпресора, звідки відводяться в атмосферу.

Режим роботи турбіни встановлюється зміною витрати і температури газу. Зміна витрати газу через турбіну досягається різною подачею повітря в камеру згоряння, шляхом перепуску його в атмосферу через дросельний пристрій 2. Необхідна

температура робочих газів, що надходять з камери згоряння в газову турбіну ТК, встановлюється зміною кількості палива впорскується в камеру згоряння. Для вирівнювання поля температур, тисків і отримання більш достовірних середньомасового їх значень на виході з турбіни ТК була встановлена решітка.

Для усунення теплових втрат у навколишнє середовище трубопроводи на ділянках від полум'ягасника до входу в турбіну і на виході з турбіни, а так само від компресора до ресивера 14 були теплоізолювані. Потужність, що розвивається турбіною, поглинається компресором ТК, який виконує роль повітряного гальма.

Потужність, необхідна компресору для виконання поставлених перед ним завдань, може бути розрахована за формулою:

$$N_K = \frac{L_{KS} G_B}{\eta_K}, \quad (1)$$

де L_{KS} - ізоентропічна робота стиснення повітря у компресорі,

G_B - витрата повітря через компресор,

η_K - ККД компресора.

Для сучасних компресорів $\eta_K = 0,75...0,8$.

Ізоентропічна робота стиснення розраховується за формулою:

$$L_{KS} = \frac{k}{k-1} RT_H \left(\pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \quad (2)$$

де k - коефіцієнт ізоентропи (для повітря $k = 1,4$);

R - газова постійна ($R = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$).

Для визначення діапазону потужностей розрахуємо їх максимальні і мінімальні розрахункові значення, використовуючи прийняті вище інтервали параметрів.

$$L_{KS \min} = \frac{k}{k-1} RT_{H \min} \left(\pi_{K \min}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \quad (3)$$

$$L_{KS \max} = \frac{k}{k-1} RT_{H \max} \left(\pi_{K \max}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right); \quad (4)$$

$$N_{K \min} = \frac{L_{KS \min} G_{B \min}}{\eta_{K \max}}, \quad (5)$$

$$N_{K \max} = \frac{L_{KS \max} G_{B \max}}{\eta_{K \min}}. \quad (6)$$

Таким чином виходить діапазон потужності на розрахункових режимах, що поглинається компресором N_K (кВт).

Література

1. Автомобильные двигатели с турбонаддувом /Н. С. Ханин, Э. В. Аболтин, Б. Ф. Лямцев и др. – М.: Машиностроение, 1991. 336 с. с илл.

2. Дмитриева И.Б., Матвеев В.Н., Окорочкова В.М. Проектный расчет центробежного компрессора для агрегата наддува ДВС: Учеб. Пособие / Самар. гос. аэрокосм. ун-т. Самара, 2004. 60 с.