

## Изследване влиянието на температурата на въздуха върху съпротивителната характеристика на вентилационна система

Петко Цанков

**Investigation of the air temperature influence upon the resistance characteristic of a ventilation system:** This article is dedicated on an analysis and experimental investigation of air temperature influence upon the resistance characteristic of a ventilation system. The stand, the procedure, and the experimental results are described. It is proved that the hydraulic loses related to the volume rate of air delivery increase with the rise of air temperature.

**Key words:** resistance characteristic of ventilation system; mass and volume rate of air delivery related to standard conditions; influence of air temperature.

### ВЪВЕДЕНИЕ

Вентилационните системи намират широко приложение както в индустрията – енергетика, различни производства (химия, текстил, машиностроение и др.) за осигуряване на необходимите технологични условия, така и в бита и сферата на услуги за осигуряване на подходящ микроклимат в жилища, офиси, търговски обекти.

В някои случаи тези системи работят при променливи параметри на работния флуид – въздуха. Целта на настоящата работа е да се изследва влиянието на промяната на температурата на въздуха върху съпротивителната (аеродинамична) характеристика на вентилационната система.

### ИЗЛОЖЕНИЕ

#### 1. Съпротивителна характеристика на вентилационна система – основни положения

Съпротивителната характеристика на вентилационна (тръбна) система зависи от:

- геометричните параметри на системата (дължини -  $l$ , диаметри -  $d$ , вид на тръбопроводите);
- вида и количеството тръбни елементи (арматура) и устройства в системата (местни съпротивления);
- скоростта  $V$  (или обемния дебит -  $Q$ ) на пропадащия в системата въздух;
- параметрите на въздуха (плътност -  $\rho$ , вискозитет -  $\mu$ ).

В общия случай характеристиката се представя като сума от линейните и местни хидравлични загуби в системата [2], [5], [7] :

$$\Delta p = \left( \lambda \cdot \frac{l}{d} + \xi_{\Sigma} \right) \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} = \left( \lambda \cdot \frac{l}{d} + \xi_{\Sigma} \right) \frac{8 \cdot \rho \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot d^4} = \xi_{eke} \cdot \frac{8 \cdot \rho \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot d^4} \quad (1)$$

където е отчетено, че

$$V = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2}$$

$\xi_{eke}$  – еквивалентен коефициент, отчитащ линейните и местни съпротивления в системата.

Температурата на въздуха влияе върху два от параметрите в уравнение (1) – плътността на въздуха  $\rho$  и еквивалентният коефициент  $\xi_{eke}$ . Анализ на това влияние е направен в работа [8]. Тогава за отношението на съпротивителните характеристики на вентилационната система при различни температури на въздуха се получава :

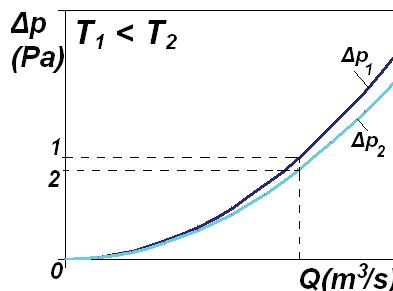
$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} = \frac{\xi_{екв2} \cdot 8 \cdot \rho_2 \cdot Q_2^2}{\xi_{екв1} \cdot 8 \cdot \rho_1 \cdot Q_1^2} \cdot \frac{\pi^2 \cdot d^4}{\rho_1} = \frac{\xi_{екв2}}{\xi_{екв1}} \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot \left(\frac{Q_2}{Q_1}\right)^2 = \frac{\xi_{екв2}}{\xi_{екв1}} \cdot \frac{T_1}{T_2} \cdot \left(\frac{Q_2}{Q_1}\right)^2 \quad (2)$$

където с индекс 1 са обозначени параметрите на системите при стандартни условия на въздуха, а с индекс 2 – параметрите на системите при действителните (фактически) условия.

Сравнявайки хидравличните загуби при еднакъв обемен дебит  $- Q_2/Q_1 = 1$  и приемайки, че  $\xi_{екв1} \approx \xi_{екв2}$  от (2) следва:

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} \approx \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot \frac{T_1}{T_2} \Rightarrow \Delta p_2 \approx \Delta p_1 \cdot \frac{T_1}{T_2} \quad (3)$$

Ако в системата се транспортира въздух с температура  $T_2 > T_1$ , примерните сравнителни характеристики на тръбната система са показани на фиг. 1.



Фиг.1 Характеристики на тръбна система при повишаване температурата на въздуха  $\Delta p = f(Q, T)$

Или с повишаване температурата на въздуха загубите в системата намаляват –  $\Delta p_1 > \Delta p_2$  при определен дебит  $Q$ . Тези изводи са дадени в различен вид в [1], [3], [4], [5], [6]. Трябва да се уточни една особеност при направените изводи и анализи – резултатите са получени при равенство на обемните дебити  $Q_1 = Q_2 = Q$ . В случая промяната на температурата на въздуха означава и промяна на плътността му. Тогава количеството въздух което протича в системата като масов дебит е различно защото масовият дебит  $q = \rho \cdot Q$  и  $q_1 = \rho_1 \cdot Q > \rho_2 \cdot Q = q_2$ . Или за построените на фиг.1 характеристики на тръбните системи следва да се уточни, че характеристиката  $\Delta p_1 = f(Q)$  е построена за обемен дебит при температура  $T_1$ , а характеристика  $\Delta p_2 = f(Q)$  е построена за обемен дебит при температура  $T_2$ . Т.е.  $Q_1 = Q_2 = Q$ , но  $q_1 > q_2$ .

На практика има случаи, в които е необходимо да се отчита не обемният, а масовият дебит на въздуха (или обемния, приведен към стандартни условия), отчетено в [3], например :

- изчисляването на въздушен топлообменен апарат става не по обемен, а по масов дебит на въздуха;

- измервателните устройства (обемни дебитометри) често измерват дебита при постоянна температура (обемният дебит е приведен към една температура), независимо, че във вентилационната система въздуха се подгрява и променя своите характеристики – плътност, вискозитет.

При тези условия, ако характеристиката на тръбната мрежа се определя за масовия дебит на въздуха (или обемния дебит, приведен към стандартни условия), то тогава след някои преобразования се получава:

$$\Delta p = \xi_{екв} \cdot \frac{8 \cdot \rho \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot d^4} = \xi_{екв} \cdot \frac{8 \cdot \rho \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot d^4} \cdot \frac{\rho}{\rho} = \xi_{екв} \cdot \frac{8 \cdot q^2}{\pi^2 \cdot d^4 \cdot \rho} \quad (4)$$

За отношението на хидравличните загуби (или характеристики на тръбните мрежи) при стандартна и действителна (фактическа) температура на въздуха се получава:

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \frac{\xi_{ekel}}{\xi_{ekel2}} \cdot \frac{8q_1^2}{\pi^2 d^4 \rho_1} \cdot \frac{\pi^2 d^4 \rho_2}{8q_2^2} = \frac{\xi_{ekel}}{\xi_{ekel2}} \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot \left( \frac{q_1}{q_2} \right)^2 \quad (5)$$

При еднакви масови дебити  $q_1 = q_2$  следва:

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \frac{\xi_{ekel}}{\xi_{ekel2}} \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{\xi_{ekel}}{\xi_{ekel2}} \cdot \frac{T_1}{T_2} \Rightarrow \Delta p_2 = \Delta p_1 \cdot \frac{\xi_{ekel2}}{\xi_{ekel}} \cdot \frac{T_2}{T_1} \quad (6)$$

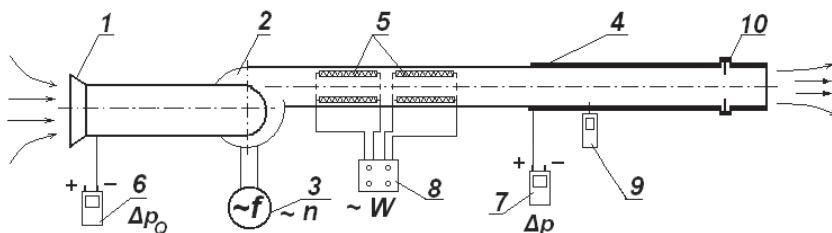
Този извод означава, че при повишаване температурата на въздуха ( $T_2 > T_1$ ) хидравличните загуби зависят от отношението ( $T_2 / T_1$ ) и ( $\xi_{ekel2} / \xi_{ekel1}$ ) и по-скоро нарастват отколкото да намаляват  $\Delta p_2 > \Delta p_1$ .

Следва още веднъж да се уточни, че разликата в изводите (3) и (6), се основава на различните функционални параметри:

- в първия случай – обемен дебит при съответните температури ( $T_2$  и  $T_1$ ) ;
- във втория случай – масов дебит или обемен дебит приведен към стандартна температура (или една температура  $T_1$ ).

## 2. Експериментални изследвания влиянието на температурата на въздуха върху съпротивителната характеристика на вентилационна система

Във връзка с експерименталното изследване на вентилационните системи е създаден е стенд. Схемата на стенда е показана на фиг.2.



Фиг.2 Принципна схема на стенд за изследване на вентилационна система:

1 - смукателна дюза; 2 - вентилатор; 3 - инвертор (частотно регулиране- $\sim f$ ); 4 - въздушовод – изследван тръбопровод; 5 - нагревателни елементи; 6, 7 – диференциални манометри ( $\Delta p_Q$ ;  $\Delta p$ ); 8 – регулятор на нагревателните елементи; 9 - термометър; 10 – ирисова бленда.

В изследователския стенд са реализирани:

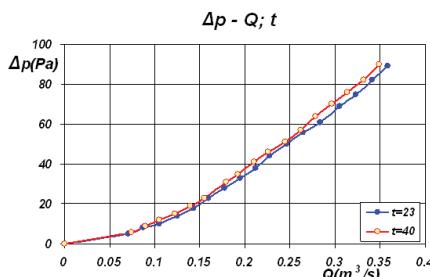
- измерване на обемния дебит на въздуха в системата със смукателна дюза 1 и диференциален манометър 6 при постоянни входни условия  $T_1 = const.$ ;
- регулиране на дебита на въздуха в системата чрез промяна оборотите на задвижващия вентилатора 2 двигател посредством честотен регулатор 3;
- изследван (работен) участък на вентилационна система – въздушовод 4 състоящ се от линеен участък и местно съпротивление – бленда 10 ;
- подгряване на въздуха в изследвания (работен) участък чрез нагреватели 5, чиято мощност се регулира с регулятор 8 ;
- измерване температурата на въздуха в изследвания участък с термометър 9;
- измерване на хидравличното съпротивление на работния участък с диференциален манометър 7.

Изследван е втори тръбопровод, само с линеен участък (без ирисова бленда 10), т.е. само с линейно съпротивление.

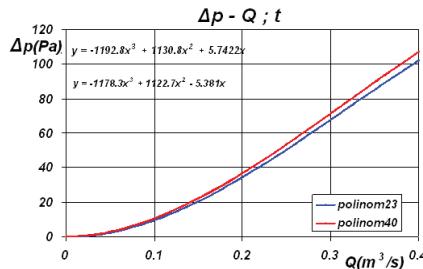
Направени са по две изследвания на хидравличните характеристики на работния участък – без подгряване на въздуха (температура  $T_1$ ) и с подгряване на

въздуха, с променлива мощност на нагревателя, осигуряваща постоянна работна температура на въздуха ( $T_2$ ).

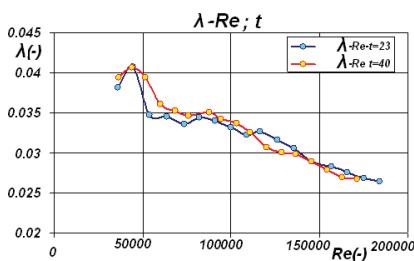
Резултатите от изследванията на тръбна система, състояща се само от линеен участък, са показани на фиг. 3-6. Използвания при обработка на резултатите обемен дебит е приведен към нормални (входни) условия при  $t = 23^0\text{C}$ , т.е. тъждествен на масов дебит.



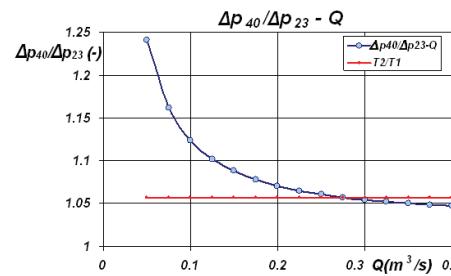
Фиг.3 Експериментални характеристики на тръбна система  $\Delta p = f(Q, t)$  при различни температури  $t_1 = 23^0\text{C}$  и  $t_2 = 40^0\text{C}$ , за обемен дебит  $Q$  измерен при  $t_1 = \text{const.} = 23^0\text{C}$ .



Фиг.4 Графично представяне на полиномите, описващи експерименталните характеристики на изследваната тръбна система при различни температури



Фиг.5 Характеристики на коефициента на линейно съпротивление при различни температури на въздуха  $\lambda = f(Re, t)$  определени по опитни резултати



Фиг.6 Отношение на пада на налягането в тръбни системи ( $\Delta p_{40}/\Delta p_{23}$ ) при повишаване на температурата на въздуха, определено по числено построените по линии на тренда характеристики

Аналогични изследвания са проведени и за вентилационна система, включваща линеен участък и местно съпротивление (по фиг.2). Резултатите от тези изследвания не се отличават от дадените.

И двете изследвания показват еднозначно, че при повишаване температурата на въздуха хидравличните загуби нарастват -  $\Delta p_{40} > \Delta p_{23}$  (фиг.3).

Определени са полиномните зависимости, описващи опитните резултати (фиг.4).

По опитните резултати е определено и изменението на коефициента на линейно съпротивление  $\lambda = f(Re, t)$  (фиг.5). Последната графична зависимост, представена на фиг.6, показва влиянието на двета фактора, определящи увеличаването на хидравличните загуби при транспортиране на по-горещ въздух - отношението -  $(\rho_1/\rho_2 = T_2/T_1)$  и  $(\xi_{eke2}/\xi_{eke1})$ .

Изследваните характеристики са много близки, разликите са в рамките на 5-

10%, което налага много точни измервания, прецизиране на експеримента, особено при малките дебити, точно определяне на аналитичните зависимости, изчистване на експеримента от променливи външни въздействия, потвърждение на резултатите.

## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

В работата е направен анализ на хидравличните характеристики на тръбна система при повишаване температурата на въздуха.

Показани са условията за коректно използване на функционалните параметри: обемен дебит, масов дебит или обемен дебит приведен към стандартни условия.

Теоретично и експериментално е доказан извода, че хидравличните загуби в тръбната система отнесени към масовия дебит в системата (или обемния дебит приведен към стандартни условия) нарастват при повишаване температурата на транспортирания въздух.

Показано е влиянието на двета фактора определящи увеличаването на хидравличните загуби при транспортиране на по-горещ въздух - отношенията - ( $\rho_1/\rho_2 = T_2/T_1$ ) и ( $\xi_{ек2}/\xi_{ек1}$ ).

## **Литература**

- [1]. Вахвахов Г.Г. – Работа вентиляторов в сети, М., Стройиздат, 1975, 104с.
- [2]. Гримитлин А.М. и др. – Насосы, вентиляторы, компрессоры в инженерном оборудовании зданий, С.-П., АВОК, 2006, 180 с.
- [3]. Калинушкин М.П.- Вентиляторные установки, М., Высшая школа, 1979, 224с.
- [4]. Караджи К.Г., Ю.Г.Московко -Некоторые особености эффективного использования вентиляционно-отопительного оборудования, М., Иновент, 2004, 140 с.
- [5]. Комкин А.И., В.С.Спиридовон – Расчет систем механической вентиляции, М., Изд.МГТУ-им. Баумана, 2007, 182 с.
- [6]. Попов Г., Влияние на плътността на атмосферния въздух върху разхода на енергия на вентилаторните системи, Топлотехника, бр.6 - 2014 ,с.72-75
- [7]. Справочник по расчетом гидравлических и вентиляционных систем – под ред. Юрьев А.С., С.-Пб., Мир , 2001, 1154 с.
- [8]. Цанков Петко – Влияние на повишаване температурата на въздуха върху параметрите на вентиляционна система - Топлотехника, год.5, кн.3, 2014 г., с.73-75// ISSN 1314-2550

## **За контакти:**

д-р инж. Петко Цанков, Катедра “Механика, машиностроене и топлотехника” на ИПФ-Сливен, Технически университет – София, тел. 0895581011, e-mail: ptsankov@abv.bg

**Докладът е рецензиран.**