

## ON INCREASING THE EFFICIENCY OF OPERATION OF MIXED-FLOW FANS

**Nikolay Perenovski**

University of Mining and Geology “St. Ivan Rilski”, 1700 Sofia; E-mail: perenovski@abv.bg

**ABSTRACT.** Basic principles in the aerodynamic calculation for various constructive solutions of mixed flow fans are laid in the paper. An analysis of the regularities ensuring the radial balance of the flow is made. Mathematical dependencies are derived for the influence of the main kinematic parameters in relation to the pressure created in the impeller of the fan. The influence of the twisting of the flow in the impeller for different design solutions has been analysed.

**Key words:** efficiency, mixed-flow fans, mining mechanisation.

### ОТНОСНО ПОВИШАВАНЕ НА ЕФЕКТИВНОСТТА НА РАБОТА НА ДИАГОНАЛНИТЕ ВЕНТИЛАТОРИ

**Николай Переновски**

Минно-геоложки университет „Св. Иван Рилски“, 1700 София

**РЕЗЮМЕ.** В доклада са разгледани основни закономерности при аеродинамичното изчисление за различни конструктивни решения на диагонални вентилатори. Направен е анализ на закономерностите, осигуряващи радиалното равновесие на потока. Изведени са математически зависимости за влиянието на основните кинематични параметри по отношение на налягането, създавано в работното колело на вентилатора. Анализирано е влиянието на засукването на потока в работното колело за различни конструктивни решения.

**Ключови думи:** ефективност, диагонални вентилатори, минна механизация.

### Въведение

За създаването на вентилатори с по-голяма производителност и по-високо налягане е необходим преход към други принципи на аеродинамично изчисляване. Към тях се отнася оразмеряването на диагонални вентилатори и то по такъв начин, че при разработването на машината напълно да се използват центробежните сили, възникващи в работното колело. Това предполага възникване на радиална съставна на скоростта и придвижване на въздух от един концентричен слой към друг с по-голям радиус.

Известно е, че в турбомашините статичното налягане се създава за сметка на увеличаването на преносната (периферната) скорост в работното колело или чрез забавяне на потока в междулопатковите му канали. В първия случай налягането се създава за сметка на центробежните сили, без загуби в работното колело, а във втория - със задължителни загуби на налягане. По този начин се предлага създаване на вентилатор с пълно използване на центробежните сили, възникващи в работното колело, което на практика означава отказ от принципа за радиално равновесие и преход към диагонален тип машина, изчислявана на база променливата циркуляция по височината на лопатките (Брусиловский, 1984).

### Ефективност на работа на вентилатора

В този тип машини, също както при осовите вентилатори, потокът напуска работното колело засукан, т.е. намиращ се под въздействие на центробежни сили. Следователно върху елементарен обем въздух с маса  $dm$  действа центробежна сила. Тази сила, разпределена върху повърхността  $r \cdot d\varphi \cdot db$  предполага създаване на статично налягане по направление на радиуса с големина

$$dp_c = \frac{\rho \cdot r \cdot d\varphi \cdot dr \cdot db \cdot c_{2u}^2}{d\varphi \cdot db \cdot r^2} = \frac{dr}{r} \cdot \rho \cdot c_{2u}^2$$

където:

$\rho$  – плътност на въздуха;

$c_{2u}$  – скорост на засукване на изхода на работното колело;

$r$  – текуща стойност на радиуса;

$d\varphi$  – елементарно нарастване на ъгъла на конусност на работното колело;

$dr$  – елементарно нарастване на радиуса;

$db$  – елементарно нарастване на широчината в осово направление.

За разлика от типичните осови вентилатори, при които принципът на приблизително радиално равновесие на потока предполага изкуствена компенсация на разликите в статичното налягане в съседни концентрични слоеве (Жуковский Н. Е., 1950), в диагоналните машини това

налягане е възможно да се използва за увеличаване на общото статично налягане, получено на изхода на работното колело. Следователно конструкцията му трябва да предполага възможно увеличение на изходния радиус  $R_2$  на работното колело в сравнение с радиуса на входа  $R_1$ , което е пряко свързано с размерите на конусната втулка и формата на корпуса в зоната на колелото.

Някои последователи на Н. Е. Жуковски (Ушаков К. А. и др., 1938) са направили извод, че при необходимост от създаването на едностъпален вентилатор за високи налягания е по-рационално да се премине от оразмеряване на работното колело с постоянна циркулация, към оразмеряване с променлива циркулация – предлага се да се премине от принципа на осигуряване на радиално равновесие на потока към принцип на пълно използване на центробежните сили в работното колело за създаване на нарастване на статичното налягане в него.

Ако се изходи от известните схеми на диагонални вентилатори, в които работното колело само засуква потока без да създава статично налягане и условията, при които работното колело формира основната част от статичното налягане, може да се установи закономерността за изменение на скоростта на засукване на потока по височината на лопатката (Брусиловский, 1978). Тази закономерност, записана аналогично за условията за гарантиране на радиално равновесие в осовите машини може да се представи във вида

$$c_{2u} \cdot r^n = const = N \quad (1)$$

където  $n$  е степенен показател, характеризиращ изменението на скоростта на засукване на потока по височина на лопатката.

Замествайки стойността на  $c_{2u}$  във формулата за теоретичното статично налягане на диагонална машина ще получим

$$p_{Tst} = \rho \cdot \omega \cdot r \cdot N \cdot r^{-n} - 0.5 \cdot \rho \cdot N^2 \cdot r^{-2n} \quad (2)$$

където  $\omega$  е ъгловата скорост на работното колело.

При анализ на последното уравнение може да се твърди следното - оценката на ефективността при изменение на профила на лопатката е целесъобразно да се направи по отношение на теоретичното налягане ( $p_t$ ), създавано от машината и загубите на налягане при засукването на потока ( $p_{C2u}$ )

$$\frac{p_t}{p_{C2u}} = \frac{2 \cdot \omega \cdot r^{1-n}}{N \cdot r^{-2n}}$$

За серийно произвежданите вентилатори  $n=1$  и това отношение има вида

$$\frac{p_t}{p_{C2u}} = \frac{2 \cdot \omega \cdot r^2}{N}$$

За предлаганото конструктивно изпълнение  $n = -0,5$  това отношение има вида

$$\frac{p_t}{p_{C2u}} = \frac{2 \cdot \omega \cdot r^{0,5}}{N}$$

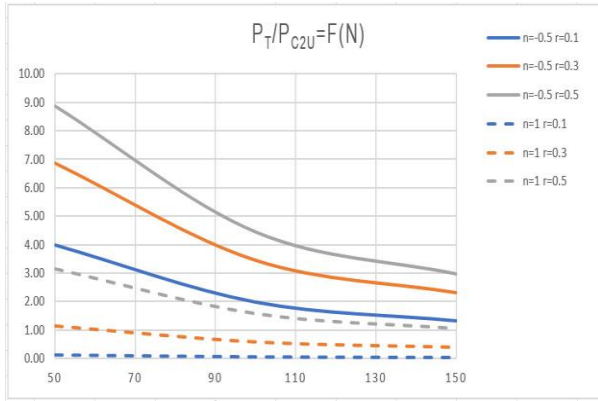
Закономерността на изменение на отношението  $\frac{p_t}{p_{C2u}}$  е функция на радиуса  $r$  т.е.  $\frac{p_t}{p_{C2u}} = f(r)$  и за  $n = -0,5$  при диагоналните вентилатори тази закономерност ще има по-благоприятен характер в сравнение с осовите машини с радиално равновесие на потока  $n=1$ . Такава закономерност изключва отрицателни стойности на теоретичното статично налягане  $p_{Tst}$  и позволява използването на втулка със значително по-малък диаметър, което с отчитане на по-високите стойности на коефициентите на налягането и дебита дава широки възможности за създаване на по-съвършени конструкции на руднични вентилатори за местно, спомагателно и евентуално главно проветряване, както и за вентилатори с общо промишлено предназначение.

В табл. 1 са дадени стойности на отношението  $\frac{p_t}{p_{C2u}}$  при степенни показатели ( $n = -0,5$  и  $n = 1$ ), за радиуси  $r = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4$  и  $0,5$  m и стойности на константата  $N = 50, 100$  и  $150$ . Плътноста на въздуха е приета  $1,2 \text{ kg/m}^3$ , а за удобство при пресмятането ъгловата скорост на работното колело  $\omega = 314 \text{ s}^{-1}$ . Разбира се, пресмятанията могат да бъдат извършени и за други конкретно зададени стойности. Отношението на теоретичното налягане и загубите от засукване на въздушния поток характеризират в определена степен коефициента на полезно действие на машината т.е. конструктивното съвършенство или респективно несъвършенство на диагоналния вентилатор.

Таблица 1. Зависимост на отношението  $\frac{p_t}{p_{C2u}}$  от степения показател  $n$

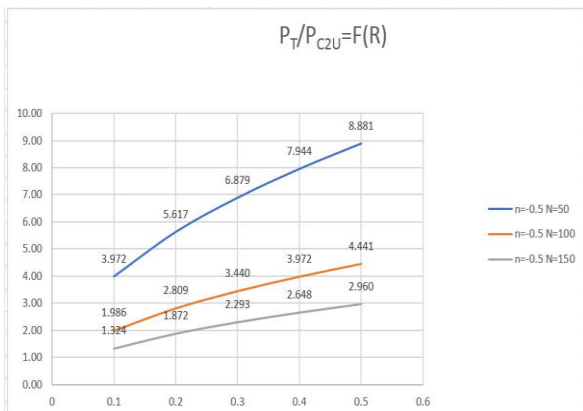
N	r метри	$p_t/p_{C2u}$	
		n	
		-0.5	1
50	0.1	3.972	0.126
	0.2	5.617	0.502
	0.3	6.879	1.130
	0.4	7.944	2.010
	0.5	8.881	3.140
100	0.1	1.986	0.063
	0.2	2.809	0.251
	0.3	3.440	0.565
	0.4	3.972	1.005
	0.5	4.441	1.570
150	0.1	1.324	0.042
	0.2	1.872	0.167
	0.3	2.293	0.377
	0.4	2.648	0.670
	0.5	2.960	1.047

На фиг.1 са показани зависимостите на отношението на налягането  $p_t$  и загубите  $p_{C2u}$  от параметъра  $N$ . Вижда се, че при стойност на  $n = -0,5$  и стойност на константата  $N = 50$ , отношението е най-голямо, следователно съответстващият КПД – най висок.



Фиг. 1. Зависимости на отношението на налягането  $p_t$  и загубите  $p_{c2u}$  от параметъра  $N$

На фиг.2 са показани зависимостите на отношението на налягането  $p_t$  и загубите  $p_{c2u}$  от радиуса на лопатката  $r$ , за който са определени. От графиките се вижда, че степенният показател  $n$  от равенството  $c_{2u} \cdot r^n = const = N$  трябва да клони към стойност -1. Тогава с увеличаване на радиуса на лопатката ще се увеличава и скоростта на засукване на потока в работното колело  $c_{2u}$ , като тяхното отношение остава постоянно.



Фиг. 2. Зависимости на отношението на налягането  $p_t$  и загубите  $p_{c2u}$  от радиуса на лопатката  $r$ .

Използвайки безразмерни параметри, големината на константата  $N$  може да бъде определена от израза (2)

$$N = k_{st} \cdot \sqrt{\frac{\psi_c \cdot \bar{b} \cdot (1 + \bar{d}) \cdot \pi}{2 \cdot \bar{V}_{рк}}} \quad (3)$$

където:

$k_{st}$  – коефициент, отчитащ промяната на геометрията на лопатковия профил по височината на лопатката;

$\psi_c$  – центробежна съставна на коефициента на нарастване на налягането;

$\bar{b}$  – относителна широчина на лопатката;

$\bar{d}$  – относителен диаметър на втулката на работното колело;

$\bar{V}_{рк}$  – относителен обем въздух, въртящ се в лопатковия венец на работното колело.

Използвайки формули (2) и (3) и уравнението на Ойлер, може да се запише израз за определяне стойността на максималния радиус на лопатките на работното колело

$$2 \cdot \omega \cdot N \cdot r_2^{1-n} - N^2 \cdot r_2^{-2n} = \omega^2 \cdot (r_2^2 - r_1^2) + \cos^{-2} \beta_2 \cdot (k_t^2 - 1) \cdot (\omega \cdot r_2 - N \cdot r_2^n)^2 \quad (4)$$

където:

$\beta_2$  – конструктивен ъгъл на лопатката на изхода от работното колело;

$k_t$  – коефициент на задържане на потока в междулопатковия канал.

## Заклучение

Определянето на големината на скоростта при използване на намерения по уравнение (4) степенен показател  $n$  може да бъде използвано като основата на методика за аеродинамично изчисляване и построяване на профила на лопатките на работни колела на диагонални вентилатори за местно проветряване за различни стойности на радиуса  $r$  по височината на лопатката (от главината до корпуса на машината). Променливата (по радиуса на работното колело) циркулация позволява да се повиши ефективността на работата на тези вентилатори. За осигуряване на оптимално съотношение на теоретичното налягане и загубите, скоростта на засукването на потока в работното колело трябва да нараства от втулката към периферията му. На база това конструктивно изчисление може да се създадат нови типове по-ефективни диагонални вентилатори за местно проветряване.

## Литература:

- Брусиловский, И. В. 1984. *Аеродинамика осевых вентиляторов*, Машиностроение, 240 с.
- Брусиловский, И. В. 1978. *Аэродинамические схемы и характеристики осевых вентиляторов ЦАГИ*, справ. пособие. М., Недра, 198 с.
- Жуковский, Н. Е. 1950. *Вихревая теория гребного винта*. Государственное издательство теоретическая литература, 239 с.
- Ушаков, К. А., В. И. Поликовский, М. И. Невельсон, М. П. Татаринев. 1938. *Рудничные вентиляторные установки*. М.: ГОНТИ НКТП, 205 с.