

МИННО-ГЕОЛОЖКИ УНИВЕРСИТЕТ
„СВ. ИВАН РИЛСКИ” СОФИЯ
ФАКУЛТЕТ: МИННО-ЕЛЕКТРОМЕХАНИЧЕН ФАКУЛТЕТ
катедра „Механизация на мините”

гл.ас. маг. инж. Николай Стефанов Переновски

Теоретични изследвания на параметрите
на диагонални вентилатори за местно
проветряване на минни изработки

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

на дисертация за присъждане на образователната и научна степен
„ДОКТОР”

ПРОФЕСИОНАЛНО НАПРАВЛЕНИЕ:
5.8.Проучване, добив и обработка на полезни изкопаеми;

Научна специалност: Механизация на мините

научен консултант:
доц. д-р. Антоанета Янева

София, 2014

Дисертационният труд съдържа 143 страници, 84 фигури, 13 таблици и две блок-схеми разпределени в 4 глави, заключение и списък на използвана литература от 81 заглавия на кирилица и латиница и 4 приложения, съдържащи 2 програми на написани с помощта на Visual Basic модула на Microsoft Excel и 4 таблици. Означенията на формулите, фигурите и таблиците в автореферата съвпадат с тези от дисертацията.

Дисертационният труд е обсъден на 27.10.2014 г. и е насочен за защита към МГУ „Св.Иван Рилски” - София от Разширен катедрен съвет на катедра „Механизация на мините” при МГУ „Св.Иван Рилски” - София със заповед на Ректора на Университета.

Докторантът работи като главен асистент в МГУ „Св. Иван Рилски” - София, и е зачислен в докторантура на самостоятелна подготовка към катедра „Механизация на мините” към МГУ „Св. Иван Рилски” - София по професионално направление 5.8.Проучване, добив и обработка на полезни изкопаеми.

Компютърното симулационно изследване в дисертационния труд е извършено с помощта на софтуерните продукти SolidWorks 2010 и Flow simulation 2010.

Защитата на дисертационния труд ще се състои на 09.01.2015 г. от 11.00 часа в лаб. 22 на МГУ „Св. Иван Рилски” - София.

Дисертацията, автореферата и рецензиите на членовете на научното жури се намират в отдел „Следдипломна квалификация” на МГУ „Св. Иван Рилски” - София, в сградата на Ректората, III етаж, 79 стая.

Автор: маг.инж. Николай Стефанов Переновски

Заглавие: "Теоретични изследвания на параметрите на диагонални вентилатори за местно проветряване на минни изработки"

Тираж: 25 броя

Печат: ИК ”Св. Иван Рилски” МГУ - София

АНОТАЦИЯ

В дисертационния труд е предложена методика за оразмеряване на основни параметри на диагонални вентилатори за местно проветряване на минни изработки. Разгледани са и са анализирани 23 патента и авторски свидетелства, създаден е математически модел на аеродинамичните процеси в работното колело и изправящия апарат, разработена е компютърна програма за определяне на параметрите на работно колело и изправящ апарат на диагонал вентилатор, синтезиран е компютърен тридименсионен модел на машината и е направено компютърно симулационно изследване на работата на вентилатора, като са отчетени параметрите за номиналния режим. Сравнени са резултатите получени от програмата и симулационното изследване.

ОБЩА ХАРАКТЕРИСТИКА НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

Актуалност на темата

Основно средство, осигуряващо подходящи атмосферни условия за работа в подземните рудници са вентилаторите за главно и местно проветряване. При проветряването на проходческите забои и глухите изработки главна роля за проветряването играят вентилаторите за местно проветряване. В световната практика има случаи, в които сумарната мощност на всички вентилатори за местно проветряване на даден рудник е съизмерима с тази на вентилатора за главно проветряване.

Може да се отбележи, че конструктивното усъвършенстване на традиционните типове машини (центробежни и осови) е изчерпало своите потенциални възможности и в момента сравнително перспективно направление за изследване се явяват диагоналните вентилатори. Това са машини, при които посоката на движение на въздушния поток се променя на ъгъл от 20 до 45 градуса след преминаването му през работното колело. По този начин би могло да се постигне по-ефективно използване на проточната част на вентилатора и като следствие от това да се подобрят аеродинамичните, енергийните и шумовите характеристики без увеличаване на масогабаритните параметри и честотата на въртене на вала на вентилатора. Това би представлявало съществен интерес от гледна точка на намаляване на енергийните загуби както на ниво местно проветряване, така и за рудниците като цяло.

Цел на дисертационния труд

Основната цел на дисертацията е създаване на методика за оразмеряване на параметрите на работното колело и проточната част на диагонал вентилатор посредством моделиране на аеродинамични процеси.

Задачи на дисертационния труд

1. Теоретичен анализ и обосновка на иновативна методика за синтез и оразмеряване на диагонал вентилатор.

2. Избор и уточняване на аеродинамична схема и оптимизиране на конструктивни и работни параметри на вентилатора.
3. Синтез и изследване на тримерен компютърен модел на диагонален вентилатор с параметри, определени по предложената методика и връзка със съвременните CAD/CAM/CAE системи.

СЪДЪРЖАНИЕ НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

Глава I. Обзор и анализ на действителното състояние

Разгледани са 23 патента и авторски свидетелства от технически развити страни като Русия, Франция, САЩ, Япония, където се отделя достатъчно много внимание на конструктивното усъвършенстване на вентилаторите с цел повишаване на производителността, налягането и к.п.д. без същевременно да се увеличават масогабаритните им показатели.

За всеки от патентите е направен критичен анализ на положителните и негативните страни на конкретната конструкция.

При детайлното разглеждане на различните конструкции, представени в патентните източници може да се забележи ориентацията към създаване на вентилатори със смесен принцип на действие т.е. принцип, обединяващ в определена степен принципите на действие на осовите и центробежните машини.

Представените варианти са най-типичните варианти на конструкции на диагонални вентилатори.

Разгледани са и са анализирани три съществуващи методики за оразмеряване на различни видове вентилатори (центробежни, центробежни правопоточни и осови).

Изводи:

- На база на направеното патентно проучване и разгледаното състояние на проблема към настоящия момент е направен критичен анализ на разгледаните конструкции.
- Разгледани и анализирани са три съществуващи методики за оразмеряване на центробежни и осови вентилатори.
- Формулирана е целта на дисертацията и изпълнението на задачите за нейното постигане.

Глава II. Теоретичен анализ и обосновка на иновативна методика за синтез и оразмеряване на диагонален вентилатор

2.1. Теоретични основи на предлаганата методика за оразмеряване на диагонален вентилатор

Съвременната теория на турбомашините не позволява аналитично да се установи и разработи методика за пресмятане на геометричните и аеродинамичните параметри на вентилатори поради големия брой приети допускания.

Перспективите за по-нататъшно усъвършенстване на методиките за определяне и оптимизация на различни геометрични (респективно аеродинамични) параметри на диагонални вентилатори вероятно са по отношение не на разглеждане на относителните и абсолютни скорости на движение на потока, а по отношение на силите, които ги предизвикват, приложени към реално работно колело.

За оптимизиране на конструкцията на геометричната форма на колелото и корпуса на вентилатора и изправящия апарат е необходимо да се определи законът за движение на въздушния поток в радиално направление, който пък от своя страна зависи от текущата стойност на скоростта на засукване на потока в различни моменти от преминаването му през лопатките на работното колело и изправящия апарат.

При изчисляване на сложни динамични системи с нелинейни закони за изменение на параметри в машиностроенето в последните години все по-широко приложение намира т.н. стъпков метод, наречен още метод на крайните елементи. Същността на метода се състои в следното: разделя се сложният динамичен процес на достатъчно голям брой прости, а след това се разглежда процесът на преобразуване на търсения параметър за всеки един от тези процеси, съответстващи на достатъчно малки интервали. В такъв случай процесът на промяна на параметъра за всеки един от тези интервали се разглежда като равномерен и е възможно достатъчно просто да се опише с математически уравнения, съответстващи на равномерно движение на физическо тяло.

Специфична особеност на този метод е достатъчно голямото количество изчисления – пълен комплекс от всички необходими изчисления за всеки един от интервалите. За достатъчна точност на пресмятанията е необходимо да се изберат голям брой участъци – обикновено от 1000 до 1000000, затова подобни методики за изчисление се реализират само с помощта на компютърна техника.

В резултат на реализиране на гореизложения подход можем да разгледаме стъпково преобразуването на аеродинамичните параметри на вентилатора при динамичното взаимодействие на работното колело и изправящия апарат с въздушния поток. За целта процесът на взаимодействие на колелото с потока се разделя на безкрайно малки интервали от време и се разглежда по участъци изменението на аеродинамичните параметри. При това се разглежда движеща се в потока частица въздух с елементарен обем.

За оптимизиране на конструкцията на работното колело и корпуса на вентилатора в зоната на работното колело и изправящия апарат е необходимо да се определи законът за движение на въздушния поток в радиално направление, който от своя страна зависи от текущото значение на радиалната скорост на преместване на потока. Схемата на взаимодействие на лопатката с потока е показана на фиг.2.1.

Законът за движение на въздушния поток в радиално направление ще бъде:

$$Y_{ri+1} = Y_{ri} + c_{ri} \cdot dt \quad (2.1)$$

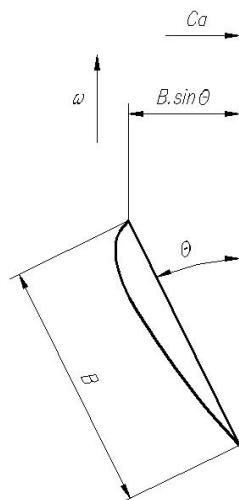
където:

Y_{ri+1} - големината на радиалното преместване на потока в текущия момент за безкрайно малък отрязък от време ,m;

Y_{ri} - големината на радиалното преместване на потока за интервала от време от началото на взаимодействието до разглеждания момент от време ,m;

c_{ri} - текущата стойност на радиалната скорост на преместване на потока , m/s;

dt - безкрайно малък интервал от време ,s.



фиг.2.1

Интервалът от време при изчисляване на големината на радиалното преместване на потока може да се определи от изрази:

$$dt = \frac{T_{\Sigma}}{\Delta} \quad (2.2)$$

където:

Δ – стъпката на интегрирането по време – $\Delta = 1000 \div 1000000$;

T_{Σ} – пълното време за взаимодействие на частицата елементарен обем въздух с лопатката на работното колело ,s.

Пълното време за взаимодействие се определя по формулата

$$T_{\Sigma} = \frac{B \cdot \sin(\theta + \theta_b)}{C_a} \quad (2.3)$$

където:

B – широчината на лопатката на работното колело ,m;

θ – монтажният ъгъл на лопатката на работното колело ,градуси;

θ_b – ъгълът на усукване на лопатката на работното колело на изчислителния радиус ,градуси;

C_a – осовата скорост на въздушния поток ,m/s.

Текущото време за динамично взаимодействие на потока с лопатката на работното колело се определя по формулата

$$T = \int_{T=0}^{T=T_{\Sigma}} dt \quad (2.4)$$

При използване на израза за определяне на големината на радиалното преместване на потока в резултат на засукването му е необходимо да се приеме начално условие

$$Y_r = 0 \quad (2.5)$$

Големината на радиалната скорост на преместване на потока за безкрайно малък интервал от време зависи от текущата стойност на центробежната сила, действаща на въздушния поток в междупатъчния канал. Тя може да се пресметне по израза

$$c_{ri} = \frac{F_u}{\rho \cdot V_{\text{възд}}} \cdot dt, \quad (2.6)$$

където:

F_u – текущата стойност на центробежната сила, действаща върху въздушния поток в междупатъчния канал, N;

ρ – плътността на въздуха, kg/m^3 ;

$V_{\text{възд}}$ – обемът на въздуха в работното колело, m^3 .

Обемът въздух в междупатъчния канал може да се определи от израза

$$V_{\text{възд}} = \frac{\pi \cdot (D_2^2 - D_1^2)}{4} \cdot B_{\text{cp}} \cdot \sin(\theta + \theta_b) \cdot K_{3.\text{cp}} \quad (2.7)$$

където:

D_2 – диаметърът на изхода на работното колело, m;

D_1 – диаметърът на входа на работното колело, m;

B_{cp} – широчината на лопатките на средния радиус на работното колело, m;

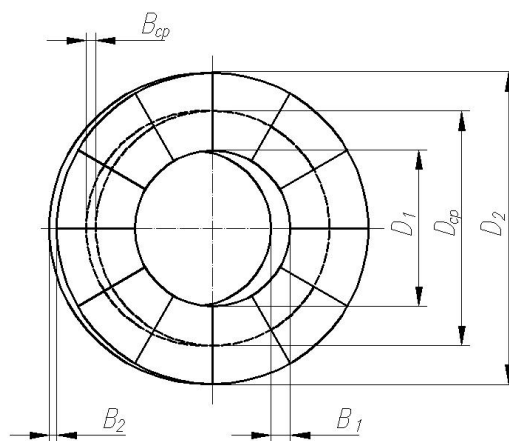
$K_{3.\text{cp}}$ – средният коефициент на запълване в средата на работната част на работното колело.

Отношението на диаметрите на входа и изхода на работното колело може да се представи с коефициента

$$K = \frac{D_1}{D_2} \quad (2.8)$$

Тогава

$$V_{\text{възд}} = \frac{\pi \cdot (D_2^2 - (K \cdot D_2)^2)}{4} \cdot B_{\text{cp}} \cdot \sin(\theta + \theta_b) \cdot K_{3.\text{cp}} \quad (2.9)$$



фиг. 2.2

Средният коефициент на запълване на проточната част на работното колело може да се пресметне по формулата

$$K_{з.ср} = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot k_p - 0,765 \cdot z \cdot c}{\pi \cdot D_2 \cdot k_p} \quad (2.10)$$

където:

k_p е коефициентът на радиуса ($k_p = 0,55$ на входа на работното колело или $k_p = 1$ на изхода на работното колело);

z – броят на лопатките на работното колело, броя;

c – максималната широчина на напречното сечение на лопатката, m.

За определяне на геометричните размери на формата на корпуса и работното колело на машината е необходимо да се направи пресмятане за съответните радиуси на работното колело (фиг. 2.2), като при това се използват геометричните параметри на профила на лопатката за съответните сечения.

Големината на центробежната сила, действаща на въздушния поток в междуплатковото пространство може да се изчисли по израза

$$F_u = \frac{\rho \cdot V_{взвд} \cdot c_u^2}{R_{ср}}, \quad (2.11)$$

където:

ρ – плътността на въздуха, kg/m³;

c_u – скоростта на засукване на потока, m/s;

$R_{ср}$ – средният радиус на работното колело, m.

Средният радиус може да се пресметне по израза

$$R_{ср} = \frac{D_2 \cdot k_{p.ср}}{2}, \quad (2.12)$$

където $k_{p.ср}$ е коефициентът на радиуса на средната линия на лопатката.

След заместване за центробежната сила се получава

$$F_u = \frac{\rho \cdot \pi \cdot (D_2^2 - (K \cdot D_2)^2) B_{ср} \cdot \sin(\theta + \theta_b) \cdot K_{з.ср} \cdot c_u^2}{2 \cdot D_2 \cdot k_{p.ср}} \quad (2.13)$$

Ако заместим (2.11) в (2.6) ще получим уравнение за определяне на текуща големина на радиалната скорост на преместване на въздушния поток

$$c_r = \frac{c_u^2}{R_{ср}} \cdot dt. \quad (2.14)$$

Ако заместим (2.14) в (2.1) ще получим израз за текущото преместването на потока в зависимост от големината на скоростта на засукване

$$Y_{ri+1} = Y_{ri} + \frac{c_u^2}{R_{ср}} \cdot dt^2, \quad (2.15)$$

където:

Y_{ri+1} – големината на радиалното преместване на потока в текущия момент за безкрайно малък интервал от време;

Y_{ri} – големината на радиалното преместване на потока във времеви интервал от началото на взаимодействието на частицата до разглеждания момент от време.

Големината на статичното налягане, получено от действието на центробежната сила в канала между лопатките в текущия момент от време може да се опише с уравнението

$$p_{st,i} = \frac{F_u}{S_i} \cdot \sin \varphi, \quad (2.16)$$

където:

S_i – площта на повърхността, на която действа налягането, създавано от центробежната сила, m^2 ;

φ – ъгълът на наклона на конуса на корпуса и на работното колело, градуси.

Площта на повърхността, на която действа налягането, създавано от центробежната сила се пресмята по изрази

$$S_i = \pi \cdot D_2 \cdot B_i \cdot \sin(\theta + \theta_b), \quad (2.17)$$

където B_i е широчината на лопатката на работното колело, определена на съответен радиус, m .

При пресмятането на (2.16) и (2.17) е необходимо да се определи широчината на лопатката за поне 6 – 7 сечения.

При определяне на големината на налягането, създавано от центробежната сила в диагонално работно колело се използва стойност на ъгъл φ за последния безкрайно малък участък (на изхода на работното колело).

Текущите стойности на ъгъла на конусност може да се определят от

$$\varphi_i = \arctg \left[\frac{\frac{c_u^2}{R} \cdot dt^2}{\frac{B_i \cdot \sin(\theta + \theta_b)}{\Delta}} \right] \quad (2.18)$$

Горният израз може да се запише и така

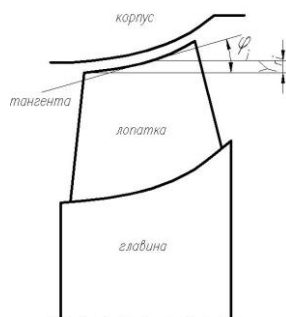
$$\varphi_i = \arctg \left(\frac{c_u^2 \cdot dt^2 \cdot \Delta}{R \cdot B_i \cdot \sin(\theta + \theta_b)} \right) \quad (2.19)$$

или

$$\varphi_i = \arctg \left(\frac{c_r \cdot dt \cdot \Delta}{B_i \cdot \sin(\theta + \theta_b)} \right), \quad (2.20)$$

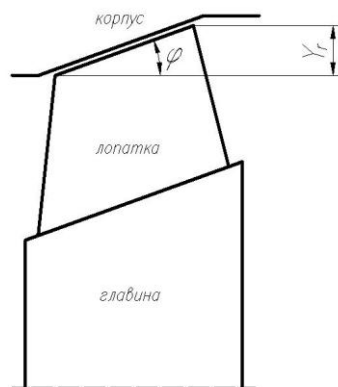
където R е радиусът, за който се прави пресмятането.

Проведените до тук разсъждения са направени за форма на работното колело и корпус на диагонален вентилатор показан на фиг. 2.3.



фиг. 2.3

Реално формата на работното колело и корпуса на машината не са пресечени конуси, а ротационни параболоиди. От технологична гледна точка производството на такива работни колела и корпуси би било доста сложно. За тази цел конструкцията на вентилатора може да се опрости т.е. параболоидите да се трансформират в пресечени конуси, като се запазят диаметрите на входа и на изхода на работното колело и диаметрите на онази част от корпуса, в която е поместено колелото (фиг. 2.4).



фиг. 2.4

Тогава изразът (2.20) може да се запише така

$$\varphi = \arctg\left(\frac{Y_r}{B_i \cdot \sin(\theta + \theta_b)}\right), \quad (2.21)$$

Конструкцията на работното колело и корпуса на диагонален вентилатор изпълнени по закона за радиално преместване на потока би позволила да се достигне по-висок к.п.д. и статично налягане на вентилатора за сметка на по-пълното използване на центробежните сили, възникващи в работното колело в резултат на засукване на въздушния поток.

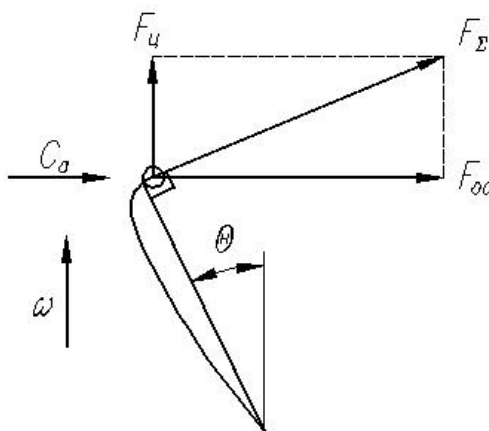
Най-сложно при пресмятането на големината на преместването на потока е дефинирането на закона за изменение на скоростта на засукване при преминаването на въздуха през работното колело и изправящия апарат. Сложността идва оттам, че процесите описващи засукването на потока (в работното колело) и разсукването му (в изправящия апарат) са нелинейни и за оптимизиране на формата на корпуса и колелото е необходимо да се определят междинни стойности на скоростта на засукване на въздушния поток.

2.2. Математически модел на аеродинамичните процеси в работното колело на диагонален вентилатор

Ще разгледаме взаимодействието на частица въздух с елементарен обем, движеща се в потока и лопатката на работното колело на вентилатора, както и процесите, свързани с това взаимодействие.

На фиг.2.5 е показана схема на взаимодействието на елементарен въздушен обем с лопатката на диагонален вентилатор. Лопатката на работното колело е монтирана под ъгъл θ и се движи с постоянна ъглова скорост ω . При липса на входен направляващ апарат преди взаимодействието с лопатката на работното колело частицата въздух се движи в осово направление с постоянна

скорост c_a . От големината на тази скорост зависи производителността на вентилатора. Скоростта на засукване до взаимодействието с работното колело е $c_u = 0$. Нека разгледаме силите, действащи на частицата при взаимодействието с лопатката.



фиг.2.5

Силата на взаимодействие на частицата с лопатката F_Σ е насочена по нормалата към повърхността на лопатката. В случай, че $c_a = 0$, силата на удара се определя като произведение от динамичното налягане и площта на контакта на елементарната частица т.е.

$$F_\Sigma = \rho \cdot \frac{U^2}{2} \cdot dS \quad (2.22)$$

където:

U – периферната скорост на изчислителния радиус на лопатката, m/s;

ρ – плътността на въздуха, kg/m³;

dS – контактната площ.

Периферната скорост U може да бъде определена от израза

$$U = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}, \text{ m/s}, \quad (2.23)$$

където n е честотата на въртене на работното колело, min⁻¹.

Силата F_Σ може да се разложи на две съставни – F_u – в равнината на въртене на работното колело и F_{oc} – по посока на движение на въздуха в осово направление. Двете сили могат да бъдат определени от изразите

$$F_u = F_\Sigma \cdot \sin \theta \quad (2.24)$$

$$F_{oc} = F_\Sigma \cdot \cos \theta \quad (2.25)$$

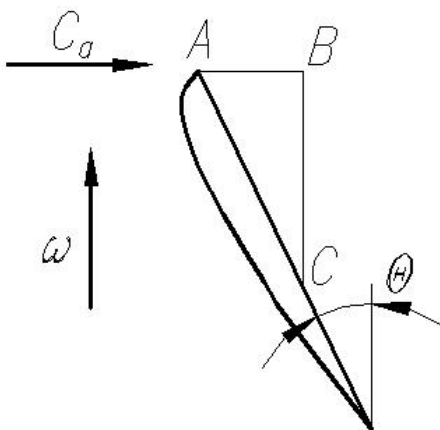
В по нататъшните разсъждения осовата съставна не се взема под внимание защото тя се намира в перпендикулярна равнина и не влияе на изменението на скоростта на засукване на потока c_u .

При преминаване на въздух през работното колело на диагоналия вентилатор със скорост c_a силата на динамично взаимодействие ще намалее т.к. освен движение на частицата по лопатката в осово направление ще има и движение в радиално направление в противоположна на скоростта на засукване посока. Преместването на частицата за безкрайно малък интервал от време в осово направление (изминат път AB) ще се определя от израза

$$AB = c_a \cdot dt \quad (2.26)$$

където c_a е осова скорост на движение на въздуха през вентилатора ,m/s. Преместването на частицата на разстояние AB в осово направление позволява да се намали преместването в радиално направление с разстояние BC, което може да се определи от израза

$$BC = \frac{AB}{\tan \theta} = \frac{c_a \cdot dt}{\tan \theta} \quad (2.27)$$



фиг.2.6

Елементарното преместване BC може да се изрази и по следния начин

$$BC = c_{u,пл} \cdot dt, \quad (2.28)$$

където $c_{u,пл}$ е радиалната съставна на скоростта на плъзгане на частицата въздух върху лопатката на машината. След приравняване на (2.26) и (2.27) ще получим

$$c_{u,пл} = \frac{c_a}{\tan \theta} \quad (2.29)$$

При динамично взаимодействие на лопатката с частицата въздух когато $c_a \neq 0$ ще се получи намаление на силата на взаимодействие на засукващия поток с

$$F_{c_a} = \rho \cdot \frac{c_{u,пл}^2}{2} \cdot \sin \theta \cdot dS \quad (2.30)$$

Резултантната сила на взаимодействие на лопатката и частицата въздух ще се определи по израза

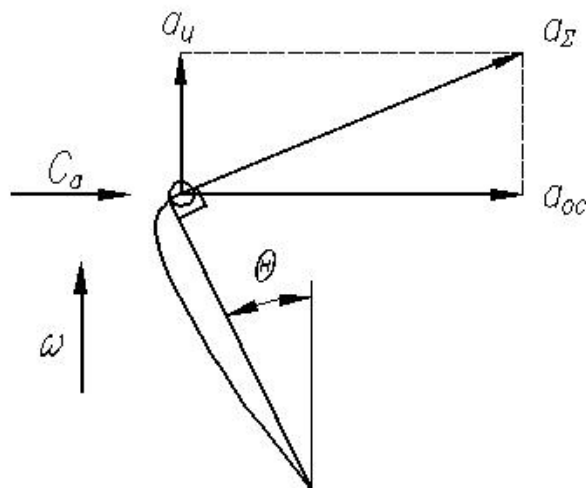
$$F = F_y - F_{c_a} \quad (2.31)$$

Ако заместим в горния израз F_y с неговото равно от уравнение (2.24) и вземем предвид (2.22) и (2.30) за резултантната сила ще получим

$$F = \rho \cdot \frac{U^2}{2} \cdot \sin \theta \cdot dS - \rho \cdot \frac{\frac{c_a}{\tan \theta}}{2} \cdot \sin \theta \cdot dS \quad (2.32)$$

или

$$F = \frac{\rho}{2} \cdot \left(U^2 - \left(\frac{c_a}{\tan \theta} \right)^2 \right) \cdot \sin \theta \cdot dS \quad (2.33)$$



фиг.2.7

Под действие на двете сили F_{ω} и F_{oc} частицата въздух с безкрайно малък обем ще се премества в радиално и осово направление съответно с ускорения a_{ω} и a_{oc} .

Според втория закон на Нютон ускорението на частицата в радиално направление под действие на центробежната сила за безкрайно малък интервал от време dt може да се определи от

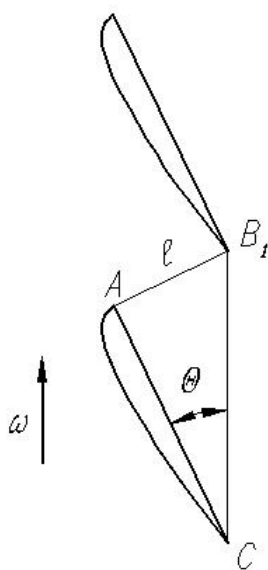
$$a_{\omega} = \frac{F_{\omega}}{m}, \quad (2.34)$$

където m е масата на елементарната частица въздух.

Тя може да се определи от израза

$$m = \rho \cdot l \cdot dS, \quad (2.35)$$

където l е дължината на частицата въздух с елементарен обем. Тази дължина може да се определи от фиг. 2.8.



фиг. 2.8

$$l = B_1 C \cdot \sin \theta \quad (2.36)$$

От своя страна

$$B_1 C = \frac{\pi \cdot D_2}{z} \quad (2.37)$$

или
$$l = \frac{\pi \cdot D_2}{z} \cdot \sin \theta \quad (2.38)$$

Нарастването на скоростта на засукване на потока за безкрайно малък интервал от време ще бъде

$$dc_u = a_u \cdot dt \quad (2.39)$$

Интервалът от време dt се определя по израза от (2.2). Ако заместим в израз (2.39) ускорението с неговото равно от (2.34) и отчетем взаимното влияние на лопатките на работното колело ще получим

$$dc_u = \frac{F_y}{m} \cdot dt \cdot K_{\text{вл}} \quad (2.40)$$

Коефициентът $K_{\text{вл}}$ отчита взаимното влияние на лопатките т.е. пред долната лопатка се създава зона на повишено налягане, а след горната лопатка – зона на понижено налягане. С други думи работят и двете страни на лопатката на работното колело. Можем да приемем условно при първо приближение, че двете страни на лопатката работят при равни условия т.е. $K_{\text{вл}} = 2$. Ако заместим в (2.40) F_y с отчитане на намаляването ѝ заради F_{c_a} (2.33) и масата от (2.35) ще получим

$$dc_u = \frac{U^2 - \left(\frac{c_a}{\tan \theta} \right)^2}{2 \cdot l} \cdot \sin \theta \cdot K_{\text{вл}} \cdot dt \quad (2.41)$$

В резултат на взаимодействието на лопатката на работното колело с елементарната частица въздух за първия безкрайно малък промеждутък от време частицата ще придобие радиална скорост c_{u_i} . Следователно за следващия промеждутък от време силата на взаимодействие с елементарната частица ще се е намалила с

$$\Delta F = \rho \cdot \frac{c_{u_i}^2}{2} \cdot dS \quad (2.42)$$

На основание на горния израз формулата за изчисляване на последващото нарастване на скоростта на засукване на потока на основа на предишната стойност на тази скорост ще добие вида

$$dc_u = \frac{U^2 - c_{u_i}^2 - \left(\frac{c_a}{\tan \theta} \right)^2}{2 \cdot l} \cdot \sin \theta \cdot K_{\text{вл}} \cdot dt \quad (2.43)$$

Скоростта на засукване на потока на изхода на работното колело ще бъде

$$c_u = \int_{c_u=0}^{c_u=U} dc_u \quad (2.44)$$

Методиката за изчисляване на геометрични и кинематични параметри на различни елементи от проточната част на турбомашините на основа на метода на крайните елементи предполага използването на компютърна техника. Изрази (2.43) и (2.44) не могат да бъдат използвани в програма за пресмятане непосредствено в диференциален вид. За тяхното преобразуване могат да се използват числени методи, най-простия от които е методът на Ойлер [3].

Същността на този метод се заключава в следната замяна

$$dc_u \Rightarrow c_{u_{i+1}} - c_{u_i} \quad (2.45)$$

където с $c_{u_{i+1}}$ и c_{u_i} са последващата и предишна стойност на скоростта на засукване на потока, определени при стъпка на интегриране dt . След тази замяна изразът (2.43) ще добие вида

$$c_{u_{i+1}} = c_{u_i} + \frac{U^2 - c_{u_i}^2 - \left(\frac{c_a}{\tan \theta}\right)^2}{2.l} \cdot \sin \theta \cdot K_{\text{вт}} \cdot dt \quad (2.46)$$

В този израз неизвестни са $c_{u_{i+1}}$ и c_{u_i} . За решаването му е необходимо да се изберат начални условия. В конкретния случай скоростта на засукване на входа на работното колело $c_{u_i} = 0$ и тогава в израза остава една неизвестна величина $c_{u_{i+1}}$. По този начин следващата стойност на скоростта може да се определи от предишната.

За определяне на преместването ще получим

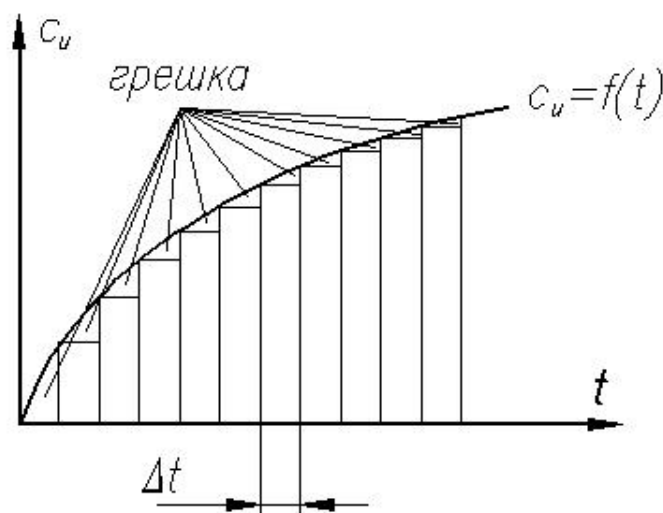
$$x_{i+1} = x_i + c_{u_{i+1}} dt \quad (2.47)$$

За определяне времето за това преместване интегрирането се замества със сумиране

$$T_{i+1} = T_i + dt \quad (2.48)$$

При компютърната реализация на изчисленията за съхраняване на индексите в получените изрази е необходимо да си използват масиви, изискващи отделянето на големи обеми памет. Възможно е и решение без използването им, тъй като в пресмятанията е необходимо да се определи само скоростта на засукване на изхода на работното колело и няколко междинни стойности и няма необходимост от съхраняване на междинните резултати. При решение без масиви за променливите c_u и T може да се задели по една клетка памет за съхраняването им. В този случай индексите може да се пропуснат без това да доведе до промяна на смисъла (определя се последната стойност на променливата по предишната стойност).

Методът на Ойлер се илюстрира добре при графично определяне на пътя за преместване чрез изменението на скоростта във времето.



фиг.2.9

При графичното представяне пътят е площта под линията на интегрируемата функция. Тогава според уравнение (2.46) се прави сумиране на правоъгълниците, а отделените триъгълници показват грешката на използвания метод за интегриране на Ойлер. При използване на предходна стойност на скоростта c_{u_i} изчислената стойност на пътя ще бъде по-малка от действителната, а при използване на следваща стойност $c_{u_{i+1}}$ - по голяма от действителната. Триъгълниците, които представят грешката при $c_{u_{i+1}}$ ще са разположени над линията на графиката на скоростта. От фиг.2.9 се вижда, че грешката зависи от стъпката на интегриране dt , т.е. при намаляване на стъпката намалява и грешката. Повишаването на точността предполага намаляване на стъпката на интегриране, но това води до увеличаване на обема на изчислителните работи (респективно времето за тях), така че е необходимо да се прецени каква е “разумната точност”. Обикновено се препоръчва следният подход – ако е известно времето за движение стъпката на интегриране Δ може да се приеме 1/10000 от него, а когато това време е неизвестно първоначално стъпката се задава произволно – примерни 0,01 до 0,001 секунда, изчисляват се търсените параметри, намалява се стъпката още 10 пъти, прави се повторно изчисление и се сравнява с първите резултати. Ако относителната разлика между тях е повече от 1% следва ново намаляване на стъпката, в противен случай се приема последната избрана стъпка.

След освобождаване от (премахване на) индексите уравнения (2.46), (2.47) и (2.48) добиват вида

$$c_u = c_u + \frac{U^2 - c_u^2 - \left(\frac{c_a}{\operatorname{tg} \theta}\right)^2}{2.l} \cdot \sin \theta \cdot K_{\text{вт}} \cdot dt \quad (2.49)$$

$$x = x + c_u \cdot dt \quad (2.50)$$

$$T = T + dt \quad (2.51)$$

Условието за завършване на пресмятанията ще се получи от

$$T_{кр} \leq T + dt \quad (2.52)$$

2.3. Математически модел на аеродинамичните процеси в изправящия апарат на диагонален вентилатор

Въздушният поток излизащ от изхода на работното колело на вентилатора е засукан. За разсукването му се използва изправящ апарат. В него кинетичната енергия на засукания поток се преобразува в статично налягане на вентилатора. При липса на изправящ апарат в проточната част на вентилатора практически има пълна загуба на статично налягане. Пресмятането на параметрите при процеса на разсукване на потока в изправящия апарат се прави аналогично на пресмятането на параметрите на засукване на потока в работното колело т.е. разглежда се стъпково намаляване на скоростта на засукване на потока в процеса на динамично му взаимодействие с лопатките на изправящия апарат.

Процесът на разсукване на въздушния поток има някои разлики, обусловени от принципни различия в сравнение с процесите на засукване, например - постепенно намаляване на ъгъла на атаката, а следователно и силите на взаимодействие между елементарната частица, намираща се в потока и повърхността на лопатката на изправящия апарат. Друга отличителна особеност на лопатките на изправящия апарат в сравнение с лопатките на работното колело е тази, че лопатките на изправящия апарат при повечето вентилатори са изпълнени от листов профил с вдлъбната форма. Тази форма влияе на ъгъла на взаимодействие на потока с лопатката в различни интервали от време.

Основен входен изчислителен параметър за пресмятания на геометрията на изправящия апарат е скоростта на засукване на потока на изхода на работното колело. Начално условие за пресмятане на параметрите на процеса на разсукване ще бъде изразът

$$C_{u_{ua}} = C_u \quad (2.53)$$

Пълното време за взаимодействие на частицата с елементарен обем с лопатката на изправящия апарат се определя аналогично на (2.3)

$$T_{\Sigma ua} = \frac{B_{ua} \cdot \sin \theta_{ua}}{C_a} \quad (2.54)$$

където:

B_{ua} – широчината на лопатката на изправящия апарат, m;

θ_{ua} – ъгълът на ориентация на лопатката на изправящия апарат, градуси;

C_a – осовата скорост на движение на въздуха през вентилатора, m/s.

Текущото време за динамично взаимодействие на потока с лопатката на изправящия апарат се определя по формулата

$$T_{ua} = \int_{T=0}^{T=T_{\Sigma ua}} (dt)_{ua} \quad (2.55)$$

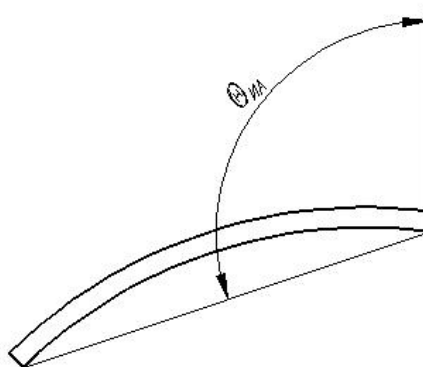
където $(dt)_{ua}$ – безкрайно малък интервал от време (за пресмятането на изправящия апарат) ,s.

Интервалът от време при пресмятане на скоростта на разсукване може да се определи от израза

$$(dt)_{ua} = \frac{T_{\Sigma ua}}{\Delta_{ua}} \quad (2.56)$$

където:

Δ_{ua} – стъпката на интегрирането по време – $\Delta = 1000 \div 1000000$.



фиг.2.10

Пресмятането на размера на частицата, намираща се в междуплатковото пространство на изправящия апарат се прави аналогично като при работното колело с отчитане на факта, че лопатките са листови

$$l_{ua} = \frac{\pi \cdot D_2}{z_{ua}} \cdot \sin(\theta_{ua} - 90) - b_{ua} \quad (2.57)$$

където:

z_{ua} - броят лопатки на изправящия апарат , бр.;

b_{ua} - дебелината на лопатката на изправящия апарат ,m.

Масата на елементарната частица въздух, затворена в междуплатковото пространство на изправящия апарат може да се определи аналогично на израза (2.35)

$$m_{ua} = \rho \cdot l_{ua} \cdot dS , \quad (2.58)$$

където l_{ua} е дължината на лопатката на изправящия апарат.

Изразът за стъпково определяне на скоростта на разсукване на потока при динамичното му взаимодействие с лопатката на работното колело се извежда аналогично на (2.49)

$$c_{ua} = c_{ua} - \frac{c_{ua}^2}{2 \cdot l_{ua}} \cdot \sin(\Delta \alpha) \cdot K_{\text{вн}} \cdot dt \quad (2.59)$$

където $\Delta \alpha$ е ъгъл между вектора на скоростта на протичане на потока и допирателната към повърхността на лопатката на изправящия апарат в текущия безкрайно малък интервал от време (фиг.2.13). За различните безкрайно малки участъци от лопатките на изправящия апарат този ъгъл има различна стойност. Това е обусловено от два фактора:

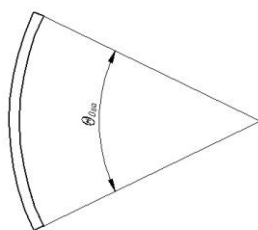
- листовите лопатки имат вдлъбнат профил, поради което в следващия безкрайно малък интервал от време в сравнение с предишния се увеличава ъгълът $\Delta\alpha$, а следователно и силата на динамично взаимодействие на въздушния поток с лопатката.
- въздушният поток, преминавайки през изправящия апарат постепенно загубва скоростта си на засукване, в резултат на което постепенно намалява ъгълът между вектора на скоростта и надлъжната ос β на изправящия апарат, поради което силата на динамично взаимодействие намалява.

За определянето на ъгъл $\Delta\alpha$ е необходимо да се направят ред допълнителни пресмятания.

Използува се линеализиран ъгъл на ориентация на лопатката т.е. средната линия на лопатката на изправящия апарат е права, свързваща краищата на хордата на лопатката.

Началният ъгъл на ориентация на лопатката на изправящия апарат в началото на първия безкрайно малък участък от време с отчитане на вдлъбнатостта може да се определи по изрази

$$\theta_{uia} = \theta_{ia} + \frac{\theta_{0ua}}{2} \quad (2.60)$$



фиг. 2.11

Текущият ъгъл на ориентация на лопатката на изправящия апарат се определя от изрази

$$\theta_{uia} = \theta_{uia} - d\theta_{0ua} \quad (2.61)$$

където $d\theta_{0ua}$ е стъпка на изменение на централния ъгъл на лопатката за всеки безкрайно малък интервал от време, градуси. Тази стъпка може да се изчисли от изрази

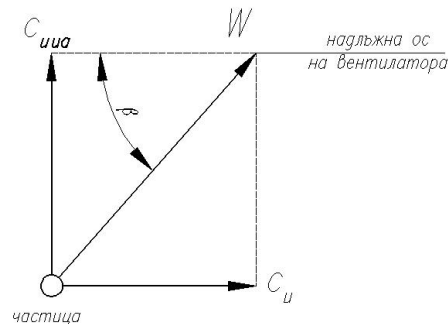
$$d\theta_{0ua} = \frac{\theta_{0ua}}{\Delta_{ia}} \quad (2.62)$$

където θ_{0ua} централен ъгъл на обхвата на лопатката на изправящия апарат, градуси (фиг.2.11).

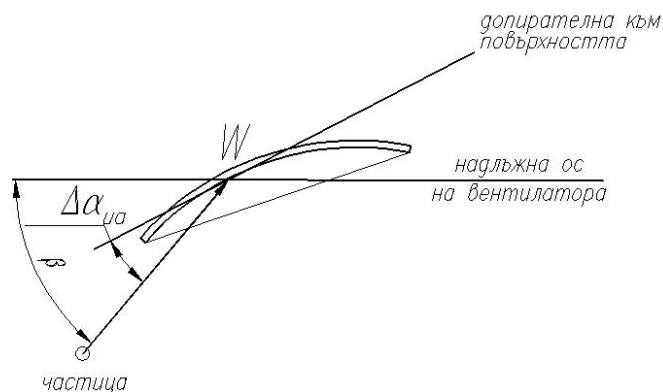
Ъгълът между надлъжната ос и направлението на движение на елементарната частица се означава с β . За произволен момент от време той може да бъде определен по формулата

$$\beta = \arctg \frac{c_{u_{ua}}}{c_a} \quad (2.63)$$

където $c_{u_{ua}}$ и c_a са съответно радиалната и осовата скорости на елементарната частица (фиг.2.12).



фиг.2.12



фиг.2.13

Ъгълът между вектора на скоростта на протичане на потока и допирателната към повърхността на лопатката на изправящия апарат за произволен какъв да е момент от време може да се пресметне по изрази

$$\Delta\alpha_{ua} = \beta - (\theta_{0ua} - 90) \quad (2.64)$$

Условието за приключване на изчисленията е

$$T_{кр\,ua} \leq T_{ua} + dt_{ua} \quad (2.65)$$

Изводи:

➤ Усъвършенстването на конструкциите на осовите и центробежните вентилатори е достигнало своя максимум, затова основно направление за подобряване на аеродинамичните параметри на вентилаторите е ориентация към създаване на вентилатори от диагонален вид.

➤ Съвременното състояние на теорията на турбомашините на основата на радиално равновесие на потока в работното колело не осигурява по-нататъшно конструктивно усъвършенстване на този тип машини, затова се налага

прилагане на друг подход при разглеждане на процесите в работното колело и изправящия апарат.

➤ Разгледани са процесите на динамично взаимодействие между лопатката на работното колело и въздушния поток.

➤ Разгледани са процесите на динамично взаимодействие между въздушния поток след работното колело и лопатките на изправящия апарат.

➤ Получени са основни зависимости за големината на радиалното преместване на потока, радиалната скорост на преместване на потока и скоростта на засукване при преминаването му през работното колело и изправящия апарат.

➤ Разработена е методика за пресмятане на основните геометрични параметри на диагонален вентилатор.

➤ Методиката е адаптирана за използването ѝ в компютърна програма.

Глава III. Избор и уточняване на аеродинамична схема и оптимизиране на конструктивните и работните параметри на вентилатора

3.1. Избор на схема на диагонален вентилатор за местно проветряване

Основни задачи при създаването на вентилатор за местно проветряване от ново поколение са:

- повишаване на статичното налягане на вентилатора;
- повишаване на производителността на вентилатора;
- разширяване на областта на промишлено използване на вентилатора, особено при режими с малка производителност;
- увеличаване на статичния к.п.д. на вентилатора;
- създаване на вентилатор за местно проветряване с минимално-възможни габаритни размери и маса;
- понижаване на нивото на шума, създаван от вентилатора;
- простота и технологичност на изработването на машината с цел намаляване на себестойността на производството;
- простота на аеродинамичната схема на вентилатора за създаване на възможност за първоначално математическо и експериментално потвърждение на основните принципи за оптимизация на машината от ново поколение.

С отчитане на изискванията, предявявани към вентилаторите за местно проветряване, а също така и на основата на анализ на известни конструкции на диагонални вентилатори могат да се направят изводи за разгледаните в глава I различни конструкции при създаване на вентилатор от ново поколение.

В началния етап при избора на аеродинамична схема и компоновка на диагоналния вентилатор за местно проветряване от разгледаните възможни конструкции на вентилатори трябва да се изключат всички схеми и компоновки на вентилатори, в които допълнителният радиален ефект се постига по пътя на използване на вътрешни канали в лопатките на работните колела или допълнителни плоскости, разположени върху главината или самата лопатка (фиг.1.2, фиг.1.3, фиг.1.4, фиг.1.9, фиг.1.28). Имайки предвид факта, че големината на

сумарното напречно сечение на вътрешните кухни и плоскости на лопатката са достатъчно малки, големината на допълнителния (радиален) поток ще бъде незначителна в сравнение с големината на основния (осов) поток.

В някои от конструкциите на диагонални вентилатори (фиг.1.5 и фиг.1.6) при използване на вътрешните кухни на лопатките се използва не само сложен, но и доста обемист корпус, а компактността на вентилатора за местно проветряване е един от решаващите фактори за използването му в подземни условия.

Много по-просто е да се подобрят аеродинамичните параметри на осов вентилатор с увеличаване на диаметъра му с $5 \div 10 \%$.

При избора на аеродинамична схема е необходимо да се отбележи, че вентилаторите за местно проветряване работят най-често при нагнетателна схема на проветряване, а това обстоятелство не позволява използването на вентилатора показан на фиг.1.1 тъй като конструкцията му е предназначена за смукателен режим.

При работа с нагнетателна схема на вентилатора показан на фиг.1.4 е необходимо да се добави кожух върху основния корпус на вентилатора за обединяване на основния и допълнителния потоци. В конструкцията на вентилатора на фиг.1.19 е необходимо да се добави правопоточен корпус.

Използването на кожух в горните два случая ще се отрази на габаритните размери на вентилатора, затова използването на този тип конструкции като база за създаване на нов вентилатор е нецелесъобразно.

Едни от основните критерии при избор на вентилатор за местно проветряване са минималните габаритни размери и маса на машината. От тази гледна точка е нецелесъобразно да се използват и вентилатори със спирален корпус или радиален изход на потока от работното колело. На това основание от по-нататъшно детайлно разглеждане се изключват конструкциите показани на фиг. 1.7, фиг.1.16, фиг.1.17, фиг.1.22, фиг.1.23, фиг.1.24, фиг.1.25, фиг.1.26, фиг.1.27.

Диагоналният вентилатор показан на фиг.1.6 фактически има две работни колела с различен принцип на действие монтирани на един вал като всяко от тях работи свързано към отделна мрежа. Тази конструкция (отчитайки габаритните размери) също не е подходяща за вентилатор за местно проветряване.

Най-важното изискване при създаване на диагонал вентилатор от ново поколение е повишаване на статичното му налягане. Известно е, че голямо влияние върху него има големината на радиалната хлабина между работното колело и корпуса на машината.

В резултат на експериментални изследвания е установено, че големината на радиалната хлабина трябва да бъде от $1 \div 1,5\%$ от дължината на хордата на лопатката на работното колело. В конструкциите показани на фиг.1.9 и фиг.1.28 изходът на допълнителния (радиален) поток е именно тази радиална хлабина между лопатките и корпуса. По този начин големината на хлабината влияе непосредствено върху големината на допълнителния поток.

За повишаване на производителността на вентилатора за сметка на допълнителния поток е необходимо да се увеличи радиалната хлабина, което обаче ще предизвика повишена циркулация в зоната между външния край на лопатките и корпуса, а това пък ще понижи статичното налягане особено при режими с малки дебити.

Конструкциите на работни колела показани на фиг.1.13, фиг.1.14, фиг.1.15 имат като основа на конструкцията си осово работно колело, но върху основните лопатки в няколко сечения има монтирани допълнителни лопатки огънати в радиално направление за отвеждане на основния въздушен поток в осово-радиално направление. За намаляване на загубите в такава конструкция на работното колело е необходимо разширяване на проточната част непосредствено след колелото в областта на лопатките на изправящия апарат за да може потокът да се премести безпрепятствено в радиално направление. Това разширение ще се отрази неблагоприятно на напречните размери на машината т.е. те ще се увеличат, което е неблагоприятно при вентилаторите за местно проветряване.

Освен това формата на лопатката на работното колело с допълнителни “ламели” в радиално направление ще повлияе неблагоприятно на механичната якост на лопатките от една страна и на закрепването им към работното колело от друга. Процесът на изработване на такива лопатки е доста сложен, а следователно и доста скъп. Освен това ще възникне необходимост от по-точно динамично балансиране на работното колело. Сложността на изработването на лопатките на работните колела показани на фиг.1.13, фиг.1.14, фиг.1.15, голямото количество експериментални изследвания в това число и на якост, увеличените напречни размери на вентилатора правят този тип конструкции не особено пригодни за вентилатори за местно проветряване.

В патентните източници има конструкции на диагонални вентилатори, при които завишаването на аеродинамичните им параметри се достига за сметка на допълнително монтирани лопатки върху главината на работното колело (фиг.1.11), или използването на главина на работното колело със специална конусна форма, имаща центробежни канали изработени върху външната част на главината (фиг.1.12). В съответствие със законите на пропорционалност на турбомашините производителността на центробежната конструкция, разположена на главината ще съставлява около 20% при условие за съотношение на диаметъра на главината към диаметъра на работното колело 60% каквото съотношение има при болшинството конструкции на осовите вентилатори.

Независимо от голямата степен на развитие на вентилаторите и достатъчно сложната конструкция на проточната част (използването на профилирани лопатки на работното колело и изправящия апарат, засукване на лопатките на работното колело и т.н.) к.п.д. на съвременните осови вентилатори за местно проветряване не превишава $70 \div 72\%$. Тогава е възможно да се предположи, че има още $20 \div 25\%$ резерв за понататъшно подобряване на аеродинамичните им параметри.

Във връзка със значителната сложност на аеродинамичните процеси, протичащи в проточната част на вентилатора при създаването им се използват полу-

емпирични зависимости, получени в резултат на експериментални изследвания. Разглеждайки различните аеродинамични схеми на осови вентилатори, създадени от ЦАГИ следва да се отбележи, че в нито една от тях не се използва ефектът от радиалното преместване на потока, възникващо в резултат на засукването на потока в работното колело. При използване на главина с конусна форма (ъгъл на конусност $15 \div 20^\circ$) съществено се повишава статичното налягане и к.п.д. на вентилатора.

По нататъшното усъвършенстване на вентилаторите за местно проветряване на основата на съществуващи модели и технология на производството е възможно по пътя на създаване на вентилатор с диагонален принцип на действие аналогичен на конструкциите показани на фиг.1.8, фиг.1.10 и фиг.1.20. Работните колела на тези вентилатори имат скосени краища и конични главини.

При аеродинамичното взаимодействие на въздушния поток с лопатката на работното колело потокът се засуква и под въздействие на центробежните сили се премества в радиално направление. Формата на главината и корпуса на вентилатора, изработени по закона за радиално преместване на потока, позволяват по-ефективното използване на проточната част на вентилатора. Това би позволило да се достигнат по-високи стойности на к.п.д., а също така и на статичното налягане на вентилатора за сметка на използване на радиалното налягане, възникващо в диагоналната машина в резултат на засукване на потока. Като следствие може да се очаква подобряване на аеродинамичните характеристики на машината и намаляване на нивото на шума без увеличение на масогабаритните параметри и честотата на въртене на вала на вентилатора.

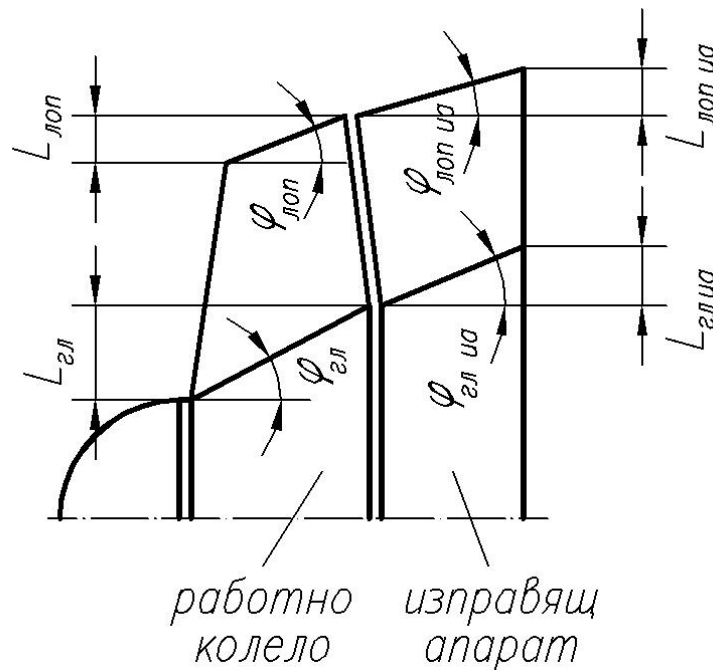
Конструктивна база за такава машина може да бъде съвременен осов вентилатор. По-добрите аеродинамични и енергетични параметри могат да се постигнат за сметка на използване на съответна форма на корпуса и главината на вентилатора в областта на работното колело и изправящия апарат. Повишеният к.п.д. се постига за сметка на понижаването на загубите, тъй като в този случай проточната част на вентилатора съответства по-пълно на траекторията на преместване на потока в работното колело и изправящия апарат.

3.2. Определяне и избор на изходни конструктивни параметри на работното колело

Формата на втулката на работното колело на диагоналния вентилатор позволява да се получи нарастване на статичното налягане на вентилатора, да се повиши к.п.д. и да се понижи шумът. Първата задача при конструирането на проточната част е да се определи законът за радиално преместване на потока в работното колело. Заедно с това не по-малък интерес представляват зависимостите между геометричните размери на проточната част на вентилатора и аеродинамичните му параметри. Целта при избора на геометричните параметри е получаване на оптимална форма на проточната част (от гледна точка на повишаване на налягането) при запазване на максимално компактни габаритни размери.

Допълнителните геометрични параметри на проточната част на диагоналните вентилатори (в сравнение с осовите) са:

- радиалното преместване на потока по края на лопатката на работното колело – $L_{\text{лоп}}$;
 - ъгълът на скосяване по края на лопатката на работното колело - $\varphi_{\text{лоп}}$;
 - радиалното преместване на потока при втулката на работното колело – $L_{\text{гл}}$;
 - ъгълът на скосяване на главината на работното колело – $\varphi_{\text{гл}}$;
- Параметрите и техните означения са показани на фиг. 3.1.



фиг.3.1.

Трябва да се вземе под внимание, че режимът на работа на вентилаторната уредба също оказва влияние върху аеродинамичните параметри на вентилатора.

3.3. Процедура за алгоритмично пресмятане на конструктивните и аеродинамичните параметри на работното колело

Последователното разглеждане на процеса на динамично взаимодействие на елементарна частица от потока с лопатката на работното колело и направляващия апарат предполага многократни (стъпкови) изчисления на скоростта на засукване на потока и големината на радиалното му преместване за всеки достатъчно малък интервал от време (зададен с определена стъпка). Количеството на изчисленията зависи от стъпката на интегриране, от която на свой ред зависи точността на пресмятането.

При програмирането в зависимост от задачите се използва съответен подходящ език – Delphi, Visual C++, Visual Basic и др. В конкретния случай за изпълнението на подобни изчисления е подходящо използването на електронна таблица (от MS Office пакета) Excel с вградения в нея език за програмиране Visual Basic. Блок - схемата на компютърната програма за

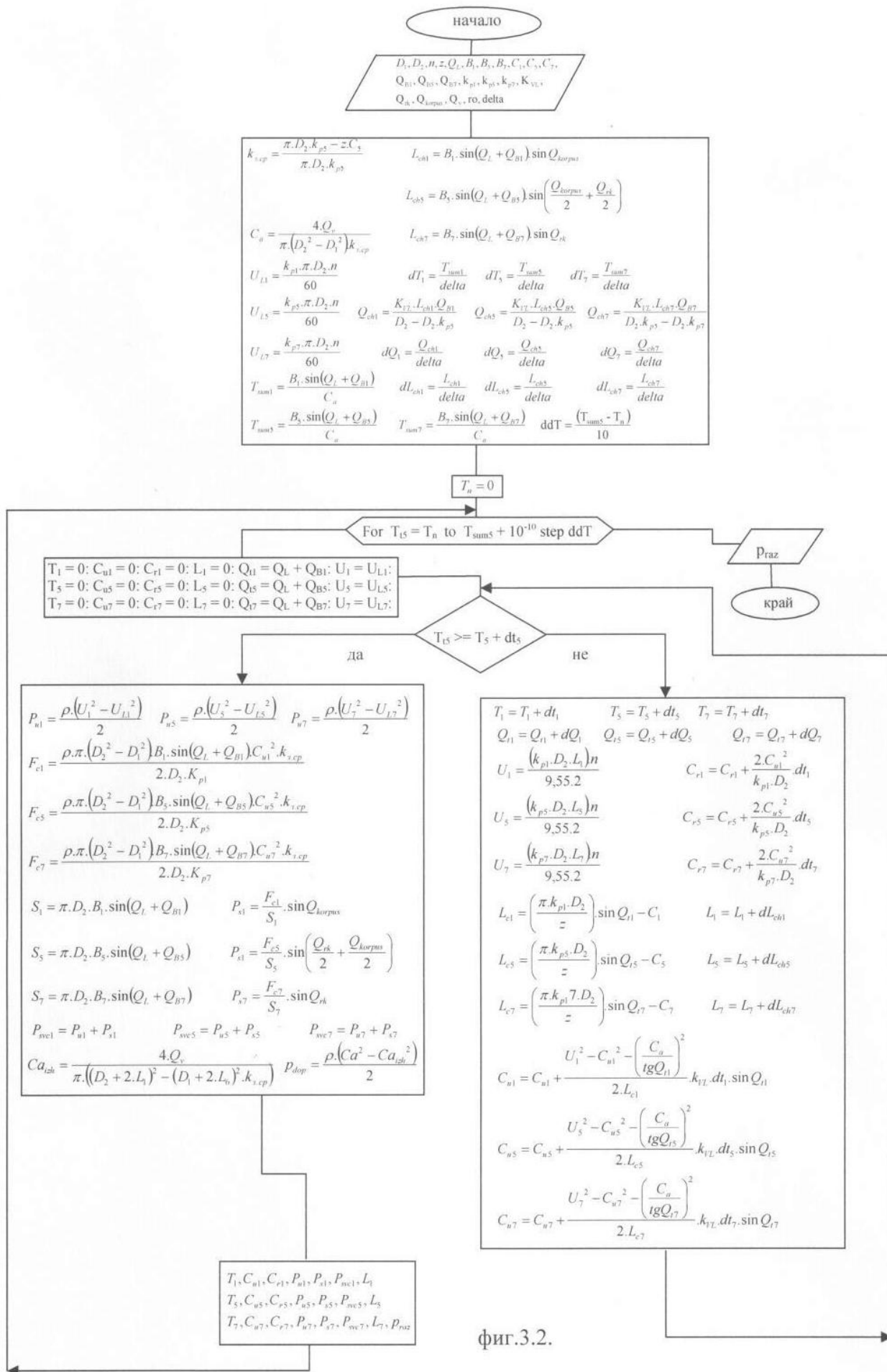
пресмятането на геометричните и аеродинамичните параметри на работното колело на диагонален вентилатор е показана на фиг.3.2. Програмата се състои от няколко части (подпрограми). Първата подпрограма “Vhodni_danni” съдържа входните данни за пресмятанията на работното колело. Входните данни са следните величини:

диаметър на входа на работното колело	D1
диаметър на изхода на работното колело	D2
честота на въртене на вала на вентилатора	n
брой на лопатките на работното колело	z
монтажен ъгъл на лопатката на работното колело	QL
широчина на лопатките в сечение 1	B1
широчина на лопатките в сечение 5	B5
широчина на лопатките в сечение 7	B7
широчина на напречното сечение 1 на лопатките	C1
широчина на напречното сечение 5 на лопатките	C5
широчина на напречното сечение 7 на лопатките	C7
ъгъл на усукване на лопатката в сечение 1	QB1
ъгъл на усукване на лопатката в сечение 5	QB5
ъгъл на усукване на лопатката в сечение 7	QB7
коефициент на радиуса на средната линия на лопатката в сечение 1	kp1
коефициент на радиуса на средната линия на лопатката в сечение 5	kp5
коефициент на радиуса на средната линия на лопатката в сечение 7	kp7
коефициент на взаимното влияние на лопатките	Kv1
ъгъл на конусност на работното колело	Qrk
ъгъл на конусност на корпуса на вентилатора	Qkorus
номинален дебит на вентилатора	Qv
плътност на атмосферния въздух	ro
стъпка на интегриране	delta

Втората подпрограма е озаглавена “Debit”. Тя е основната подпрограма и задава реда на изчисление на останалите подпрограми – “Tzikal”, “Presmiatane” и “Izhodni_danni”.

Изходните данни от програмата са следващите величини (в изчислителните сечения на лопатката):

- времената за взаимодействие на лопатката с потока – T_1, T_5, T_7 ;
- скоростта на засукване на въздушния поток от лопатките на работното колело – C_{u1}, C_{u5}, C_{u7} ;
- радиалната скорост на преместване на потока в работното колело – C_{r1}, C_{r5}, C_{r7} ;



фиг.3.2.

- нарастването на статичното налягане за сметка на центробежната съставна – $P_{\text{svc}1}, P_{\text{svc}5}, P_{\text{svc}7}$;
- големината на радиалното преместване на потока в работното колело – L_1, L_5, L_7 ;
- допълнителното налягане, създавано от вентилатора - $p_{\text{доп}}$.

3.4. Определяне и избор на изходни конструктивни параметри на изправящия апарат

Подобно на работното колело на диагоналния вентилатор и подчинени на същите изисквания се избират параметрите на изправящия апарат, а именно:

- радиалното преместване на потока по края на лопатката на изпр. апарат – $L_{\text{лоп иа}}$;
- ъгълът на скосяване по края на лопатката на изправящия апарат - $\phi_{\text{лоп иа}}$;
- радиалното преместване на потока при втулката на изправящия апарат – $L_{\text{гл иа}}$;
- ъгълът на скосяване на главината на изправящия апарат – $\phi_{\text{гл иа}}$.

Параметрите и техните означения са показани на фиг. 3.1.

3.5. Процедура за алгоритмично пресмятане на конструктивните и аеродинамичните параметри на изправящия апарат

Аналогично на работното колело на вентилатора е създадена програма за пресмятане на конструктивните и аеродинамичните параметри на изправящия апарат на диагоналния вентилатор. И тази програма се състои от отделни подпрограми и е използвана електронна таблица (от MS Office пакета) Excel с вградения в нея език за програмиране Visual Basic.

И тук първата подпрограма е озаглавена “Vhodni_danni” и съдържа входните данни за пресмятането на изправящия апарат. Входните данни за изправящия апарат са следните величини:

Диаметър на изхода на работното колело	D2
Честота на въртене на вала на вентилатора	n
Брой на лопатките на изправящия апарат	Zia
Монтажен ъгъл на лопатките на изправящия апарат за сечение 1	QLia
Монтажен ъгъл на лопатките на изправящия апарат за сечение 4	QLia4
Монтажен ъгъл на лопатките на изправящия апарат за сечение 7	QLia7
Онтош. на диам. на изхода на РК. към диаметъра на изхода на ИА	K
Широчина на лопатките на ИА в сечение 1	Bia1
Широчина на лопатките на ИА в сечение 4	Bia4
Широчина на лопатките на ИА в сечение 7	Bia7
Дебелина на лопатката (листова)	Cia
Централен ъгъл на лопатката на ИА за сечение 1	QRia1

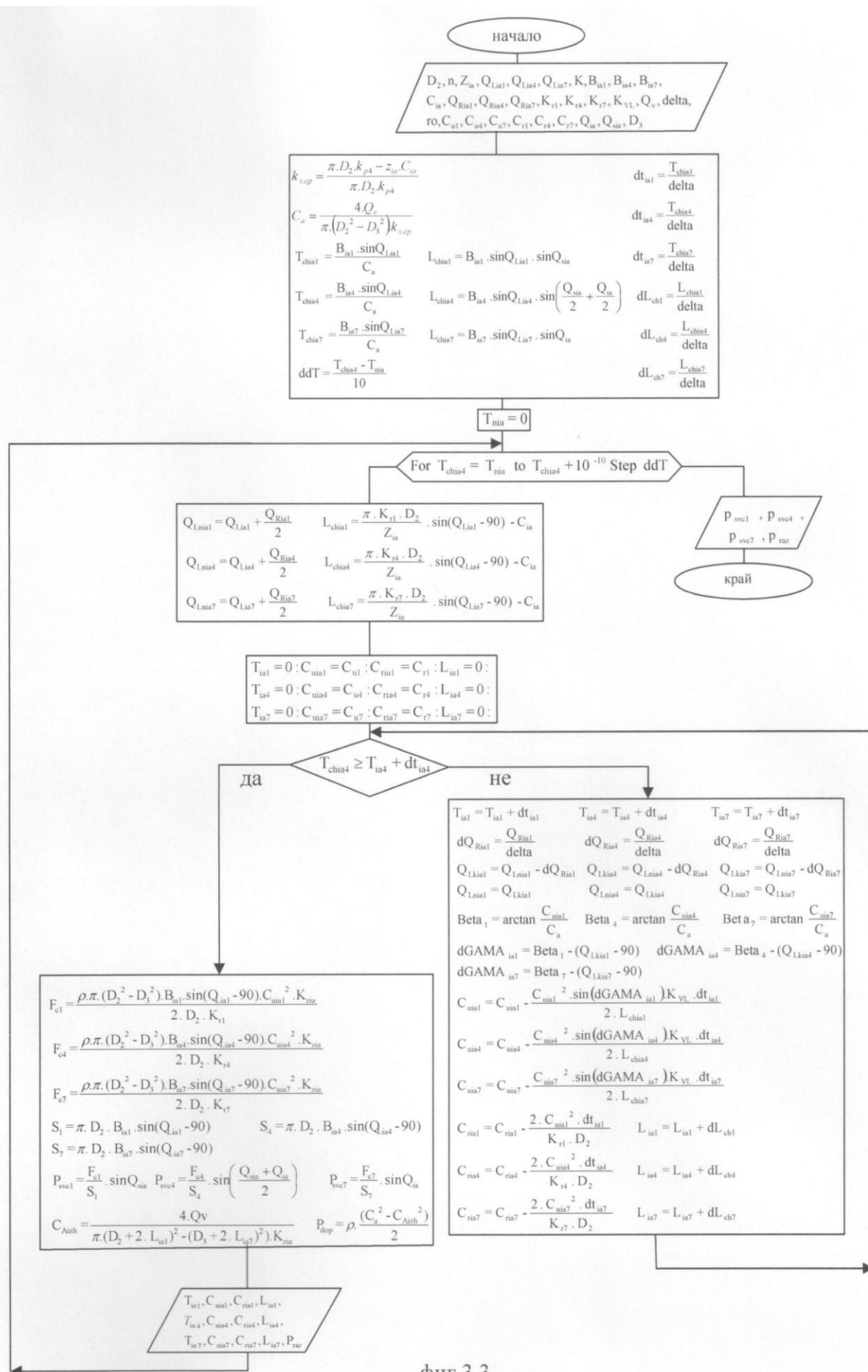
Централен ъгъл на лопатката на ИА за сечение 4	QRia4
Централен ъгъл на лопатката на ИА за сечение 7	QRia7
Коеф. на радиуса в изчислително сечение 1	Kr1
Коеф. на радиуса в изчислително сечение 4	Kr4
Коеф. на радиуса в изчислително сечение 7	Kr7
Коефициент на взаимно влияние на лопатките	Kvl
Дебит на вентилатора	Qv
Стъпка на интегриране	delta
Плътност на въздуха	ro
Скорост на засукване на потока на изхода на РК в сечение 1	Cu1
Скорост на засукване на потока на изхода на РК в сечение 4	Cu4
Скорост на засукване на потока на изхода на РК в сечение 7	Cu7
Радиална скорост на потока на изхода на РК в сечение 1	Cr1
Радиална скорост на потока на изхода на РК в сечение 4	Cr4
Радиална скорост на потока на изхода на РК в сечение 7	Cr7
Ъгъл на конусност на втулката на ИА	Qia
Ъгъл на скосяване на краищата на лопатките на ИА	Qsia
Диаметър на втулката изхода на изправящия апарат	D3

Втората подпрограма е озаглавена “Main”. Тя е основната подпрограма и задава реда на изчисление на останалите подпрограми – “Debitl” “Tzikal” , “Presmiatane” и “Izhodni_danni”.

Изходните данни от програмата са следващите величини (в изчислителните сечения на лопатката):

- времената за взаимодействие на лопатката на изправящия апарат с потока – $T_{ia1}, T_{ia4}, T_{ia7}$;
- скоростта на засукване на въздушния поток от лопатките на изправящия апарат – $Cu_{ia1}, Cu_{ia}, Cu_{ia7}$;
- радиалната скорост на преместване на потока в изправящия апарат – $Cr_{ia1}, Cr_{ia4}, Cr_{ia7}$;
- големината на радиалното преместване на потока в изправящия апарат – $L_{ia1}, L_{ia5}, L_{ia7}$.

Блок - схемата на компютърната програма за пресмятането на геометричните и аеродинамичните параметри на изправящия апарат на диагонален вентилатор е показана на фиг.3.3.



фиг.3.3

3.6. Изводи към трета глава:

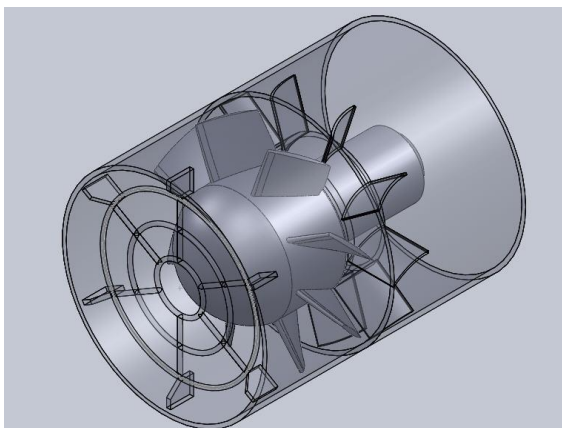
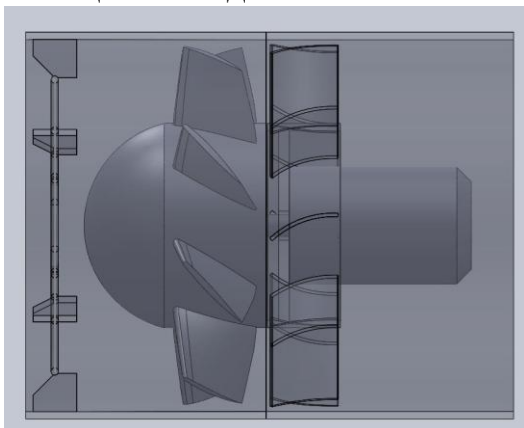
- Формулирани са основните изисквания към диагоналните вентилатори.
- Направен е анализ на разгледаните в патентното проучване конструкции и е определена най-подходящата такава.
- Избрана е опростена (конична) форма на проточната част на работното колело на диагоналния вентилатор.
- Съставена е блок-схема за създаване на компютърна програма за изчисляване на аеродинамични и геометрични параметри на работното колело на диагонален вентилатор.
- Съставена е блок-схема за създаване на компютърна програма за изчисляване на аеродинамични и геометрични параметри на изправящия апарат на диагонален вентилатор.
- Избрани са оптимални геометрични параметри за синтез на тримерен компютърен модел на вентилатора.

Глава IV. Синтез и изследване на тримерен компютърен модел на диагонален вентилатор с параметри, определени по предложената методика и връзка със съвременните CAD/CAM/CAE системи

4.1. Синтез на тримерен компютърен модел на вентилатора

Като базов модел за синтеза на диагоналния вентилатор е избран осов вентилатор, произведен от завод "Спартак" - Бургас (фиг.4.1.) със следните характеристики:

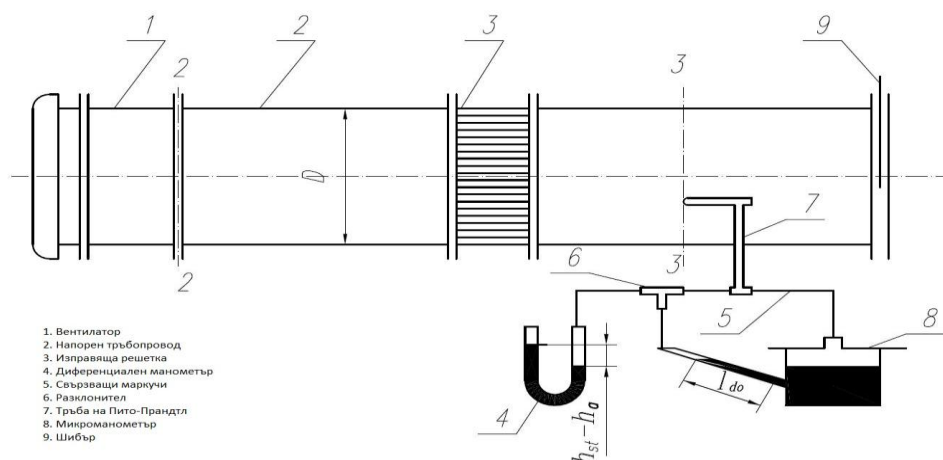
- дебит - $9000 \text{ m}^3/\text{h}$;
- налягане - $115 \text{ mm H}_2\text{O}$;
- синхронна честота на въртене на вала на двигателя - 3000 min^{-1} ;
- к.п.д. - 0,75
- мощност на двигателя - 5 kW.



фиг.4.1.

Вентилаторът е изпитан на стенд с нагнетателна тръба и измерителна тръбичка на Пито - Прандтл по схемата показана на фиг.4.2. Стойностите на различните параметри, получени при изпитването са показани в таблица 4.1., а съответстващите на изпитването графични резултати са представени с графиките на фиг. 4.3. Работното колело на вентилатора има 8 броя лопатки. Диаметърът на изхода му $D_2 = 0,5 \text{ m}$, а широчината на работното колело $B = 140$

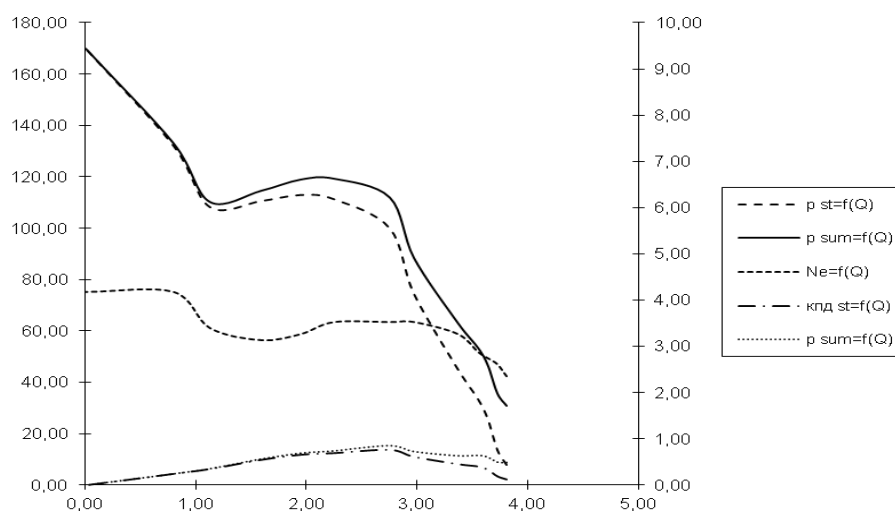
mm. Профилът на лопатките е симетричен. Изправящият апарат на вентилатора има 10 броя лопатки. Те са изработени като огънати плоски пластини. Широчината им е 100 mm, а радиусът на огъването им - 130 mm.



фиг.4.2.

таблица 4.1.

Id	с ср	Q	hst3 -ha	pst	pd	p sum	mw	Ндв	Ne	кпд st	кпд sum
mm	m/s	m3/s	mm	kgf/m2	kgf/m2	kgf/m2	дел	kW	kW	-	-
23	19,41	3,81	4	8,01	22,99	31,01	17	2,70	2,35	0,13	0,49
22	18,99	3,73	10	13,84	21,99	35,83	18	3,00	2,61	0,19	0,50
21	18,55	3,64	22	25,67	20,99	46,66	20	3,15	2,74	0,33	0,61
20	18,10	3,55	30	33,49	19,99	53,48	21	3,30	2,87	0,41	0,65
18	17,18	3,37	42	45,14	17,99	63,14	22	3,75	3,26	0,46	0,64
14	15,15	2,97	72	74,44	14,00	88,44	25	4,05	3,52	0,62	0,73
12	14,02	2,75	98	100,09	12,00	112,09	27	4,05	3,52	0,77	0,86
8	11,45	2,25	110	111,40	8,00	119,39	27	4,05	3,52	0,70	0,75
6	9,92	1,95	112	113,05	6,00	119,05	27	3,75	3,26	0,66	0,70
4	8,10	1,59	110	110,70	4,00	114,70	25	3,60	3,13	0,55	0,57
2	5,73	1,12	108	108,35	2,00	110,35	24	3,90	3,39	0,35	0,36
1	4,05	0,79	132	132,17	1,00	133,17	26	4,80	4,18	0,25	0,25
0	0,00	0,00	170	170,00	0,00	170,00	32	4,80	4,18	0,00	0,00



фиг.4.3.

4.1.1. Профилиране на лопатките на работното колело и главината.

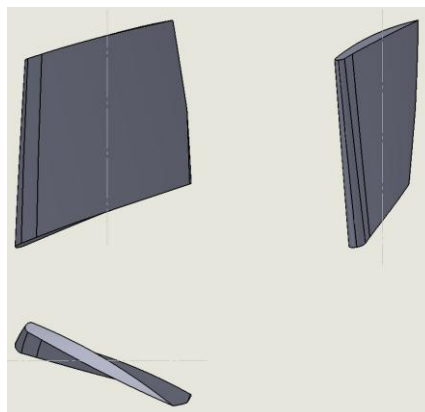
За да има сравнимост на резултатите между осовия и вариантите на диагоналния вентилатори при профилирането на лопатките на работното колело и главината са спазени следните изисквания:

- запазено е сечението на профила на лопатката на работното колело;
- запазен е диаметърът на изхода на работното колело;
- запазена е ширината на работното колело;
- запазен е ъгълът на ориентация на лопатките на работното колело;
- запазени са ориентацията, ъгълът и посоката на усукване и броя на лопатките на работното колело.

Главината на работното колело представлява кух пресечен конус с предвидена конструктивна възможност за монтаж на работното колело директно върху вала на двигателя от едната страна и монтаж на полусферичния обтекатель от срещуположната страна. Върху главината са монтирани 8 броя лопатки при спазени горните изисквания, като за разлика от лопатките на осовия вентилатор горната и долната част на всяка лопатка са така оформени, че да има съответствие с ъглите на конусност на корпуса и главината. С други думи изходният профил на лопатката на осовия вентилатор от фиг.4.4. се трансформира в профил с форма, показана на фиг.4.5.

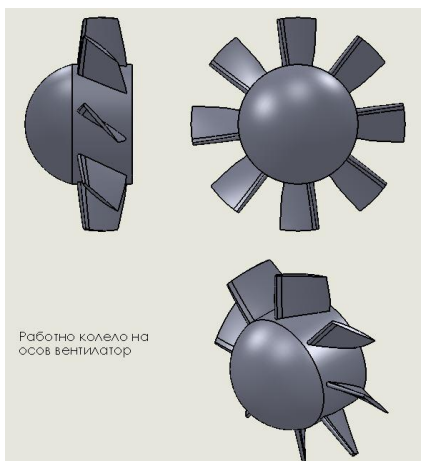


фиг.4.4.

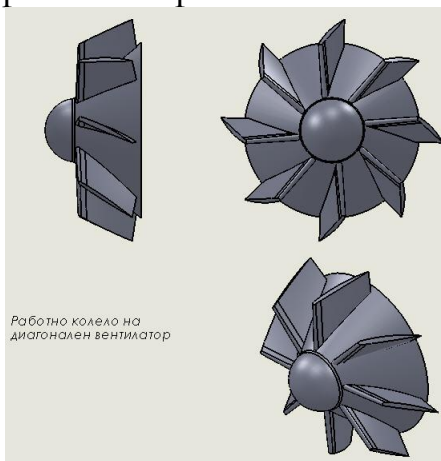


фиг.4.5.

Монтираните върху работното колело лопатки на осов и диагонал вентилатор са показани съответно на фиг. 4.6. и фиг.4.7.



фиг.4.6.



фиг.4.7.

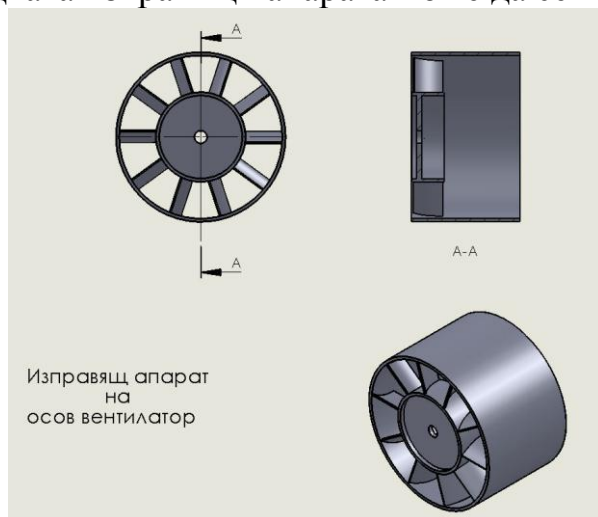
Корпусът на диагоналната машина също има формата на кух пресечен конус, като ъгъла на конусност на корпуса на вентилатора трябва да е равен на ъгълът на наклон на лопатката във външната ѝ част.

4.1.2. Профилиране на лопатките на изправящия апарат.

За да има сравнимост на резултатите между осовия и вариантите на диагоналния вентилатори при профилирането на лопатките на изправящия апарат са спазени следните изисквания:

- запазено е сечението на профила на лопатката на изправящия апарат;
- запазен е диаметърът на входа на изправящия апарат;
- запазена е ширината на изправящия апарат;
- запазен е ъгълът на ориентация на лопатките на изправящия апарат;
- запазени са ориентацията, радиусът на огъване и броя на лопатките на изправящия апарат.

Корпусът на изправящия апарат на осовия вентилатор представлява кух цилиндър, докато корпусът на изправящия апарат на диагоналния вентилатор има формата на пресечен кух конус. Разликата в геометрията на двата изправящи апарата може да се види на фиг.4.8 и фиг.4.9.



фиг.4.8.



фиг.4.9.

4.2. Предлагани конструктивни решения на работното колело и корпуса на диагоналния вентилатор.

С цел да се определи закономерност при избора на различните променливи параметри на диагоналния вентилатор и влиянието им върху аеродинамичната му характеристика са предложени следните три варианта за сравнение:

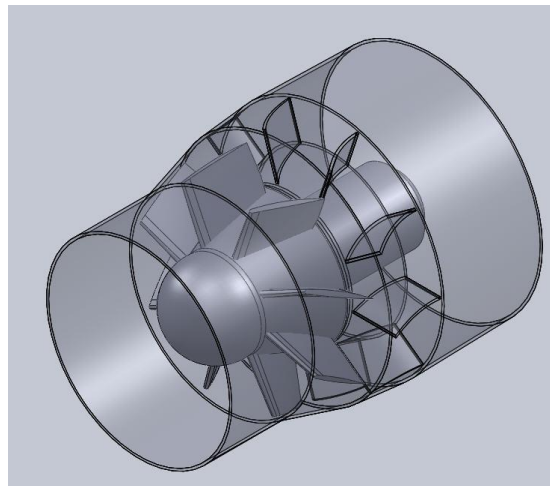
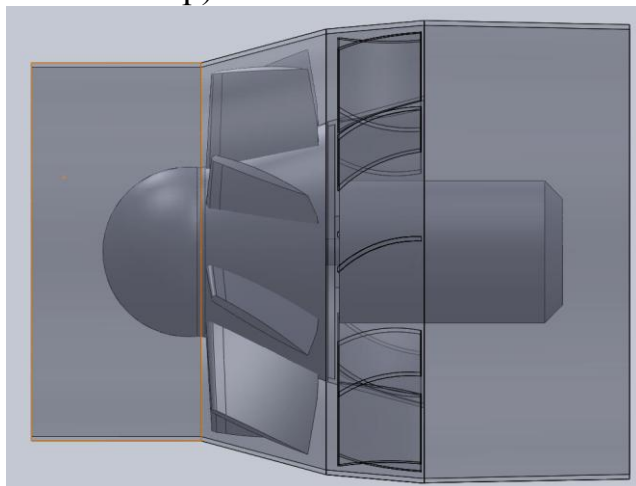
I^{ви} вариант - ъгъл на наклона на конуса на втулката на работното колело 20° и ъгъл на скосяване на лопатките по периферията от 15° ;

II^{ри} вариант - ъгъл на наклона на конуса на втулката на работното колело 30° и ъгъл на скосяване на лопатките по периферията от 20° ;

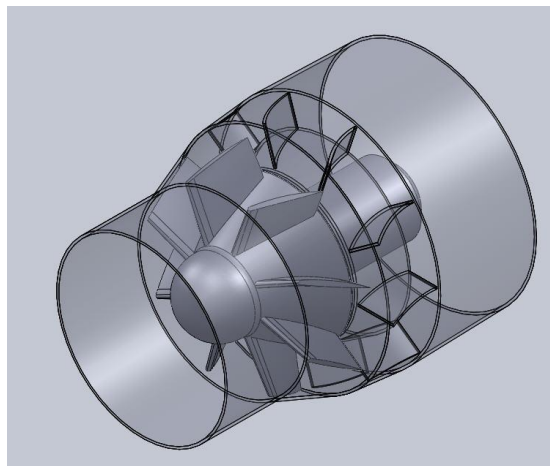
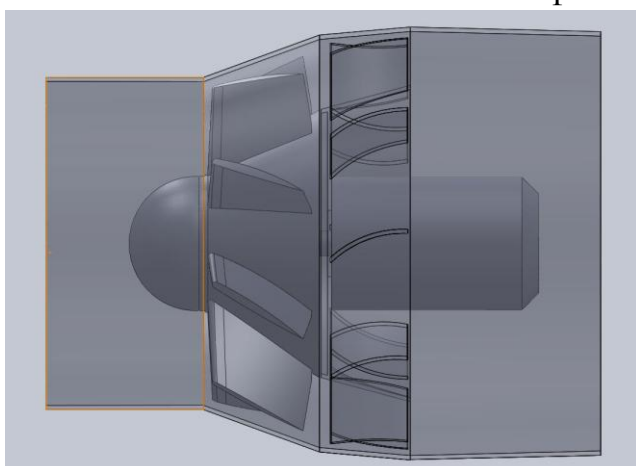
III^{ти} вариант - ъгъл на наклона на конуса на втулката на работното колело 40° и ъгъл на скосяване на лопатките по периферията от 25° .

Условно вентилаторите са съответно с наименования **DV_500_20_15** (за първи вариант) - фиг.4.10., **DV_500_30_20** (за втори вариант) - фиг.4.11., **DV_500_40_25** - фиг.4.12. (за трети вариант).

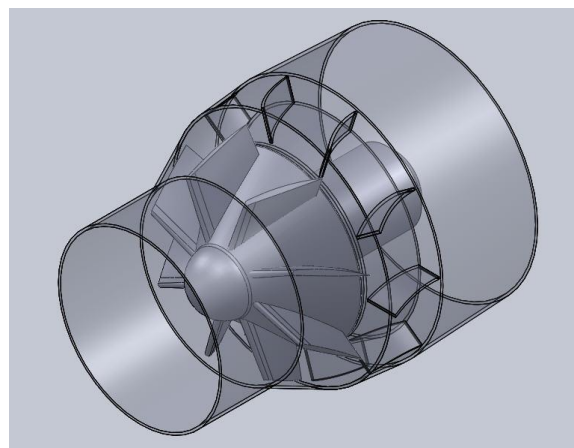
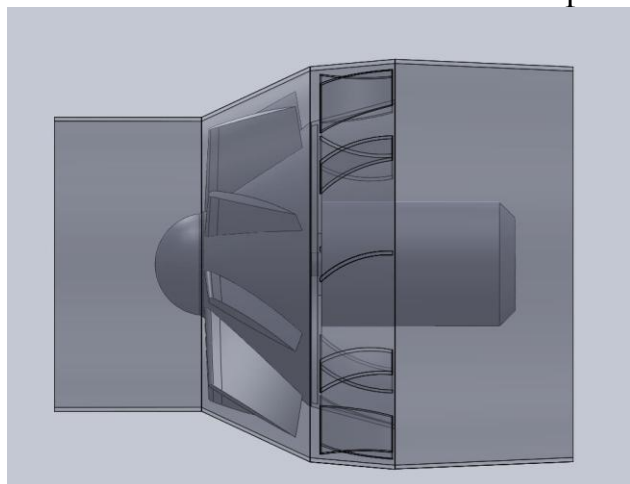
Увеличаването на ъгъла на наклона на втулката на работното колело над 40° ще доведе до намаляване на нейната ширина, което от своя страна ще направи не особено коректно сравняването на получената по този начин аеродинамична характеристика с тази на базовата машина (осовия вентилатор).



фиг.4.10.



фиг.4.11.



фиг.4.12.

Изправящият апарат е с ъгъл на наклона на вътрешния конус от 15° и с ъгъл на наклона на корпуса 5° - едни и същи и за трите варианта.

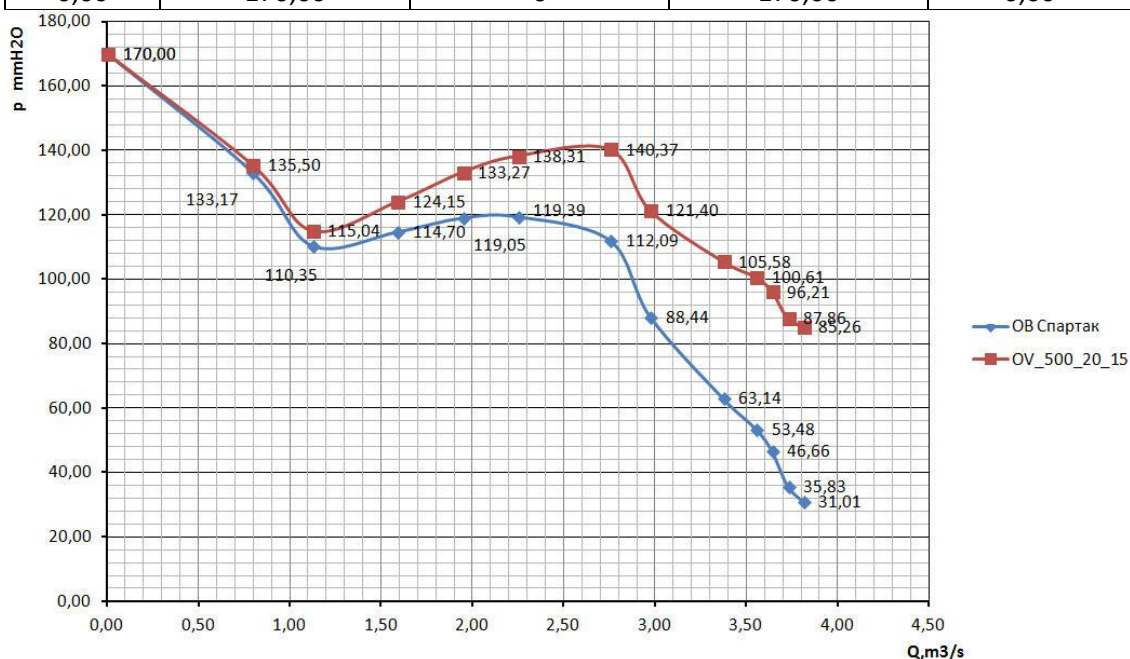
4.3. Моделиране на аеродинамичните параметри на предложените конструктивни решения. Сравнителна характеристика.

При компютърното моделиране на аеродинамичните параметри на трите варианта на диагонални вентилатори с различни стойности на ъгли на конусност на втулката и различни ъгли на скосяване на лопатките по краищата им (различни ъгли на конусност на корпуса на вентилаторите) са сравнени характеристиката на базовия вентилатор и съответен вариант на конструкцията на диагоналния вентилатор.

Данните за вентилатор DV_500_20_15 са показани в табличен и графичен вид съответно в таблица 4.2. и на фиг. 4.13.

таблица 4.2.

осов вент. "Спартак"		DV_500_20_15		разлика в налягането
Q	p	Pdop_20_15	p+Pdop_20_15	
m3/s	mmH2O	mmH2O	mmH2O	%
3,81	31,01	54,25	85,26	174,94
3,73	35,83	52,03	87,86	145,21
3,64	46,66	49,55	96,21	106,19
3,55	53,48	47,13	100,61	88,13
3,37	63,14	42,44	105,58	67,22
2,97	88,44	32,96	121,40	37,27
2,75	112,09	28,28	140,37	25,23
2,25	119,39	18,92	138,31	15,85
1,95	119,05	14,22	133,27	11,94
1,59	114,70	9,45	124,15	8,24
1,12	110,35	4,69	115,04	4,25
0,79	133,17	2,33	135,50	1,75
0,00	170,00	0	170,00	0,00

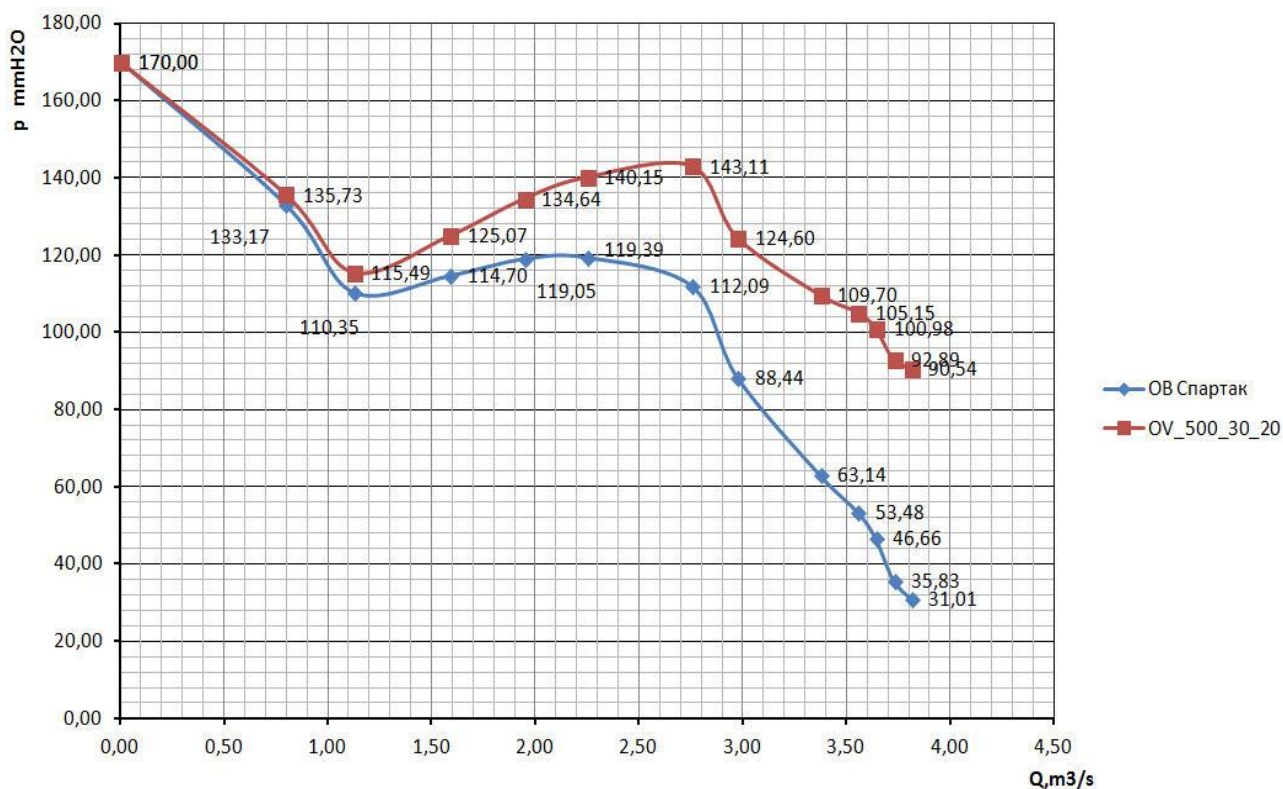


фиг.4.13.

Данните за вентилатор DV_500_30_20 са показани в табличен и графичен вид съответно в таблица 4.3. и на фиг. 4.14.

таблица 4.3.

осов вент. "Спартак"		DV_500_30_20		разлика в налягането
Q	p	Pdop_30_20	p+Pdop_30_20	
m3/s	mmH2O	mmH2O	mmH2O	%
3,81	31,01	59,53	90,54	191,97
3,73	35,83	57,06	92,89	159,25
3,64	46,66	54,32	100,98	116,42
3,55	53,48	51,67	105,15	96,62
3,37	63,14	46,56	109,70	73,74
2,97	88,44	36,16	124,60	40,89
2,75	112,09	31,02	143,11	27,67
2,25	119,39	20,76	140,15	17,39
1,95	119,05	15,59	134,64	13,10
1,59	114,70	10,37	125,07	9,04
1,12	110,35	5,14	115,49	4,66
0,79	133,17	2,56	135,73	1,92
0,00	170,00	0	170,00	0,00

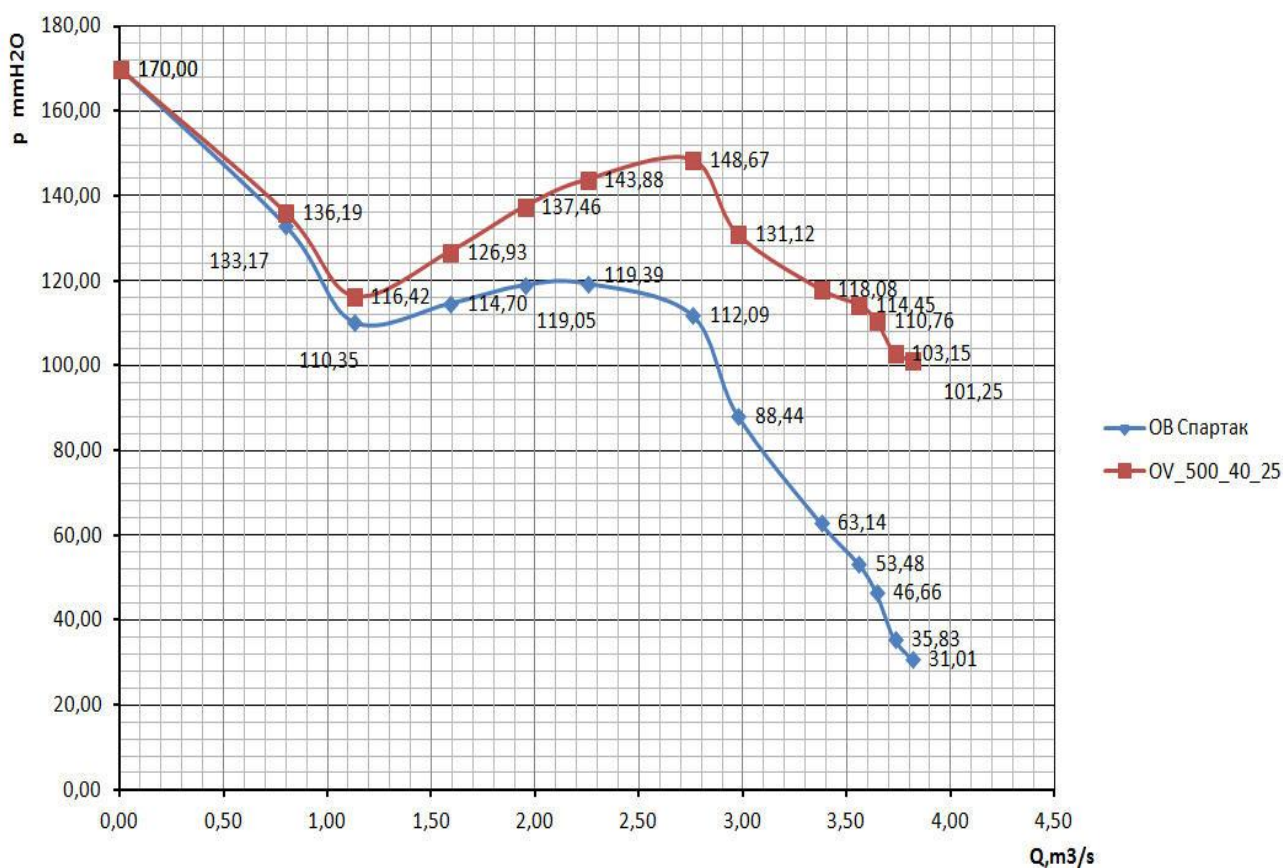


фиг.4.14.

Данните за вентилатор DV_500_40_25 са показани в табличен и графичен вид съответно в таблица 4.4. и на фиг. 4.15.

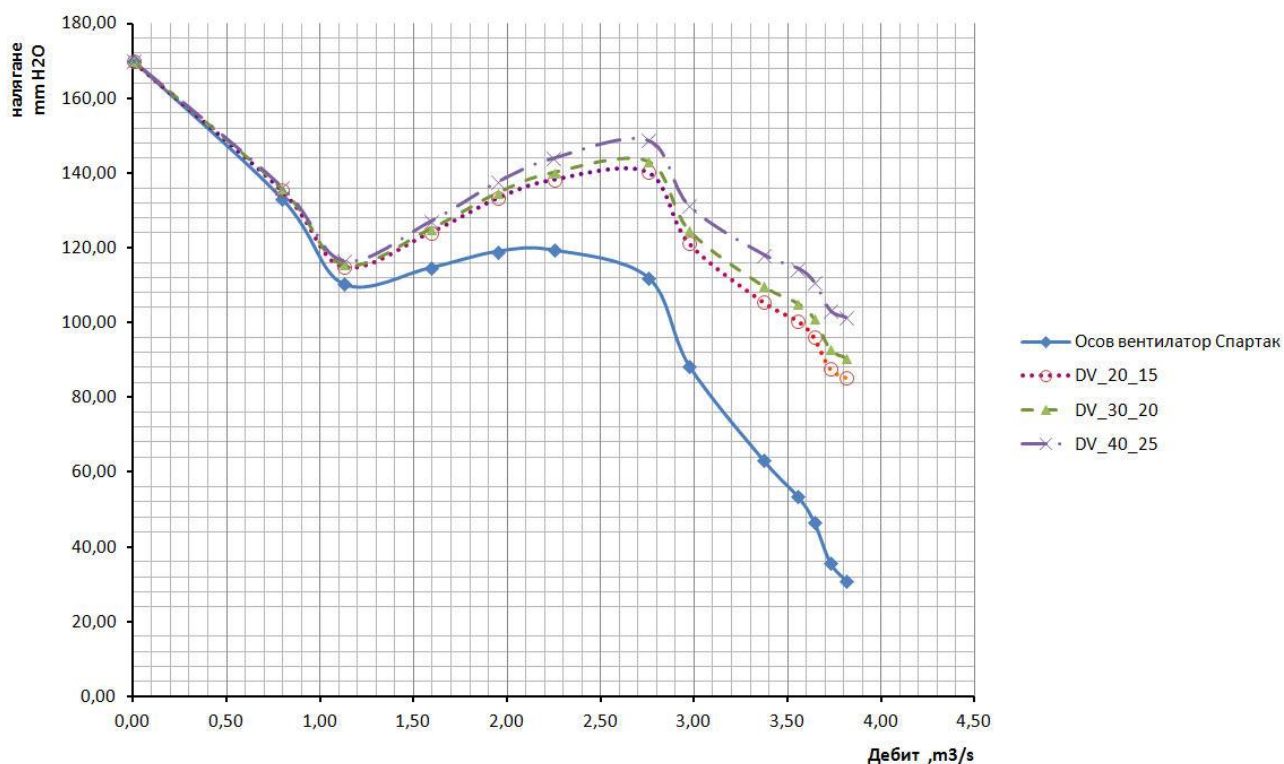
таблица 4.4.

осов вент. "Спартак"		DV_500_40_25		разлика в налягането
Q	p	Pdop_40_25	p+Pdop_40_25	
m3/s	mmH2O	mmH2O	mmH2O	%
3,81	31,01	70,24	101,25	226,51
3,73	35,83	67,32	103,15	187,89
3,64	46,66	64,1	110,76	137,38
3,55	53,48	60,97	114,45	114,01
3,37	63,14	54,94	118,08	87,01
2,97	88,44	42,68	131,12	48,26
2,75	112,09	36,58	148,67	32,63
2,25	119,39	24,49	143,88	20,51
1,95	119,05	18,41	137,46	15,46
1,59	114,70	12,23	126,93	10,66
1,12	110,35	6,07	116,42	5,50
0,79	133,17	3,02	136,19	2,27
0,00	170,00	0	170,00	0,00



фиг.4.15.

Сравнителна характеристика за данните на четирите вентилатора е показана на фиг. 4.16. в графичен вид и в таблица 4.5. в табличен вид.



фиг.4.16.

таблица 4.5

Нарастване на налягането в зависимост от ъглите на конусност на работното колело и корпуса на вентилатора (табл.вид)

осов вент. "Спартак"		допълнително налягане					
Q	p	Pdop_20_15	p+Pdop_20_15	Pdop 30_20	p+Pdop_30_20	Pdop 40_25	p+Pdop_40_25
m3/s	mmH2O	mmH2O	mmH2O	mmH2O	mmH2O	mmH2O	mmH2O
3,81	31,01	54,25	85,26	59,53	90,54	70,24	101,25
3,73	35,83	52,03	87,86	57,06	92,89	67,32	103,15
3,64	46,66	49,55	96,21	54,32	100,98	64,1	110,76
3,55	53,48	47,13	100,61	51,67	105,15	60,97	114,45
3,37	63,14	42,44	105,58	46,56	109,70	54,94	118,08
2,97	88,44	32,96	121,40	36,16	124,60	42,68	131,12
2,75	112,09	28,28	140,37	31,02	143,11	36,58	148,67
2,25	119,39	18,92	138,31	20,76	140,15	24,49	143,88
1,95	119,05	14,22	133,27	15,59	134,64	18,41	137,46
1,59	114,70	9,45	124,15	10,37	125,07	12,23	126,93
1,12	110,35	4,69	115,04	5,14	115,49	6,07	116,42
0,79	133,17	2,33	135,50	2,56	135,73	3,02	136,19
0,00	170,00	0	170,00	0	170,00	0	170,00

таблица 4.6.

№	Наименование на параметъра	стойности			
		ОВ Спартак	DV_500_20_15	DV_500_30_20	DV_500_40_25
1	Диаметър на работното колело на изхода на вентилатора ,m	0,5	0,472	0,468	0,465
2	Честота на въртене на вала на вентилатора ,min ⁻¹	2940	2940	2940	2940
3	Брой на лопатките на работното колело	8	8	8	8
4	Брой на лопатките на изправящия апарат	10	10	10	10
5	Монтажен ъгъл на лопатките на работното колело ,градуси	40	40	40	40
6	Ъгъл на усукване на лопатката на работното колело ,градуси	18	18	18	18
7	Ъгъл на конусност на втулката на работното колело ,градуси	0	20	30	40
8	Ъгъл на конусност на корпуса на вентилатора ,градуси	0	15	20	25
9	Диапазон на изменение на дебита ,m ³ /s	0 - 3,81	0 - 3,81	0 - 3,81	0 - 3,81
10	Номинален дебит на вентилатора ,m ³ /s	2,75	2,75	2,75	2,75
11	Развивано налягане при номинален дебит , mmH ₂ O	112	140	143	149
12	Развивано налягане при максимален дебит , mmH ₂ O	31	85	91	101

4.4. Оценка на получените резултати

Отчитайки резултатите от изчисленията за големината на радиалното преместване на потока в работното колело и в изправящия апарат на диагоналния вентилатор и нарастването на налягането на вентилатора за сметка на центробежната съставна на скоростта под въздействието на радиални сили от засукването на потока може да се твърди следното:

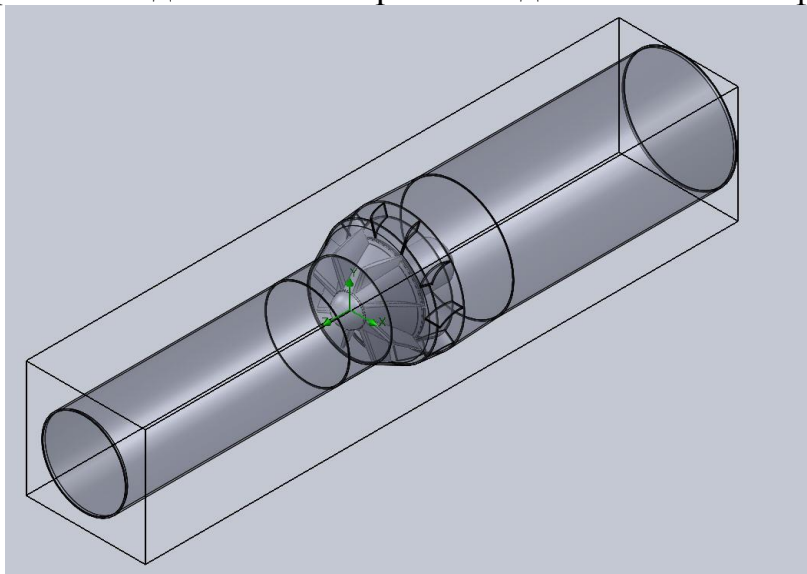
- Нарастването на налягането в работното колело на диагоналния вентилатор е значително - то зависи от скоростта на засукване на потока C_u на изхода на работното колело и от ъгъла на конусност на главината му;
- Най-голямо преместване на потока се наблюдава при главината на работното колело, а най-малко - в краищата на лопатките му. Този факт може да се обясни с това, че широчината на лопатката при главината е по-голяма, а това от своя страна означава, че е по-голямо и времето за динамично взаимодействие между лопатката и въздушния поток;
- Траекторията на свободно радиално преместване на въздушния поток в работното колело и изправящия апарат има параболичен вид,

следователно оптималната форма на проточната част на вентилатора би трябвало да представлява параболоид;

- Нарастването на налягането в изправящия апарат на вентилатора не е голямо, което е свързано с по-ниската скорост на засукване на потока на изхода на изправящия апарат $C_{u_{ia}}$ в сравнение с тази на изхода на работното колело C_u ;
- Траекторията и големината на радиалното преместване на потока зависят от режима на работа на диагоналния вентилатор;
- Най-голям ефект за повишаване на налягането вентилаторът достига при режими с голям дебит;
- За създаването на компактен, с малки габарити, технически прост за производство вентилатор за местно проветряване се предлага проточната част на вентилатора и изправящия апарат да има конична форма.
- За създаването на компактен и високонапорен диагонал вентилатор за местно проветряване се препоръчва ъгълът на конусност на втулката на работното колело да бъде 40° , а ъгълът на скосяване на краищата на лопатките (ъгъла на конусност на корпуса на вентилатора) да бъде 25° .
- Най - подходящ вентилатор, отговарящ на горните изисквания е диагонал вентилатор **DV_500_40_25**.

4.5. Аеродинамично компютърно изследване на модела с цел проверка на предложената методика.

Синтезът на тридименсионния компютърен модел е направен с помощта на продукта **Solidworks**, при пълно съответствие на вече приетите геометричните размери. За да се опрости конструкцията и намали времето за изчисления част от външните елементи на вентилатора (фланци, болтове, гайки, опорна шина и други) са отстранени. Зоната на контакт на флуида с елементите на машината (вътрешната част), обаче, е точно копие на съществуващия реален модел. Компютърният модел е показан на фиг.4.17.



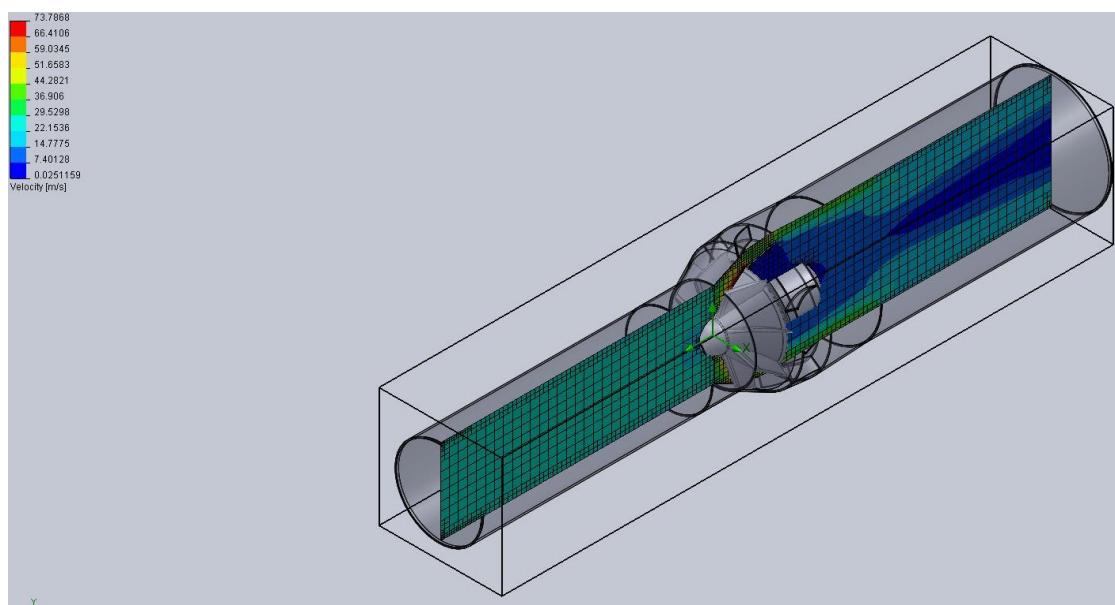
фиг.4.17.

Вентилатор е изпълнен по схема РК - ИА. Машината е нерегулируема т.е. не се променят ориентацията на лопатките на направляващият апарат, работното колело и изправящият апарат, не се променят и оборотите на двигателя. За да се осигури несмутеност на въздушния поток в двата края на вентилатора са добавени смукателен и напорен тръбопроводи с диаметър 0,5 m и съответна дължина. За коректно провеждане на изследването е необходимо да се зададат начални условия - налягане на входа и изхода на тръбопровода, дефиниране на въртящата област, задаване на оборотите на въртене. Необходимо е също така да се дефинират по подходящ начин и исканите резултати - разлика в налягането на входа и изхода, стойности на скоростта в зоната на работното колело, разпределението на налягането в зоната на работното колело и изправящия апарат, дебит на вентилатора и др.

Прецизира се броят итерации и размерът на отделните елементи на мрежата, необходима за изчисленията. В конкретния случай софтуерният продукт **Flow simulation** използва пълните нелинейни уравнения на Навие-Стокс с отчитане на турбулентността.

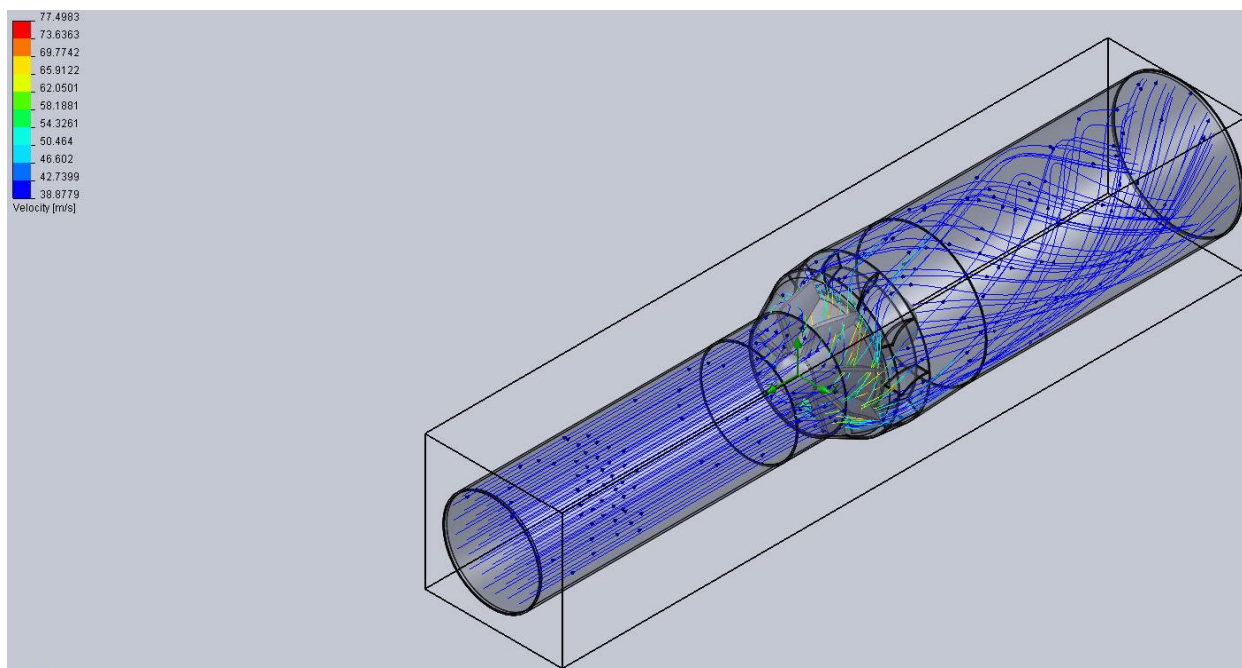
Направеното симулационно изпитване е за номиналните стойности на производителността и налягането на вентилатора, при честота на въртене на работното колело $n = 2940 \text{ min}^{-1}$.

На фиг.4.18. е показано разпределението на скоростта в средното сечение на тръбопровода. На същата фигура е показано и прецизирането на мрежата. При елементите на системата с по-малки размери гъстотата на мрежата е по-голяма (размерите на елементите на мрежата са по-малки), за да може по-точно да бъдат определени търсените величини.



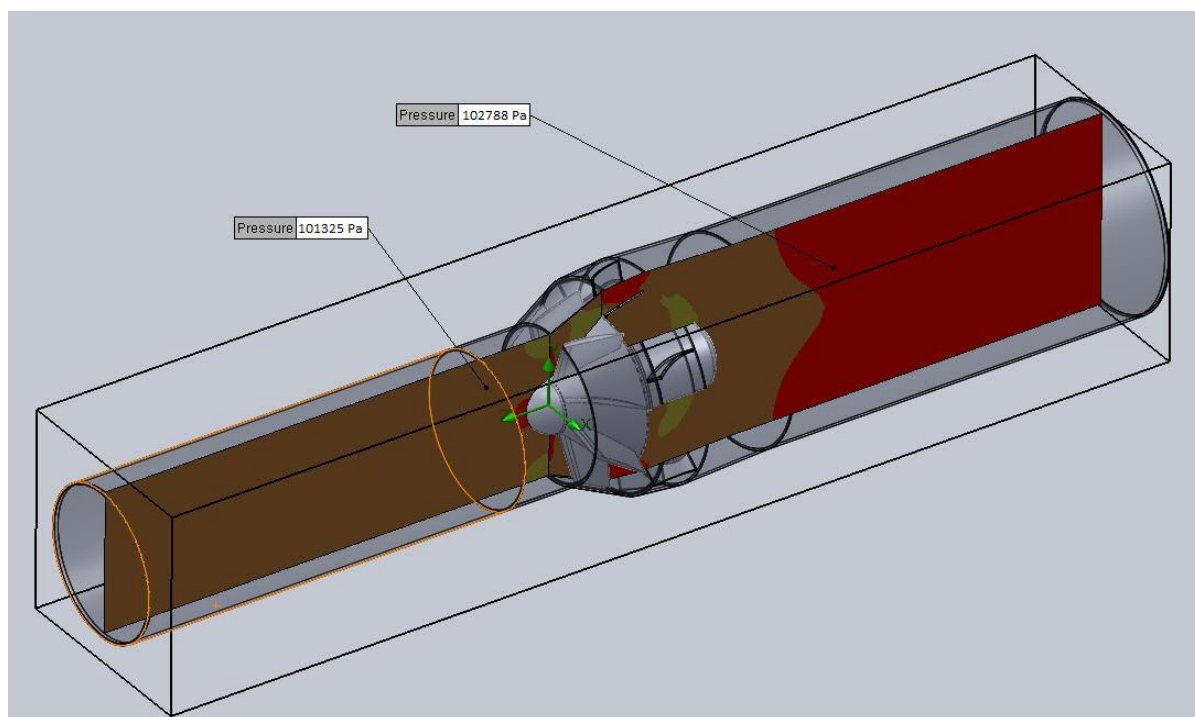
фиг. 4.18.

На фиг.4.19. е показана траекторията на въздушните частици при преминаването им през работното колело и изправящия апарат на вентилатора. Софтуерът дава възможност това движение да се анимира.

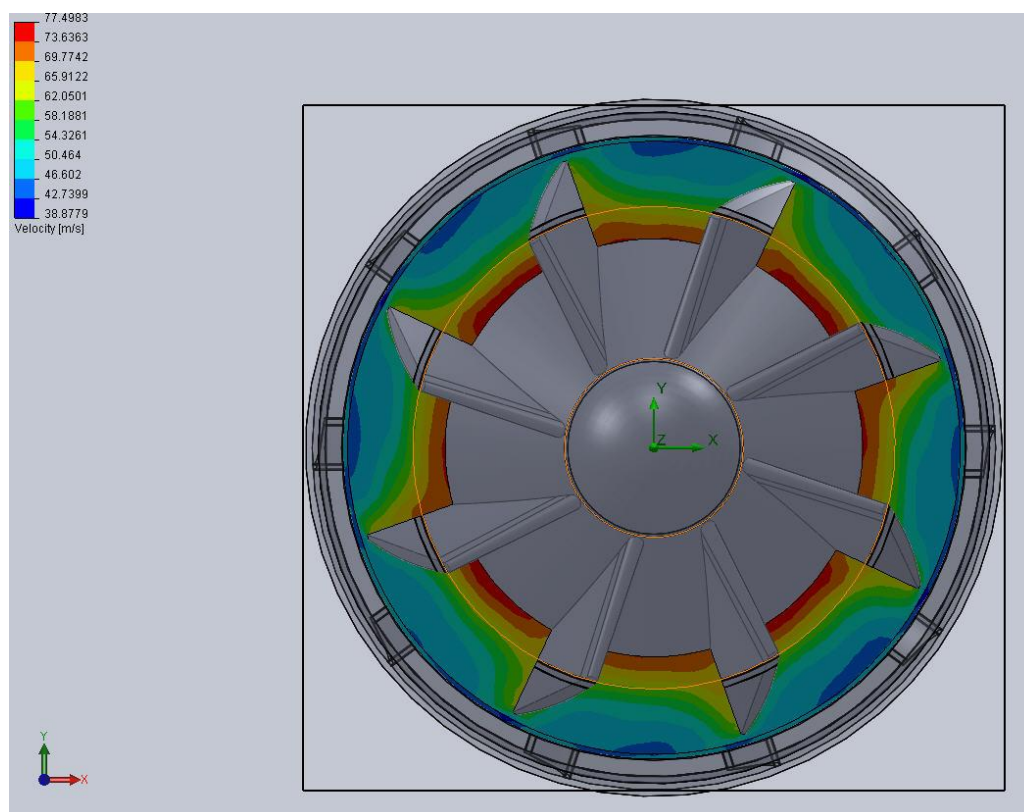


фиг. 4.19.

Разпределението на налягането на потока в зоната на изпитване е показано на фиг.4.20., а на фиг.4.21. - разпределението на скоростта в зоната на работното колело, в сечение перпендикулярно на оста z. Както може да се очаква, най-високото налягане е след изхода на вентилатора, а най-голямата скорост - по периферията на главината на работното колело (зоните в червено).



фиг. 4.20



фиг. 4.21

Получените от симулацията стойности за налягането и дебита за номиналния режим на работа на вентилатора са дадени в таблица 4.7.

таблица 4.7.

DV_500_40_25.SLDASM [vent 40 25 simulation]

Goal Name	Unit	Value	Averaged Value	Minimum Value	Maximum Value
SG Av Total Pressure 1	[Pa]	101325	101325	101325	101325
SG Av Total Pressure 2	[Pa]	102815,8162	102788,9928	102762,1695	102815,8162
SG Volume Flow Rate 1	[m ³ /s]	2,733791192	2,668905887	2,604020582	2,733791192
pressure_drop	[Pa]	1490,816156	1463,992842	1437,169528	1490,816156

Iterations: 485

Analysis interval: 61

С цел верифициране на достоверността на получените при компютърното симулационно изпитване резултати е направено сравнение на аеродинамичните параметри (налягане и производителност при номинален режим) на осов вентилатор "ОВ - Спартак", получени посредством измервания на реален модел с параметрите, получени при симулиране на същите режими на компютърен модел на вентилатора [32]. В случая за диагоналния вентилатор DV_500_40_25 разликата между получените при аналитичните пресмятания резултати за дебит и налягане ($Q = 2,75 \text{ m}^3/\text{s}$ и $p = 148,67 \text{ mmH}_2\text{O}$) и получените при симулационното изпитване ($Q = 2,67 \text{ m}^3/\text{s}$ и $p = 146,40 \text{ mmH}_2\text{O}$) е съответно при Q - 2,91%, при p - 1,53% т.е. тя е в напълно приемливи граници и може да служи за потвърждение на верността на методиката за оразмеряване на диагонален вентилатор за местно проветряване.

Изводи

- Представени са различни варианти на конструкции на диагонални вентилатори за местно проветряване.
- Построени са аеродинамични характеристики на различните варианти на конструкции на диагонални вентилатори, на базата на характеристиката на осов вентилатор "Спартак".
- Представена е сравнителна характеристика на различните варианти при различни ъгли на конусност на главината и различни ъгли на скосяване на краищата на лопатките.
- Направена е оценка на получените резултати.
- Направена е компютърна симулация на един от вариантите и резултатите са сравнени с резултатите, получени по методиката за оразмеряване на диагонални вентилатори.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Трудът представлява завършена научна разработка, в която е изложена научно-обоснована методика за определяне параметрите на диагонални вентилатори за местно проветряване, като са предложени аеродинамична и конструктивна схема на изпълнение на тези вентилатори.

ПРИНОСИ В ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

Научни:

1. Изучени са динамичните процеси в лопатковите венци на работното колело и изправящия апарат на диагоналните вентилатори.
2. Предложена е нова методика за оразмеряването на основни параметри на работното колело и изправящия апарат на диагоналните вентилатори.

Научно-приложни:

1. Направено е патентно проучване и са анализирани всички известни конструкции диагонални вентилатори.
2. Разгледани са и са анализирани три съществуващи методики за оразмеряване на вентилатори.
3. Избрана е и е обоснована приоритетна аеродинамична схема и конкретна машина, служещи за база при конструирането на диагонални вентилатори.
4. Разработена е компютърна програма за пресмятане на основните параметри на работното колело на диагонален вентилатор.
5. Разработена е компютърна програма за пресмятане на основните параметри на изправящия апарат на диагонален вентилатор.
6. Направена е компютърно симулационно изследване на предложената конкретна конструкция на диагонален вентилатор.

7. Направена е качествена оценка на получените резултати.

Приложни:

1. Предложена е конкретна конструкция на диагонален вентилатор, изпълнена по схема работно колело - изправящ апарат (РК-ИА).

Публикации към дисертационния труд:

1. **Переновски Н.С.** "Теоретични основи на методика за оразмеряване на работно колело на диагонален вентилатор за местно проветряване" - Годишник на Минно-геоложкия университет "Св. Иван Рилски", Том 56, Св.ІІІ, Механизация, електрификация и автоматизация на мините, 2013 г.
2. **Переновски Н.С., А. Янева, К. Цветков, Л. Тасев** " Математически модел на аеродинамичните процеси в изправящ апарат на диагонален вентилатор" - Годишник на минно-геоложкия университет "Св. Иван Рилски", том 56, Св.ІІІ, Механизация, електрификация и автоматизация на мините, 2013 г.
3. **Переновски Н.С., Ж.Г. Илиев** "Симулационно изследване на аеродинамичните параметри на осов вентилатор"- Годишник на минно-геоложкия университет "Св. Иван Рилски", том 56, Св.ІІІ, Механизация, електрификация и автоматизация на мините, 2014 г.