



МИННО-ГЕОЛОЖКИ УНИВЕРСИТЕТ „СВ. ИВАН РИЛСКИ”

**МИННО-ЕЛЕКТРОМЕХАНИЧЕН ФАКУЛТЕТ
КАТЕДРА: “Електрификация на минното производство”**

маг. инж. Николай Лазаров Лаков

**ЕНЕРГИЙНА ЕФЕКТИВНОСТ И УПРАВЛЕНИЕ НА РИСКА
ПРИ ПРОВЕТРЯВАНЕ НА ГЛУХИ ИЗРАБОТКИ**

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

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

Научна област на висшето образование: 5. Технически науки
Професионално направление: 5.2. Електротехника, електроника и автоматика,
научна специалност “Електроснабдяване и електрообзавеждане (по отрасли)”

София, 2017



МИННО-ГЕОЛОЖКИ УНИВЕРСИТЕТ „СВ. ИВАН РИЛСКИ”

**МИННО-ЕЛЕКТРОМЕХАНИЧЕН ФАКУЛТЕТ
КАТЕДРА: “Електрификация на минното производство”**

маг. инж. Николай Лазаров Лаков

**ЕНЕРГИЙНА ЕФЕКТИВНОСТ И УПРАВЛЕНИЕ НА РИСКА
ПРИ ПРОВЕТРЯВАНЕ НА ГЛУХИ ИЗРАБОТКИ**

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

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

Научна област на висшето образование: 5. Технически науки
Професионално направление: 5.2. Електротехника, електроника и автоматика,
научна специалност “Електроснабдяване и електрообзавеждане (по отрасли)”

Научни ръководители:

- 1) доц. д-р Велизар Велизаров Багаров**
- 2) проф. д-р Михаил Атанасов Михайлов**

София, 2017

Дисертационният труд е обсъден и насочен за защита на 14.02.2018г. от Разширен катедрен съвет на катедра „Електрификация на минното производство” към Минно-електромеханичен факултет на МГУ „Св. Иван Рилски” – София, съгласно Ректорска заповед № Р- 1047 от 31.10.2017г.

Публичната защита на дисертационния труд ще се състои пред Научно жури, утвърдено със заповед № Р-1047 от 31.10.2017 на Ректора на МГУ „Св. Иван Рилски” и ще се проведе на 14.02.2018г. от 14 часа в зала 204Б (ГЕОТЕХМИН) на Минно-електромеханичен факултет на МГУ „Св. Иван Рилски” – София.

Материалите по защитата са на разположение на интересувашите се в канцеларията на Сектор „Следдипломна квалификация” на МГУ „Св. Иван Рилски”, Ректорат, ет. 3, стая № 79, тел. 02/ 80 60 209.

Утвърденото Научно жури по защитата на дисертационния труд е в състав:

1. Доц. д-р. инж. Кирил Сталинов Джустров - МГУ „Св. Иван Рилски”, кат. „Електрификация на минното производство ” – председател;
2. Проф. д-р. инж. Константин Борисов Тричков - МГУ „Св. Иван Рилски”, кат. „Електротехника”;
3. Проф. д-р. инж. Цанчо Борисов Цанев – ТУ София - външен експерт;
4. Доц. д-р. инж. Велизар Велизаров Багаров – научен ръководител;
5. Доц. д-р. инж. Свилен Радославов Рачев – ТУ Габрово - външен експерт.

Резервни членове:

2. Доц. д-р. инж. Румен Георгиев Исталиянов - МГУ „Св. Иван Рилски”, ръководител катедра. „Електрификация на минното производство ”;
3. Доц. д-р. инж. Пламен Ценков Цанков - ТУ Габрово – външен експерт

РЕЦЕНЗЕНТИ:

1.
2.

Докторантът е асистент в катедра “Електрификация на минното производство” към Минно-електромеханичен факултет на МГУ „Св. Иван Рилски” – София.

Експерименталните изследвания по темата на дисертационния труд са извършени в лабораторната база към катедра „Руднична вентилация и техническа безопасност“ на МГУ „Св. Иван Рилски”.

Автор: ас. маг. инж. Николай Лазаров Лаков

Заглавие: „Енергийна ефективност и управление на риска при проветряване на глухи изработки”

Тираж: 20 броя

Отпечатано в Издателска къща „Св. Иван Рилски” на МГУ „Св. Иван Рилски”, София.

I. ОБЩА ХАРАКТЕРИСТИКА НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

Актуалност

Отсъствието на рационално управление на местните вентилационни уредби води до нарастване на разхода на енергия за проветряване на глухи изработки при нарастваща цена на електроенергията, без да гарантира безопасността на миньорите в газови рудници. Целта е чрез управление на вентилацията да се постигне разумна достатъчност при повишена безопасност.

Цел и задачи на работата

Целта на дисертационния труд е да се изследва електроенергийната ефективност и управлението на риска при проветряване на глухи изработки. За реализирането ѝ трябва да бъдат решени следните задачи:

1. Анализ на съвременното състояние и проблемите, свързани с електроенергийната ефективност и управлението на риска при проветряване на глухи минни изработки.
2. Оценка на методите за определяне на електроенергийната ефективност и управлението на риска при проветряване на глухи минни изработки. Съставяне на блок - схема.
3. Схеми за проветряване и използвана апаратура за подобряване на електроенергийната ефективност при проветряване на глухи минни изработки.
4. Провеждане на теоретични, експериментални и полупромишлени изследвания за определяне на електроенергийната ефективност на вентилатори за местно проветряване.

Апробация на дисертационния труд

Основните резултати от дисертационния труд са докладвани, обсъждани, рецензирани и публикувани на следните места:

1. Лаков Н., Георгиев Л, Количествена оценка на вероятността за възникване на експлозии в подземни въглищни рудници. XXVII международна научна конференция на Съюза на учените – Стара Загора, 1-2 юни 2017г.
2. Lakov N., Energy efficiency of fans for local ventilation International scientific, SYMECH 2016, Runcu, Gorj, May 20-21, 2016.
3. Исталиянов, Р. Лаков, Н. Енергийна ефективност в главни вентилационни уредби. Международна научна конференция УНИТЕХ, Габрово 20 – 21 ноември 2015.
4. Лаков, Н. Логическо - вероятностни методи за анализ на надеждността на сложни електрически системи. Год. на МГУ, Том 55, 2012, стр.78-84.

Структура и обем на дисертационния труд

Дисертационният труд е в обем от 134 страници, като включва увод, 4 глави за решаване на формулираните основни задачи, списък на основните приноси, списък на публикациите по дисертацията и използвана литература. Цитирани са общо 101 литературни източници, като 16 са на латиница и 73 на кирилица, а останалите са интернет адреси. Работата включва общо 58 фигури и 20 таблици. Номерата на фигурите и таблиците в автореферата съответстват на тези в дисертационния труд.

II. СЪДЪРЖАНИЕ НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

Глава 1. Анализ на съвременното състояние на проблемите, свързани с електроенергийната ефективност и управлението на риска при проветряване на глухи изработки.

Един от най-важните проблеми при безопасността на труда в миннодобивните предприятия е борбата с газовете, прахта и високите температури при подземен добив на полезни изкопаеми. Основното средство за борба с тези опасности е вентилацията на минните изработки и нейният дял в момента е 80-90%. Във връзка с това изискванията за ефективност и надеждност на минните вентилационни системи за създаване и поддържане на нормални санитарни и хигиенни условия на работа значително се повишават.

Благодарение на работата на редица учени и изследователски колективи, проблемът за подобряването на ефективността на минните вентилационни системи, вече получава надеждна теоретична основа. Въпреки това, анализ на реалното състояние на вентилационните системи в съществуващи мини показва, че значителна част от вентилаторите работят с ниска ефективност, на места с неравномерно подаване на необходимото количество въздух в минната вентилационна мрежа, а така също е актуален и въпросът за утечки на въздух в минната мрежа за проветряване.

От качеството и непрекъснатостта на проветряване на минните изработки до голяма степен зависи безопасността, както и производителността на миньорите. В същото време процесът на проветряване изисква голямо количество електроенергия. Вентилационните инсталации на мините за въглища и руда консумират приблизително 1,5% от общото количество потребяема електроенергия в световен мащаб, като за проветряване на мината се изразходва до 30 % от общото ѝ потребление на електроенергия [27]. Големите разходи за енергия са свързани с голямата производителност на вентилаторите, а количеството на въздуха, доставян в мината, е 3 до 3,5 пъти повече от добива на въглища [27]. Високата енергоемкост на вентилационните системи поставя високи изисквания, от една страна, за правилното им функциониране и работа в оптимален режим, а от друга страна за икономичността на тези машини.

В изследванията на много автори [3, 4, 6, 14, 33, 44] е установено, че утечките на въздух са в порядъка на 22,7% до 66,2% от обема на постъпващия в рудника въздух. Следователно въпроса за снижение на енергоемкостта на проветряването е актуална научно-техническа задача.

Намаляване на разхода на електроенергия и увеличаване на ефективността на вентилатора, може да се осъществи и с промяна в класическата конструкция на работното колело. Такава нова конструкция е описана в [80], като е предложена промяна във формата на лопатките.

На практика вентилаторите за главно и местно проветряване работят с ръчно управление при постоянна скорост, като в много случаи мощността им е значително по-голяма от необходимата. Практически работната им точка не е оптималната за конкретните условия. В [89] се предлага метод за контрол и управление на оптималната им работна точка. Методът се състои в това, че чрез развита невронна мрежа и генетичен алгоритъм, може да бъде търсена оптималната работна точка, според концентрацията на метан във въглищните мини. Управлението се свежда до промяна оборотите на двигателя посредством контролер. За постигане на оптимална работа на вентилатора, в [86, 87] също се предлага управление на двигателя с интелигентен контролер, отчитащ моментните стойности на скорост на въздушния поток, налягане и разход на електроенергия.

В заключение направеният литературен обзор, доказва актуалността на дисертационния труд във връзка с повишаване електроенергийната ефективност и управлението на риска при проветряване на глухи минни изработки.

Глава 2. Оценка на методите за определяне на електроенергийната ефективност и управлението на риска при проветряване на глухи изработки.

2.1. Методи за оценка на електроенергийната ефективност.

Рудничната вентилация е сложен процес свързан с голям разход на електроенергия. В [10] е направен анализ по отношение на загубите на електроенергия в рудничните главни вентилаторни уредби, в резултат на което е установено:

- Около 35% от консумираната електроенергия се използва за проветряване;
- 33% са загуби в самия вентилатор;
- 23% са загуби в повърхностите на вентилационните съоръжения;
- 9% са загуби в електродвижването.

Най-важните мероприятията чрез които се получава икономия на електроенергия са показани на фиг.2.1.



Фиг.2.1. Структурна схема на мероприятията за икономия на електроенергия при работа на главни вентилаторни уредби.

❖ Повишаване на експлоатационния к.п.д. на вентилационните уредби.

Според [70] експлоатационният к.п.д. намалява от 5 до 40% в резултат на дефекти при монтажа и настройката на вентилатора. След отстраняване на дефектите икономията на електроенергия добива следния вид:

$$\Delta W = \frac{Q * H(\eta_2 - \eta_1) * t_v}{1000 * \eta_1 \eta_2 \eta_d \eta_{mp} \eta_m}, kWh \quad (2.1)$$

където:

Q – дебит, m³ / s;

H – налягане, Pa;

t_v – времето за работа на вентилатора, h;

η₁, η₂ – к.п.д на вентилатора преди и след отстраняването на дефекта;

η_д, η_{мп}, η_м – фактическа стойност на к.п.д. на двигателя, електрическата мрежа и предавката;

η_д – зависи от типа на двигателя (асинхронен, синхронен).

❖ Намаляване на утечките на въздух

Утечките на въздух и състоянието на мрежата определят характеристиките на вентилационната уредба [70]. С цел намаляване на утечките в надшахтното здание и във вентилационните канали и съответно повишаване икономичността на работа на вентилаторните уредби е необходимо:

- уплътняване на фугите в надшахтното здание;
- усъвършенстване работата на разтоварващите устройства;

- при клетков подем шахтата да се оборудва със специални клапани;
- уплътняване на фугите на вентилационните канали;
- всички вентилационни врати да са уплътнени с мека гума.

Икономията на електроенергия при намаляване на утечките на въздух, е:

$$\Delta W = \frac{H(Q_1\eta_1 - Q_2\eta_2) \cdot t_e}{1000 \cdot \eta_1\eta_2\eta_d\eta_{mp}\eta_m}, kWh \quad (2.2)$$

където:

Q_1 и Q_2 – дебит на вентилатора преди и след прилагане на мероприятието, m^3/s ;

H – напор на вентилатора, запазен непроменен, чрез средствата за регулиране на вентилатора, Pa ;

η_1, η_2 – к.п.д на вентилатора преди и след намаляване на утечките.

❖ **Подобряване състоянието на вентилационната мрежа** – това се постига чрез:

- увеличаване напречното сечение на изработките;
- подобряване на аеродинамичното съпротивление;
- намаляване на местните съпротивления (премахване на неизползваното оборудване, вагонетки и др.);
- прокарване на допълнителни изработки.

❖ **Съгласуване режима на работа на вентилатора с характеристиката на вентилационната мрежа** – прилагат се следните мероприятия:

- изменение ъгъла на лопатките на работното колело на осовите вентилатори - чрез увеличаване обема на добивните и подготвителните работи;
- изменение ъгъла на монтиране на лопатките на направляващия апарат между 60° до 70° , с цел икономично регулиране на дебита Q на центробежните вентилатори;
- изменение положението на закрилките на лопатките на работното колело на центробежните вентилатори;
- повишаване на активния товар на задвижването на вентилатора - постига се чрез замяна на съществуващия двигател с двигател с по-малка мощност;
- модернизация на вентилаторите, реконструкция на вентилаторните уредби, внедряване на съвременни електрозадвижвания и системи за оперативно диспечерно управление на вентилацията.

Самата модернизацията включва мероприятия, насочени към замяна на работните колела, промяна на геометричните размери на лопатките, дифузорите. Те водят до повишаване икономичната работа на вентилационните уредби. При реконструкция на уредбите се предвижда замяна на старите видове вентилатори с нисък к.п.д. с нови, с високи показатели [70]. За решаването на тази задача в момента се предлагат компактни, икономични, надеждни и на сравнително ниска цена, различни по мощност преобразуватели на честота, производство на редица утвърдени световни фирми. Тези преобразуватели на честота с успех реализират функцията на регулиране честотата на въртене на вентилаторите (дебит и налягане) в съответствие с изискванията на нормативните документи за проветряване на рудника.

2.2. Методи за оценка и управление на риска при проветряване на глухи изработки.

Една от най-големите опасности в глуха минна изработка на подземен въглищен рудник е възникването на експлозия. Това събитие води от своя страна до човешки жертви и големи материални щети. Ето защо е необходимо да се прави оценка на риска за възможни последствия и да се анализират причините, водещи до появата на фатално (крайно) събитие.

2.2.1. Определения за риск и опасност.

В световен мащаб няма единно определение на понятието риск, което се дължи на различното възприятие и оценка на събитията, водещи след себе си възникването на рискова ситуация. Тези дефиниции произтичат от наличието на разнородни специалисти, изследващи различни сфери на оценката на риска. Затрудненията в тази терминологична област се основават на разграничаването на понятията „опасност“ и „риск“ [22].

- **Опасност** – означава присъщо свойство на дадено опасно вещество или физическа ситуация с потенциал за причиняване на вреди върху здравето на човека и околната среда.
- **Риск** – представлява комбинация от вероятността за настъпване на дадено събитие и последствията от това.

❖ **Анализ на риска. Общи положения.**

Според [7, 84] анализът на риска представлява развитие на разбирането на риска. Той осигурява входни елементи за оценяването на риска и за решенията относно това дали рисковете се нуждаят от въздействие и относно най-подходящите стратегии и методи за въздействие.

Анализът на риска се състои от определяне на последствията и техните вероятности за идентифицираните рискови събития, като се отчетат присъствието и ефикасността на всякакви съществуващи средства за управление. Последствията и техните вероятности след това се комбинират, за да се определи нивото на риска [47].

Анализът на риска включва разглеждане на причините и източниците на риска, техните последствия и вероятността, че тези последствия може да настъпят. Факторите, които влияят на последствията и вероятностите, трябва да са идентифицирани. Едно събитие може да има много последствия и може да повлияе на много цели. Съществуващите средства за управление на риска и тяхната ефикасност трябва да са взети предвид.

2.2.2. Методи за оценка на риска.

Според [7], методите за оценяване на риска може да се класифицират по различни начини, с цел определяне на техните силни и слаби страни. В таблица 2.1 е са показани методите за оценка на риска.

Таблица 2.1.

Инструменти и методи	Процес за оценяване на риска				
	Идентификация на риска	Анализ на риска			Преценяване на риска
		Последствие	Вероятност	Ниво на риска	
Мозъчна атака	ПР ¹		НП	НП	НП
Структурирани или полуструктурирани интервюта	ПР	НП ²	НП	НП	НП
Метод "Делфи"	ПР	НП	НП	НП	НП
Списъци за проверка	ПР	НП	НП	НП	НП
Предварителен анализ на опасностите (РНА)	ПР	НП	НП	НП	НП
Изследване на опасностите и работоспособността (HAZOP)	ПР	ПР	П ³	П	П
Анализ на опасностите и контрол на критичните точки (НАССР)	ПР	ПР	НП	НП	ПР
Структуриран анализ "Какво ще стане, ако?" (SWIFT)	ПР	ПР	ПР	ПР	ПР
Анализ на сценариите	ПР	ПР	П	П	П
Анализ на влиянието върху дейността	П	ПР	П	П	П

1 Препоръчителен (ПР); 2 Неприложими (Н); 3 Приложими (П)

Анализ на основните причини	НП	ПР	ПР	ПР	ПР
Анализ на появяването на дефекти и на последствията от тях (FMEA)	ПР	ПР	ПР	ПР	ПР
Анализ чрез дървото на отказите	П	НП	ПР	П	П
Анализ чрез дървото на събитията	П	ПР	П	П	НП
Причинно-следствен анализ (ССА)	П	ПР	ПР	П	П
Анализ на причинно-следствените връзки	ПР	ПР	НП	НП	НП
Дърво на решенията	НП	ПР	ПР	П	П
Анализ "Възелът на папийонката"	НП	П	ПР	ПР	П
Анализ на Марков	П	ПР	НП	НП	НП
Имитационно моделиране по метода "Монте Карло"	НП	НП	НП	НП	ПР

2.2.3. Анализ оценката на риска използвайки дървото на отказите

А. Увод

Теорията на надеждността се базира на основата на няколко фундаментални подхода. Като определящ се явява подхода, основаващ се на изследването на връзката между надеждността на системата и елементите ѝ. Тази връзка може да бъде функционална и логическа. Основната част от методите се базира на логическата връзка между елементите на системите.

Анализа чрез дървото на отказите (ДО) представлява логическа връзка между отказите на елементите (първични откази) в една система, условията и състоянията възникващи в нея, и водещи до определен неин отказ (върхово събитие) [8]. Разгледаният пример има за цел да представи резултати и изводи от приложението на метода ДО.

Б. Теоретична постановка

а) Анализа чрез ДО включва следния алгоритъм:

- Определяне на върховото събитие, т.е. същността на отказа на разглежданата система.
- Задълбочено изучаване на възможното поведение и предполагаемия режим на използване на системата.
- Анализират причините за върховото събитие с цел задълбочен анализ на поведението на системата и намиране на логически свързаните събития на най-ниско ниво, довеждащи до върховото събитие.
- Построяване на дървото на отказите за логически свързаните събития на входа. Тези събития трябва да са определени като независими първични откази. За да се получат количествени резултати за върховото събитие е необходимо да се зададат вероятност за отказ, коефициент на готовност, интензивност на отказ, интензивност на възстановяване или други показатели, характеризиращи първичните откази.

б) Определяне границите на системата и построяване на дървото на отказите.

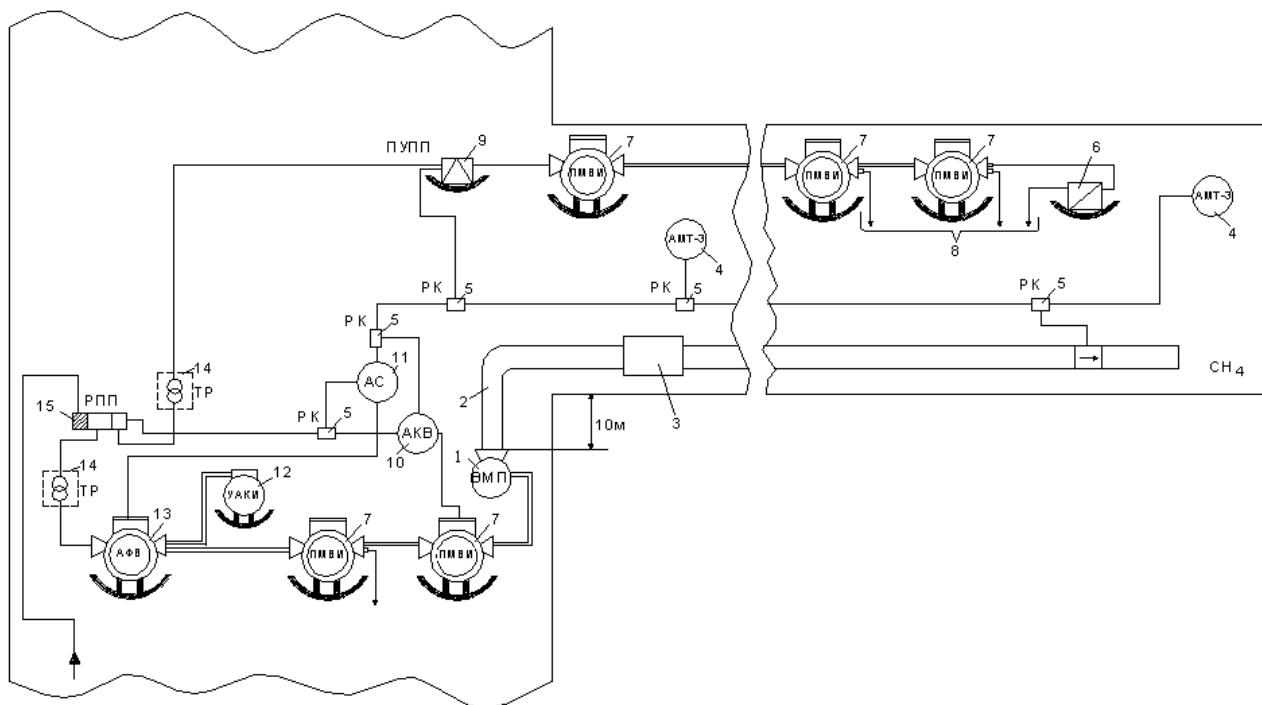
Структурата на ДО представлява логическа диаграма, в която са разгледани различни комбинации на възможни опасни събития, които могат да доведат до крайно събитие (аварии, експлозии). След като бъде определено крайното събитие започват да се търсят второстепенните събития, които са причина за неговата поява. Ако причините водят независимо до крайното събитие, то те се прибавят чрез логическия знак „ИЛИ”. Понякога, обаче, едно събитие може да доведе до крайното събитие, само ако са изпълнени определени условия. В тези случаи събитията и условията се прибавят чрез логическия знак „И”. Една от целите на ДО е символичното представяне на условията, които са способни да доведат до отказ в системата. Построеното ДО дава възможност нагледно да се покажат слабите места на системата.

В. Построяване дърво на отказите

Разгледани са два случая на дърво на отказите свързани с възникване на експлозия на метан в глуха минна изработка фиг.2.5 и фиг.2.6.

Въглищата в Република България се добиват в открити и подземни минни. Съпътстващо при добива им се отделя газ метан и се образува въглищна прах. Смесени с въздуха в рудника, метана или въглищният прах (или взети заедно) образуват метано-въздушна или прахово-въздушна смеси, които при определени концентрации може да са взривоопасни. В литературата [58] са посочени граничните стойности на тези концентрации, при които те могат да бъдат възпламенени от подходящ източник с необходимата енергия.

На фиг.2.4 е показана примерна схема на електроснабдяване на система за проветряване в глуха минна изработка.



Фиг.2.4. Схема на електроснабдяване и разположение на електросъоръженията в глуха изработка с вентилатор за местно проветряване.

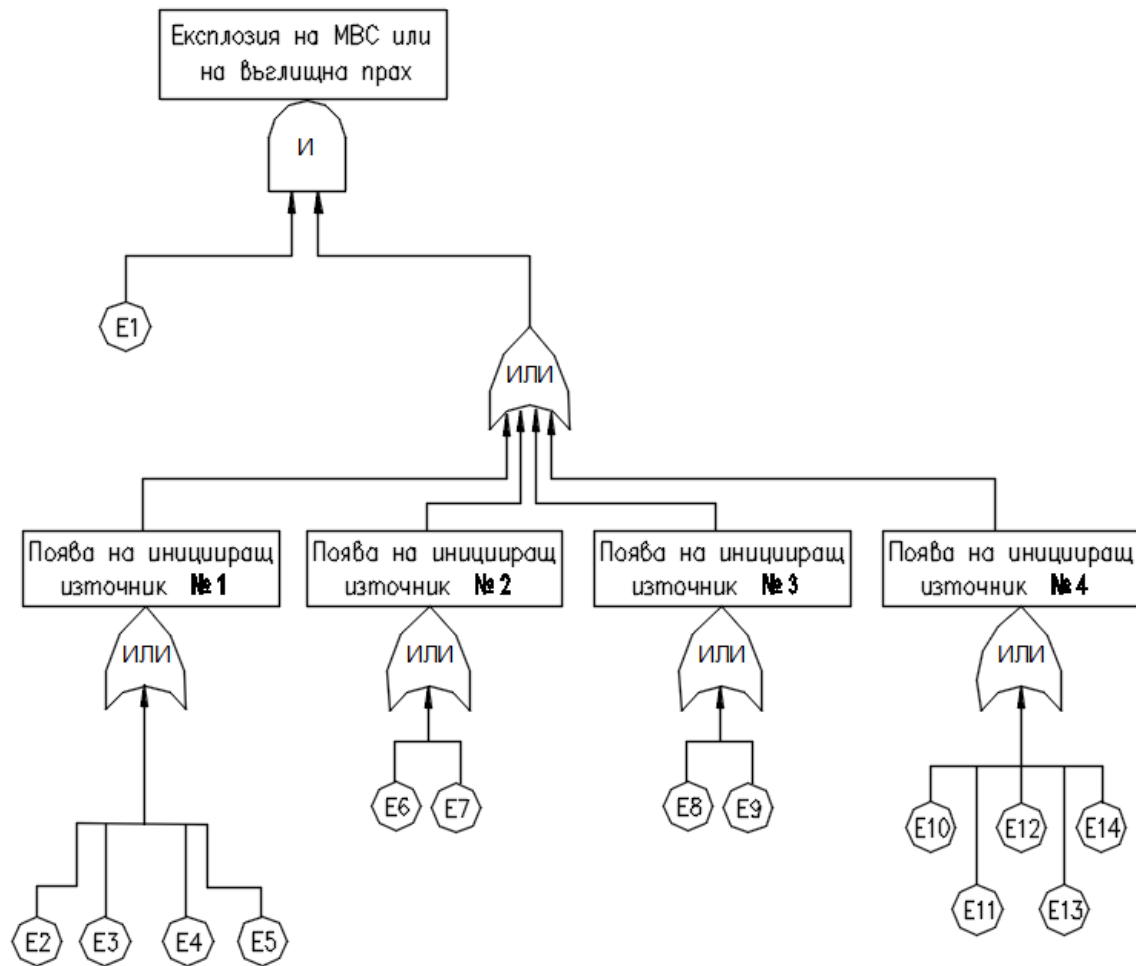
Легенда:

- 1- вентилатор за местно проветряване - ВМП;
- 2- нагнетателен тръбопровод;
- 3- въздушен отклонител- ВО;
- 4- датчик за автоматично измерване концентрацията на метан - АМТ 3;
- 5- разклонителна кутия;
- 6-пусков агрегат -АПШ-4;
- 7- магнитен пускател- ПМВИ;
- 8- електросъоръжения в глухата изработка;
- 9- подвижна участъкова подземна подстанция -ПУПП ;
- 10- апарат за непрекъснат контрол на метана - АКВ;
- 11- апарат за сигнализация - АС;
- 12- устройство за автоматичен контрол на изолацията -УАКИ;
- 13- автоматичен фидерен прекъсвач - АФВ;

14- комплектна трансформаторна подстанция - КТП;

15- руднична подземна подстанция -РПП;

Анализът на риска от експлозии в глуха минна изработка може да се направи чрез метода на „Дървото на отказите“. За целта е необходимо да се определят всички възможните ситуации за възникване на експлозия, при нейното проветряване. Блок диаграмата на ДО е показано на фиг.2.5.



Фиг.2.5. Анализ чрез дървото на отказите за дадена глуха минна изработка на подземен въглищен рудник.

Символи	
	Логически елемент И - отказ настъпва, ако всички входни събития са верни
	Логически елемент ИЛИ - отказ настъпва, ако някое от входните събития е вярно
	Основни събития - допълнителният анализ е излишен
	Събития, които се анализират по-нататък

На фиг.2.5. са показани следните опасни събития:

- E1 – наличие на взривоопасна концентрация на МВС или на въглищна прах;
- E2 – възникване на еднофазно двуфазно или трифазно земно съединение към земя в електродвигателя;
- E3- възникване на двуфазно или трифазно късо съединение в електродвигателя;
- E4 - възникване на трифазно късо съединение в силовия кабел;
- E5 - повишаване на температурата на електродвигателя от претоварване;
- E6 - възникване на фриксионна искра при повреда между колелото на вентилатора и корпуса му;
- E7 - възникване на фриксионна искра в електродвигателя на вентилатора;
- E8 - нарушаване на взривонепроницаемостта на металния корпус на електрическите апарати;
- E9 - възникване на нарушения в искробезопасните вериги за управление на рудничната апаратура;
- E10– отказ на максималнотоковата защита;
- E11– отказ на защитите от претоварване;
- E12– субективни грешки (човешки грешки при работа с електрическо оборудване);
- E13 – отказ на газовата защита;
- E14 – неочаквани събития (срутване на скална маса, наводнения и др.).

На базата на построеното дърво на отказите (фиг.2.5) и с помощта на булевата алгебра, може да се съставят логическите уравнения за завършващо критично събитие, което съдържа операциите дизюнкция и конюнкция на различни опасни събития.

Анализът на ДО е направен от върха надолу, започвайки със завършващото критично събитие. При това условие логическото уравнение има следния вид:

$$E_{\text{експл}} = E_1 \wedge (E_{\text{изт. №1}} \vee E_{\text{изт. №2}} \vee E_{\text{изт. №3}} \vee E_{\text{изт. №4}}) = \\ = E_1 \wedge [(E_2 \vee E_3 \vee E_4 \vee E_5) \vee (E_6 \vee E_7) \vee (E_8 \vee E_9) \vee (E_{10} \vee E_{11} \vee E_{12} \vee E_{13} \vee E_{14})] \quad (2.5)$$

където:

$E_{\text{експл.}}$ - експлозия на метано-въздушна смес или на въглищен прах;

$E_{\text{изт.}}$ - поява на инициращ източник;

$E_{\text{изт. №1}} \dots E_{\text{изт. №4}}$ - поява на първи, втори, трети или четвърти инициращ източник.

Логическото уравнение (2.5) е записано в минимална неповторна форма, т.е. уравнението съдържа минимален брой елементи и в тях няма повторение на еднакви аргументи.

За количествена оценка на ДО логическото уравнение е необходимо да се приведе към аритметичен вид чрез замяна на логическите операции с аритметични по следните правила:

$$E_i \vee E_j = E_i + E_j - E_i * E_j \quad (2.6)$$

$$\bigvee_{i=1}^n E_i = 1 - \bigwedge_{i=1}^n \bar{E}_i \quad (2.7)$$

$$E_i \wedge E_j = E_i * E_j \quad (2.8)$$

$$\bigwedge_{i=1}^n E_i = 1 - \bigvee_{i=1}^n \bar{E}_i \quad (2.9)$$

$$\bar{\bar{E}}_i = 1 - E_i \quad (2.10)$$

На база на споменатите по – горе правила опасните събития се заменят със стойността на вероятността за тяхната поява. По този начин алгоритъма за количествена оценка на дървото на отказите включва:

- минимизиране на логическата функция на завършващото опасно (критично) събитие и привеждането ѝ към минимална неповторна форма;
- аритметизацията на логическите функции;
- замяна на опасните събития с техните вероятности;
- определяне на вероятността за настъпване на опасно събитие;
- анализ на получените резултати от гледна точка откриването и определянето на най-опасните събития и разработването на методи за повишаване на безопасността.

С отчитането на описания алгоритъм логическото уравнение (2.5) приема следния вид:

$$Q(E_{експл.}) = Q(E_1) * [1 - (1 - Q(E_{узм. №1})) * (1 - Q(E_{узм. №2})) * (1 - Q(E_{узм. №3})) * (1 - Q(E_{узм. №4}))] \quad (2.11)$$

където:

$Q(E_{експл.})$ - вероятност за възникване на експлозия на метано – въздушна смес или на въглищен прах;

$Q(E_{узм. №1})$ - вероятност за появата на първия инициращ източник, която се определя с израза:

$$Q(E_{узм. №1}) = [Q(E_2) + Q(E_3) + Q(E_4) + Q(E_5) - Q(E_2) * Q(E_3) * Q(E_4) * Q(E_5)] \quad (2.12)$$

$Q(E_{узм. №2})$ - вероятност за появата на втори инициращ източник, която се определя с израза:

$$Q(E_{узм. №2}) = [Q(E_6) + Q(E_7) - Q(E_6) * Q(E_7)] \quad (2.13)$$

$Q(E_{узм. №3})$ - вероятност за появата на трети инициращ източник, която се определя с израза:

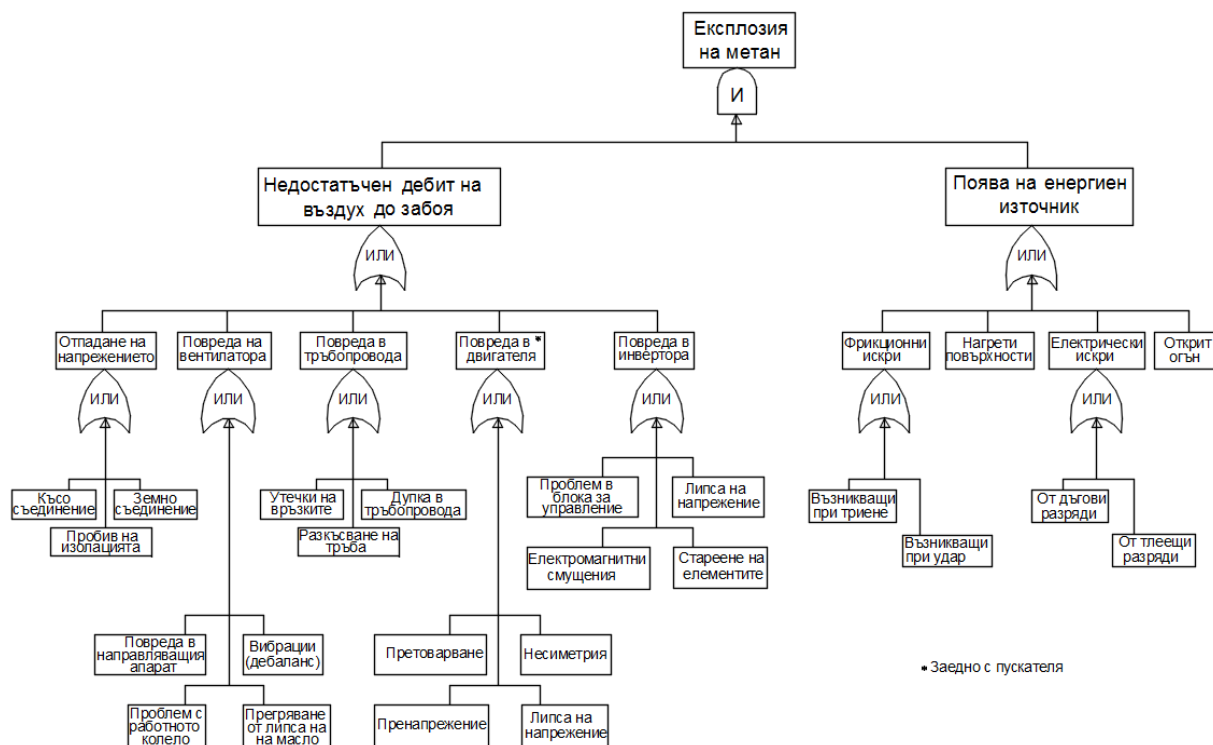
$$Q(E_{узм. №3}) = [Q(E_8) + Q(E_9) - Q(E_8) * Q(E_9)] \quad (2.14)$$

$Q(E_{узм. №4})$ - вероятност за появата на четвърти инициращ източник, която се определя с израза:

$$Q(E_{узм. №4}) = [Q(E_{10}) + Q(E_{11}) + Q(E_{12}) + Q(E_{13}) + Q(E_{14}) - Q(E_{10}) * Q(E_{11}) * Q(E_{12}) * Q(E_{13}) * Q(E_{14})] \quad (2.15)$$

С използване на метода на дървото на отказите е анализирана възможността за възникването на експлозии в подземните въглищни рудници, като са разгледани четири варианта на инициращ източник. По този начин и чрез използване на булевата алгебра е изведено логическо уравнение за завършващо критично събитие.

На фиг. 2.6. е показано още едно дърво на отказите в което са анализирани причините, поради които може да се достигне до недостиг на вентилация и до формиране на опасни газови концентрации в глухата изработка.



Фиг.2.6. Анализ чрез дървото на отказите за дадена глуха изработка.

Изводи:

1. Анализирани са възможностите за възникване на експлозии в подземните въглищни рудници използвайки метода на дървото на отказите.
2. Намерен е аналитичен израз и е изведено логическо уравнение за завършващо критично събитие с помощта на булевата алгебра, което при наличие на данни може да се ползва за оценка на риска.

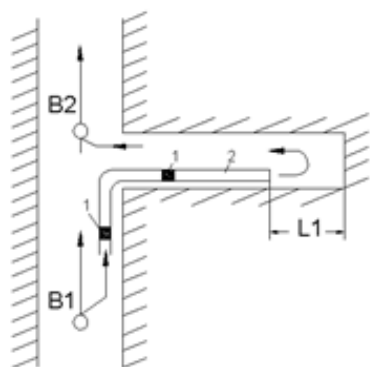
Глава 3. Използвани вентилатори в глухи изработки.

Съвременният подземен добив на полезни изкопаеми се осъществява на големи дълбочини, при тежки минно – геоложки условия и с висока степен на механизация и концентрация на минните работи. Той е свързан с интензивни процеси на газоотделяне, прахообразуване и топлообмен. При такава обстановка рудничната вентилационна система все по – често не може да изпълнява самостоятелно основната си цел – поддържане на допустими концентрации на вредните примеси в рудничната атмосфера. Поради тази причина вентилационните системи се съчетават с допълнителни технически средства за управление на вентилационните процеси.

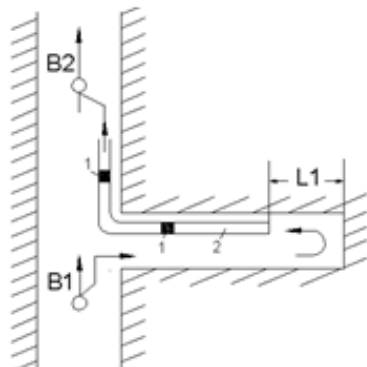
3.1. Местно проветряване.

Глухите изработки ако не се проветряват, се изпълват бързо с газове и атмосферата им става опасна за живота на работниците. Въздухообменът между атмосферата на глухата изработка и най-близкия въздушен поток става по един от следните начини: под прякото въздействие на вентилаторите на главната вентилационна система, чрез съоръжение за местно проветряване или по дифузия.

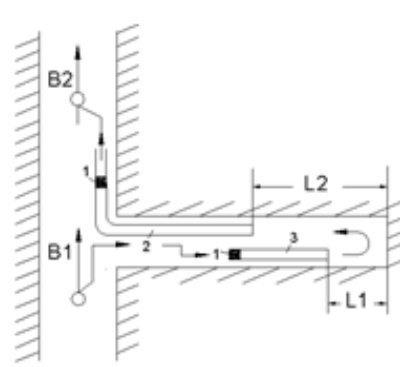
Уредбите за местно проветряване се състоят от въздухопроводи и един или повече вентилатора [68]. Схемите на тяхното свързване и разположение в глухите изработки оформят три основни начина за местно проветряване: нагнетателно фиг.3.1, смукателно фиг.3.2 и комбинирано фиг.3.3.



Фиг.3.1 Нагнетателно местно проветряване
1-вентилатор; 2-въздухопровод



Фиг.3.2 Смукателно местно проветряване

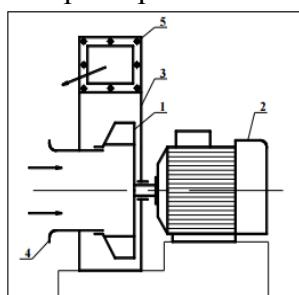


Фиг. 3.3.Комбинирано местно проветряване
1-вентилатор; 2-смукателен въздухопровод;
3-нагнетателен въздухопровод

Според конструкцията и принципа на действие рудничните вентилатори биват центробежни и осови. Вентилаторите за местно проветряване работят в обособена вентилационна система, присъединена към главното проветряване на рудника. Основните експлоатационни изисквания, предявявани към рудничните вентилатори, са [15]: малки размери, устойчиви работни режими, приспособимост към променливи аеродинамични съпротивления на вентилационната мрежа, проста вентилаторна уредба, лесно реверсиране, малък шум, висока надеждност, високо к.п.д. и др.

3.2. Центробежни вентилатори.

Центробежните вентилатори се използват в системи където хидравличните загуби са големи и е необходимо използвания вентилатор да има по-високо налягане [15]. На фиг.3.6 е показана схемата на центробежен вентилатор. Работното колело 1 се задвижва от електродвигател 2. В корпуса на вентилатора 3 са оформени смукателен и нагнетателен отвор, съответно 4 и 5. При задвижването на центробежни вентилатори често се използва ремъчна предавка. Това дава възможност за промяна на честотата на въртене в голям диапазон и получаване на голям брой характеристики.



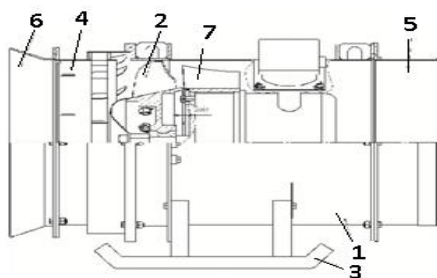
Фиг.3.6. Схемата на центробежен вентилатор

3.3. Осови вентилатори.

Осовите вентилатори са често използвано решение за различни промишлени приложения поради постиганата от тях висока ефективност и добрите им аеродинамични характеристики [15].

Те биват предпочитани при необходимост от преместване на големи количества въздух при ниско налягане.

На фиг.3.8. е показано устройството на рудничен осов вентилатор от серия ВМ.



Фиг.3.8. Устройство на рудничен осов вентилатор от серия ВМ.

1-корпус; 2-работно колело; 3-шейна; 4-сукателен отвор;5-нагнетателен отвор; 6-колектор; 7-шумозаглушител.

Задвижването на вентилаторите обикновено е посредством електродвигател, които е вграден в самия вентилатор. Самото работно колело обикновено се монтира на вала на електродвигателя.

3.4.Параметри характеризиращи работата на вентилаторите и рудничната вентилационна мрежа.

Параметрите, които характеризират работата на вентилаторите са: дебит; пълно налягане; ефективна (полезна) мощност; консумирана мощност [15].

За нормалното проветряване на рудниците решаващо значение има правилният подбор на типа и системата на вентилатора, както и подбора на основните елементи на уредбата съобразно дадените условия.

3.5. Регулиране дебита на вентилатори.

За всеки самостоятелно работещ вентилатор, както и за вентилатори, работещи паралелно или последователно в един рудник, дебитът се определя еднозначно от работната им точка [36]. В практиката, обаче, доста често се налага дебитът на вентилатора да бъде променен.

Според [57] регулирането на дебита се постига чрез два подхода - чрез промяна на характеристиката му или посредством изменение на характеристиката на рудника. В първия случай - чрез промяна на работната характеристика $p = f(Q)$, дебитът се регулира по различни начини, в зависимост от конструктивния тип на вентилатора. Например, чрез промяна на честотата на въртене, в случай че вентилаторът е задвижван от регулируем двигател. При осовите машини регулирането на дебита се постига чрез промяна на ъгъла на монтиране на лопатките. Характерно за регулирането на дебита на вентилаторите чрез промяна на характеристиката му е високата ефективност на метода в широк диапазон на регулиране.

Друг метод за регулиране на дебита е чрез промяна на характеристиката на рудника, т.е. чрез дроселиране. Осъществява се посредством монтирането на спирателна арматура - шибри, вентили и кранове в инсталацията. Този метод намира приложение най-вече при центробежните вентилатори, като освен дебитът, по този начин се регулира и мощността им. Лесен е за приложение, но води до по-големи хидравлични загуби и следователно понижаване на коефициента на полезно действие.

3.6. Честотни преобразуватели.

За задвижване на вентилаторите, предимно се използват асинхронни електродвигатели. Широкото им приложение е лесно обяснимо предвид тяхната висока надеждност, сравнително невысока цена и малките разходи за поддръжка. Принципно,

честотата на въртене на всеки двигател може да се променя по механичен път, с хидравлични устройства или по електрически път.

С честотните преобразуватели скоростта на двигателите може да бъде намалена, като по този начин намалявайки мощността, намалява и необходимото количество електрическа енергия, намаляват и експлоатационните разходи и разходите за поддръжка. Освен това използвайки честотни преобразуватели, вентилаторите могат да работят с всякакви междинни скорости.

3.7. Уреди за контрол на рудничната атмосфера.

❖ Датчици за метан

Непрекъснатият автоматичен контрол на концентрацията на метана в рудничната атмосфера е основно изискване за безопасна работа в рудници с газов режим [28]. Уредите използвани за определяне концентрацията на метан са стационарни и преносими. За повишаване на степента на безопасност в рудници с газов режим е създадена система за автоматична газова защита [71]. Тя представлява широко разклонена мрежа от датчици за метан, която осъществява постоянен контрол за съдържанието на метан и въздейства на средствата за автоматично изключване, сигнализация и регулиране.

Съвременните апарати [100] за автоматично измерване на концентрацията на метан имат големи възможности, както по отношение на точността така и по отношение на обхвата. Те успешно се прилагат за определяне на концентрацията на метан в изходящата вентилационна струя, в подготвителните и добивните забои, в камери и извозни изработки. Те могат да подават команди за изключване на електрозахранването на контролирания обект, при недопустима концентрация на метан. С тези възможности те успешно се използват като технически средства за осъществяване на автоматично регулиране на вентилацията.

❖ Датчици за температура

Разделят се на три групи [2].

- а) Термометри при които мярката за температурата е обемното разширение на течности (живачни, спиртни);
- б) Манометрични термометри, при които с изменение на температурата се изменя налягането на течност или газ;
- в) Термоелектрични термометри с датчици от проводникови или полупроводникови (термистори, позистори) резистори, които изменят електрическото си съпротивление при промяна на температурата.

Местоположението на термометъра в минната изработка се избира така, че да бъде избегнато директното топлинно излъчване от повърхнини с висока температура, включително и от човешкото тяло.

Изводи:

1. Дефинирана е необходимостта от монтирането на датчици (за прах, газове, температура, налягане, влажност и др.) в глухата минна изработка в зависимост от добиваното полезно изкопаемо в нея. Правилният избор и подходящото монтиране на датчици повишава надеждността и безопасността по-време на работа в минната изработка.

2. Направени са препоръки за намаляване на риска от инциденти, свързани с вероятността за авария във вентилаторната уредба. Формулирана е необходимостта от монтирането на втори (резервен) вентилатор, свързано с безопасността и осигуряването на непрекъснат производствен процес.

Глава 4. Провеждане на теоретични, експериментални и полупромишлени изследвания за определяне на електроенергийната ефективност на вентилатори за местно проветряване.

Вентилацията на глухи изработки по време на тяхното прокарване се осъществява основно с вентилаторни уредби за местно проветряване, които представляват обособена енергийна система.

Процесът на проветряване е свързан с голям разход на електроенергия поради, което е необходимо да се изследва енергийната ефективност с цел икономия на електроенергия.

Електроенергийната ефективност е разгледана в три стъпки:

- теоретично изследване;
- лабораторно изследване;
- промишлено изследване.

4.1. Теоретично изследване на електроенергийната ефективност при проветряване на глуха минна изработка с уредба за местно проветряване.

Теоретичният пример е разгледан за произволен рудник, чиито изходни данни за изчисляване на необходимото количество въздух са дадени в таблици 4.1. и 4.2. В примера са разгледани два начина за регулиране дебита на вентилатора, чрез изменение ъгъла на наклона на лопатките и чрез изменение оборотите на двигателя реализирано с честотен инвертор. Целта на изследването е да се види каква икономия на електроенергия може да се получи, при тяхното сравнение.

Таблица 4.1

ИЗХОДНИ ДАННИ	
Вид и наименование на изработката	Подготвителна галерия
Форма на изработката	Сводообразна
Категория на рудника по газ и прах	He
Начин на прокарване	Пробивно Взривни Работи
Пробивна машина	Електрическа карета
Натоварване на рудата	Челен товарач SANDVIK LH307 дизел - 150 kW [95]
Тип на тръбопровода	Гъвкав „PVC” Ø700mm
Схема на проветряване	Нагнетателна фиг.3.1

Таблица 4.2

№	Показател	Означение	Мярка	Стойност
1	Напречно сечение на изработката	S_z	m^2	10
2	Максимална дължина	L_{max}	m	440
3	Разход на ВВ за един цикъл	A	kg	14
4	Интензивност на прахообразуване	q_n	mg/s	8
5	Запрашеност на входящия въздух	$n_{вх}$	mg/m^3	0,2
6	Допустима запрашеност на въздуха	n_{∂}	mg/m^3	2
7	Минимално време за проветряване след взривяване	τ	min	30
8	Плътност на въздуха	ρ	kg/m^3	1,12
9	Дължина на едно звено на тръбопровода	$L_{3\phi}$	m	20
10	Диаметър на тръбопровода	d_{mn}	m	0.7
11	Мощност на дизеловите агрегати	N_{∂}	kW	150
12	Брой хора в изработката	N_x	бр.	6

4.1.1. Методика за изчисляване [11,24,65].

А. Изчисляване на необходимото количество въздух за проветряване на глухата минна изработка.

Необходимите количества въздух при прокарването на изработката се изчисляват по следните фактори:

- Газове, образувани при взривни работи;
- Прах;
- Дизелови ауспухни газове;
- Брой хора.

а) Изчисляване на необходимото количество въздух по фактор разреждане и изнасяне на газовете, образувани при взривни работи

$$Q_{вз} = \frac{7.8}{\tau} \sqrt[3]{A S_z^2 L_n^2}, \text{ m}^3/\text{s} \quad (4.1)$$

б) Изчисляване на необходимото количество въздух по фактор разреждане и изнасяне на праха.

Изчисляване чрез разреждане при известно прахообразуване в минната изработка.

$$Q_n = \frac{q_n}{n_o - n_{ex}}, \text{ m}^3/\text{s} \quad (4.3)$$

в) Изчисляване на необходимото количество въздух по фактор разреждане и изнасяне на дизеловите ауспухни газове.

$$Q_{дз} = N_o q_o, \text{ m}^3/\text{s} \quad (4.5)$$

където:

$q_o = 0,04 \text{ m}^3/\text{s}/\text{kW}$ – необходимо количество въздух за 1kW дизелова мощност.

г) Изчисляване на необходимото количество въздух по фактор брой хора работещи едновременно в минната изработка.

$$Q_x = N_x q_x, \text{ m}^3/\text{s} \quad (4.7)$$

където:

$q_x = 0.1 \text{ m}^3/\text{s}/\text{бр.}$ – необходимо количество въздух за 1 човек - ($6\text{m}^3/\text{min}$ спрямо ПБ

Б. Определяне на необходимо и достатъчно количество въздух за проветряване на глухата изработка.

За необходимо и достатъчно количество въздух се избира максималната стойност на дебита от всичките изчислени количества въздух по отделните по горе представени фактори.

$$Q_{нвд} = \max(Q_{вг}; Q_{п}; Q_{дг}; Q_x), \text{ m}^3/\text{s} \quad (4.9)$$

В. Проверка на необходимото и достатъчно количество въздух за проветряване на глухата изработка по отношение на минимално и максимално допустими скорости на движение на въздуха в минни изработки съгласно ПБТ.

$$U_{\max} \cdot S_{г} \geq Q_{нвд} \geq U_{\min} \cdot S_{г} \quad (4.11)$$

където:

$U_{\max} = 4 \text{ m/s}$ – максималната допустима скорост на движение на въздушния поток в глухи минни изработки, m/s

$U_{\min} = 0.15 \text{ m/s}$ - минималната допустима скорост на движение на въздушния поток, m/s

$$40 \geq 6 \geq 1,5 \quad (4.12)$$

Определеното необходимо и достатъчно количество въздух $Q_{нвд} = 6 \text{ m}^3/\text{s}$ отговаря на условието по отношение на минимално и максимално допустими скорости на движение на

въздуха в минната изработка, и се приема за достатъчен дебит доставян от системата по нагнетателния тръбопровод до забоя на изработката.

Г. Аеродинамични изчисления за нагнетателния тръбопровод

а) **Определяне на максималното разстояние $L_{заб}$ от края на нагнетателния тръбопровод до челото на забоя на глухата минна изработка.**

$$L_{заб} = 0,5\sqrt{S_z} \left(1 + \frac{1}{2a}\right), \text{ m} \quad (4.13)$$

където:

$a = 0.07$ - коефициентът на структурата на свободната струя

б) **Определяне на аеродинамичното съпротивление на нагнетателния вентилационен тръбопровод.**

$$R_{TP} = 6.5 \frac{\alpha_{mp} L_{um}}{d_{mp}^5}, \text{ kg/m}^7 \quad (4.15)$$

където:

$\alpha_{mp} = 0.0025$ - коефициент на аеродинамично съпротивление на тръбопровода, kg/m^3

в) **Определяне на дебита на края на нагнетателния тръбопровод**

$$Q_n = Q_{невд}, \text{ m}^3/\text{s} \quad (4.17)$$

$$Q_n = 6 \text{ m}^3/\text{s} \quad (4.18)$$

г) **Определяне на дебита на нагнетателния вентилатор**

$$Q_v = \frac{Q_n}{0,01 \cdot [100 - (0,01 \cdot L_{um} \cdot \eta)]}, \text{ m}^3/\text{s} \quad (4.19)$$

където:

$\eta = 2.5, \%$ /100m – процент на загубите на въздух на всеки 100m от тръбопровода.

д) **Определяне на средната скорост на въздуха в нагнетателния тръбопровод**

$$U_{mp} = \frac{2 \cdot (Q_v + Q_n)}{\pi \cdot d_{mp}^2}, \text{ m/s} \quad (4.21)$$

е) **Определяне на пълната загуба на налягане при движението на въздуха в нагнетателния тръбопровод**

$$W_n = R_{mp} Q_v^2 + \frac{1}{2} \rho U_{mp}^2 + \frac{1}{2} \xi \rho U_{mp}^2, \text{ Pa} \quad (4.23)$$

където:

$\xi = 1,5$ – сумарен коефициент от местни съпротивления

Д. Мощност на вентилационния поток

Проектната мощност на вентилационния поток за проветряване на участъка и преодоляване на съпротивлението на тръбопровода [15]:

$$N_B = \frac{Q_{вв} \cdot W_n}{1000 \cdot \eta_B}, \text{ kW} \quad (4.25)$$

където:

$\eta_B = 0,68$ – коефициент на полезно действие на вентилатора

Израза (4.25) се използва и при определяне на действителната мощност на вентилатора N_d , като данните за дебита и налягането са отчетени от фиг.4.6.

Разликата между действителната N_d и изчислената N_v мощност е отбелязана с ΔN , ($\Delta N = N_d - N_v$).

За да се определи преразхода е необходимо да се зададе някакво време. Съгласно правилника за безопасност на труда при разработване на рудни и нерудни находища по подземен начин В-01-02-04, приемаме, че скоростта на прокарване на изработката е два метра на денонощие, т.е. тръбопровода се удължава с ново тръбно звено на всеки 10 дни. С новото тръбно звено вентилатора работи **23** часа в денонощието, следователно (**10** дни x **23** часа = **230h**), с всяко едно ново тръбно звено. Тези **230h** като се умножат по ΔN се получава *преразхода* на електроенергия за цялото време на прокарване на изработката (таблица 4.3).

Е. Проектни режими на работа - при различни дължини на тръбопровода до 440 метра са представени в таблица 4.3.

Таблица 4.3

<i>Изчислени стойности при регулиране оборотите на двигателя чрез честотен инвертор</i>							<i>Действителни стойности отчетени от фиг.4.6, чрез регулиране ъгъла на лопатките на направляващия апарат</i>					
$L_{нт}$ m	$Q_{пвд}$ m ³ /s	$U_{тр}$ m/s	$R_{тр}$ kg/m ⁷	Q_v m ³ /s	W_n Pa	N_v kW	Q_d m ³ /s	W_d Pa	N_d kW	$\Delta N =$ N _d -N _v	Пре- разход kWh	Прераз- ход чрез натрупва не kWh
20	6	15,64	1,93	6,03	412,6	6,76	6,7	460	8,80	2,04	469,2	469,2
40	6	15,68	3,87	6,06	486,1	7,67	6,65	540	8,95	1,28	294,4	763,6
60	6	15,72	5,80	6,09	561,1	8,54	6,6	580	9,55	1,01	232,3	995,9
80	6	15,76	7,73	6,12	637,5	9,51	6,55	680	10,41	0,9	207	1202,9
100	6	15,80	9,67	6,15	715,5	10,23	6,5	770	11,1	0,87	200,1	1403,0
120	6	15,84	11,60	6,19	795,1	11,2	6,45	850	12,04	0,84	193,2	1596,2
140	6	15,88	13,54	6,22	876,4	11,8	6,38	920	12,62	0,82	188,6	1784,8
160	6	15,92	15,47	6,25	959,2	12,5	6,31	995	13,08	0,58	133,4	1918,2
180	6	15,97	17,40	6,28	1043,8	13,1	6,28	1043,8	13,1	0	0	1918,2
180*	6	15,97	17,40	6,28	1043,8	13,1	6,65	1110	13,6	0,5	115	2033,2
200	6	16,01	19,34	6,32	1130,1	13,7	6,58	1195	14,0	0,3	69	2102,2
220	6	16,05	21,27	6,35	1218,2	15,1	6,55	1300	15,25	0,25	57,5	2159,7
240	6	16,10	23,20	6,38	1308,1	15,2	6,5	1380	15,3	0,1	23	2182,7
260	6	16,14	25,14	6,42	1399,9	15,7	6,42	1399,9	15,7	0	0	2182,7
260*	6	16,14	25,14	6,42	1399,9	15,7	6,78	1520	16,2	0,5	115	2297,7
280	6	16,19	27,07	6,45	1493,5	16,3	6,72	1580	16,7	0,4	92	2389,7
300	6	16,23	29,01	6,49	1589,2	17,1	6,59	1650	17,4	0,3	69	2458,7
320	6	16,28	30,94	6,52	1686,8	17,9	6,65	1700	18,1	0,2	46	2504,7
340	6	16,32	32,87	6,56	1786,5	18,7	6,56	1786,5	18,7	0	0	2504,7
340*	6	16,32	32,87	6,56	1786,5	18,7	6,85	1850	19,3	0,6	138	2642,7
360	6	16,37	34,81	6,59	1888,3	19,4	6,8	1900	19,9	0,5	115	2757,7
380	6	16,42	36,74	6,63	1992,2	20,3	6,74	2050	20,7	0,4	92	2849,7
400	6	16,47	38,67	6,67	2098,4	21,2	6,67	2098,4	21,2	0	0	2849,7
400*	6	16,47	38,67	6,67	2098,4	21,2	6,88	2160	21,8	0,6	138	2987,7
420	6	16,51	40,61	6,70	2206,8	22,1	6,81	2290	22,6	0,5	115	3102,7
440	6	16,56	42,54	6,74	2317,5	22,9	6,74	2317,5	22,9	0	0	3102,7
* Промяна ъгъла на лопатките на направляващия апарат											Σ3102,7	

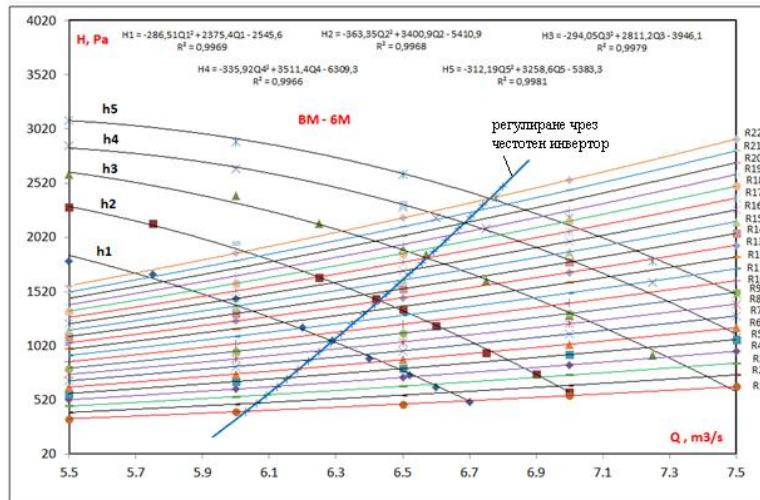
С оглед на воденето на минните работи на този етап и извършените изчисления, максималните изисквания към вентилатора за проветряване на изработката през време на прокарването и са:

Максимален дебит на вентилатора: $Q_v = 6,74 \text{ m}^3/\text{s}$;

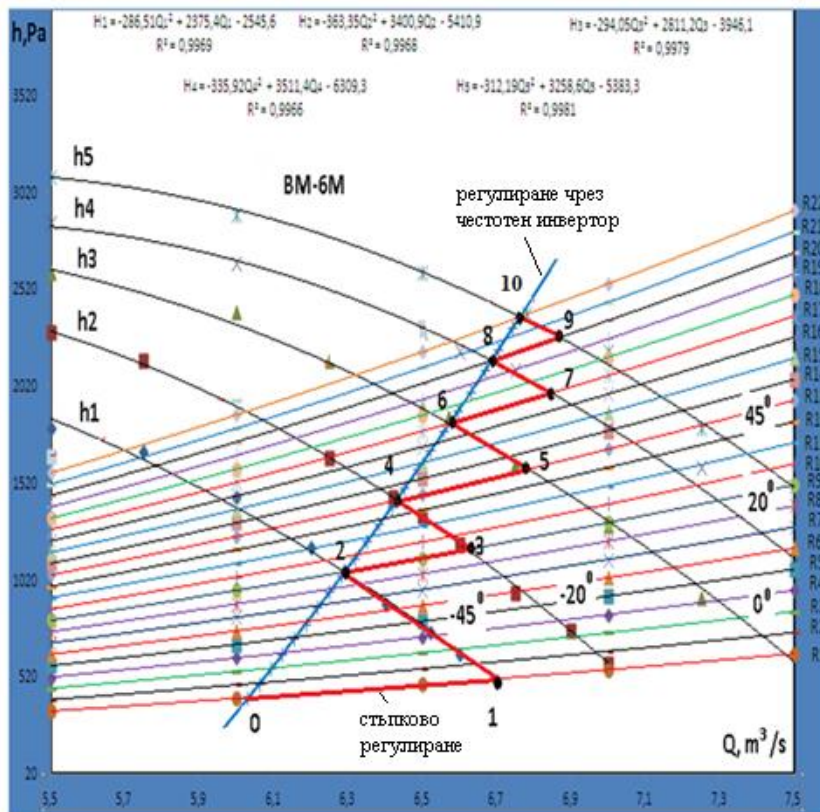
Максимално пълно налягане на вентилатора: $W_n = 2317,5 \text{ Pa}$

В резултат на това е избран вентилатор тип **ВМ-6М** [58] с инсталирана мощност **N=25 kW**.

Регулирането на дебита осъществено, чрез плавното изменение честотата на въртене на двигателя реализирано с честотен инвертор е показано на фиг.4.5. Характеристиката е построена на база на изчислените стойности за дебита Q_v и налягането W_n , на вентилатора чиито стойности са представени в таблица 4.3.



Фиг.4.5. Характеристика на вентилатора при регулиране на оборотите с честотен инвертор



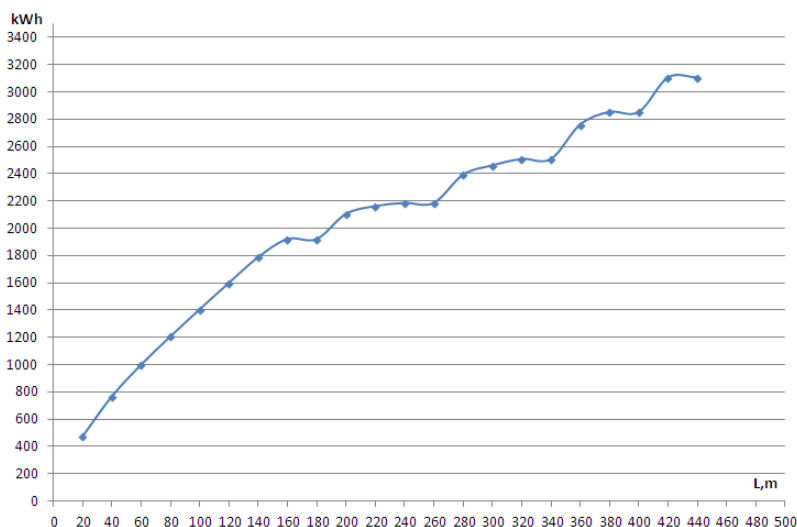
Фиг.4.6. Сравнение между двата начина за регулиране дебита на вентилатора ВМ-6М.

На фиг.4.6 е направено сравнение между класическия (чрез изменение ъгъла на лопатките на направляващия апарат) и алтернативния начин (регулиране оборотите на двигателя чрез честотен инвертор) за регулиране дебита на вентилатора.

На фиг.4.6 е дадена работната област на вентилатора, която се определя от аеродинамичните характеристики h_1, h_2, h_3, h_4, h_5 , съответстващи на различни положения на регулация (различни ъгли на лопатките на направляващия апарат). Също така са дадени и характеристиките на мрежата ($R_1 \div R_{22}$) за различни дължини (20 ÷ 440 m).

В началото вентилатора се пуска да работи на първата аеродинамична характеристика h_1 (при $\theta = -45^\circ$), с дължина от $L=20m$ (т.1) до $L=180m$ (т.2). При следващо удължаване на тръбопровода (респективно увеличаване съпротивлението на мрежата R_{10}), необходимия дебит за проветряване в (т.2) е недостатъчен, поради което се променя ъгъла на наклона на лопатките на направляващия апарат на $\theta = -20^\circ$ и вентилатора се прехвърля на характеристика h_2 (т.3). С нарастване дължината на тръбопровода (до 440 m), последователно се извършва регулиране, така че дебитът да не се намали под необходимия (начупената линия 1-2-3-4-5-6-7-8-9-10) – *стъпково регулиране*.

От изчислителните сметки показани в таблица 4.3 в първите **20m** съпротивлението на мрежата R_1 , е постигнато при дебит $Q_v=6,03 m^3/s$ и налягане $W_n=412,6 Pa$. Изчислената мощност е $N_v=6,76 kW$. За същата дължина на тръбопровода от характеристиката (фиг.4.6), е определена действителната работна точка [получена от пресичането на аеродинамичната характеристика на вентилатора h_1 и характеристиката на мрежата R_1 (т.1)], която е при по-голям дебит $Q_d=6,7 m^3/s$ и налягане $W_d=460 Pa$. В резултат на това се увеличава и вентилаторната мощност $N_d=8,80 kW$. Разликата между действителната и изчислената стойност дава преразхода на електроенергия. Същият процес се наблюдава и за другите дължини. Резултатите са показани в таблица 4.3.



Фиг.4.8. Преразход на електроенергия в зависимост от дължината на прокаране получена чрез натрупване

Изводи:

1. Доказано е от теоретичното сравнение на двата метода за регулиране на дебита, че по-икономичен е методът чрез изменение оборотите на двигателя, реализиран с честотен инвертор.
2. Установено е, че мощността на монтираните вентилатори трябва да се съобразява с крайното развитие на глухата изработка. Количеството необходим въздух се определя от пространствените габарити на глухата изработка, които се променят по време на нейния срок на експлоатация, а също така зависи и от концентрацията на газовете, съоръженията (машините) и хората работещи в нея. За всяка глуха изработка е необходимо предварително лабораторно измерване на работата на вентилатора с цел определяне на неговия оптимален режим.

4.2. Лабораторно изследване на електроенергийната ефективност при проветряване на глуха минна изработка с уредба за местно проветряване.

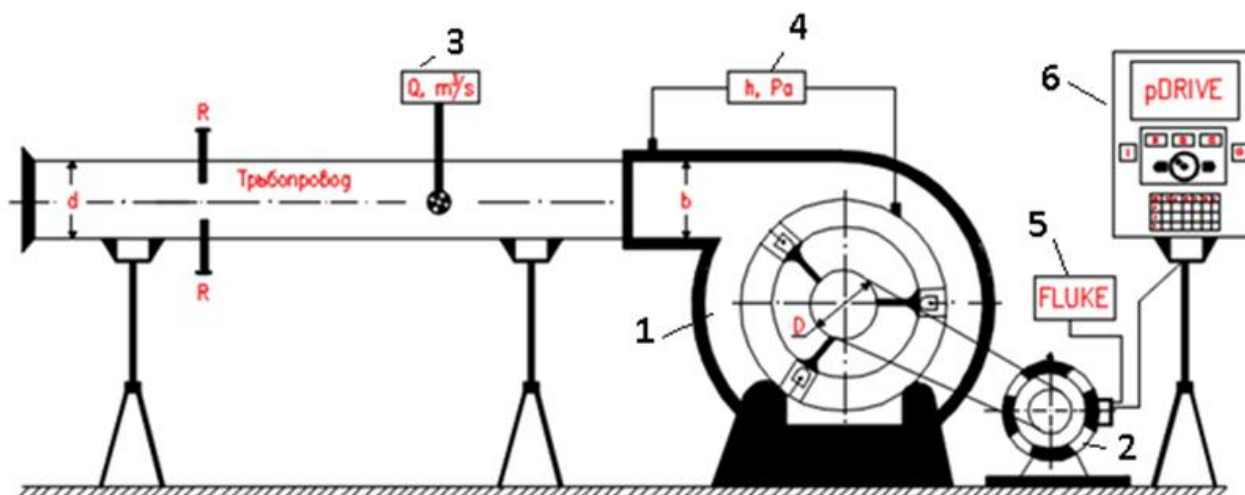
Изследването е реализирано в лабораторията по „Руднична вентилация” към МГУ „Св. Иван Рилски”. Обект на изследването е центробежен вентилатор, тип *BCH2*, производство на машиностроителен завод “Спартак” – Бургас [93], работещ по схема на *нагнетяване*. Той се задвижва от трифазен асинхронен електродвигател с мощност 3kW чрез ремъчна предавка. Честотата на въртене на електродвигателя се изменя в широки граници с помощта на честотен инвертор *pDRIVE MX eco* на фирма Schneider Electric [92].

При повечето центробежни вентилатори, задвижвани с ремъчни предавки, се наблюдават загуби на енергия при предаването ѝ от двигателя към вентилатора. Двигателите като цяло и при директно, и при индиректно задвижваните вентилатори, са източник на енергийни загуби [18]. Трудностите при регулирането на тяхната скорост също е сред причините за високите енергийни разходи. Възможност за ограничаване на тези загуби и повишаване на ефективността на системата е използването на честотни инвертори, които дават възможност за плавно управление скоростта на вентилатора. Използването на честотни инвертори значително *повишава енергийната ефективност* на системата като цяло [71].

На фиг.4.9 е показан стенд за местно проветряване, чрез който се симулира проветряването на глуха минна изработка. При пускане в работа вентилатора засмуква въздух от атмосферата и го нагнетява в напорния тръбопровод, който е с напречно сечение $S=0,2*0,18=0,036\text{ m}^2$. По дължината на тръбопровода са монтирани шибърни затвори, с които може да се регулира дебитът през вентилатора. Входът на вентилатора е с кръгло сечение с диаметър $D = 330\text{mm}$, а изходът – с правоъгълно, с размери $a = 200\text{ mm}$ и $b = 240\text{ mm}$.

За измерване на статичното (пълното) налягане $h_{ст}$, [Pa] е използван *манометър тип 2081P*, свързан към входа и изхода на вентилатора. Дебитът Q (m^3/s) е определен като произведение на средната скорост U (m/s) по сечението на тръбопровода S (m^2). За измерването на средната скорост на въздушното течение е използван *крилчат анемометър Testo 416* [89]. Данните за температурата, влажността и барометричното налягане са отчетени чрез сензори и датчици, които са свързани към устройство за регистриране на данни *LabQuest 2* на фирма Vernier [95].

Данните за консумираната от електродвигателя активна, реактивна, пълна мощност, напрежение, ток и честота са отчетени с помощта на преносим трифазен анализатор на качеството на електроенергията *Fluke 435* [90].



Фиг.4.9. Стенд за местно проветряване

1-центробежен вентилатор тип *BCH2*; 2-трифазен асинхронен електродвигател с мощност 3kW; 3-крилчат анемометър *Testo 416*; 4-манометър тип *2081P*; 5 -преносим трифазен анализатор на качеството на електроенергията *Fluke 435*; 6 –честотен инвертор *pDRIVE MX eco 4V132*.



4.2.2. Резултати от изпитванията и получени експериментални емпирични зависимости.

Лабораторното изследване е реализирано в три стъпки:

A. Построяване на работните характеристики на центробежния вентилатор ВСН 2.

Основните показатели, необходими за построяване на работните характеристики, се получават чрез изпитване на вентилатора. Показателите са: дебит, налягане, мощност на вентилатора, коефициентът на полезно действие и честота на въртене на вала [1].

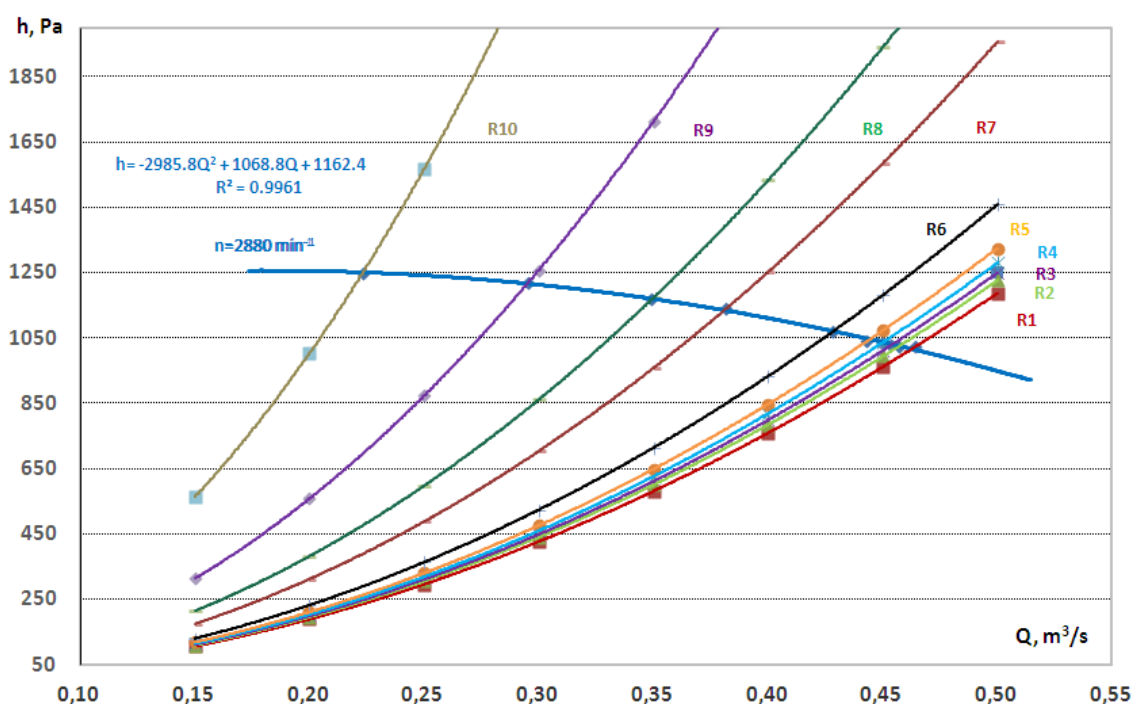
Вентилаторната характеристика представлява графична зависимост между пълното налягане, във функция на дебита $Q = f(h)$, при постоянна честота на въртене на работното колело (в случая е $n=2880 \text{ min}^{-1}$). За да се построи се изменят стойностите на показателите на вентилатора (Q и h), чрез изменение на аеродинамичното съпротивление на изпитвания стенд ($R_1 \div R_{10}$), което се постига, чрез притваряне и затваряне на шибърни затвори (от напълно отворен тръбопровод до напълно затворен т.е при различна дължина на тръбопровода). След което се отчитат показанията на измервателните уреди.

Резултатите от данните снети от измервателните уреди, без регулиране са нанесени в таблица 4.4.

Таблица 4.4

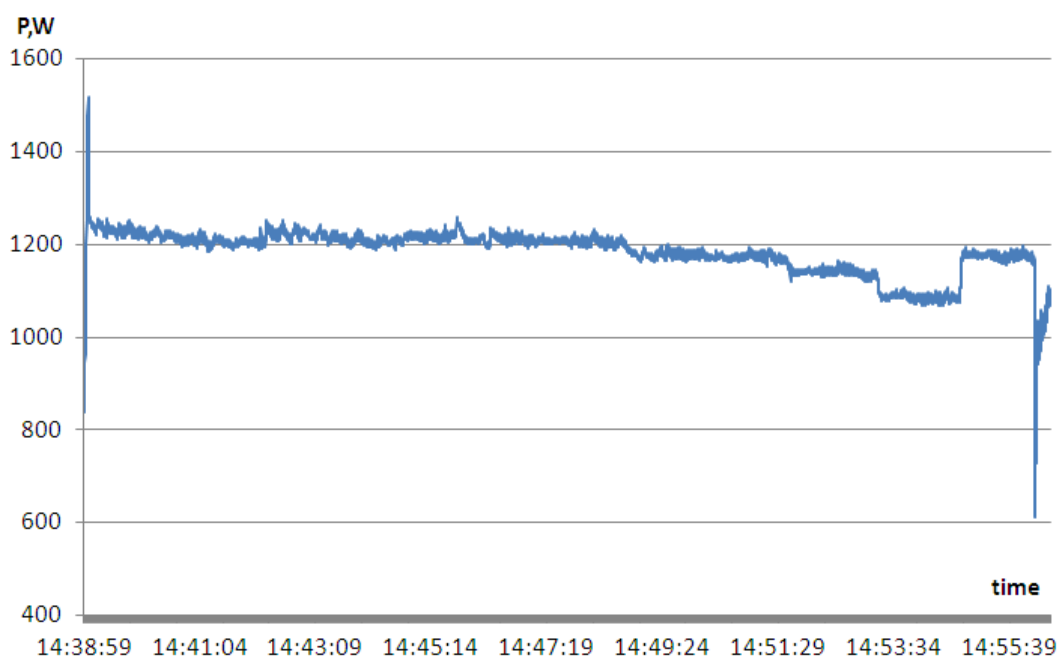
Точка на измерване	U, m/s	Q, m ³ /s	h, Pa	R, kg/m ⁷	Лнтр, м	N _в , kW	I, A	V, V	P, kW
R1	12.9	0.464	1025.5	4763.2	65.78	0,806	2,82	404,52	1.243
R2	12.7	0.457	1026.7	4915.9	67.89	0,795	2,81	404,44	1.241
R3	12.6	0.454	1029.3	4993.8	68.96	0,792	2,80	404,42	1.239
R4	12.5	0.450	1038	5125.9	70.79	0,779	2,79	404,40	1.238
R5	12.3	0.443	1040.3	5300.9	73.20	0,781	2,80	404,41	1.235
R6	11.9	0.428	1072	5852.1	80.82	0,777	2,81	404,39	1.232
R7	10.6	0.382	1140.7	7817.1	107.95	0,738	2,76	404,38	1.231
R8	9.7	0.349	1169.3	9600.1	132.57	0,691	2,75	404,39	1.231
R9	8.2	0.295	1219.7	14015.5	193.55	0,609	2,78	404,41	1.230
R10	6.2	0.223	1251.2	25160.1	347.45	0,473	2,74	404,40	1.231

От данните в Таблица 4.4 е построена вентилаторната характеристика показана на фиг.4.20.



Фиг.4.20 Характеристика на центробежния вентилатор и взаимодействието му с тръбопровода при $n=2880 \text{ min}^{-1}$

От проведените измервания на електрическите параметри на двигателя са отчетени средните стойности на тока, напрежението и активната мощност в зависимост от времето за провеждане на експеримента. Резултатите от данните са показани в таблица 4.4 а графичното представяне на активната мощност на фиг.4.21.



Фиг. 4.21. Активна мощност

Б. Построяване на теоретичните характеристики на вентилатора при различна честота на въртене на работното колело.

На база на опитно получената работна характеристика (фиг.4.20) при постоянна честота на въртене $n'=2880 \text{ min}^{-1}$, са построени и теоретичните (универсалните) работни характеристики на вентилатора при друга честота на въртене n .

За целта с инвертора се задават различни стойности на оборотите, (със стъпка 200 min^{-1}), след което се отчита скоростта на въздуха в тръбопровода U [m/s], налягането h [Pa] и всички електрически параметри (ток I , напрежение V и активна мощност P). Опитът е направен при постоянно аеродинамичното съпротивление в случая са зададени две съпротивления R_1 и R_7 . С намаляването на оборотите характеристиките се разполагат една под друга.

Тъй като при различните режими на работа честотата на въртене на вала на двигателя е различна, е необходимо определените показатели на вентилатора (Q , h , P) да се приведат към постоянната (номиналната) честота на въртене на електродвигателя, която в случая е $n'=2880 \text{ min}^{-1}$. Това се постига, чрез използване уравненията на подобие (законали пропорционалност), при различна честота на въртене [14]:

$$\frac{Q}{Q'} = \left(\frac{n}{n'}\right) \quad (4.34)$$

$$\frac{h}{h'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^2 \quad (4.35)$$

$$\frac{P}{P'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^3 \quad (4.36)$$

където:

(n / n') – скоростно отношение на новата n , спрямо началната скорост n' ;

(h / h') – изменение на пълното, статичното и динамичното налягане;

(P / P') – изменение мощността на вентилатора с промяна на скоростта.

За получаване на показателите на вентилатора Q и h при честота на въртене n се използват първите две уравнения (4.34) и (4.35).

$$Q = Q' * \left(\frac{n}{2880}\right) \quad (4.37)$$

$$h = h' * \left(\frac{n}{2880}\right)^2 \quad (4.38)$$

където:

Q' и h' са показателите на вентилатора при $n'=2880 \text{ min}^{-1}$.

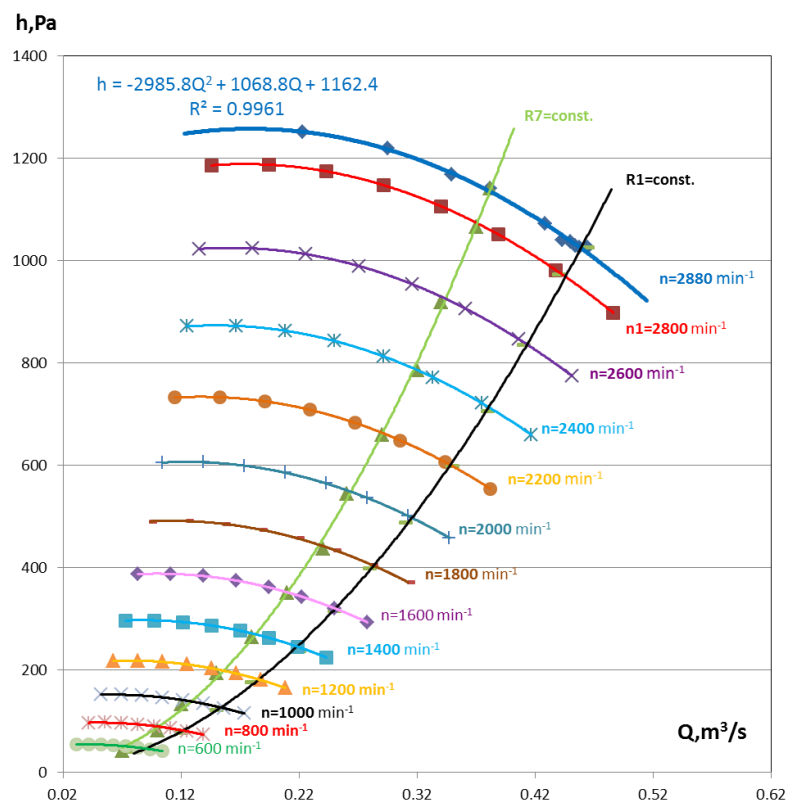
След което се преизчисляват показателите на вентилатора при другите честоти на въртене, ($n = 2800 \div 600 \text{ min}^{-1}$).

Резултатите от измерванията и пресмятанията са нанесени в таблица 4.6 при следните начални условия:

- час - 15:10 h;
- температура на въздуха $T = 26,6 \text{ }^\circ\text{C}$;
- относителна влажност $\varphi = 44,92 \%$;
- барометрично налягане $P_{\text{bar}} = 96,194 \text{ kPa}$.

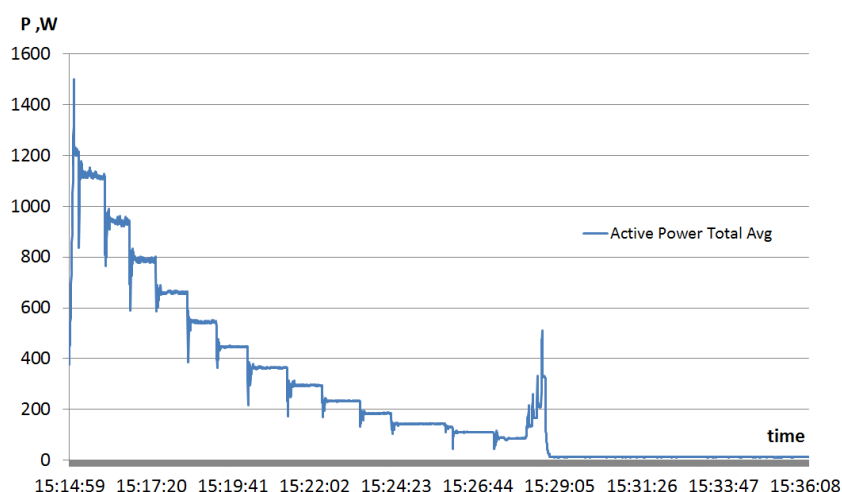
Таблица 4.6

Точка на измерване	n, min^{-1}	$U, \text{m/s}$	$Q, \text{m}^3/\text{s}$	h, Pa	N_e, kW	I, A	V, V	P, kW
R7= 7817.1 kg/m ⁷	2880	10.6	0.382	1140.7	0,74	2,77	406,2	1.23
	2800	10.3	0.370	1065.7	0,67	2,54	406,3	1.1
	2600	9.6	0.340	919.7	0,53	2,24	406,2	0.89
	2400	8.9	0.320	786	0,43	1,98	406,1	0.78
	2200	8.2	0.290	659.7	0,32	1,67	405,9	0.61
	2000	7.4	0.260	544.3	0,24	1,46	405,7	0.5
	1800	6.7	0.240	437.3	0,18	0,87	405,6	0.37
	1600	6	0.210	350.3	0,12	0,64	405,5	0.32
	1400	5.2	0.180	264.7	0,08	0,51	405,3	0.25
	1200	4.4	0.150	193	0,05	0,42	405,2	0.2
	1000	3.6	0.120	133.7	0,03	0,34	405,2	0.15
800	2.8	0.100	82	0,01	0,25	405,1	0.12	
600	2	0.070	41.5	0,005	0,16	405,0	0.08	
R1= 4763.2 kg/m ⁷	2880	12.9	0.464	1025.5	0,81	2,77	406,5	1.23
	2800	12.3	0.440	973	0,73	2,61	406,4	1.12
	2600	11.4	0.410	835.3	0,58	2,28	406,3	0.9
	2400	10.5	0.380	706.7	0,46	1,85	406,2	0.75
	2200	9.7	0.350	598	0,35	1,66	406,1	0.63
	2000	8.7	0.310	488.7	0,26	1,52	405,8	0.53
	1800	7.9	0.280	398.5	0,19	1,32	405,6	0.4
	1600	7	0.250	315.5	0,13	0,74	405,5	0.31
	1400	6.1	0.220	237.7	0,09	0,61	405,4	0.24
	1200	5.1	0.180	176.7	0,05	0,58	405,3	0.2
	1000	4.3	0.150	121.7	0,03	0,42	405,2	0.14
800	3.3	0.120	76.8	0,02	0,22	405,1	0.11	
600	2.3	0.080	40	0,01	0,15	405,0	0.07	



Фиг.4.22. Характеристики на вентилатора при различни честоти на въртене при две постоянни съпротивления R1 и R7

Графичното представяне на активната мощност, в зависимост от времето за провеждане на експеримента, е показана на фиг.4.23.



Фиг.4.23. Активна мощност

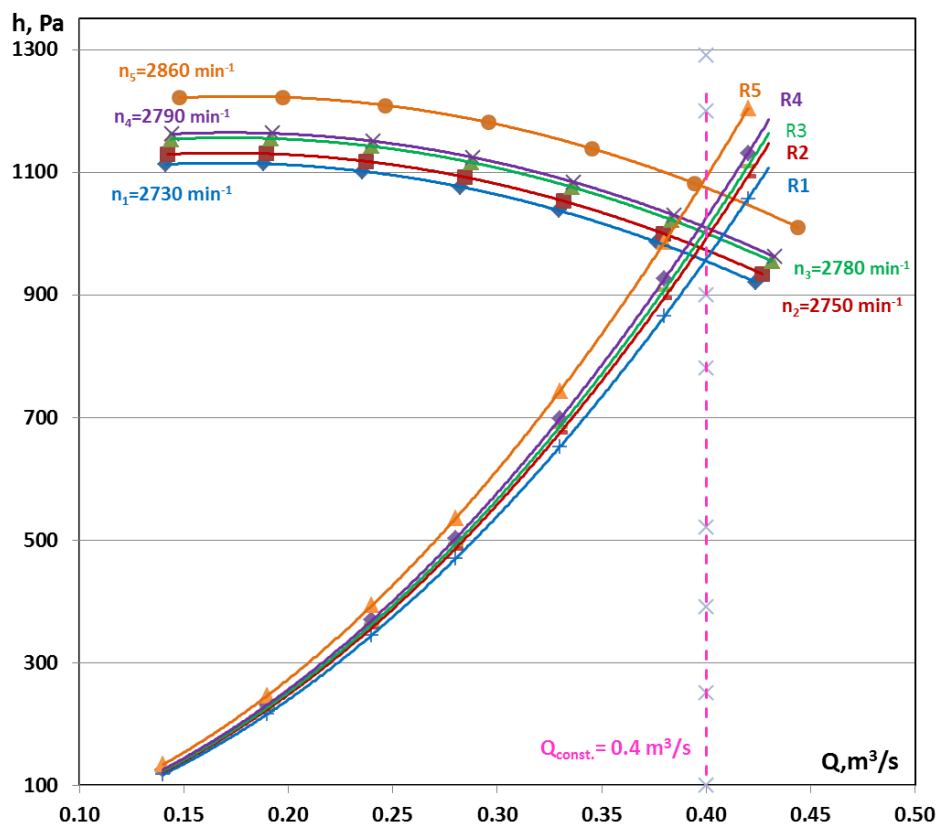
В. Построяване на характеристики чрез управление по един параметър (регулиране на дебита Q чрез инвертора).

Целта на регулирането е да се поддържа постоянен дебит Q_{const} , от вентилатора, независимо от изменението на съпротивлението на мрежата R . Това е реализирано с помощта на честотния инвертор *pDRIVE MX eco 4VI32*, който получава сигнал от датчик за скорост (анемометър). Този сигнал се трансформира в неговия блок за управление. От там той го взима и спрямо делтата на сигнала на този който има започва да увеличава оборотите си докато се достигне желания дебит Q_{const} . Това се случва автоматично в зависимост от предварително зададените настройки. Опитът е направен за няколко характерни стойности на дебита от работната област на вентилатора *BCH 2*.

Резултатите, получени чрез управление по дебит, са показани в таблици 4.8; 4.9; 4.10; 4.11; 4.12. Характеристиките на вентилатора при различни обороти, в зависимост от съпротивлението на мрежата, получени чрез регулиране на дебита Q_{const} , са показани на фиг.4.24, 3.28, 3.29, 3.30, 3.31. Измерванията са направени при следните начални условия: час - 16:20h; температура на въздуха $T = 26,4^{\circ}\text{C}$; относителна влажност $\varphi = 47,03\%$; барометрично налягане $P_{bar} = 96,157 \text{ kPa}$;

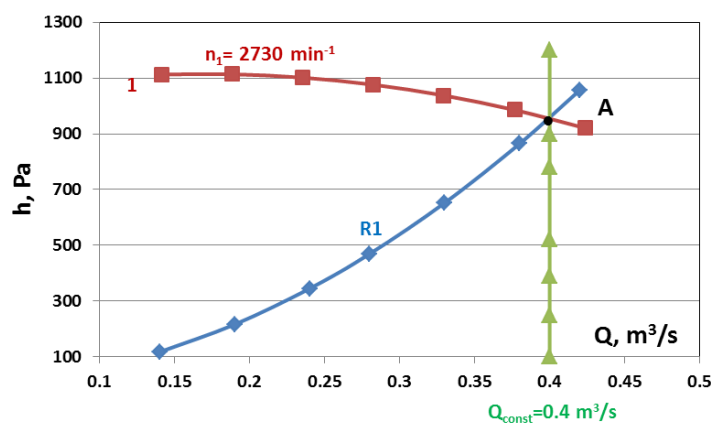
Таблица 4.8

U =11.1 m/s, Q = 0.4 m ³ /s								
Точка на измерване	n, min ⁻¹	h, Pa	R, kg/m ⁷	Лнтр, m	Nв, kW	V, V	I, A	P, kW
R1	2730	911	5693.7	78.63	0,617	405,4	2,11	0.86
R2	2750	943	5893.7	81.39	0,639	405,5	2,43	1.03
R3	2780	957	5981.2	82.60	0,648	405,6	2,72	1.1
R4	2790	975	6093.7	84.15	0,661	405,7	2,79	1.12
R5	2860	1038	6487.5	89.59	0,703	405,8	2,86	1.25

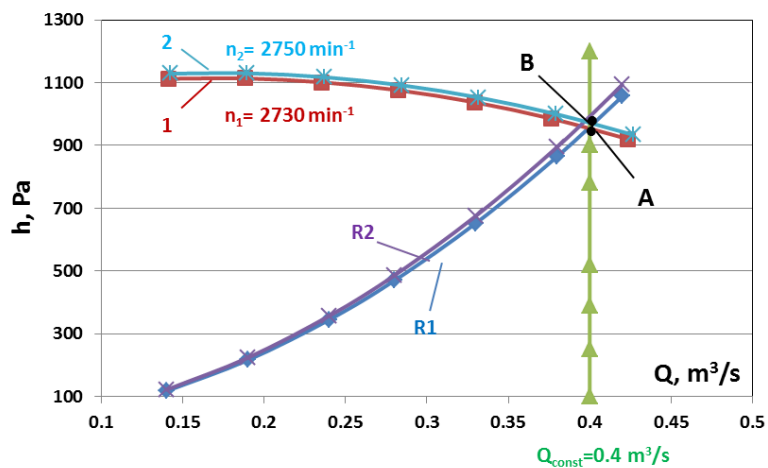


Фиг.4.24. Характеристики на вентилатора при различни обороти в зависимост от съпротивлението на мрежата получени за осигуряване на зададен дебит $Q_{const} = 0.4 \text{ m}^3/\text{s}$.

Пояснение на фиг.4.24. От пулта за управление на честотния инвертора се задава желаня дебит, който в случая е $Q_{const} = 0.4 \text{ m}^3/\text{s}$. В първия момент под действието на аеродинамичното съпротивление R_1 , характеристиката на вентилатора **1** е постигната при обороти $n_1=2730 \text{ min}^{-1}$. От пресичането на двете характеристики е получена работна точка **A** (фиг.4.25). В следващия момент увеличаваме съпротивлението чрез притваряне на част от сечението. От това притваряне съпротивлението се променя на R_2 . В този случай, за да се постигне желаното Q_{const} , е необходимо двигателят чрез инвертора да увеличи своите обороти. Работната точка се прехвърля от характеристика **1** (т.А) на характеристика **2** (т.В) (фиг.4.26), което е постигнато чрез увеличаването на оборотите $n_2=2750 \text{ min}^{-1}$. Действията са аналогични при следващи притваряния на сечението, водещи до увеличаване на съпротивленията (R_3 , R_4 и R_5).

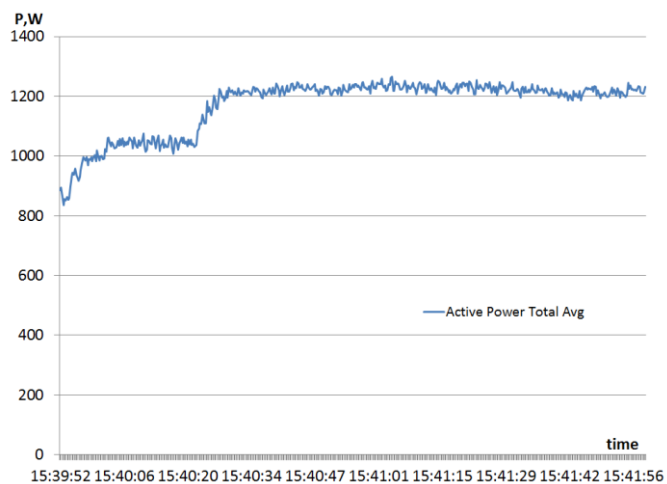


Фиг.4.25. Определяне на работна точка (А)



Фиг.4.26. Определяне на работна точка (B)

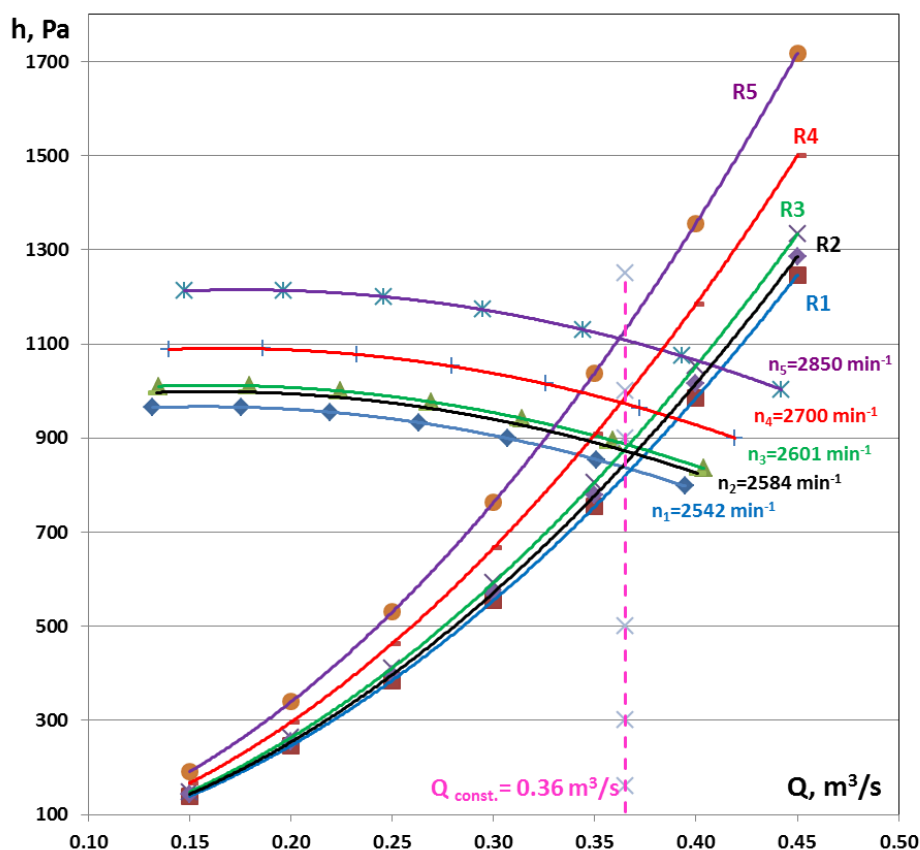
Графичното представяне на активната мощност, в зависимост от времето за провеждане на експеримента, е показана на фиг.4.27.



Фиг.4.27. Активна мощност

Таблица 4.9

U =10 m/s, Q = 0.36 m³/s								
Точка на измерване	n, min ⁻¹	h, Pa	R, kg/m ⁷	Лнгр, m	Nв, kW	V, V	I, A	P, kW
R1	2542	798	6157.4	85.03	0,487	406,4	1,82	0.73
R2	2584	823	6350.3	87.70	0,502	406,5	2,05	0.84
R3	2601	853	6581.8	90.89	0,520	406,6	2,15	0.86
R4	2700	960	7407.4	102.29	0,585	406,7	2,24	0.89
R5	2850	1099	8479.9	117.11	0,671	406,9	2,52	1.02



Фиг.4.28. Характеристики на вентилатора при различни обороти в зависимост от съпротивлението на мрежата получени за осигуряване на зададен дебит $Q_{const} = 0.36 \text{ m}^3/\text{s}$.

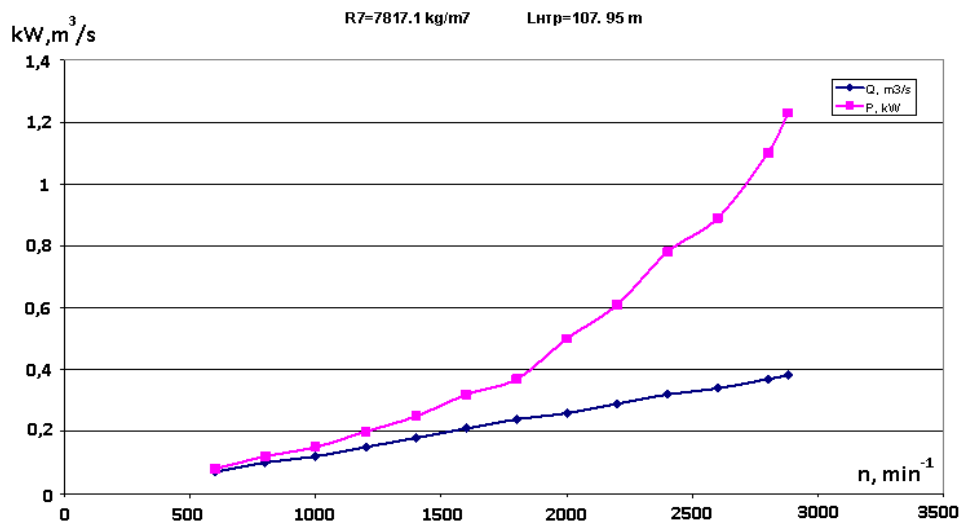
Г. Определяне на икономически изгоден режим на работа.

При проведените лабораторни изследвания на работата на вентилатора при различни обороти, се потвърждават зависимостите (4.34) и (4.36).

В таблица 4.13 са синтезирани резултатите от изследването и е определен специфичния разход на електроенергия при различни обороти и константно съпротивление на мрежата $R_7=7817,1 \text{ kg/m}^7$, а на фиг. 4.32 са показани графично зависимостите на производителността на вентилатора Q и черпената от двигателя мощност.

Таблица 4.13

$n, \text{ min}^{-1}$	$U, \text{ m/s}$	$h, \text{ Pa}$	$Q, \text{ m}^3/\text{s}$	$P, \text{ kW}$	kWhs/m^3
2880	10,6	1140,7	0,382	1,23	3,219
2800	10,3	1065,7	0,37	1,1	2,972
2600	9,6	919,7	0,34	0,89	2,617
2400	8,9	786	0,32	0,78	2,437
2200	8,2	659,7	0,29	0,61	2,103
2000	7,4	544,3	0,26	0,5	1,923
1800	6,7	437,3	0,24	0,37	1,541
1600	6	350,3	0,21	0,32	1,523
1400	5,2	264,7	0,18	0,25	1,388
1200	4,4	193	0,15	0,2	1,333
1000	3,6	133,7	0,12	0,15	1,25
800	2,8	82	0,1	0,12	1,2
600	2	41,5	0,07	0,08	1,142



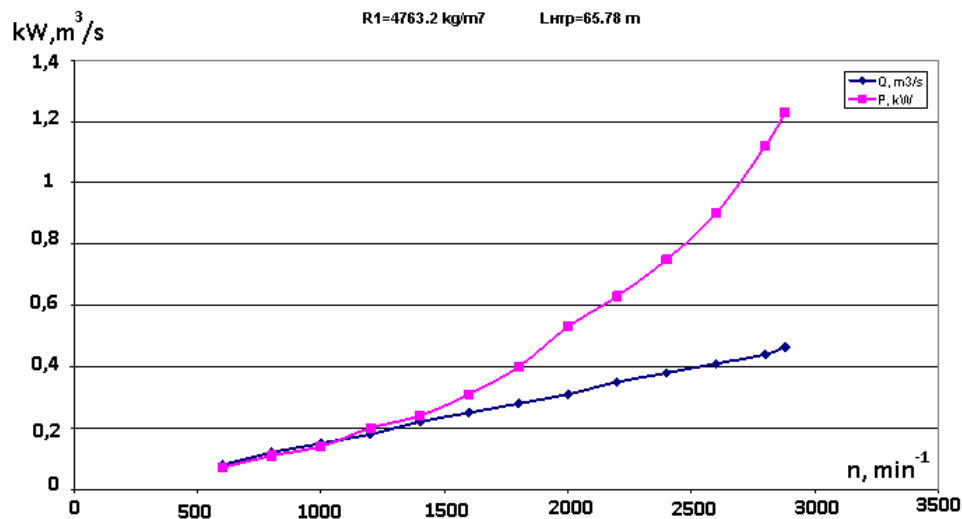
Фиг.4.32. Зависимости на производителността на вентилатора Q и черпената от двигателя мощност P при съпротивление на мрежата $R7=7817,1 \text{ kg/m}^7$.

От фиг.4.32 се вижда линейното нарастване на производителността във функция от оборотите, както и нарастването на черпената от двигателя мощност на трета степен. Специфичният разход на електроенергия също ще бъде правопропорционален на изменението на мощността, т.е. зависимостта му е на трета степен от оборотите на двигателя. От фигурата е видно, че при обороти по-малки от около $2/3$, (в случая 63% или 1800 min^{-1}) от номиналните за двигателя ще има относително малък специфичен разход на електроенергия. Те са в границите от $1,14$ до $1,52 \text{ kWh/m}^3$, което е нарастване от 33% . В същото време производителността е около 63% от максималната за конкретната вентилационна мрежа при дадения вентилационен агрегат. При достигане на номиналните обороти на двигателя, изменението на специфичния разход на електроенергия спрямо тази при 1800 min^{-1} е $2,1$ пъти, като увеличението на производителността е само 37% .

Тези изводи се потвърждават и от изследването при друго съпротивление на вентилационната мрежа ($R_I=4763,2 \text{ kg/m}^7$) – таблица 4.14 и фиг.4.33. Процентно, зависимостите се запазват, което потвърждава, че най-икономично вентилаторът ще работи когато оборотите на двигателя са до около $2/3$ от номиналните му. Разбира се, това ще изисква изборът на вентилатор да бъде с резерв от $1/3$ от необходимата производителност.

Таблица 4.14

$n, \text{ min}^{-1}$	$U, \text{ m/s}$	$h, \text{ Pa}$	$Q, \text{ m}^3/\text{s}$	$P, \text{ kW}$	kWh/m^3
2880	12,9	1025,5	0,464	1,23	2,650
2800	12,3	973	0,44	1,12	2,545
2600	11,4	835,3	0,41	0,9	2,195
2400	10,5	706,7	0,38	0,75	1,973
2200	9,7	598	0,35	0,63	1,8
2000	8,7	488,7	0,31	0,53	1,709
1800	7,9	398,5	0,28	0,4	1,42
1600	7	315,5	0,25	0,31	1,24
1400	6,1	237,7	0,22	0,24	1,090
1200	5,1	176,7	0,18	0,2	1,111
1000	4,3	121,7	0,15	0,14	0,933
800	3,3	76,8	0,12	0,11	0,916
600	2,3	40	0,08	0,07	0,875



Фиг.4.33. Зависимости на производителността на вентилатора Q и черпената от двигателя мощност P при съпротивление на мрежата $R1=4763,2 \text{ kg/m}^7$.

За конкретния случай ($R_7=7817,1 \text{ kg/m}^7$ и 1800 min^{-1}), годишната икономия на електроенергия ще бъде:

За конкретния случай ($R_7=7817,1 \text{ kg/m}^7$ и 1800 min^{-1}), годишната икономия на електроенергия ще бъде:

$$\Delta W_{\text{год}} = W_{\text{год},(2880)} - W_{\text{год},(1800)} = T_{\text{год}}(Q_n \omega_n - Q_o \omega_o) = \quad (4.39)$$

$$= 7665 * ((0,382 * 3,219) - (0,24 * 1,541)) = 6591 \text{ kWh} \quad (4.40)$$

където:

$T_{\text{год}}$ – годишното време на работа (3 смени по 7 часа по 365 дни) = 7665h;

Q_n, Q_o – производителността на вентилатора при номинални и оптимални обороти, взети от таблица 4.13;

ω_n, ω_o – специфичният разход на електроенергия при номинални и оптимални обороти, взети от таблица 4.13;

Изводи:

1. В проведеното лабораторно изпитание се доказва необходимостта от периодично изследване на вентилационните уредби на подземните рудници поради непрекъснатата промяна характеристиката на вентилационната мрежа. Промяната на който и да е от параметрите ѝ води до преразход на електроенергия. Поради непрекъснатия режим на работа в много случаи е по-удачно проектиране на нова вентилационна уредба.

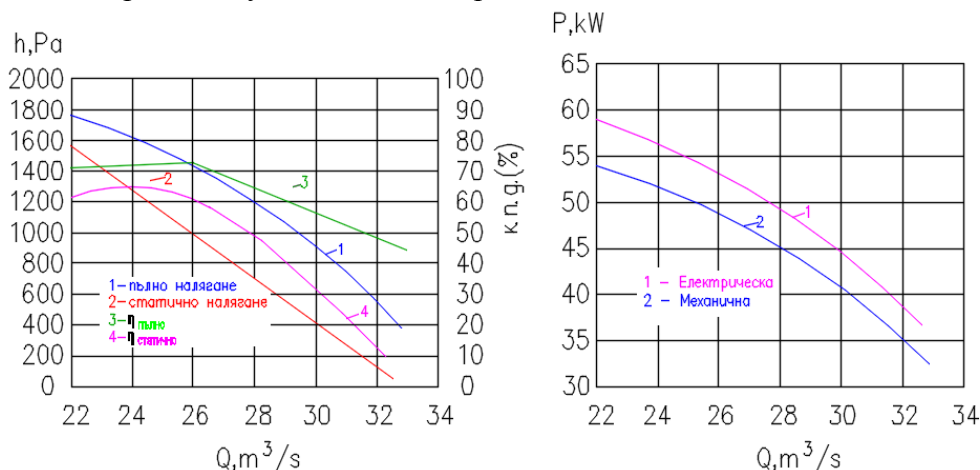
2. Експериментално е доказано, че значителен икономически ефект се получава при избор на по-мощен вентилатор, както и с управление оборотите на двигателя в зависимост от необходимия дебит.

3. Направените изпитания доказват, че характеристиките при различни обороти се подчиняват на законите на подобие.

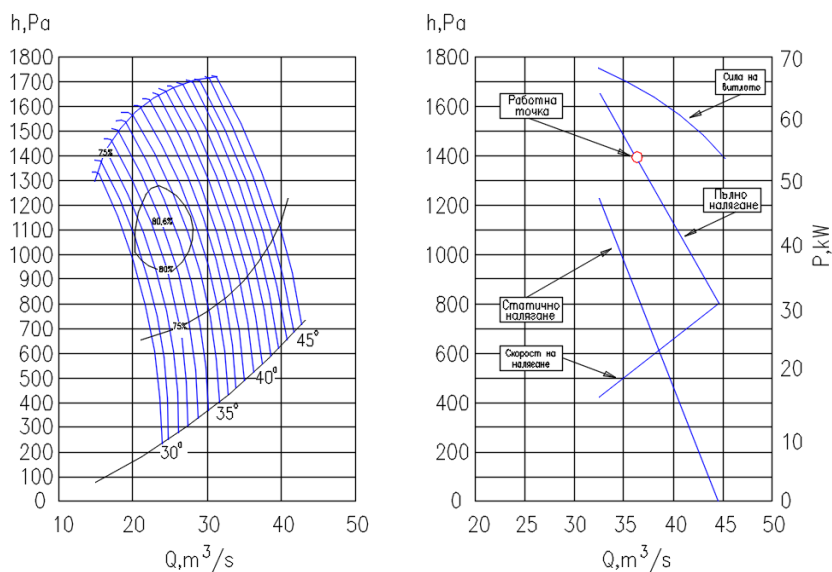
4.3. Промислени изследвания на електроенергийната ефективност при проветряване на глуха минна изработка.

Изследвани са два вентилатора монтирани в глуха изработка за местно проветряване. Те работят в нагнетателен режим. Основните параметри на двата вентилатора са показани в таблица 4.15. Характеристиките на двата типа вентилатора са представени на фиг.4.34 [86] и фиг.4.35[88].

Вентилаторите за местно проветряване са разположени в извозните изработки съответно 22 и 33 извозна галерия. Тези глухи минни изработки са със сечение 30 m^2 . Вентилационните тръби са гумени с диаметър 1000 mm .



Фиг.4.34. Характеристика на вентилатор тип *CC 1254 Mk3*



Фиг.4.35. Характеристика на вентилатор тип *EVS 125-56-12*

Вентилатор тип **CC 1254 Mk3** - проветрява в участъка от хоризонт 170 до хоризонт 150. Дължината на тръбопровода е 300 метра и е изграден от двойна тръба с диаметър $2 \times 1000 \text{ mm}$.

Вентилатор тип **EVS 125-56-12** - проветрява блок X хоризонт 170. Дължината на вентилационния тръбопровод е следната: От вентилатора до подхода на блока 95 метра тръби (двуветка) с диаметър $2 \times 1000 \text{ mm}$. В блока се разделят на ляво 30 метра , с диаметър 1000 mm и на дясно 165 метра , с диаметър 1000 mm .

За определяне на необходимото количество въздух на двата вентилатора за проветряване на глухата изработка е използвана методиката разгледана в точка 4.1.1. Резултатите от изчисленията са показани в таблица 4.16.

Таблица 4.16

	CC 1254 Mk3	EVS 125-56-12
Изчисляване на необходимото количество въздух за проветряване на глухата минна изработка		
Изчисляване чрез използване на оптимална скорост	18 m ³ /s	36 m ³ /s
Изчисляване чрез разреждане при известно прахообразуване в минната изработка	5,7 m ³ /s	5,7 m ³ /s
Изчисляване на необходимия вентилационен дебит по фактор разреждане и изнасяне на взривните газове.	3,86 m ³ /s	3,77 m ³ /s
Избор на необходимия вентилационен дебит за проветряване на глухата изработка.	18 m ³ /s	36 m ³ /s
Определяне на аеродинамичното съпротивление на нагнетателния вентилационен тръбопровод	2,92 kg/m ⁷	0,81 kg/m ⁷
Определяне на скоростта на въздуха в нагнетателния тръбопровод	22,93 m/s	22,92 m/s
Определяне на загубите на налягане при движението на въздуха в нагнетателния тръбопровод	951.23 Pa	1363 Pa

При наслагване характеристиката на вентилационната мрежа с характеристиката на вентилатора CC 1254 Mk3, пресечната точка е при ($Q = 28\text{m}^3/\text{s}$, $H = 1200\text{Pa}$). От същата характеристика се отчита и к.п.д. $\eta = 0,68$ и $P \approx 49\text{kW}$.

Същото действие е приложено за вентилатор EVS 125-56-12. При него пресечната точка се получава при ($Q = 36\text{m}^3/\text{s}$, $H = 1380\text{Pa}$), а к.п.д. и мощността са ($\eta = 0,76$, $P \approx 66\text{kW}$).

Извършени експериментални измервания

За определяне на действителните параметри на монтираните вентилационни уредби в глухата минна изработка са използвани комплекс от изследователски измервателни уреди: LabQuest 2; Анемометър ANM-BTA; Барометър BAR-BTA; Електронен термометър - Testo 735; Измервател на мощност – FLUKE 430; и Амперклеци min - Fluke i400s.

Измерването на налягане е правено в изкуствен отвор на изхода на вентилатора. Измерването на скоростта на въздушния поток е направено на разстояние 10 метра от вентилатора. Продължителността на изследването е около 10 мин. Усреднените стойности на вентилатори 55 и 75 kW, са показани в таблица 4.17 и 4.18.

Таблица 4.17

CC 1254 Mk3-55kW					
t, min.	h, Pa	U, m/s	P, kW	V, V	cos φ
0	856.6	29	46.4	1020	0.83
1	856.7	29.1	46.3	1020.2	0.83
2	856.8	29.2	47	1019.9	0.83
3	856.9	29.3	47.1	1019.4	0.83
4	857	29.4	46.9	1019.2	0.83
5	857.1	19.6	46.8	1019.5	0.83
6	857.2	29.7	46.7	1019.3	0.83
7	857.3	29.8	46.8	1019.7	0.83
8	857.4	29.9	46.9	1019.7	0.83
9	857.5	30	47	1019	0.83
10	856.6	29	47	1018.8	0.83
average	857	29.5	47	1019.5	0.83

Таблица 4.18

EVS 125-56-12-75kW					
t, min.	h, Pa	U, m/s	P, kW	V, V	cos φ
0	1319.8	36.8	62.7	1028.4	0.82
1	1319.5	36.5	62.5	1028.3	0.82
2	1320.5	36.9	62.6	1026.9	0.82
3	1319.7	36.7	63.9	1026.3	0.82
4	1319.6	37.2	62.5	1026.7	0.82
5	1319.9	37.5	62.6	1028.1	0.82
6	1320.8	37.3	62.8	1029.3	0.82
7	1319.6	37.7	63.6	1029	0.82
8	1320.7	36.8	62.9	1025.7	0.82
9	1319.9	36.9	63.7	1023.8	0.82
10	1319.8	36.8	62.8	1023.2	0.82
average	1320	37	63	1026.8	0.82

Във връзка с направените промишлени изпитания се констатира следното:

❖ за вентилатор СС 1254 Mk3:

- 1) Изборът на вентилатор не е удачен. Дебитът на въздух е почти с 64% по-голям от необходимия.
- 2) Ефективността на използвания вентилатор за местно проветряване в този режим е с 10% по-нисък от изчисления.
- 3) Препоръчително е използването на нов вентилатор с подходяща характеристика – а именно такъв с оптимален дебит от 18-20 m³/s и налягане от около 1000 Pa, т.е. вентилатор за местно проветряване с възможност за регулируеми параметри (промяна на ъгъла на работните лопатки) - например с наличен модел СС 1070 (P=30kW).

❖ за вентилатор EVS 125-56-12:

- 1) Поради невъзможността за пълни измервания за разпределението на въздушните потоци (нарушава се работния процес), беше направено еднократно измерване на скоростта на въздуха на изхода на всека от вентилационните тръби.
- 2) Необходимо е изравняване на количествата въздух чрез поставянето на допълнително съпротивление във въздуховод 1 (бленда или частична преграда).

Измерванията доказват правилният избор на вентилатор за местно проветряване. Разликите в аеродинамичното съпротивление е значително. Логично е вентилационните потоци да се разпределят неравномерно. Разликата в дебита се дължи на загуби от просмукване.

В резултат от направените измервания и изчисленията стойности за дебита на вентилаторите се получава, че вентилатор 1 не е оразмерен правилно. Препоръката е да се избере нов тип вентилатор.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

От дисертационния труд може да се формулират следните приноси, които са с научно приложен и приложен характер.

1. Направеният литературен обзор доказва актуалността на дисертационния труд, свързан с електроенергийната ефективност и управление на риска при проветряване на глухи минни изработки.
2. Развити са теоретичните и методологичните основи при избора на вентилатор за проветряване на глухи минни изработки, съобразени с условията на безопасна работа и електроенергийна ефективност.
3. Обосновани са възможностите и са очертани методологичните подходи за управление на вентилаторите при проветряване на глухи минни изработки, съобразени с конкретни работни условия.
4. Анализирани са възможностите за възникване на експлозии в подземните въглищни рудници. Използван е метод на дървото на отказите и с помощта на булевата алгебра е изведен аналитичен израз за завършващо критично събитие.
5. Развити са теоретичните основи за изследване на електроенергийната ефективност при проветряване на глуха минна изработка с уредба за местно проветряване. Теоретично са изведени изрази за необходимото и достатъчно количество въздух за проветряване на глуха минна изработка. Извършени са аеродинамични изчисления за нагнетателен тръбопровод. Определена е мощността на вентилационния поток, необходим за проветряване на отделните участъци. В заключение са дефинирани проектните режими на работа на вентилатора при различни дължини на тръбопровода.
6. Експериментално е изследван в лабораторни условия центробежен вентилатор, работещ по схемата на нагнетяване. Построени са и са анализирани характеристиките на вентилатора и са дадени препоръки за подобряване на електроенергийните показатели на системата.
7. Експериментално е доказано, че значителен икономически ефект се получава при избор на по-мощен вентилатор, съобразен с конкретните условия, както и с управление на оборотите на двигателя в зависимост от необходимия дебит.
8. Отразени са резултатите от проведено изследване в промишлени условия на два вентилатора, монтирани в глуха минна изработка, работещи в нагнетателен режим. С помощта на модерна измервателна апаратура са определени действителните параметри на вентилаторите и са направени изводи, касаещи правилния им избор.