ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ – СОФИЯ

ФАКУЛТЕТ ЕНЕРГОМАШИНОСТРОИТЕЛЕН КАТЕДРА "ХИДРОАЕРОДИНАМИКА И ХИДРАВЛИЧНИ МАШИНИ"

маг. инж. РОСЕН САШОВ ИЛИЕВ

ИЗСЛЕДВАНЕ НА ВЯТЪРНИ ТУРБИНИ С ВЕРТИКАЛНА ОС

ΑΒΤΟΡΕΦΕΡΑΤ

на дисертация за придобиване на образователна и научна степен

"ДОКТОР"

Научна специалност

"Хидравлични и пневматични машини и съоръжения"

Научен ръководител:

проф. д-р инж. Валентин Славов Обретенов

Дисертационният труд е обсъден и насочен за публична защита на заседание на Катедрен съвет на катедра "Хидроаеродинамика и хидравлични машини" на Енергомашиностроителен факултет при Технически Университет – София, проведено на 14.06.2022г.

Изследванията по дисертационния труд са извършени в лабораторията по Хидроенергетика и хидравлични турбомашини (лаборатория XEXT) при Технически Университет – София.

Защитата на дисертационния труд ще се състои на 04.10.2022г. от 13:00 ч. в Конферентната зала на БИЦ при Технически Университет – София на открито заседание на научно жури, определено със заповед № ОЖ-5.1-64/30.06.2022г. на Ректора на ТУ – София.

Състав на научното жури:

- 1. доц. д-р. инж. Иван Неделчев Дуков
- 2. доц. д-р. инж. Детелин Ганчев Марков
- 3. доц. д-р. инж. Тодор Николов Чакъров
- 4. проф. д-р. инж. Генчо Стойков Попов
- 5. доц. д-р. инж. Климент Великов Климентов

Резервни членове:

- 1. проф. д-р. инж. Илчо Иванов Ангелов
- 2. доц. д-р. инж. Вълко Маринов Кичев

<u>Рецензенти</u>

- 1. доц. д-р. инж. Тодор Николов Чакъров
- 2. доц. д-р. инж. Детелин Ганчев Марков

Материалите по защитата са на разположение на интересуващите се в канцеларията на "Енергомашиностроителен факултет", на адрес: гр. София, бул. "Климент Охридски" №8, бл. 2, ет.3, каб. 2344.

Автор: маг. инж. Росен Сашов Илиев Заглавие: "Изследване на вятърни турбини с вертикална ос" Печатна база: Издателство на Технически Университет – София Тираж: 50 броя

ОБЩА ХАРАКТЕРИСТИКА НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

Актуалност на проблема

Опазване на околната среда, подобряване на качеството на живот и осигуряване на енергийна сигурност и независимост са едни от най-важните стратегически цели, които си поставят индустриализираните европейски държави в дългосрочен план. В България съществуват условия за развитие на вятърна енергетика, като местата с най-голям ветрови потенциал са крайбрежната ивица и терените с надморска височина над 1000m, където средната годишна скорост на вятъра е 6-7m/s. Тъй като вятърната енергия е сравнително евтин източник за производство на електроенергия, вятърните турбини се модернизират непрекъснато за да могат да работят ефективно и при пониските скорости на вятъра. Вятърните турбини с вертикална ос (Дариус, Савониус, Горлов, Лафонд, Ленц и др.) са подходящи за работа в градска среда или вилни зони. Мощността която генерират, може да покрие частично или напълно нуждите на едно домакинство. Необходими са позадълбочени изследвания за повишаване на ефективността на малките вертикални вятърни турбини, така че те да намерят своето място на българския пазар.

Методи на изследването

Числените изследвания на ветроколелата са проведени с помощта на изчислителната механика на флуидите (CFD) и метода на релативните координатни системи (плъзгащи мрежи). Използван е турбулентен модел на течението k- ω SST.

Физическите изследвания на ветроколелата са проведени на стенда за изследване на вертикални вятърни турбини в лабораторията по Хидроенергетика и хидравлични турбомашини при Технически Университет – София.

Въз основа на получените резултати са разработени методика и компютърна програма за пресмятане на Лафондова вятърна турбина със и без цилиндричен направляващ апарат. Извършена е технико-икономическа оценка на разработена конструкция на Лафондова вярърна турбина със и без цилиндричен направляващ апарат. Направено е сравнение на ефективността и себестойността на оптимизираната Лафондова вятърна турбина с декларираните от производители на вятърни двигатели от подобен тип.

Апробация

По темата на дисертацията са публикувани 4 научни труда. Един от тях е докладван на "6-ти международен симпозиум за екологични енергии и приложения (6th International Symposium on Environmnent-Friendly Energies and Applications EFEA 2021)". Останалите са представени на Научните конференции на Енергомашиностроителния факултет с международно участие в Созопол, 2018, 2019 и 2020г.

Структура и обем на работата

Дисертационният труд е с обем 190 страници текст и съдържа въведение, пет глави, заключение, приноси и литература. Включва 139 фигури и 36 таблици. Цитирани са 175 литературни източника.

Номерацията на главите, фигурите и формулите в автореферата отговаря на тази в дисертацията.

СЪДЪРЖАНИЕ НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД ПЪРВА ГЛАВА

АНАЛИЗ НА СЪСТОЯНИЕТО НА ПРОБЛЕМА

1.1. Ветроенергиен потенциал в България

България не е сред страните с висок ветроенергиен потенциал. Средната годишна скорост, която преобладава в страната при кота 10m и 50m е в рамките на 2.5m/s – 3.8m/s. Минималната скорост на вятъра, при която вятърната турбина започва да генерира електричество е в рамките на 3.33 – 3.9 m/s. Най-високите скорости до 6.65 m/s са в трудно достъпните планински райони. Единствените подходящи области за поставяне на малки и големи вятърни турбини или изграждане на вятърни паркове са областите Добрич и Варна (част от Добруджанското плато), където ветровете са в границите на 5 – 5.5 m/s.

Фактът, че преобладаващите ветрове в България са със средни скорости от 2.5 до 3.8m/s налага използването на вятърни турбини, които да работят ефективно в условията на слаб и променлив вятър, като не зависят от посоката му. Такива са например вятърните турбини с вертикална ос (ВТВО) тип Савониус(Фиг.1.4), Бенеш(Фиг.1.5), Лафонд(Фиг.1.6), Шулц(Фиг.1.7), Ленц(Фиг.1.8) и Айсунд(Фиг.1.9), работещи на принципа на съпротивителната сила. В Табл.1.1 е отразен техния коефициент на мощност при различни скорости на вятъра. Според данните, ВТВО Лафонд има най-ниска номинална скорост в скоростния диапазон на ветровете в България. Следователно, този тип вятърни турбини биха могли да работят с повисока ефективност в условията на Българския ветроенергиен потенциал.



Скорост на вятъра - С _w	Савониус	Бенеш	Шулц	Ленц	Айсуинд	Лафонд
m/s	Коефициент на мощност - Ср					
3	0	0	0	0	0	0.090
4	0.118	0.092	0.034	0.076	0.050	0.108
5	0.126	0.171	0.045	0.174	0.176	0.110
6	0.158	0.214	0.105	0.275	0.284	0.095
7	0.180	0.219	0.127	0.305	0.298	0.080

Табл.1.1. Сравнение на ефективността на ВТВО от различен тип.

Конструкцията на Лафондовото работно колело наподобява тази на двукратната водна турбина. Роторът е съставен от прави лопатки с форма на дъга от окръжност, захванати в двата си края към крепежни дискове. По-високата ефективност при ниските скорости на вятъра се дължи на гъстата лопатъчна решетка и двукратното преминаване на течението през работното колело.

1.2. Числено итерационни модели за пресмятане на лопатъчни системи на ВТВО

Еднопоточният тръбен модел, многопоточният тръбен модел и двойният многопоточен тръбен модел представят течението през работното колело на турбината като хомогенно и стационарно. Скоростите и наляганията се определят за различни положения на лопатката с постоянна ъглова стъпка $\Delta \theta$. Основният недостатък на еднопоточния тръбен модел е, че скоростите и силите действащи върху лопатките се пресмятат с един и същ индукционен коефициент. Това оказва влияние върху изчислените работни характеристики, като данни от сравнението на теоретичните стойности на коефициента на мощност С_р с реалните показват максимална разлика до 12%. Многопоточният тръбен модел отчита влиянието на задните лопатки. При проведени теоритични и експериментални изследвания разликите в С_р са 7%. Двойният многопоточен тръбен модел отчита влиянието на всички лопатки и разликата спада до 2%.

1.3.Числени методи на ИМФ за моделиране на работата на ВТВО

Числените методи на ИМФ пресмятат течението през проточната част на ВТВО по итеративна схема с диференциялните уравнения на Навие-Стокс. Околното пространство се представя като правоъгълна статична област, а работното колело на вятърната турбина като въртяща се цилиндрична област. Изчислителните мрежи на двете области обменят данни за течението чрез т. нар. интерфейс. Той е границата на двете области и представлява затворен контур (или повърхнина). Параметрите на течението се задават чрез т.нар. гранични условия, които обхващат околната повърхнина на статичната област. В случая, това са входяща скорост (Velocity Inlet) и налягане на изхода (Pressure Outlet). Тъй като стените на околната статична област не представляват интерес, те се разглеждат като идеално гладки и

по тях не се отчитат силите от вискозно триене (гранично условие Symmetry). Повърхността на лопатъчната решетка на работното колело е представена като твърда стена, върху която се отчитат нормалните и тангенциалните напрежения.

Лафондовата вятърна турбина е изследвана числено с методите на ИМФ за първи път от Andrei Dragomirescu през 2009г. Работното колело е съставено от 20 лопатки с постоянно напречно сечение, с формата на дъга от окръжност. Използвана е двумерна хибридна изчислителна мрежа, като турбуленцията е пресметната с модела К-є. Постигната е максимална стойност на мощностния коефициент от 45% при скоростно отношение $\lambda = 0.300$. През 2017г. Toni Pujol et al. провеждат числено и експериментално изследване на Лафондово работно колело с 22 лопатки с трапецовидна форма. Използвани са същите гранични условия, но с турбулентния модел К-ω SST. Установена е ефективност около 12%, при разлика спрямо опитните резултати 10%. През 2018г. Тјађапа et al. извършат числена оптимизация на диаметровото отношение и броя на работните лопатки на Лафондово ветроколело. Изследвани са три работни колела, съставени от 16, 20 и 24 лопатки за 5 стойности на диаметровото отношение. Използван е турбулентия модел К-є realizable за двумерно течение. Постигната е максимална стойност на мощностния коефициент C_p от 50% (5% по-малка от тази на Dragomirescu) при работното колело с 20 лопатки и диаметрово отношение на $\overline{D} = 0.680$. Оптималното скоростно отношение за трите вида работни колела е $\lambda = 0.300.$

За повишаване на ефективността на работния процес на ВТВО се използват методи които водят до намаляване на съпротивителния въртящ момент, като засенчване на пасивната област на работното колело с плоска преграда или ъглов сегмент. Или допринасят за по-добро обтичане на работното колело чрез поставяне на направляваща лопатъчна решетка или фронтална дюза.

Числено изследване на ВТВО Лафонд с цилиндричен направляващ апарат е направено от In-Ho Ryu et al. през 2016г. Направляващият апарат е с външен диаметър 11m и се състои от 48 прави плоски направлващи лопатки. Работното колело е с 24 лопатки, външен диаметър 9m и височина 6m. Използвана е тримерна структурирана изчислителна мрежа. Изследвани са три различни форми на работните и направляващите лопатки с турбулентния модел K- ω SST, при скорост на течението 10m/s. Резултатите показват подем на коефициента на мощност до 25%, като оптималната стойност на скоростното отношение е $\lambda = 0.500$. Вгипо A. Sorti et al. извършват оптимизация на геометрията на направляващия апарат на ВТВО Лафонд с помощта на ИМФ и изкуствените невронни мрежи. Направлващото устройство се състои от 4 направляващи лопатки с ъглова стъпка от 90⁰. Работното колело се състои от 8 лопатки, с форма на полуокръжност. Проведени са изследвания с двумерна и тримерна структурирана мрежа, като за двумерните изследвания е използван турбулентния модел K- ε realizable, а при тримерните K- ω SST. Резултатите от оптимизацията на направляващия апарат на коефициента и тримерна структурирана мрежа, като за двумерните изследвания с около 22% при двумерната мрежа и с 30% при тримерната.

1.4. Моделни изследвания на ВТВО

Моделните изследвания на ВТВО се осъществяват на опитни стендове, използвайки законите за подобие на течението в моделната и натурната вятърни турбини. За точността на моделните изследвания от голямо значение е ограничаване влиянието на т. нар. мащабен ефект, т.е. ограничаване изменението на стойностите на коефициента на мощност C_p от промяната на габаритните размери на работното колело. Обикновено, работното колело на моделната турбина е с размери в границите на 250-600mm. Основните параметри, които осигуряват динамичното подобие между моделната и натурната турбина са числата на Рейнолдс (Re), Мах (Ma) и Струхал (Sh), дефинирани по следния начин:

$$\operatorname{Re} = \frac{c_{w.L}}{v_{air}}, (1.5) \qquad \operatorname{Ma} = \frac{a.R_{1r}}{c_{snd}}, (1.6) \qquad \operatorname{Sh} = \frac{a.R_{1r}}{c_{w}}. (1.7)$$

В горните уравнения C_w е фоновата скорост на вятъра пред работното колело (m/s), L е характерен размер от геометрията на работното колело (дължината на хордата на лопатката или основния диаметър на работното колело) (m), v_{air} е кинематичния вискозитет на въздуха при съответната температура (m²/s), Ω е ъгловата скорост на работното колело (rad/s), R_{1r} е основния радиус на работното колело (m), C_{snd} е скоростта на звука (m/s).

Основен критерий за динамичното подобие при вятърните турбини е числото на Струхал, дефинирано в уравнение (1.7). Опитът показва, че числото на Рейнолдс може да бъде пренебрегнато при стойност, пресметната въз основа на работното колело Re $_{\rm D} \ge 10^6$ или въз основа на хордата на лопатката Re $_{\rm L} \ge 2.10^5$, тъй като турбината попада в т. нар. автомоделна област и силите на вътрешно триене не оказват значително влияние върху характеристиките на турбината.

При физическото моделиране на вятърните турбини е прието работните характеристики да се представят в безразмерен вид. Спазвайки условията за динамично подобие, коефициентът на мощност С_р, наричан още к.п.д. на турбината е:

$$C_p = \frac{P}{P_w},\tag{1.8}$$

т.е. изразява отношението на мощността на турбината Р към мощността на вятъра P_w и се представя като функция на скоростното отношение λ (числото на Струхал от уравнение (1.7)):

$$\lambda = \frac{U_1}{C_w},\tag{1.9}$$

където U_1 е периферната скорост отнесена към основния диаметър на работното колело, а C_w е средната скорост на въздушното течение пред работното колело.

Вavin Loganathan et al са изследвали през 2017г. влиянието на лопатъчната решетка върху мощността на моделна турбина Лафонд. Установено е влиянието върху ефективността на мащабния ефект, броя на лопатките (с форма на полуокръжност), поставени на ъгъл $\varphi_r = 90^0$ и хордата на лопатките L_r. Ескпериментите са проведени при

различни скорости на вятъра в интервала от 4.5 до 8.5m/s. Резултатите показват, че с увеличаването на габаритите на моделното работно колело се повишава мощностния коефициент С_р. Максимална ефективност от 9% е установена при ветроколело с външен диаметър 300mm и височина 320mm, съставено от 24 работни лопатки с хорда $L_{1r} = 80$ mm. Година по-късно, същите автори изследват гъстотата на лопатъчната решетка. Опитите са проведени в същия скоростен интервал, с 6 работни колела с външен диаметър 300mm и височина 320mm, съставени от 8, 16, 24, 32, 40 и 48 лопатки. Установено е влиянието на броя на лопатките върху ефективността на ВТВО, като максимална ефективност от 11.8% е постигната при 32 лопатки.. Susanto et al. извършват опитно изследване на влиянието на диаметровото отношение върху ефективността на ВТВО Лафонд. Потвърдена е оптималната стойност на диаметровото отношение ($\overline{D} = 0.680$). Постигната е максимална ефективност от 5.2% (10 пъти по-малка от численото изследване на Tjahjana et al). Изследователите Sivamani et al. правят опитни изследвания на малка моделна ВТВО Лафонд при скорост на вятъра от 4 до 10m/s. Резултатите показват, че Лафондовото работно колело притежава висок стартов момент и може да се развърти без допълнителен спомагателен механизъм. Установяват също, че въртящият момент на ВТВО Лафонд не зависи от посоката на вятъра, т.е. ефективността на този тип ВТВО не се влие от променлив вятър.

1.5. Изводи от анализа на състоянието на проблема

От направените проучвания в областта на ВТВО Лафонд могат да се направят следните изводи:

- Използването на турбулентния модел К-ε в численото изследване на ВТВО Лафонд завишава реалната стойност на мощностния коефициент с 45% (близо 10 пъти). Препоръчва се К-ω SST, при който разликата при сравнение с реалните стойности на мощностния коефициент спада до 2%.
- Оптималната стойност на скоростното отношение λ е между 0.300 и 0.320 за ВТВО Лафонд без направляващ апарат (изключение са данните на Sivamani et al) и 0.500 с цилиндричен направляващ апарат.
- 3. Диаметровото отношение на работното колело и броя на лопатките в лопатъчната решетка оказват значително влияние върху мощностния коефициент на турбината.
- 4. Максималната ефективност на ВТВО Лафонд без направляващ апарат варира между 6% и 12%. Изключение са резултатите на Sivamani et al., с които се декларира стойност от 21%.
- 5. Използването на направляващ апарат може да повиши почти двойно ефективността на турбината.
- 6. Няма данни за извършена оптимизация на всички геометрични параметри на лопатъчната решетка на ВТВО. Изследвани са само броя на лопатките и тяхната хорда, като не е отчетено влиянието на ъгъла на поставяне φ_r и скелетната линия на лопатките.

- 7. Няма данни за направена оптимизация на ветроколело на ВТВО с направляващ апарат. Оптимизацията на In-Ho Ryu et al. не включва геометричните параметри на лопатъчната решетка на работното колело, което означава, че не е изследвано тяхното влияние върху ефективността на машината.
- Не е установена оптималната гъстота (коравина) на лопатъчната решетка на ВТВО Лафонд. Изследвани са външния диаметър на работното колело D_{1r}, броя на лопатките Z_r и тяхната хорда L_r, като не се отчита ъгъла на поставяне φ_r на лопатките.
- 9. Не е изследвано влиянието на направляващия апарат на ВТВО Лафонд върху номиналната скорост на вятъра, при която турбината започва да работи с максимална ефективност.

1.6. Цел и задачи

На база направените изводи от анализа на литературните източници се поставя следната цел на дисертационния труд:

Разработване на ефективна вертикална вятърна турбина, подходяща за усвояване на ветровия енергиен потенциал в градска среда или вилни зони.

За постигане на целта е необходимо да се извърши числено и опитно изследване на Лафондова моделна вятърна турбина. Това включва:

- 1. Избор на подходяща методика, за пресмятане на работните характеристики на моделна ВТВО Лафонд и течението през работното колело.
- 2. Разработване на конструкция на моделна ВТВО Лафонд, подходяща за изследването на различни работни колела и направляващи устройства.
- 3. Избор на подходяща методика за опитно изследване на работните характеристики на моделната ВТВО.
- 4. Оптимизация на геометричните параметри на Лафондово работно колело със и без направляващ апарат.
- 5. Разработване на конструкция на оптимизираната ВТВО Лафонд.
- 6. Технико-икономическа оценка.
- 7. Сравнение на енергийните характеристики на оптимизираната ВТВО Лафонд с декларираните от производители на ВТВО от подобен тип.
- 8. Разработване на програмен продукт за пресмятане на ВТВО Лафонд с малка мощност.

ВТОРА ГЛАВА

МЕТОДИКА ЗА ЧИСЛЕНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ЛОПАТЪЧНИ СИСТЕМИ НА ВТВО. ЧИСЛЕНИ ИЗСЛЕДВАНИЯ

2.1. Особености на численото моделиране на работни колела

Турбомашините се изследват все по-често с помощта на методите на ИМФ (CFD) за прогнозиране на производителността и визуализиране на скоростта и налягането на течението в лопатъчната решетка. При симулацията на течението най-често се използва метода на релативните координатни системи Multiple Reference Frame (MRF) (Плъзгащи мрежи). Този метод е комбинация от статични и въртящи се изчислителни области, като обмена на информация се извършва чрез т.нар. интерфейс. Той представлява контур (или повърхнина), по който отделните изчислителни мрежи непрекъснато обменят информация за параметрите на течението. При пресмятане на теоритичните работните характеристики на центробежни или напречни работни колела (към които спадат и работните колела на BTBO), се използва MFR метода.



2.2. Методика за численото изследване на ВТВО

Табл.2.2. Габаритни размери на отделните зони на изчислителното пространство. D_{1r} – външен диаметър на работното колело, D_c – външния диаметър на статичната тръба. Dinterface 2 Dinterface 1 L_{domain 1} W_{domain} L domain 2 1.5.D_{1r} $4.D_{c}$ 20.D_{1r} 60.D_{1r} 40.D_{1r}

Фиг.2.9 е Ha показана принципната схема по която са проведени изследванията на моделната ВТВО. Използван е модула за пресмятане на течения Fluent от програмния пакет Ansys. Експериментално установените габаритни размери, при които се елиминира влиянието на околната област, са показани в Табл.2.2. Използвана e двумерна изчислителна схема на течението, тъй като работните лопатки имат постоянно напречно сечение. Скоростта на входа се задава произволно, допустимия В скоростен диапазон на лабораторния стенд. На изхода на околната област ce въвежда

измереното в лабораторията атмосферно налягане. Стените на околната област са фиктивни, като по тях не се изчисляват напреженията, породени от вискозно триене. Външните диаметри D_{interface 1} и D_{interface 2} на двете вътрешни области не оказват значимо влияние върху

получените резултати. Техните стойности се задават произволно. За отчитане на напреженията по обтекаемата повърхност на лопатъчната решетка е използван турбулентния модел К-ω SST. Граничните условия на двумерната изчислителната мрежа са: скорост на входа (Velocity Inlet), налягане на изхода (Pressure Outlet, обикновено е със стойност 1atm) и т.нар. симетрия (Symmetry), което физически представлява иделано гладка стена, по която не се отчитат силите на вискозно триене (т.нар. free-slip wall гранично условие). Изчислителното пространство с диаметър D_{interface} се завърта заедно с работното колело в него, при зададената честота на въртене. Моментът върху лопатките, генериран от въздушното течение, се записва от програмата в текстови файл на компютъра след итеративното пресмятане на всяка една времева стъпка. Обикновено той се изменя по синусоидален закон. Когато разликата в средните стойности на момента при две или четири последователни завъртания падне под 5%, приемаме че итеративната схема на математичния модел е достигнала до решение.

2.3. Числено изследване на вертикални вятърни турбини

2.3.3. Числена оптимизация на лопатъчната решетка на ВТВО Лафонд

Целта е да се установят оптималните стойности на:

- броя лопатки Zr;
- максималната кривина на скелетната линия fr, mm;
- ъгъла на поставяне на работните лопатки ϕ_{1r} , ⁰;
- местоположението на максималната кривина на скелетната линия спрямо хордата на лопатката fr_location, mm.

Изследвани са 24 работни колела с различна геометрия на лопатъчната решетка. Геометричните параметри на работната лопатка са показани на Фиг.2.25. За да се намали времето за провеждане на числения експеримент е използван оптимален композиционен план на 3 нива с 4 фактора, отговарящи на изследваните геометрични параметри.



Използваният регресионен модел е полином от .

$$X = b_0 + \sum_{i=1}^m b_i \cdot x_i + \sum_{i=1}^{m-1} \sum_{j=i+1}^m b_{ij} \cdot x_i \cdot x_j + \sum_{i=1}^m b_{ii} \cdot x_i^2$$
2.8)

като целевата функция е нормирания максимален коефициент на мощност ${C_p}^*{}_{max}$.

Зададените гранични условия са:

- скорост (Velocity-Inlet) $C_w = 8.067 \text{ m/s}.$
- налягане на изхода (Pressure Outlet) 97.8kPa.

2.3.4. Резултати от числената оптимизация на лопатъчната решетка на ВТВО Лафонд

Оптималните стойности на параметрите, пресметнати с регресионния модел са записани в Табл.2.8.

π σ ο ο	0				
I aoπ.2.8.	Оптимални	стоиности	на па	рамет	рите.
1 400112101	0	• • • • • • • • • • • • • • • • • • • •		P	

Оптимални стойности на параметрите							
Нормализирани					Pear	пни	
X1 _{opt}	X2 _{opt}	X3 _{opt}	X4 _{opt}	Z _{r opt}	$\phi_{r opt}$	f _{r opt}	fr_location opt
-					0		mm
-0.04	0.163	0.156	0.240	30	56	33	84

Зависимостта на $C_{p\ max}^{*}$ от максималната кривина на скелетната линия на лопатките f_r и ъгъла им на поставяне в лопатъчната решетка φ_r (Фиг.2.27(а)), е пресметната с полинома на регресионния модел (2.8). Резултатите се отнасят за работно колело с оптималния брой лопатки $Z_{opt} = 30$ и оптималното местоположение на максималната кривина $f_{r_location\ opt} = 84$ mm. Както се вижда от графиката, мощностният коефициент престава да зависи от ъгъла на поставяне φ_r , когато кривината на работните лопатки се отдалечава от оптималната стойност. Това означава, че кривината на скелетната линия е водещия фактор, който оказва влияние върху ефективността на ветротурбината. Коефициентът на мощност достига своя пик 0.95, при максимална кривина f_r в диапазона 27-40 mm и ъгъл на поставяне в интерваала 52-63⁰.

Кривината f_r на скелетната линия на работните лопатки и местоположението на максималната й стойност f_{r_location} по дължината на хордата, оказват значително влияние върху ефективността на работния процес (Фиг.2.27(**b**)). Стойностите се отнасят за работно колело с оптималния брой лопатки $Z_{opt} = 30$, поставени на оптималния ъгъл $\varphi_{r opt} = 56^{0}$. Анализът на резултатите показва, че максимална ефективност се постига при максимална кривина на работните лопатки f_r в интервала 25-41mm, на разстояние 69-98mm от входящия ръб по дължината на хордата.



Фиг.2.27. Обобщена характеристика на зависимостта на максималния коефициент на мощност от:(**a**) кривината на скелетната линия на лопатките и ъгъла им на поставяне в лопатъчната решетка, при $f_{location opt} = 84 \text{ mm}$ и $Z_{r opt} = 30$; (**b**) кривината на скелетната линия на лопатките и местоположението на максималната й стойност по дължината на хордата, при $Z_{r opt} = 30$ и $\varphi_{r opt} = 56^{0}$.

2.4. Числено изследване на вертикални вятърни турбини Лафонд с направляващи устройства

2.4.2. Числена оптимизация на ВТВО Лафонд с цилиндричен направляващ апарат

Целта е да се установят оптималните стойности на:

- ъгъла на поставяне на направляващите лопатки φ_{gv}, ⁰
- ъгъл на поставяне на работните лопатки φ_r, ⁰
- максималната кривина (стрелка) на скелетната линия на работните лопатки fr, mm
- максималната кривина на скелетната линия на направляващите лопатки fgv, mm
- местоположението на максималната кривина на скелетната линия на работните лопатки спрямо хордата на лопатката fr_location, mm
- местоположението на максималната кривина на скелетната линия на направляващите лопатки спрямо хордата на лопатката fgv_location, mm

На Фиг.2.33 е показан скоростния триъгълник на входа на работно колело с 24 цилиндрични лопатки, поставени на ъгъл $\phi_r = 60^0$. Установено е (т. 2.3.3), че с тези геометрични параметри на лопатъчната решетка се постига най-висока ефективност. Скоростните компоненти се отнасят за оптималния режим на работа. Известни са преносната скорост U₁, абсолютната скорост C₁ (примаме, че C₁ \approx C_w) и ъгъла на течението



Фиг.2.33. Скоростен триъгълник на входа на работните лопатки на оптимизираната ВТВО.

 β_1 , който съвпада с входящия ъгъл на лопатките $\beta_{1\pi}$. Използвайки синусовата теорема, можем да пресметнем ъгъла на течението α_1 , относителната скорост W_1 , нейната проекция по направлението на преносната скорост - W_{u1} и циркулацията на входа C_{u1} = $U_1 + W_{u1}$. За да могат направляващите лопатки да осигурят циркулацията C_{u1} на входа на работните лопатки, е необходимо изходящият им ъгъл $\alpha_{2\pi}$ да съвпада с ъгъла на течението α_1 . Приемаме, че входящият ръб на фронталната направляваща лопатка е ориентиран по вектора на скоростта на течението ($\alpha_{1\pi} = 90^0$), както е показано на Фиг.2.34. Ъгъла на поставяне ϕ_{gv} ще бъде 56⁰. Диаметъра D_{0gv} и хордата на направляващите лопатки са

ВТОРА ГЛАВА: МЕТОДИКА ЗА ЧИСЛЕНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ЛОПАТЪЧНИ СИСТЕМИ НА ВТВО. ЧИСЛЕНИ ИЗСЛЕДВАНИЯ



съобразени конструктивните с възможности на моделната турбина. Тъй като диаметъра на контура, по който се поставят осите на направляващите лопатки на моделната ВТВО е фиксиран $D_{0gv} = 1.080m$, хордата им не трябва да бъде повече от 0.115 m. Това се налага, за да се избегне застъпване на лопатките на направляващия апарат с лопатките на работното колело, при промяна на ъгъла на поставяне. След като геометричните параметри на направляващите лопатки са известни, скелетната линия може да се очертае с кубичен сплайн. Според резултатите на изследователи в тази

област, оптималната гъстота на направляващата лопатъчна решетка е около 1.179, която се постига с 35 направляващи лопатки. Численото изследване е направено с 32 направляващи лопатки, съобразено с конструкцията на моделната турбина.

За да се намали времето за провеждане на числения експеримент е използван оптимален композиционен план на три нива с 6 фактора, съответстващи на изследваните геометрични параметри.

Използваният регресионен модел е полином от вида:

$$\mathbf{Y} = \mathbf{b}_0 + \sum_{i=1}^m b_i \cdot x_i + \sum_{i=1}^{m-1} \sum_{j=i+1}^m b_{ij} \cdot x_i \cdot x_j + \sum_{i=1}^m b_{ii} \cdot x_i^2$$

като целевата функция е нормирания максимален коефициент на мощност C_p^{*}_{max}.

Зададените гранични условия са:

- скорост (Velocity-Inlet) $C_w = 8.067 \text{ m/s}.$
- налягане на изхода (Pressure Outlet) 1atm.

Резултатите са представени в т.4.2.1.

2.4.3. Резултати от числената оптимизация на ВТВО Лафонд с цилиндричен направляващ апарат

Изчислените оптимални стойности на шестте фактора са представени в Табл.2.11, а тяхното влияние върху ефективността на ВТВО с цилиндричен направляващ апарат е показано на Фиг.2.36.

Табл.2.11. Оптимални стойности на параметрите.

	Оптимални стойности на параметрите										
Нормализирани Реални											
X1 _{opt}	X2 _{opt}	X3 _{opt}	X4 _{opt}	X5 _{opt}	X6 _{opt}	$\phi_{r opt}$	$\phi_{gv opt}$	f _{r opt}	f _{gv opt}	f _{1r_loc opt}	fgv_loc opt
-				C)			mm			
-0.05	-0.32	0.02	0.08	0.09	-0.03	59.1	67.9	30.2	22.5	85.9	58.9

ВТОРА ГЛАВА: МЕТОДИКА ЗА ЧИСЛЕНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ЛОПАТЪЧНИ СИСТЕМИ НА ВТВО. ЧИСЛЕНИ ИЗСЛЕДВАНИЯ

Резултатите от изследването показват, че ъгъла на поставяне на работните и на направляващите лопатки (фактори φ_{gv} и φ_r) оказва най-голямо влияние върху мощностния коефициент C_p , като стойностите му варират от 8 до 18% (Фиг.2.36(а)). Промяната на кривината на скелетната линия f_r на работните и f_{gv} на направляващите лопатки (Фиг.2.36(b)) води до по-малки разлики в коефициента на мощност (4%). Това означава, че



Фиг.2.36. Зависимост на максималния коефициент на мощност от: (**a**) ъгъла на поставяне на работните и направляващите лопатки, при $f_{r \text{ opt}}$, $f_{r_location \text{ opt}}$ $f_{gv \text{ opt}}$ и $f_{gv_location \text{ opt}}$; (**b**) кривината на работните и направляващите лопатки, при $\phi_{r \text{ opt}}$, $f_{r_location \text{ opt}}$ и $f_{gv_location \text{ opt}}$; (**b**) кривината на работните и направляващите лопатки, при $\phi_{r \text{ opt}}$, $f_{r_location \text{ opt}}$ и $f_{gv_location \text{ opt}}$.

хидравличните загуби от обтичането на лопатъчната решетка на ВТВО са по-малки отколкото при двукратните водни турбини. Причината е разликата в плътностите на водата и въздуха. Най-ниска ефективност се наблюдава в краищата на изследвания интервал. Малките стойности на ϕ_{gv} стесняват светлото сечение пред работното колело, което води до намаляване на дебита на преминаващия през лопатъчната решетка въздух. При големите стойности на ϕ_{gv} се пропуска по-голям дебит въздух, но обтичането на лопатъчната решетка се влошава, тъй като течението се насочва към тила на работните лопатки, увеличавайки по този начин съпротивителния въртящ момент.

2.5. Обобщение

- 1. Разгледани са особеностите на численото моделиране, приложено за напречни работни колела.
- 2. Предложена е методика за провеждането на числените изследвания на ВТВО.
- 3. Представени са числените изследвания на работни колела с различна конфигурация на лопатъчната решетка, с които е извършена оптимизацията на моделната ВТВО.
- 4. Представени са числените изследвания на моделната ВТВО с оптимизирано работно колело и направляващ апарат с различна конфигурация на лопатъчната решетка, с които е извършена оптимизацията.

2.6. Изводи

- Числената оптимизация на лопатъчната решетка на Лафондово работно колело е проведена с помощта на планиран експеримент с 4 фактора. Стойностите и интервалите на вариране на факторите са избрани на база резултатите от числената оптимизация на изолирана лопатка. Установени са оптималните стойности на: броя лопатки Z_r, максималната кривина на лопатката f_r, местоположението на максималната кривина по дължината на хордата f_{r_location} и ъгъла на поставяне в лопатъчната решетка φ_r.
- 2. Проведена е числена оптимизация на цилиндричен направляващ апарат с помощта на планиран ескепримент с 6 фактора. Стойностите и интервалите на вариране на факторите са избрани на база резултатите от синтеза на геометричните параметри на една фронтална направляваща лопатка и резултатите от опитните изследвания на ВТВО, чиято ефективност на лопатъчната решетка почти съвпада с тази на оптимизираната. Установени са оптималните стойности на ъгъла на поставяне φ_r и φ_{gv}, максималната кривина f_r и f_{gv} и местоположението на максималната кривина f_{r_location} и f_{gv_location} на работните и направляващите лопатки на ВТВО.

ТРЕТА ГЛАВА

СТЕНД ЗА МОДЕЛНИ ИЗСЛЕДВАНИЯ НА ВЯТЪРНИ ТУРБИНИ С ВЕРТИКАЛНА ОС. ОПИТНИ ИЗСЛЕДВАНИЯ

3.1. Стенд за моделни изследвания на вятърни турбини с вертикална ос

3.1.1. Схема на стенда, функционално описание, възможности за провеждане на изследвания



На Фиг.3.1 е показана принципната схемата на стенда. Стендът позволява да се изследват различни работни колела с максимална височина H_r = 0.8 m и максимален външен диаметър D_{1r} = 1m, със и без направляващи апарати. Предвидена е възможност във вътрешното пространство на работното колело да се постави неподвижен цилиндър, като вътрешен направляващ апарат, с помощта на който да се изследват

някои идеи, относно възможностите за повишаване ефективността на турбината. Максималната скорост на течението C_w е 10m/s, като тази стойност може да бъде увеличена с инсталирането на помощен вентилатор.

3.1.2. Моделна турбина – особености на конструкцията, иновации, възможности



С новата конструкция на моделната турбина (Фиг.3.2) могат да се изпитват Лафондови ветроколела, тъй като позволява монтирането на значително по-голям брой работни лопатки (до 48). Обновената натоварваща система на моделния блок може да измери въртящ момент до 12.5Nm. Това позволява да бъдат построени енергийните характеристики на вятърни турбини с по-висок въртящ момент, при по-високи скорости на вятъра, в сравнение преди модернизацията. Работните лопатки се монтират между два носещи диска 7 (Фиг.3.2), като горният диск е прикрепен за работния вал, а долният е лагеруван в основата на статична метална тръба 4. Конструкцията на дисковете е в две разновидности и позволява да се изследват работни колела с различни външни диаметри в диапазона $D_{1r} = 0.4 \div 1m$, с различен брой работни лопатки и различни ъгли на поставянето им. Височината на работните лопатки е $H_r = 0.800$ m. Въртящият момент се предава на генератора чрез еластичен съединител (Фиг.3.3).

3.1.3. Измервателна апаратура и измервани величини

Принципната схема на измервателната система и местата и начина на свързване на уредите са показани на Фиг.3.1. Изборът на измервателната апаратура е съобразен с изискванията на учебния процес и програмата за научни изследвания в областта на ветроенергетиката. Основните характеристики на новите измервателни уреди (дарени на лабораторията от "Спартак" АД – Бургас) са представени в Табл.3.1.

ТРЕТА ГЛАВА: СТЕНД ЗА МОДЕЛНИ ИЗСЛЕДВАНИЯ НА ВЯТЪРНИ ТУРБИНИ С ВЕРТИКАЛНА ОС. ОПИТНИ ИЗСЛЕДВАНИЯ

Табл.3.1. Измервателни уреди.

N₂	Параметър	Тип	Производител	Обхват	Точност
1	Cropoct	EVAD35TH5K1		$0.2 \cdot 20 m/s$	±0.02
1.	Скорост	I VAD551115K1		$0.2 \div 2011/8$	m/s
2.	Въртящ момент	FKA650DR1B04		0.0 ÷ 12Nm	$\pm 0.1\%$
3		EUA 0102	Ahlborn	$1.0 \div 12000$	$\pm 0.02\%$
5.	честота на въртене	FUA 9192		\min^{-1}	1 0.02%
4	Универсален измервателен	Almemo 2590- 2A/-			
4.	уред	4AS		-	-

Скоростта на въздушното течение пред работното колело се измерва с помощта на термоанемометъра D1 (Фиг.3.1). Поради неравномерността на скоростното разпределение се налага осредняване, което в конкретния случай се прави по дебит.

За измерване на честотата на въртене n на работното колело се използва оптичния датчик за обороти D3 (Фиг.3.1). Мощността на вала на турбината (ефективната мощност) се определя посредством въртящия момент М_b и честотата на въртене n:

$$\mathbf{P} = \mathbf{M}_{\mathrm{b}}.\boldsymbol{\Omega} = \mathbf{M}_{\mathrm{b}}.\frac{\boldsymbol{\pi}.\boldsymbol{n}}{\mathbf{30}} \tag{3.1}$$

Въртящият момент се измерва с датчика за момент D2 (Фиг.3.1). Мощността на въздушното течение се определя по израза:

$$P_{w} = \rho_{air.} S_{r.} \frac{\mathcal{C}_{w,s}^{3}}{2}, \qquad (3.2)$$

където ρ_{air} е плътността на въздуха ; $S_r = D_{1r}.H_r$ - условната площ на работното колело, перпендикулярна на вектора на скоростта на течението; C_w - средната скорост на течението.

Плътността на въздуха в лабораторията е пресметната по уравнението:

$$\rho_{air} = \left(\frac{0.0034847}{T}\right) \cdot (p_{atm} - 0.003796 \cdot R_h \cdot e_S), \tag{3.3}$$

където T е температурата на въздуха ; p_{atm} - атмосферното налягане ; R_h - относителната влажност на въздуха ; e_S - налягане на насищане на парите.

Коефициента на мощност Сре:

$$C_{p} = \frac{P}{P_{w}}.$$
(3.4)

3.1.4. Оценка на точността на измерваните величини

Относителната грешка от измерването на въртящия момент ΔM_b и ъгловата скорост $\Delta \Omega$ се определят по зависимостите:

$$\Delta M_{\rm b} = \left(\frac{M_{\rm b} - \delta M_{\rm b}}{M_{\rm b}}\right) .100, \quad (3.5) \qquad \Delta \Omega = \left(\frac{\Omega - \delta \Omega}{\Omega}\right) .100, \quad (3.6)$$

където δM_b и $\delta \Omega$ са абсолютните грешки от отчитането на въртящия момент и ъгловата скорост на работното колело.

Относителната грешка от пресмятането на коефициента на мощност ΔC_p се определя по израза:

$$\Delta C_{p} = \left[1 - \left(\frac{(M_{b} - \delta M_{b}).(\Omega - \delta \Omega)}{0.5.(\rho_{air} - \delta \rho_{air})(H_{r} - \delta H_{r}).(D_{1r} - \delta D_{1r}).(C_{w} - \delta C_{w})^{3}} \right) / \left(\frac{M_{b}.\Omega}{0.5.\rho_{air}.H_{r}.D_{1r}.C_{w}^{3}} \right) \right].100, \quad (3.7)$$

където δH_r , δD_{1r} , δC_w и $\delta \rho_{air}$ са абсолютните грешки от отчитането на височината и външния диаметър на работното колело, средната скорост на течението и плътността на въздуха.

3.2. Опитни изследвания на моделни вятърни турбини с вертикална ос

3.2.1. Опитно изследване на ВТВО Лафонд с оптимизирани работни лопатки

Целта е да се определи ефективността на работни колела с различен брой лопатки и ъгъл на поставяне.

Работните лопатки мога да бъдат най-лесно изработени от цилиндрични РVС тръби. За целта оптимизираната по т.2.3.3 скелетна линия е представена като дъга от окръжност с радиус $R_r = 0.100m$ и хорда $L_r = 0.150m$. Осите на цилиндричните лопатки са поставени по контура на цилиндрична повърхнина с диаметър $D_{0r} = 800mm$, като този размер е съобразен с конструктивните възможности на лабораторния стенд. Изследваните работни колела са съставени от 6, 12, 24, 36 и 48 лопатки, поставени на ъгъл $\varphi_r = 40^0$, 60^0 , 70^0 и 80^0 . Стойностите на геометричните им параметри са в интервала на стойностите на факторите, използвани при проведената числена оптимизация на лопатъчната решетка по т.2.3.2. Физическите изследвания са направени при средна скорост на вятъра 8.067m/s.

3.2.3. Резултати от опитните изследвания на влиянието на геометричните параметри на лопатъчната решетка върху максималната ефективност на моделната ВТВО

Сравнявайки в Табл.3.2 стойностите на оптималните геометрични параметри, получени от численото и физическото изследване, се установява разлика около 4.6%, което потвърждава точността на метода, по който е проведена числената оптимизация в т.2.3.3. Обобщената

Табл.3.2. Сравнение на изчислените оптимални						
стойности с установените от физическото изследване.						
Опт	Оптимален план Физическо изследване					
Zr opt	$\phi_{r opt}$	λ_{opt}	Z _{r opt}	$\phi_{r opt}$	λ_{opt}	
-	0	-	-	0	-	
30	56	0.348	31	54	0.333	

характеристика на Фиг.3.14 представя зависимостта на коефициента на мощност от броя на лопатките и ъгъла им на поставяне в лопатъчната решетка на моделната ВТВО. Оптималната област е от 20 до 47 работни лопатки, с ъгъл на поставяне в интервала от 47⁰ до 64⁰. Данните показват, че ветроколело с 20 цилиндрични лопатки, поставени на ъгъл 53⁰ може да работи със същата ефективност (0.120) като ветроколело с 47 цилиндрични лопатки,



поставени на ъгъл 58⁰. Освен това, при намаляване броя на работните лопатки $Z_r < 10$, ефективността на работното колело не зависи от ъгъла на поставяне φ_r . Оптималната стойност на ъгъла φ_r за която C_p е оптимален е в диапазона 50⁰ – 60⁰, независимо от гъстотата на лопатъчната решетка.

3.3. Опитни изследвания на моделни вятърни турбини с направляващи устройства

3.3.2. Опитно изследване на оптимизирана ВТВО Лафонд с цилиндричен и фронтален

направляващ апарат

Целта е да се установи влиянието на цилиндричен и фронтален направляващ апарат върху характеристиките на ВТВО и да се оптимизират техните основни параметри:

- Броя на направляващите лопатки ($X1 = Z_{gv}$);
- Ъгъла на поставяне на направляващите лопатки ($X2 = \varphi_{gv}$);
- Ъгъла на поставяне на работните лопатки (*X3* = φ _r).

Изследвани са две модификации на цилиндричния направляващ апарат: класически (КНА), който обхваща цялото работно колело (с пълен ъгъл на обхвата)(Фиг.3.23) и фронтален (ФНА), чиито лопатки са позиционирани само във фронталната зона на ветроколелото (Фиг.3.24). Основният елемент в конструкцията на направляващия апарат са направляващите лопатки 1, които са монтирани между двата пръстена 4 и могат да се завъртат около осите си, което води до промяна на ъгъла им на поставяне φ_{gv} . Осите на направляващите лопатки лежат върху цилиндрична повърхнина с диаметър $D_{0gv} = 1.080m$. Минималната стойност на стъпката на решетката t_{gv} , която позволява изследвания направляващ апарат е $t_{gv} = 0.106$, където $t_{gv} = \frac{\pi D_{0gv}}{Z_{gv}}$, z_{gv} – брой направляващи лопатки. Броят

ТРЕТА ГЛАВА: СТЕНД ЗА МОДЕЛНИ ИЗСЛЕДВАНИЯ НА ВЯТЪРНИ ТУРБИНИ С ВЕРТИКАЛНА ОС. ОПИТНИ ИЗСЛЕДВАНИЯ

на направляващите лопатки може да се променя (до 32), а с това и гъстотата на решетката $\sigma_{gv} = \frac{L_{gv}}{Z_{gv}}$. Лопатките на работното колело 2 са монтирани между два диска 3, като осите им лежат върху цилиндрична повърхнина с диаметър $D_{0r} = 0.800m$.



За определянето на оптималните стойности на трите параметъра е използван симетричен план с брой на точките на носителя 14. Оптимизационната задача се решава чрез комплексния метод на М. Вох. В точките от плана се определят стойностите на целевата функция. Използваният регресионен модел е полином от вида:

$$\mathbf{Y} = \mathbf{b}_0 + \sum_{i=1}^m b_i \cdot x_i + \sum_{i=1}^{m-1} \sum_{j=i+1}^m b_{ij} \cdot x_i \cdot x_j + \sum_{i=1}^m b_{ii} \cdot x_i^2.$$

Резултатите са представени в т.4.2.2, където са сравнени с резултатите от численото изследване.

3.5. Обобщение

- 1. Извършена е модернизация на стенда за изследване на ВТВО.
- 2. Разгледани са конструктивните особености на моделната ВТВО и натоварващата система на моделния блок.
- 3. Представени са измерваните величини, измервателната апаратура и обхвата й на точност.
- 4. Показана е методиката, по която са направени опитните изследвания на моделната ВТВО.
- 5. Представени са опитните изследвания на работни колела, с различна конфигурация на лопатъчната решетка.

ТРЕТА ГЛАВА: СТЕНД ЗА МОДЕЛНИ ИЗСЛЕДВАНИЯ НА ВЯТЪРНИ ТУРБИНИ С ВЕРТИКАЛНА ОС. ОПИТНИ ИЗСЛЕДВАНИЯ

- 6. Представени са опитните изследвания на оптимизираното работно колело с цилиндричен направляващ апарат, при различни конфигурации на направляващата лопатъчна решетка.
- 7. Изведени са уравненията, по които се изчислява грешката от измерване и пресмятане на величините.

3.6. Изводи

 В резултат на опитните изследвания на Лафондови работни колела с 6, 12, 24, 36 и 48 цилиндрични лопатки, чиято скелетна линия се доближава то тази на лопатките от оптимизираната лопатъчна решетка, е установена оптималната гъстота на решетката (оптималните стойности на ъгъла на поставяне φ_r, брой лопатки Z_r и тяхната хорда L_r).

ЧЕТВЪРТА ГЛАВА

РЕЗУЛТАТИ ОТ ПРОВЕДЕНИТЕ ИЗСЛЕДВАНИЯ. СРАВНЕНИЕ И АНАЛИЗ НА ХАРАКТЕРИСТИКИТЕ НА ТУРБИНИТЕ, ПОЛУЧЕНИ ЧРЕЗ ЧИСЛЕНО И ФИЗИЧЕСКО МОДЕЛИРАНЕ

4.2.2. Резултати от изследването на оптимизирана ВТВО Лафонд с цилиндричен и фронтален направляващ апарат

Оптималните стойности на управляващите параметрите (кодирани и действителни) за двата модела направляващи апарати (КНА и ФНА), са дадени в Табл.4.8 и Табл.4.9. Оптималните стойности на параметрите за КНА и ФНА са представени в Табл.4.10.

Работните характеристики $C_p = f(M_b)$ за 4 точки от матрицата на плана на експеримента са показани на Фиг.4.13(**a**) за КНА и на Фиг.4.13(**b**) за ФНА (стойностите на варираните параметри са посочени под графиките). Както се вижда, премахването на задните направляващи лопатки (отнася се за ФНА) не оказва значимо влияние върху характеристиките на турбината. Разликите в мощностния коефициент C_p варират между 1% и 1.5%.

Табл.4.8. Опт. стойности на управляващите параметри (КНА).

Nº	Нормализирани	Реални
1	$X1_{optk} = 1.0000$	$X1_{opt} = 31.9999$
2	$X2_{optk} = 1.0000$	$X2_{opt} = 75.9998$
3	$X3_{optk} = 0.8327$	$X3_{opt} = 62.4899$

Табл.4.9. Опт. стойности на управляващите параметрите (ФНА).

NՉ	Нормализирани	Реални
1	$X1_{opt} = 1.0000$	$X1_{opt} = 10.0000$
2	$X2_{opt} = 0.4072$	$X2_{opt} = 61.1076$
3	$X3_{opt} = 0.3023$	$X3_{opt} = 27.6279$

ЧЕТВЪРТА ГЛАВА: РЕЗУЛТАТИ ОТ ПРОВЕДЕНИТЕ ИЗСЛЕДВАНИЯ. СРАВНЕНИЕ И АНАЛИЗ НА ХАРАКТЕРИСТИКИТЕ НА ТУРБИНИТЕ, ПОЛУЧЕНИ ЧРЕЗ ЧИСЛЕНО И ФИЗИЧЕСКО МОДЕЛИРАНЕ

Гаол.4.10. Оптимални стоиности на параметрите					
Параметър	КНА	ФНА			
Брой направляващи лопатки - Z _{gv}	32	16			
Бгъл на поставяне на направляващите лопатки – ϕ_{gv} , ⁰	76	76			
Ъгъл на поставяне на работните лопатки $-\phi_r$, ⁰	63	60			

- 1 10 0 т.б

Това означава, че лопатъчната решетка на цилиндричния направляващ апарат, който обхваща цялото работно колело, не създава значими хидравлични загуби. Това е една от причините за по-високата ефективност на турбината.



В Табл.4.11 са сравнени оптималните стойности $\phi_{gv opt}$ на направляващите лопатки и $\varphi_{r \text{ opt}}$ на работните лопатки, получени от физическото изследване и от оптимизацията в т.2.4.2 на ВТВО с цилиндричен направляващ апарат. Относителните разлики в оптималните стойности на ъглите $\phi_{gv opt}$ и $\phi_{r opt}$ са съответно 11% и 7%. Те се дължат на общата грешка от численото изследване с ИМФ и отклоненията на полинома на получения регресионен модел с 8% в оптималната област.

Табл.4.11. Сравнение на оптимални стойности, получени от численото и физическо изследване на ВТВО с КНА.

Установени оптимални стойности на						
Числено изследване Физическо изследване						
$\phi_{\text{gv opt}}$	$\phi_{r opt}$	$\phi_{\text{gv opt}}$	$\phi_{\rm r \ opt}$			
0	0	0	0			
68	59	76	63			

ЧЕТВЪРТА ГЛАВА: РЕЗУЛТАТИ ОТ ПРОВЕДЕНИТЕ ИЗСЛЕДВАНИЯ. СРАВНЕНИЕ И АНАЛИЗ НА ХАРАКТЕРИСТИКИТЕ НА ТУРБИНИТЕ, ПОЛУЧЕНИ ЧРЕЗ ЧИСЛЕНО И ФИЗИЧЕСКО МОДЕЛИРАНЕ

Зависимостта на максималния мощностен коефициент C_p от броя на лопатките в направляващата решетка Z_{gv} и техния ъгъл на поставяне ϕ_{gv} е показано на Фиг.4.15(а). Най-ниска ефективност се наблюдава при малките ъгли на направляващите лопатки ϕ_{gv} ,



аналогично на резултатите, представени в т.2.4.3 (числена оптимизация на ВТВО с KHA). Противно на очакванията, сгъстяването на направляващата лопатъчна решетка не оказва значимо влияние върху коефициента на мощност при малките стойности на фум. Това означава, че ниската ефективност на ВТВО не се дължи на стесняването на светлото сечение пред работното колело, а по-скоро на засенчването на определени области на работната лопатъчна решетка. Увеличаването на ъгъла на поставяне фду и броя направляващите лопатки на Zgv повишава ефективността на турбината до 20%, като получените стойности на $\phi_{gv opt}$ и



Фиг.4.16. Сравнение на работните характеристики получени от численото и физическо изследване на ВТВО Лафонд с КНА: (а) с 32 направляващи лопатки, поставени на ъгъл 76^{0} ; (b) с 24 направляващи лопатки, поставени на ъгъл 51^{0} .

φ_{r opt} попадат в оптималната област на Фиг.2.36 (т.2.4.3). Оценка на грешката от численото изследване с ИМФ можем да направим като сравним работните характеристики на ВТВО с КНА и с ФНА, получени по числен и експериментален път (Фиг.4.16 и Фиг.4.17). Забелязва

ЧЕТВЪРТА ГЛАВА: РЕЗУЛТАТИ ОТ ПРОВЕДЕНИТЕ ИЗСЛЕДВАНИЯ. СРАВНЕНИЕ И АНАЛИЗ НА ХАРАКТЕРИСТИКИТЕ НА ТУРБИНИТЕ, ПОЛУЧЕНИ ЧРЕЗ ЧИСЛЕНО И ФИЗИЧЕСКО МОДЕЛИРАНЕ

се сходния характер на изменение на мощностния коефициент C_p в изследвания интервал, като характеристиките от двете изследвания са отместени една спрямо друга по направлението на λ . Относителната грешка на коефициента на мощност в оптималните режими на работа е 2.5% за ВТВО с КНА, съставен от 32 направляваши лопатки (Фиг.4.16(**a**)), 7% - при КНА с 24 направляващи лопатки (Фиг.4.16(**b**)) и 2% при численото изследване на ВТВО с ФНА, състоящ се от 16 направляващи лопатки (Фиг.4.17).



Относителната грешка от численото изследване на скоростния параметър λ в оптималния режим на работа е съответно 24% (Фиг.4.16 (а)), 25% (Фиг.4.16 (b)) и 14.3% (Фиг.4.17). Тези разлики обясняват отклоненията на установените оптимални Табл.4.11, стойности в тъй като с ИМΦ пресметнатия мощностен коефициент Ср се отнася за един и същ скоростен параметър λ за всички варианти от т.2.4.3. Максималната относителна грешка от численото изследване на коефициента на мощност Ср извън оптималната област е: 15.4% за $\lambda = 0.21$ и 25% за $\lambda = 0.88$ (Фиг.4.16(**a**)); 28% за

 $\lambda = 0.2$ и 25% за $\lambda = 0.2$ (Фиг.4.16(b)) и 15.2% за $\lambda = 0.28$ и 17% за $\lambda = 0.60$ (Фиг.4.17). Използването на цилиндричен направляващ апарат несъмнено повишава ефективността на работния процес на моделната ВТВО.

4.4. Изводи

- 1. При направените числени и опитни изследвания на ВТВО с КНА и ФНА са установени разликите в мощностния коефициент C_p и скоростното отношение λ, разликите в оптималните стойности на геометричните параметри и влиянието на направляващата лопатъчна решетка върху хидравличните загуби.
- 2. Въпреки значимите отклонения на C_p^{*} и λ_{opt} при някои от вариантите, сходният характер на изменение на теоретичните и експерименталните характеристики е показателен. Следователно, избраният математичен модел е подходящ за численото моделиране на ветроколела на ВТВО.

ПЕТА ГЛАВА

РАЗРАБОТВАНЕ НА ЛАФОНДОВИ ВЯТЪРНИ ТУРБИНИ

5.1. Конструкция, технологични особености

Представената на Фиг.5.1 конструкция на ВТВО с прави цилиндрични лопатки и класически направляващ апарат (КНА) е изработена на база резултатите от опитните изследвания на моделни вятърни двигатели, проведени в лаборатория ХЕХТ на ТУ София. При тази конфигурация ефективността на турбината се удвоява, при пълна независимост от посоката на вятъра.



Работното колело 1 е съставено от вал, носещ и крепежен алуминиев диск. Работните лопатки, ca закрепени за дисковете в двата края на вала на работното колело С помощта на сегменти от тръба. За правоъгълна олекотяване на конструкцията, турбината е със кух вал на който в двата края са заварени пети с присъединителни фланци.

Фиг.5.1. Конструктивна схема и 3D модел на вятърната турбина.

Работното колело предава въртящия момент посредством твърд съединител на втори аксиално фиксиран вал, лагеруван в лагерната кутия, поставена върху носещата платформа. Тежестта на ротора се поема от петови сачмен лагер, а радиалната сила генерирана от напречното обтичане на работното колело - от радиален сачмен лагер. Лагерите могат да издържат 20 години в условията на средни циклични натоварвания. Палцовият съединител 5 предава въртящия момент на генератора 6. Той е закрепен за регулиращата плоча 7, която позволява отместване в аксиално и радиално направление.

Генераторът е фиксиран в аксиално направление чрез дистанционна втулка, гайки и законтряща шайба, а в радиално направление от щифт. Носещата плоча на генератора може да се придвижва по шпилкити, като така се облекчава монтажа, демонтажа и центроването на генератора. Цилиндричният направляващ апарат 2 е монтиран върху тръбна поцинкована носеща конструкция 3, закрепена за платформата 8. Тръби, изпълняващи ролята на дистанционни втулки, центрират направляващия апарат спрямо външния диаметър на работното колело. Направляващите лопатки са монтирани за външния пръстен на направляващия апарат 2 чрез правоъгълни планки.

5.4. Технико-икономическа оценка

В Табл.5.1 е направена оценка на капиталовложенията, необходими за изработването на Лафондов ветрогенератор с номинална мощност 1kW при разчетна скорост на вятъра 10m/s. Направените изчисления показват, че за тази инвестиция са необходими около 3600лв. А за ветрогенератор без направляващо устройство - около 2400лв. Според данните от проведените изследвания, цилиндричният направляващ апарат повишава почти двойно мощността на турбината. Два прототипа на ВТВО Лафонд без направляващо устройство ще струват около 4800лв, което е с 1200лв повече от цената на една турбина с направляващ апарат. Следователно, от финансова гледна точка си струва използването на направляващо устройство при този тип ветротурбини.

Сравнение на цената за изработка на прототип НЕНТ II (ВТВО с КНА) с пазарните цени (включващи доставка и монтаж) на вятърни двигатели от същия тип е направено на Фиг.5.21.

Наименование	Стойност без ДДС, лв				
	Материали	Труд	Общо		
Работно колело	800	200	1000		
Направляващ апарат	600	200	800		
Скрепителни елементи	340	-	340		
Носеща конструкция	276	210	486		
Лагери	40	-	40		
Генератор	800	-	800		
Предавка	80	-	80		
Монтажни работи	2936	610	3546		





Фиг.5.21. Сравнение на пазарните цени на Лафондови вятърни турбини с цената за изработка на прототип НЕНТ II.

Разликите в капиталовложенията за ВТВО с мощност от 1kW до 3kW в номиналния режим на работа е около 4500лв. Наблюдава се рязко покачване на пазарните цени на ветродвигатели с вертикална ос, генериращи над 3kW мощност, като максималната ценова разлика спрямо НЕНТ II достига до 35000лв за 8kW мощност.



Ha Фиг.5.22 ca сравнени енергийните характеристики на ВТВО НЕНТ I и НЕНТ II с характеристиките на предлагана на пазара вятърна турбина от съшия тип. Графиките показват мининална разлика от 1.7% в ефективността на ВТВО НЕНТ II и Iasos, при скорост на вятъра 3m/s. в изследваната турбина. полза на Максимална разлика в мощностния коефициент от 5.8% се наблюдава при скорост 5m/s, в полза на НЕНТ II. Оптимизираните ВТВО НЕНТ І и НЕНТ II работят с почти постоянна ефективност от 12% и 21% при скорости над 4m/s и 5m/s, докато тази

на ВТВО Iasos ефективността нараства непрекъснато в изследвания скоростен диапазон, достигайки до 18%.

5.6. Обобщение

- 1. Предложена е конструкция на прототип на ВТВО Лафонд с направляващ апарат. Представени са нейните технологични особености.
- 2. Предложена е методика за пресмятане на ВТВО Лафонд със и без направляващ апарат, получена на база проведените изследвания.
- 3. Представена е технико-икономическа оценка на разработения прототип на ВТВО Лафонд със и без направляващ апарат.
- 4. Направено е сравнение на енергийните характеристики на оптимизираната ВТВО с ветродвигатели от същия тип, предлагани на пазара.

ИЗВОДИ

На основата на получените резултати могат да бъдат направени следни изводи:

- 1. Габаритните размери на околното изчислително пространство и гъстотата на мрежата около лопатъчната решетка оказват значително влияние върху изчислената стойност на въртящия момент на ВТВО Лафонд.
- 2. Двумерното моделиране на течението през лопатъчната решетка на ВТВО Лафонд с турбулентния модел К-ω SST може да пресметне оптималния режим на работа на турбината със задоволителна точност. Относителната грешка между изчислените и установени стойности на работните характеристики зависи от броя на лопатките и ъгъла им на поставяне в лопатъчната решетка. Максималната установена относителна грешка на мощностния коефициент е 12%.
- 3. Двумерното моделиране на течението през ВТВО Лафонд с цилиндричен направляващ апарат, с турбулентния модел К-ω SST, пресмята работните й характеристики със сравнително по-голяма точност. Максималната установена разлика на мощностния коефициент е 0.8%, като характера на изменение на изчислената и реалната работна характеристика е идентичен.
- Оптималните стойности на геометричните параметри, получени от проведените числени оптимизации се доближават до установените по опитен път. От това следва, че с ИМФ и метода на плъзгащите мрежи могат да се извършат оптимизации на напречни работни колела.
- 5. Определения оптимален брой работни лопатки на ВТВО Лафонд е между 20 и 36.
- 6. Установената оптимална стойност на ъгъла на поставяне на работните лопатки е между 50⁰ и 65⁰.
- 7. Използването на цилиндричен направляващ апарат подобрява значително енергийната характеристика на ВТВО Лафонд.
- 8. Направената технико-окономическа оценка показва, че изработката на прототип на ВТВО Лафонд с максимална мощност от 8kW може да бъде с около 31000лв по-евтина, спрямо пазарната цена на ветродвигатели от подобен тип.

ПРИНОСИ

• Нучно-приложни приноси

- 1. Установена е оптималната гъстота на лопатъчната решетка на Лафондово работно колело, при която турбината работи с максимална ефективност.
- 2. Установено е влиянието на профила на работните лопатки върху ефективността на ВТВО Лафонд.
- 3. Определена е оптималната форма на работните лопатки на ВТВО Лафонд.
- 4. Представено е влиянието на профила на направляащите лопатки на КНА върху ефективността на ВТВО Лафонд.

- 5. Определена е оптималната форма на направляващите лопатки на цилиндричен направляващ апарат.
- 6. Установено е влиянието на броя направляващи лопатки вътху ефективността на ВТВО Лафонд.

• Приложни приноси

- 1. Разработена е конструкция на моделна ВТВО, подходяща за научноизследователски и учебни цели.
- 2. Разработена е методика за пресмятане на Лафондов вятърен двигател със и без цилиндричен направляващ апарат.
- 3. Разработена е компютърна програма за пресмятане на лопатъчната решетка на Лафондово работно колело и цилиндричния направляващ апарат.
- 4. Разработена е конструкция на Лафондов вятърен двигател.

ПРАКТИЧЕСКА ЦЕННОСТ НА РАБОТАТА

Разработена е конструкция на Лафондов вятърен двигател. На база резултатите от проведените изследвания е създадена компютърна програма за пресмятане на Лафондови вятърни турбини със и без цилиндричен направляващ апарат, които да работят с по-висока ефективност в условията на Българския ветрови енергиен потенциал, в сравнение с ВТВО от друг тип.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Направена е оптимизация на лопатъчната решетка на Лафондово работно колело с помощта на ИМФ и метода на плъзгащите се мрежи, като е използван D-оптимален композиционен план. Установено е влиянието на габаритните размери на изчислителната област и гъстотата на изчислителната мрежа върху въртящия момент на работното колело. Извършена е оптимизация на Лафондова турбина с цилиндричен направляващ апарат с помощта на ИМФ и метода на плъзгащите се мрежи.

Разработена е оригинална конструкция на моделна ВТВО, която позволява изследване на различни видове работни колела и направляващи устройства. Направено е сравнение на работните характеристики на ВТВО Лафонд, получени по числен и опитен път. Установен е сходния характер на изменение на характеристиките в изследвания интервал на скоростното отношение λ , като максималната относителна грешка в мощностния коефициент е от 6% до 12%. Максималната относителна грешката от пресмятането на оптималния режим на работа на моделната ВТВО е 6%.

Опитно е установена оптималната гъстота на лопатъчната решетка на цилиндричния направляващ апарат на ВТВО Лафонд. При сравнение на работните характеристики с

направляващ апарат, получени по числен и опитен път е отчетена максимална разлика в мощностния коефициент 2.5%. Изследвано е влиянието на скоростта на вятъра върху ефективността на ВТВО Лафонд. Установена е номиналната скорост на вятъра, при която турбината работи с максимална ефективност.

Предложена е конструкция на прототип на ветродвигател Лафонд с оптимизираните параметри на лопатъчната решетка. Създадена е методика за пресмятане на ВТВО със и без цилиндричен направляващ апарат. Направена е оценка на необходимите капиталовложения за изработката на прототип. Сравнени са енергийните характеристики на оптимизирана ВТВО Лафонд с вятърни турбини от същия тип, предлагани на пазара. Разработена е компютърна програма за пресмятане на Лафондови работни колела със и без цилиндричен направляващ апарат.

СПИСЪК НА ПУБЛИКАЦИИТЕ ПО ДИСЕРТАЦИЯТА

- Обретенов, В., Р. Илиев. Нова моделна вятърна турбина с вертикална ос. Научна конференция ЕМФ'2018, сборник доклади, стр. 287-294, Созопол, 2018, ISSN 1314 – 5371.
- 2. Obretenov, V., R. Iliev, Experimental study of Darrieus wind turbine runners. Proceedings of the Scientific Conference EMF `2019, pp. 278-282, Sozopol, 2019, ISSN 1314 5371.
- 3. R. Iliev. A CFD analysis of the performance characteristics of different Darrieus turbine runners. 25th Scientific Conference on Power Engineering and Power Machines (PEPM), Sozopol, 2020.
- V. Obretenov, R. Iliev, "Determination of The Optimal Parameters of a Vertical Axis Wind Turbine with Cylindrical Guide Vane Unit, 6th International Symposium on Environment-Friendly Energies and Applications (EFEA), pp. 1-5, doi: 10.1109/EFEA49713.2021.9406245, 2021.

Забележка: В имената на част от публикациите фигурира името на ВТВО тип Дариус, защото изследваната вятърна турбина Лафонд, бе възприета първоначално като ВТВО Н-ротор с цилиндрични лопатки, която е разновидност на ВТВО Дариус.

ANNOTATION

In this dissertation is performed study of small scale vertical axis wind turbines. A type of vertical wind turbine is presented, which can work efficiently in the conditions of the Bulgarian wind energy potential. Numerical optimization of the geometric parameters of the turbine's runner with and without guiding device was performed. The optimal values of the number of blades, their chord and pitch angle in the blade cascade are determined. The results from the numerical and experimental studies are presented, which show the influence of the camber line of the blades on the operating characteristics of the turbine. The workflow through the blade cascade of the wind turbine with different guide devices was studied with the help of the computational fluid dynamics (CFD). A method for calculating the runner's blades and the cylindrical guiding device of turbine with vertical axis is described. A construction of a vertical wind turbine with and without a cylindrical guide device has been developed, which will be used to utilize the wind potential in Bulgaria. A methodology for its structural strength sizing has been proposed. A technical and economic evaluation of the project has been made. A computer program for calculating Lafond vertical wind turbines with and without a cylindrical guiding device has been developed.