

IPPT Report on Fundamental Technological Research

6/2013

Arkadiusz Mróz

Adaptacyjna absorpcja obciążeń
od ekstremalnych podmuchów wiatru
w turbinach wiatrowych

Rozprawa doktorska

Promotor: dr hab. inż. Janusz Grzędziński

Instytut Podstawowych Problemów Techniki
Polska Akademia Nauk

Warszawa 2013

IPPT Reports on Fundamental Technological Research

ISSN 2299-3657

ISBN 978-83-89687-86-9

Kolegium Redakcyjne/Editorial Board:

Wojciech Nasalski (Redaktor Naczelny/Editor-in-Chief),
Paweł Dłużewski, Zbigniew Kotulski, Wiera Oliferuk,
Jerzy Rojek, Zygmunt Szymański, Yuriy Tasinkevych

Recenzenci/Reviewers:

prof. dr hab. inż. Piotr Doerffer, IMP PAN
dr hab. inż. Tomasz Szolc, prof. IPPT PAN

Rozprawa doktorska obroniona
w IPPT PAN 24 kwietnia 2013 roku.
Praca wpłynęła do redakcji 25 listopada 2013 roku.

Copyright © 2013 by IPPT PAN

Instytut Podstawowych Problemów Techniki Polskiej Akademii Nauk (IPPT PAN)
(Institute of Fundamental Technological Research Polish Academy of Sciences)
Pawińskiego 5B, PL 02-106 Warszawa, Poland

Druk/Printed by:

EXPOL, P. Rybiński J. Dąbek Sp. J., Brzeska 4, 87-800 Włocławek, Poland

Podziękowania

Składam serdeczne podziękowania mojej żonie za Jej wsparcie, pomoc i cierpliwość.

Dziękuję również firmie Adaptronica Sp. z o. o., za wsparcie finansowe w realizacji części zadań niniejszej pracy w ramach projektu „Innowacyjne technologie dla poprawy bezpieczeństwa małego lotnictwa SWING (Safe Wing)”, Nr UDA-POIG.01.04.00-14-100/09-00, UDA-POIG.04.01.00-14-100/09-00, współfinansowanego ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego w ramach działań 1.4 - 4.1 Programu Operacyjnego Innowacyjna Gospodarka.

Prace badawcze oraz opracowanie rozprawy doktorskiej były finansowane ze środków na naukę w latach 2010-2012 jako projekt badawczy „Adaptacyjna absorpcja obciążeń od ekstremalnych podmuchów wiatru w turbinach wiatrowych”, nr N N501 1567 38.

Badania realizowane były w ramach Projektu „Monitorowanie Stanu Technicznego Konstrukcji i Ocena Jej Żywotności”, nr projektu POIG.01.01.02-00-013/08-00. Projekt współfinansowany ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego w ramach Programu Operacyjnego Innowacyjna Gospodarka.

Ponadto, badania realizowane były w ramach Projektu „Nowoczesne technologie materiałowe stosowane w przemyśle lotniczym”, nr projektu POIG.01.01.02-00-015/08-00. Projekt współfinansowany ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego w ramach Programu Operacyjnego Innowacyjna Gospodarka.

Adaptacyjna absorpcja obciążeń od ekstremalnych podmuchów wiatru w turbinach wiatrowych

Arkadiusz Mróz

Instytut Podstawowych Problemów Techniki, Polskiej Akademii Nauk

Abstrakt

W pracy przedstawiono koncepcję łagodzenia skutków działania ekstremalnych podmuchów wiatru na łopaty turbin wiatrowych. Zaproponowane zostało uzupełnienie istniejących, aktywnych mechanizmów nastawiania kąta łopaty o dodatkowy system, który umożliwi redukcję naprężeń w nasadzie łopaty w trakcie narastania ekstremalnych podmuchów wiatru. Zaprezentowane rozwiązanie pólaktywne nie wymaga wprowadzania dodatkowych źródeł ani akumulatorów energii, gdyż wykorzystuje ono energię obecną w strumieniu powietrza do tego, aby szybko obrócić łopatę w kierunku położenia "w chorągiewkę" i w ten sposób złagodzić narastające w trakcie podmuchu obciążenia aerodynamiczne.

Opracowany został własny model numeryczny w oparciu o metodę modalną oraz teorię pasową strumienia śmigłowego. Wykonano szereg symulacji pięciomegawatowej turbiny wiatrowej, w tym obliczenia obejmujące pracę w stanie ustalonym, odpowiedź na ekstremalny podmuch wiatru, a także proces hamowania awaryjnego. Wykazano, iż możliwe jest szybkie zredukowanie obciążeń aerodynamicznych działających na łopaty turbiny wiatrowej przez wysprężenie skrętnego połączenia łopaty z piastą, i następnie kontrolę procesu obrotu łopaty wokół swojej osi w trakcie narastania podmuchu wiatru. Średnia prędkość obrotu łopaty może być znacząco wyższa niż maksymalne prędkości uzyskiwane przez istniejące mechanizmy nastawiania kąta łopaty.

Celem drugiej części pracy było wykazanie, na drodze prostego doświadczenia w tunelu aerodynamicznym, że łopaty wirnika wyposażone w odpowiedni mechanizm wraz z układem sterowania, mogą obrócić się w kierunku ustawienia "w chorągiewkę" oraz, że obrotowi takiemu towarzyszy spadek obciążeń aerodynamicznych w nasadzie łopaty. W oparciu o hamulec magnetoreologiczny zaprojektowane zostało połączenie łopaty i piasty o regulowanej sztywności skrętnej. Testy przeprowadzono na modelowej turbinie wiatrowej o średnicy dwóch metrów. Ponadto wykonano szereg symulacji numerycznych w celu porównania wyników testów z odpowiedzią modelu numerycznego i uzyskano zadowalającą zgodność wyników.

Extreme gust load alleviation in wind turbines

Arkadiusz Mróz

Institute of Fundamental Technological Research, Polish Academy of Sciences

Abstract

A new concept of extreme operating gust loads alleviation in wind turbines has been presented. A new system has been proposed, as an extension of existing, active pitch control mechanisms, which allows for reduction of stresses in a blade root, in response to a rising extreme gust. No energy sources or accumulators are required in the proposed semi-active solution as it utilizes the energy of the wind stream in order to turn the blade to feather and thus mitigate the aerodynamic loads induced during the rise of an extreme gust.

The aim for the carried out numerical simulations was to demonstrate the effectiveness of the solution at the teoretical, academic level. A numerical model has been elaborated based on the Modal method and Blade Element Momentum (BEM) theory. A number of numerical simulations has been carried out for a five megawatt turbine, including steady state analysis, extreme operating gust response and emergency braking. Numerical results show that it is feasible to rapidly reduce aerodynamic loads acting on a wind turbine blades by means of unclutching the torsional connection between the blade and the hub and controlling the rotation process in response to a sudden gust. The average rotational velocity of the unclutched blade may significantly exceed maximum velocities obtained by existing pitch control mechanisms.

The goal of a simple experiment in a wind tunnel described in the second part of the work was to prove that the wind turbine blades equipped with the adaptive clutch together with control system may be turned to feather under aerodynamic torsional moment and this is accompanied by the decrease in remaining reaction moments in the blade root. The core of the adaptive device was a magnetoreological clutch capable to adjust the torsional stiffness of the blade root. The tests were carried out on a two-meter diameter model wind turbine with tensometers in the blade roots allowing for monitoring of the blade root reaction forces.

Spis treści

1. Wstęp	1
1.1 Wprowadzenie i cel pracy	1
1.2 Przegląd literatury związanej z tematem pracy	3
1.3 Motywacja podjęcia tematu	8
1.4 Zagadnienia omawiane w poszczególnych rozdziałach	11
2. Podmuchy wiatru jako obciążenie dynamiczne turbin wiatrowych	15
2.1 Charakterystyka rzeczywistych podmuchów	15
2.2 Ujęcie normatywne	18
3. Koncepcja adaptacyjnego połączenia łopaty i piasty	25
3.1 Połączenie łopaty z piastą w turbinach wiatrowych z nastawianym ką- tem łopaty	25
3.2 Opis koncepcji	27
4. Model turbiny wiatrowej	35
4.1 Wprowadzenie	35
4.2 Model ze sztywnymi łopatomami	36
4.2.1 Założenia	36
4.2.2 Sformułowanie równań ruchu	37
4.3 Obciążenia aerodynamiczne	44
4.3.1 Teoria strumieniowa elementu łopaty	44
4.3.2 Uogólnione siły aerodynamiczne	47
4.4 Metoda modalna	49
4.4.1 Drgania własne	49
4.4.2 Ortogonalność wektorów własnych	52
4.4.3 Transformacja współrzędnych	53
4.4.4 Sformułowanie równań ruchu we współrzędnych modalnych	54
4.4.5 Uwzględnienie tłumienia	56
4.4.6 Transformacja do układu równań pierwszego rzędu	57
4.4.7 Wektor sił uogólnionych w metodzie modalnej	58
4.4.8 Przystosowanie łopaty do reakcji na podmuch w metodzie modalnej	59

5. Wyniki symulacji numerycznych	61
5.1 Dane liczbowe	61
5.1.1 Turbina referencyjna projektu <i>UpWind</i>	61
5.1.2 Własności strukturalne łopaty	61
5.1.3 Własności aerodynamiczne łopaty	62
5.1.4 Sterowanie turbiną wiatrową	66
5.2 Drgania własne	67
5.3 Stan ustalony	70
5.4 Odpowiedź na podmuch	81
5.4.1 Uwzględnienie tłumienia konstrukcyjnego	81
5.4.2 Symulacje odpowiedzi na podmuch wiatru	82
5.5 Odpowiedź na podmuch przy reakcji łopat	86
5.5.1 Przystosowanie łopaty do reakcji na podmuch	86
5.5.2 Podmuch normatywny	88
5.5.3 Powiększony podmuch normatywny	91
5.6 Awaryjne łagodzenie obciążeń	95
6. Weryfikacja eksperymentalna	103
6.1 Wstęp	103
6.2 Sprzęgło adaptacyjne w skali laboratoryjnej	103
6.2.1 Założenia do projektu	103
6.2.2 Dodatkowy mimośród	104
6.2.3 Budowa sprzęgła adaptacyjnego	105
6.3 Opis stanowiska eksperymentalnego	106
6.3.1 Tunel aerodynamiczny	106
6.3.2 Modelowa turbina wiatrowa	108
6.3.3 Łopaty	109
6.4 Układ pomiarowo-kontrolny	113
6.4.1 Układ tensometrów	113
6.4.2 Układ regulacji sztywności sprzęgła	115
6.5 Wyniki testów	116
6.5.1 Wstęp	116
6.5.2 Obrót łopaty na skutek wysprzęglenia	117
6.5.3 Obciążenia zmierzone w nasadzie łopaty	119
6.5.4 Porównanie z wynikami symulacji numerycznych	122
6.6 Podsumowanie i wnioski	124
7. Zakończenie	127
A. Teoria pasowa	129
B. Teoria strumienia śmigłowego	133
C. Teoria strumieniowa elementu łopaty	139

<i>Spis treści</i>	9
Summary	143
Bibliografia	146

Wstęp

1.1 Wprowadzenie i cel pracy

Moc zawarta w strumieniu powietrza rośnie z trzecią potęgą prędkości wiatru i tylko liniowo ze wzrostem rozmiarów wirnika turbiny wiatrowej. Z tej podstawowej zasady wynika potrzeba posadowienia turbin w lokalizacjach o możliwie korzystnych warunkach wietrznych, tj. albo tam, gdzie średnia roczna prędkość wiatru jest możliwie duża, albo na coraz większej wysokości nad poziomem terenu. Zakładając jednak, że wybór lokalizacji jest dokonany, pozostają jedynie dwa parametry mające wpływ na moc mechaniczną generowaną przez turbinę wiatrową. Są to współczynnik mocy C_p oraz powierzchnia wirnika A , zgodnie ze wzorem:

$$P_{mech} = \frac{1}{2} \rho C_p A V_{wind}^3. \quad (1.1)$$

Współczynnik mocy określa stosunek pomiędzy mocą dostępną w strumieniu powietrza, a mocą mechaniczną generowaną przez wirnik. Jego wartości zależą od konstrukcji wirnika, przy czym maksymalna, teoretyczna wartość nie może przekraczać 0,5926, czyli tzw. limitu Lanchestera-Betza-Joukowskiego [1]. Współczynnik mocy jest funkcją stosunku prędkości liniowej końcówki łopaty do prędkości wiatru, a jego utrzymanie na maksymalnym poziomie w możliwie szerokim zakresie prędkości wiatru stało się podstawą sterowania turbin wiatrowych o zmiennej prędkości obrotowej. Obecnie, jedynie nieznaczne zwiększenie tego współczynnika jest możliwe do osiągnięcia za pomocą nowych rozwiązań różnych szczegółów konstrukcji wirnika. Pozostaje zatem tylko jeden parametr, który, przynajmniej teoretycznie, umożliwi istotne zwiększanie mocy turbiny. Jest nim powierzchnia wirnika. Istnieje oczywiście szereg czynników związanych z wytrzymałością elementów konstrukcji, z oddziaływaniem na środowisko (na przykład generowany hałas), jak i natury ekonomicznej, które nakładają ograniczenia na rozmiar wirnika, niemniej trwała tendencja do wprowadzania do użytku coraz większych turbin wiatrowych jest wyraźna od kilkunastu lat [2], i najprawdopodobniej nie zmieni się w najbliższej przyszłości [3]. Szczególne

miejsce zajmuje tutaj rozwój turbin wiatrowych usytuowanych na morzu, gdyż z jednej strony korzystają one z często niedostępnych na lądzie warunków wietrznych, a z drugiej strony mają ograniczone oddziaływanie na przyrodę, czy środowisko życia człowieka, co potencjalnie umożliwia stawianie farm wiatrowych złożonych z turbin o bardzo dużych rozmiarach. Nie bez znaczenia pozostaje też fakt, że typowa farma wiatrowa o określonej mocy, złożona z małych turbin jest mniej wydajna niż farma o tej samej mocy, złożona z dużych turbin, ponieważ w tej ostatniej więcej procentowo turbin będzie zajmowało najkorzystniejsze, skrajne położenie. Czynniki te, a także inne, omówione w dalszej części pracy, wpływają na to, iż istotny wysiłek związany z rozwojem technologii turbin wiatrowych wkładany jest w stworzenie wirników o średnicach przekraczających 150 m oraz mocach znamionowych ponad 5 MW.

Ekstremalnym podmuchom wiatru towarzyszy często nadmierne wyężenie nasady łopaty, co z kolei stanowi jedną z najistotniejszych przeszkód na drodze do dalszego zwiększania rozmiarów wirnika turbin wiatrowych. Celem niniejszej pracy jest przedstawienie koncepcji nowego połączenia łopaty i piasty, które umożliwi redukcję naprężeń w nasadzie łopaty w trakcie narastania ekstremalnych podmuchów wiatru. Zaproponowane rozwiązanie półaktywne stanowi próbę rozszerzenia zakresu stosowalności metod adaptacyjnej absorpcji impaktu (ang. *Adaptive Impact Absorption*) [4–6] na dziedzinę turbin wiatrowych. Postawiony cel zrealizowany został zarówno teoretycznie, na drodze symulacji numerycznych, jak i eksperymentalnie, na drodze testów w tunelu aerodynamicznym.

Zaprezentowany sposób łagodzenia skutków ekstremalnych podmuchów nie wymaga wprowadzania dodatkowych źródeł ani akumulatorów energii, gdyż wykorzystuje energię obecną w strumieniu powietrza do tego, aby szybko obrócić łopatę w kierunku położenia „w chorągiewkę” i w ten sposób złagodzić narastające w trakcie podmuchu obciążenia aerodynamiczne. Dodatkowo koncepcję można również wykorzystać do hamowania awaryjnego, a także do złagodzenia obciążeń w czasie zaniku zasilania. Istniejące mechanizmy aktywne są wyposażone w akumulator energii niezbędny do złagodzenia obciążeń w czasie zaniku zasilania, co niesie ze sobą określone koszty i inne niedogodności. Proponowane rozwiązanie nie wymaga akumulatora energii aby złagodzić obciążenia działające na turbinę w czasie zaniku zasilania.

W pracy przedstawiono także wyniki szeregu symulacji numerycznych dla pięciomegawatowej turbiny wiatrowej, wyposażonej w półaktywny mechanizm łagodzenia obciążeń. Wyprowadzony został układ równań ruchu metody modalnej, a następnie przedstawione zostały wyniki obliczeń dla przyjętych danych liczbowych.

W dalszej części pracy pokazane zostały wyniki testów przeprowadzonych w

tunelu aerodynamicznym przy Uniwersytecie Technicznym w Delft, w Holandii. Zaprojektowane i wykonane zostało połączenie łopaty i piasty o regulowanej sztywności skrętnej. Głównymi elementami urządzenia, tworzącymi mechanizm łagodzenia obciążeń było sprzęgło magnetoreologiczne przenoszące moment skręcający oraz obudowa przenosząca momenty zginające oraz siłę odśrodkową. Eksperymenty przeprowadzono na modelowej turbinie wiatrowej o średnicy około dwóch metrów, umożliwiającej pomiar obciążeń w nasadzie łopat w trakcie ruchu obrotowego. Celem testów było pokazanie obrotu łopat wokół swojej osi pod działaniem skręcającego momentu aerodynamicznego oraz towarzyszącego mu spadku wartości reakcji dynamicznych w nasadzie łopat.

1.2 Przegląd literatury związanej z tematem pracy

Od początku lat dziewięćdziesiątych dwudziestego wieku obserwuje się trwały trend wzrostowy rozmiaru wirników turbin wiatrowych [2, 7]. Wraz ze wzrostem rozmiarów wirnika rośnie znaczenie różnych aspektów projektowania i wykonania łopat, choćby ze względu na rosnący udział kosztów związanych z łopatami względem ogólnych kosztów turbiny. Ostateczne ukształtowanie łopaty jest wynikiem kompromisu pomiędzy wieloma różnymi czynnikami, jak wydajność, obciążenia aerodynamiczne, koszty materiałowe, ciężar, czy różne efekty dynamiczne (stabilność aeroelastyczna [8], odległość końcówki łopaty od wieży [2], i inne). Decydujące znaczenie przy projektowaniu łopat mają zazwyczaj przypadki obciążenia związane z dynamicznym działaniem podmuchów oraz z obciążeniami zmęczeniowymi [9, 10]. Ekstremalne obciążenia dynamiczne wpływają przede wszystkim na wyężenie nasady, która w dużych łopatach staje się relatywnie wiotka oraz na wyężenie łożysk w połączeniu łopat z piastą. Z kolei obciążenia zmęczeniowe mają istotne znaczenie przy projektowaniu struktury łopaty, w szczególności stosowanych zazwyczaj materiałów kompozytowych. Ponadto bardzo istotnym warunkiem przy projektowaniu struktury dużych łopat jest zapewnienie wystarczającego prześwietu przy przejściu łopaty przed wieżą [2]. Dotyczy to oczywiście tylko turbin ustawionych do wiatru, które są obecnie dominującą konfiguracją.

W świetle wskazanej wyżej tendencji do zwiększania rozmiarów turbin wiatrowych oraz biorąc pod uwagę decydujące przypadki obciążenia, zrozumieliśmy staję się fakt, iż ogólnym celem wielu programów badawczych dotyczących turbin wiatrowych, jest znaczące obniżenie obciążeń ekstremalnych bądź obciążeń zmęczeniowych, ewentualnie przeciwdziałanie ich skutkom w newralgicznych miejscach turbiny wiatrowej. Część spośród tego rodzaju prac skupia się

na zastosowaniu rozwiązań pasywnych, które są zazwyczaj najprostsze, najtańsze w utrzymaniu, niezawodne a także nie wymagają znaczącego źródła energii. Z drugiej strony dużo większą zdolność dopasowania optymalnego działania do zmieniających się warunków oferują rozwiązania aktywne, co stanowi o ich atrakcyjności pomimo znacznego stopnia skomplikowania i większej zawodności. Ogólnie rozwiązania aktywne, jako dużo bardziej zaawansowane technologicznie stosuje się tam, gdzie nie wystarczają systemy pasywne. Dobrym przykładem ilustrującym tą zasadę w dziedzinie turbin wiatrowych jest zastąpienie pasywnego sposobu regulacji pracy turbin za pomocą oderwania strugi, stosowanego w mniejszych turbinach wiatrowych o stałej prędkości obrotowej, przez aktywny system nastawiania kąta łopaty w nowoczesnych, dużych turbinach o zmiennej prędkości obrotowej. Niemniej systemy pasywne stosowane do redukcji obciążeń aerodynamicznych są nadal rozwijane i opierają się zwykle na sprzężeniu aeroelastycznym, skutkującym zmianą parametrów opływu profili pod wpływem działania sił aerodynamicznych. Na przykład w pracy [11] przedstawiono koncepcję takiego ułożenia warstw tkaniny z włókna szklanego w łopacie, aby jej zginaniu towarzyszyło skrócenie profilu w kierunku jego ustawienia „w chora-giewkę”, co skutkuje zmniejszeniem obciążeń aerodynamicznych. Natomiast w [12] wspomniano o systemie hamowania wirnika za pomocą obrotowej końcówki łopaty, przy czym jej obrót jest wyzwalany pod wpływem działania znacznej siły odśrodkowej.

Jak wspomniano wyżej bardziej zaawansowanymi, ale jednocześnie dającymi szersze możliwości zastosowania są rozwiązania aktywne. Przegląd zagadnień związanych z aktywną kontrolą przepływu można znaleźć w pracy [13]. Koncepcja aktywnej kontroli w wirnikach polega na możliwości sterowania parametrami aerodynamicznymi za pomocą zainstalowanych na wirniku aktywatorów oraz systemu czujników, a także układów elektronicznych przetwarzających sygnały z czujników i zapewniających automatyczną regulację stanu aktywatorów. Opis najważniejszych koncepcji aktywnej kontroli turbin wiatrowych wraz z aktualnym stanem badań numerycznych i eksperymentalnych zawierają przeglądowe prace [10, 14]. Należy wspomnieć, iż niektóre spośród koncepcji omówionych w dalszej części, jak ruchome klapy, czy aktywne skręcanie łopat, nie wywodzą się z badań turbin wiatrowych, lecz zostały zaczerpnięte z lotnictwa, w szczególności z prac nad wirnikami helikopterów [15].

Niewątpliwie najbardziej rozwiniętą technologią aktywną zastosowaną w turbinach wiatrowych jest system nastawiania kąta łopaty. Systemy jednoczesnego nastawiania kąta wszystkich łopat, względnie ze stałym przesunięciem fazowym, rozwijane są już od wielu lat, a ich zasadniczym zadaniem jest redukcja obciążeń aerodynamicznych w zakresie pracy z mocą znamionową. Wraz ze zwięk-

szaniem rozmiarów wirnika rośnie wpływ niejednorodności warunków, w jakich pracuje w danej chwili czasu każda z łopat. Niejednorodne warunki pracy łopat związane są z wpływem efektów okresowych (praca wewnątrz profilu ścinającego prędkości wiatru, przejście przed wieżą), czy na przykład z lokalnymi podmuchami wiatru. W związku z tym obecnie prace nad rozwojem systemów nastawiania kąta łopaty skupiają się na opracowaniu systemu regulacji każdej z łopat oddzielnie. W pracy [16] Bossanyi wskazuje na znaczny potencjał rozwiązań aktywnych, których celem jest łagodzenie obciążeń, czy tłumienie rezonansów, a następnie proponuje łagodzenie obciążeń łopaty jako jeden z głównych elementów, obok regulacji produkowanej mocy, projektowanego sterownika mechanizmu nastawiania kąta łopaty [17, 18]. Wiąże się to z wyposażeniem łopaty w dodatkowe sensory monitorujące obciążenie łopat, wału, czy łożysk mechanizmu regulacji kąta odchylenia. Z kolei van Engelen i van der Hooft [19] budują model sterownika w celu łagodzenia momentu zginającego łopatę prostopadle do płaszczyzny wirnika, a także momentów związanych z kątami pochylenia i odchylenia. Wyniki symulacji wskazują na wyeliminowanie w widmach wyżej wymienionych wielkości składowych związanych z prędkością obrotową wirnika i ich kolejnymi wielokrotnościami (1P, 2P i 3P, gdzie P oznacza prędkość obrotową wirnika). Jako dane wejściowe do sterownika nastawiania kąta łopaty, który ma na celu łagodzenie obciążeń można również wykorzystać lokalny pomiar parametrów opływu profili, jak lokalny kąt natarcia, czy lokalny wektor napływu [20].

Osobną grupę rozwiązań aktywnych, która jest przedmiotem badań, ale nie weszła jeszcze do komercyjnego zastosowania, są rozwiązania związane z lokalną, aktywną kontrolą opływu profilu aerodynamicznego. Ogólnym zadaniem tego typu rozwiązań jest albo lokalna modyfikacja charakterystyki współczynnika siły nośnej względem kąta natarcia, albo bezpośrednia kontrola kąta natarcia. Znaczny potencjał w tym kierunku wykazują koncepcje zmiennej geometrii części profilu w okolicy krawędzi spływu, realizowane albo za pomocą sztywnych bądź deformowalnych kłapek, albo elementów umożliwiających zmianę geometrii cięciwy w sposób ciągły. W pracy [21] przedstawiono eksperyment w tunelu aerodynamicznym, w którym nieruchoma sekcja łopaty turbiny wiatrowej została wyposażona w dwie klapki o zmiennej geometrii oraz w układ czujników odkształcenia w nasadzie, a także w sterownik, którego celem jest zminimalizowanie momentu zginającego w kierunku prostopadłym do płaszczyzny łopaty. W pracy [22] przedstawiono sformułowanie dwuwymiarowego modelu aeroelastycznego oraz wyniki przeprowadzonych symulacji wskazujące na duży potencjał zastosowania zmiennej geometrii profilu w okolicy krawędzi spływu do redukcji oscylacji siły normalnej. Przedstawione zostały również analizy

wplywu r3nych parametr3w (jak np. szybkości działania mechanizmu, stałej czasowej) na efektywność przedstawionej koncepcji. Dodatkowo w pracy [23] przeanalizowany został wplyw bezwładności ruchomej części profilu oraz efektywność systemu przy r3nym połozeniu i rozpiętości sekcji łopaty o zmiennej geometrii. Analityczne wyprowadzenie rozkładu sił aerodynamicznych na profilu o zmiennej geometrii przedstawione zostało w pracy [24].

Innym rozwiązaniem jest koncepcja tzw. mikroklapek. Są to niewielkie elementy (o długości rzędu warstwy przyściennej wokół profilu, tj. ok. 1-2% długości cięciwy) wysuwane prostopadłe do górnej lub dolnej powierzchni profilu w okolicy krawędzi spływu [25, 26]. Powodują one lokalnie zmianę opływu wokół profilu i w efekcie zmianę siły nośnej, przy czym zmiana ta ma, w odróżnieniu do koncepcji przedstawionej wyżej, charakter dwustanowy. Wsuniecie elementu od strony dolnej zwiększa siłę nośną, natomiast wysuniecie od strony górnej powoduje spadek siły nośnej.

Ponadto Barlas [10] wspomina o rozwiązaniu, będącym aktywną wersją wspomnianego wcześniej pasywnego systemu sprzężenia między zginaniem a skręcaniem łopaty w celu złagodzenia obciążeń. Pomiędzy warstwy laminatu z włóknem szklanym zatapia się warstwę z wiązkami materiału piezoelektrycznego oraz układ elektryczny służący do wzbudzania efektu piezoelektrycznego. W efekcie, przy odpowiednim ukształtowaniu włókien uzyskuje się możliwość aktywnego sterowania skręceniem łopaty, zwłaszcza w okolicy jej końcówki. Pomimo, że w odniesieniu do łopat helikoptera rozwiązania tego typu są testowane [15] i dają dobre wyniki, to zastosowanie do łopat dużej turbiny wiatrowej wiąże się z poważnymi problemami związanymi m.in. z dużą bezwładnością łopat, którą trzeba pokonać w celu uzyskania dostatecznie krótkiego czasu reakcji, czy znacznych sił w aktywatorach piezoelektrycznych, niezbędnych do istotnej zmiany długości włókien laminatu.

Odrębną grupę stanowią rozwiązania, których ogólnym zadaniem jest lokalna zmiana opływu bez modyfikacji kształtu samego profilu aerodynamicznego. Można to osiągnąć za pomocą mniej lub bardziej wyrafinowanych technik, a na ich ewentualne zastosowanie w praktyce będzie trzeba poczekać. Do tej grupy rozwiązań można zaliczyć koncepcje lokalnego wdmuchiwania lub zasysania powietrza [27], syntetyczne dysze, generatory wirów, czy generatory plazmy [28]. Na uwagę zasługują szczególnie syntetyczne dysze, ponieważ wykorzystują one strumień powietrza opływający profil, nie wymagają zatem akumulatora powietrza wewnątrz łopaty, a ponadto ich efektywność w sensie stosunku zmiany siły nośnej do zmiany siły oporu jest korzystniejsza niż w przypadku mikroklapek.

W trakcie pracy turbiny wiatrowej problemy stwarzają nie tylko ekstremalne

podmuchy wiatru, ale także typowe podmuchy, o krótkim okresie powtarzalności, jakich wiele zdarza się w burzowe, czy wietrzne dni. Nie powodują one co prawda nadmiernego wyężenia łopat, ale skutkują uruchamianiem się procedury zatrzymywania wirnika, kiedy na przykład średnia dwudziestosekundowa prędkości wiatru przekroczy 25 m/s , i ponownego rozpędzania wirnika, kiedy prędkość wiatru wróci poniżej wartości dopuszczalnej. Jeden z producentów turbin wiatrowych - firma Enercon - opatentowała i wprowadziła do swoich turbin rozwiązanie zwane „storm control”, które w reakcji na podmuchy wiatru uruchamia mechanizmy nastawiania kątów łopat powodując ich obrót w kierunku ustawienia „w chorągiewkę”, co powoduje tylko nieznaczny spadek prędkości obrotowej i generowanej mocy, zamiast pełnego zatrzymania turbiny [29]. Należy podkreślić, że nie chodzi tutaj o ekstremalne, ale typowe podmuchy i powolne wzrosty prędkości średniej wiatru ponad zakres eksploatacyjny. W takich przypadkach mechanizm nastawiania kąta łopaty jest wystarczająco szybki, aby zareagować i na czas obrócić łopatę. Inaczej jest w przypadku gwałtownych, ekstremalnych podmuchów, dla których mechanizmy nastawiania kąta łopaty są zbyt wolne, co uniemożliwia efektywną reakcję. Takim właśnie przypadkiem zajmuje się niniejsza praca.

Łopaty turbiny wiatrowej nie są jedynym elementem, dla którego tradycyjne rozwiązania pasywne przestają być wystarczające. W przypadku turbin usytuowanych na morzu, istotne jest również efektywne niwelowanie obciążeń pochodzących od kontaktu wieży z czynnikami związanymi ze środowiskiem morskim. W pracy [30] proponowane jest zastąpienie stosowanych na poziomie wody pasywnych absorberów służących do ochrony przed skutkami kolizji między dokującymi statkami a wieżą, przez pneumatyczny system półaktywny, w którym maksymalne przyspieszenia wynikłe w trakcie kolizji są niwelowane za pomocą układu zaworów i systemu sterowania przepływem powietrza pomiędzy sekcjami pneumatycznych odbojnic. Z kolei praca [31] dotyczy wież posadowionych w wodach na obszarach północnych, narażonych na dynamiczne obciążenie związane z naporem dryfujących pól lodowych. W pracy zaproponowano wyposażenie stosowanych zarówno w wieżach wiatraków jak i wieżach platform wiertniczych stożków ochronnych, w podatny system łączący stożek ochronny z konstrukcją wieży, co powinno ułatwić pęknięcie tafli lodu i skutkować zmniejszeniem obciążeń przekazywanych na wieżę.

1.3 Motywacja podjęcia tematu

Każda nowo projektowana turbina wiatrowa musi pozytywnie przejść weryfikację względem wszelkich, dostatecznie prawdopodobnych scenariuszy, które będą wpływały na jej obciążenie w okresie użytkowania. Europejska norma [9] przedstawia rozmaite przypadki obciążenia, z których kilka uwzględnia działanie ekstremalnego podmuchu wiatru. Więcej informacji na ten temat można znaleźć w Rozdziale 2. Przypadki te, choć określone jako rzadkie mają istotny wpływ na stan graniczny nośności konstrukcji turbiny wiatrowej powodując jej bardzo silne wyężenie zwłaszcza w nasadzie łopat [2]. Brak danych materiałowych oraz szczegółowych rozwiązań konstrukcyjnych, które nie są ujawniane przez producentów, nie pozwolił na przedstawienie ilościowych danych, można natomiast oszacować wartości momentów zginających działających w nasadzie łopaty. Na przykład dla turbiny o mocy znamionowej $5 MW$ i średnicy $126 m$ opisanej w [32] moment zginający w nasadzie łopaty powstały w efekcie działania ekstremalnego podmuchu, działający prostopadle do płaszczyzny wirnika ma wielkość około $7 MNm$, natomiast moment w nasadzie działający w płaszczyźnie wirnika ma wielkość około $3 MNm$, przy założeniu, że nie działają żadne mechanizmy łagodzące skutki podmuchów.

Można w tym miejscu postawić następujące pytania:

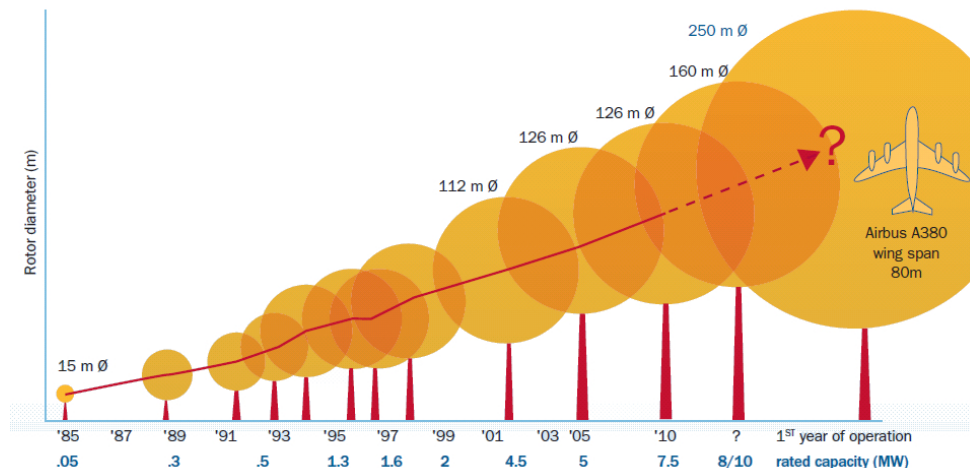
1. Czy można tak zaprojektować turbinę, aby była w stanie przenieść nawet intensywniejsze podmuchy niż zdefiniowane w normie, w tym podmuchy o dłuższym okresie powtarzalności?
2. Czy turbiny kolejnych generacji o mocy znamionowej przekraczającej $5 MW$ będą w stanie wytrzymać ekstremalne podmuchy wiatru, w tym również podmuchy powiększone w stosunku do normatywnych?

Twierdząca odpowiedź na pierwsze pytanie mogłaby otworzyć nowe rejony jako potencjalne lokalizacje turbin wiatrowych, zwłaszcza w rejonach morskich znacznie odległych od lądu. Drugie pytanie jest częścią szerszego problemu związanego z przeskalowaniem turbin wiatrowych do coraz większych rozmiarów. W pracy [2], z 2003 roku, autorzy definiują główne tendencje rozwoju różnych aspektów technologii turbin wiatrowych, wspominają także o maksymalnych w tamtym czasie turbinach wiatrowych o mocy znamionowej od 1 do $3 MW$ i średnicy $80 m$. Obecnie, największe turbiny wiatrowe w komercyjnym użyciu mają średnicę ponad $120 m$ i moc 5 a nawet $6 MW$. Świadczy to o wyraźnej tendencji do zwiększania rozmiarów wirnika w nowoczesnych turbinach wiatrowych. Trwający trend w projektowaniu coraz większych turbin obrazuje Rysunek 1.1 zaczerpnięty z [7]. Zagadnienie to było tematem jednego z pakie-

tów zadań projektu UpWind. W pracy [3] przedstawiona została ekstrapolacja głównych parametrów istniejących turbin wiatrowych na turbiny o mocy znamionowej $20 MW$, a także zaproponowano sposób oszacowania kosztów takiego przedsięwzięcia. Zarówno w pracy [3] jak i w zwięzłym raporcie podsumowującym główne tezy projektu UpWind [7] wyrażono przekonanie, że przeskalowanie obecnej technologii nie wystarczy aby turbiny wiatrowe o mocy znamionowej od 10 do $20 MW$ oraz średnicy od 175 do $250 m$ były możliwe do wprowadzenia na rynek. W trakcie warsztatów poświęconych problemowi zwiększenia rozmiarów turbin wiatrowych, które odbyły się w ramach projektu UpWind w Stuttgarcie, w kwietniu 2008 roku przedstawione zostały trzy główne bariery technologiczne, które należy pokonać:

- Ciężar łopaty
Zarówno naprężenia osiowe jak i zginające w nasadzie łopaty wywołane ciężarem łopaty rosną liniowo z rozmiarem wirnika, co wynika z analiz zaprezentowanych w [33]. Dla wirnika o średnicy około $120 m$ złożonego z trzech łopat, łączny ciężar wirnika wynosi około 50 do $60 ton$ i dalsze jego zwiększanie grozi przekroczeniem wytrzymałości materiałów stosowanych w nasadzie łopaty. Dlatego pierwszą barierą do pokonania jest bariera związana z maksymalnym stosunkiem masy do wytrzymałości znanych materiałów stosowanych w nasadzie łopaty.
- Prędkość końcówki łopaty
Kończówka łopaty długości około $60 m$ porusza się przy pracy z mocą znamionową z prędkością około $80 m/s$ (czyli około $285 km/h$), co stanowi około $1/4$ prędkości dźwięku w powietrzu. Jest to blisko górnej granicy stosowalności założenia o nieściśliwości ośrodka. Dalsze zwiększanie rozmiaru wirnika, a za tym prędkości liniowej łopat powoduje zarówno komplikacje obliczeniowe, jak i niekorzystne efekty związane z generowanym hałasem.
- Moment zginający w nasadzie łopaty
W największych istniejących obecnie turbinach wiatrowych (o średnicy $126 m$) momenty zginające w nasadzie łopaty wywołane samym tylko ekstremalnym podmuchem wiatru mogą dochodzić do $7 MNm$, natomiast łącznie momenty zginające w najbardziej niekorzystnych przypadkach obciążenia z udziałem ekstremalnych podmuchów sięgają $14 MNm$. Złagodzenie obciążeń dla przypadków ekstremalnych, bądź ich skutków w nasadzie łopaty stanowi trzecią barierę technologiczną.

W związku z powyższym istnieje zapotrzebowanie na nowe technologie, które



Rysunek 1.1. Trend wzrostowy maksymalnych rozmiarów turbin wiatrowych (ilustracja pochodzi z [7], str. 19)

wprowadzą jakościowe zmiany w newralgicznych elementach projektu nowej turbiny wiatrowej. Jako kluczowe obszary badań wskazano między innymi:

- zastosowanie nowych materiałów łopaty o efektywniejszym stosunku masy do sztywności,
- nowe rozwiązania aerodynamiczne, w tym ruchome elementy opływającego przekroju,
- nowe metody kontroli pracy turbiny, w tym rozwój indywidualnych mechanizmów nastawiania kąta łopaty,
- nowe metody pomiarów warunków wietrznych, np. za pomocą urządzenia LIDAR [34].

W szczególności zmniejszenie naprężeń w nasadzie łopaty za pomocą aktywnego lub półaktywnego systemu - jako nowa metoda kontroli pracy turbiny - jest zgodne z ogólnym kierunkiem rozwoju nowoczesnych turbin wiatrowych. Jako że maksymalne naprężenia często towarzyszą działaniu ekstremalnego podmuchu wiatru, dostosowanie pracy turbiny do narastającego podmuchu może przyczynić się do spadku naprężeń w nasadzie łopaty, a co za tym idzie, do obniżenia wymagań stawianych przed materiałami i rozwiązaniami technicznymi w mocowaniu łopaty i piasty. W związku z tym opracowanie koncepcji nowego połączenia łopaty z piastą, umożliwiającego kontrolę wyteżenia nasady łopaty w czasie narastania gwałtownych podmuchów było jednym z zadań projektu

UpWind [7] w ramach pakietu zadań dotyczącego inteligentnych łopatek i sterowania pracą wirnika. Główne tezy i wyniki niniejszej pracy zostały uzyskane w trakcie prac nad projektem UpWind.

1.4 Zagadnienia omawiane w poszczególnych rozdziałach

Pomimo całej wiedzy na temat natury wiatru, ekstremalne poddmuchy są nadal zjawiskami nieprzewidywalnymi. Niemniej projektowane są konstrukcje inżynierskie o coraz większej wysokości, wśród których turbiny wiatrowe zajmują szczególne miejsce ze względu na swoją wiotkość oraz ekspozycję na silne wiatry. W rozdziale 2 przedstawione zostały podstawowe wiadomości na temat natury strumienia wiatru, na podstawie prac [35–37]. Następnie przedstawione zostały przykładowe dane pomiarowe dotyczące prędkości wiatru ze szczególnym uwzględnieniem przebiegów o dużej intensywności turbulencji oraz zawierające wyraźne poddmuchy, w tym poddmuchy ekstremalne. Z drugiej strony przedstawione zostało ujęcie normatywne, zgodnie z normą europejską [9], wedle którego można określić kształt oraz amplitudę ekstremalnego poddmuchu deterministycznego, używanego w dynamicznych symulacjach niektórych przypadków obciążenia turbiny wiatrowej. Uzyskane w ten sposób modelowe poddmuchy zostały porównane z odpowiadającymi im danymi pomiarowymi. W niektórych wypadkach zarejestrowane poddmuchy znacznie przekraczały swoje odpowiedniki normatywne. Dlatego do obliczeń numerycznych przedstawionych w dalszej części pracy zaproponowany został, obok standardowego poddmuchu ekstremalnego, również model powiększony odpowiadający poddmuchowi ponadnormatywnemu.

Stworzenie koncepcji łagodzenia obciążeń aerodynamicznych działających na łopatę w trakcie poddmuchu może przyczynić się, przynajmniej na wstępnym, akademickim etapie, do opracowania bardzo dużej turbiny wiatrowej, o mocy znamionowej przekraczającej 5 MW. W rozdziale 3 opisane zostały jakościowo relacje pomiędzy najważniejszymi z punktu widzenia wytężenia łopatek siłami aerodynamicznymi działającymi na przykładową turbinę o mocy pięciu megawatów. Przedstawiona została koncepcja wykorzystania aerodynamicznego momentu skręcającego, jako siły wymuszającej obrót łopaty wokół swojej osi w celu szybkiego zwiększenia kąta nastawienia łopatek. Zwrócono uwagę, że zaproponowane rozwiązanie byłoby pólaktywne, tzn. nie wymagałoby dostarczenia istotnej energii z zewnątrz. Ewentualny mechanizm, którego główną częścią byłoby sprzęgło w określonych sytuacjach rozłączające połączenie skrętne łopaty z piastą, mógłby działać jako dodatkowy, „awaryjny” element aktywnego mechanizmu nastawiania kąta łopaty.

Rozdział 4 poświęcony jest sformułowaniu modelu numerycznego niezbędnego do oszacowania efektywności zaproponowanego rozwiązania. Najpierw sformułowany został bardzo prosty model turbiny wiatrowej o sztywnych łopatach. Jego celem było pokazanie ostatecznego układu równań ruchu oraz zachodzących sprzężeń między stopniami swobody. Następnie przedstawiona została teoria strumieniowa elementu łopaty, jako zasadnicze narzędzie stosowane w modelowaniu turbin wiatrowych do rozwiązywania problemu sprzężenia pomiędzy aktywnymi aerodynamicznie stopniami swobody a siłami aerodynamicznymi. Przy czym szczegółowe wyprowadzenie wzorów poszczególnych składników tej teorii zostało przeniesione do dodatków A, B oraz C, w celu zwiększenia przejrzystości pracy. Dalej wyprowadzone zostały wzory na uogólnione siły aerodynamiczne odpowiadające poszczególnym stopniom swobody przyjętym w modelu.

Druga część rozdziału 4 zawiera ogólny opis metody modalnej. Za punkt wyjścia dla sformułowania równań ruchu we współrzędnych modalnych służy przybliżone rozwiązanie układu równań ruchu w postaci kombinacji liniowej znanych wektorów postaci własnych, których liczba jest mniejsza lub równa liczbie stopni swobody modelu. Efektem tego zabiegu jest zwykle uzyskanie nadokreślonego układu równań, w którym niewiadomych (wsp. modalnych) jest tyle, ile postaci własnych uwzględnionych w obliczeniach. Sformułowanie układu równań ruchu we współrzędnych modalnych uzyskuje się stosując przybliżone metody analizy funkcjonalnej, np. metodę Galerkina, w celu wyznaczenia niewiadomych funkcji. Uzyskany układ równań można następnie rozwiązać stosując dostępne metody całkowania numerycznego. Sformułowanie to, mimo, że daje przybliżone wyniki jest często stosowane jako alternatywa wobec bezpośredniego całkowania równań ruchu, ponieważ może znakomicie skrócić czas obliczeń, dzięki redukcji rozmiaru rozwiązywanego układu równań. Drugą istotną zaletą tej metody jest możliwość rozprężenia układu równań na zestaw równań niezależnych oscylatorów. Z drugiej z wymienionych zalet nie da się jednak skorzystać w przypadku modelowania turbin wiatrowych, ze względu na sprzężenie aeroelastyczne między niektórymi stopniami swobody, a wektorem prawych stron. Szczegółowe omówienie wektora prawych stron, jak również sposób modelowania procesu wysprężenia łopat w metodzie modalnej można znaleźć w dalszej części rozdziału 4.

Rozdział 5 dotyczy przeprowadzonych symulacji numerycznych i został podzielony na następujące części:

- Dane liczbowe.

Przedstawione zostały zarówno strukturalne jak i aerodynamiczne dane niezbędne do stworzenia modelu turbiny wiatrowej o średnicy 126 m i mocy znamionowej 5 MW. Analizowana turbina wiatrowa była wzorcem

w projekcie UpWind i była używana przez wielu uczestników projektu w celu numerycznej weryfikacji swoich koncepcji.

- Drgania własne.

W celu wykonania analizy drgań własnych można wykorzystać wiele, spośród dostępnych programów numerycznych. Bardzo dobrze nadającą się do tego celu aplikacją, ze względu na jej specyficzne przeznaczenie, był program opracowany przez J. Grzędzińskiego, służący do analizy turbin wiatrowych o elastycznych łopatach. Obliczone postacie i częstości własne stanowiły punkt wyjścia do symulacji wykonanych za pomocą metody modalnej, których wyniki przedstawiono w dalszej części rozdziału 5. Przedstawiono również analizę otrzymanych postaci własnych pod kątem ich wykorzystania do sformułowania rozwiązania przybliżonego.

- Stan ustalony.

W pierwszej kolejności pokazane zostały rozkłady wzdłuż łopaty najważniejszych wielkości związanych z opływem profilu aerodynamicznego, m.in. rozkład wartości współczynników indukcji, lokalnego kąta natarcia, siły stycznej, normalnej, czy momentu aerodynamicznego. Następnie przedstawiono wyniki symulacji numerycznych odpowiadające pracy turbiny wiatrowej w stanie ustalonym, dla pełnego zakresu eksploatacyjnych prędkości napływu, tj. od 4 do 25 m/s . Wyniki te obejmują zarówno wybrane obciążenia globalne działające na turbinę wiatrową, jak i deformacje końcówki łopaty. Tam, gdzie było to możliwe wyniki porównano z rezultatami otrzymanymi przez jednego z partnerów projektu UpWind (ECN). Przedstawione wyniki obejmują także deformację łopat dla wybranych wartości prędkości napływu.

- Symulacja dynamiczna odpowiedzi na podmuch.

Kolejne wyniki przedstawiają odpowiedź konstrukcji na zadany podmuch deterministyczny, odpowiadający ujęciu normatywnemu, zgodnie z [9], a także jego powiększonej wersji. Prezentowane wyniki zawierają zarówno obciążenia aerodynamiczne, odpowiadające im deformacje końcówki łopaty, a także wybrane reakcje dynamiczne.

- Symulacje dynamiczne dotyczące półaktywnej adaptacji łopat.

Najistotniejszą częścią rozdziału 5 są wyniki symulacji dynamicznych dotyczące działania mechanizmu półaktywnego łagodzenia obciążeń. Omówione zostały poszczególne fazy procesu reagowania łopat na narastający podmuch. Zaprezentowane wyniki obejmują zarówno proces obrotu łopat w poszczególnych fazach procesu adaptacji, jak i wybrane deformacje konstrukcji. Przedstawiono także uzyskane przebiegi reakcji dynamicz-

nych w porównaniu z symulacjami bez wysprzężenia. Dla wybranych przypadków wskazano na znaczące opóźnienie pomiędzy maksimum siły aerodynamicznej, a odpowiadającej mu reakcji dynamicznej. Analizowane przypadki uwzględnione w obliczeniach obejmują:

- odpowiedź na podmuch normatywny
- odpowiedź na podmuch ponadnormatywny
- awaryjne łagodzenie obciążeń.

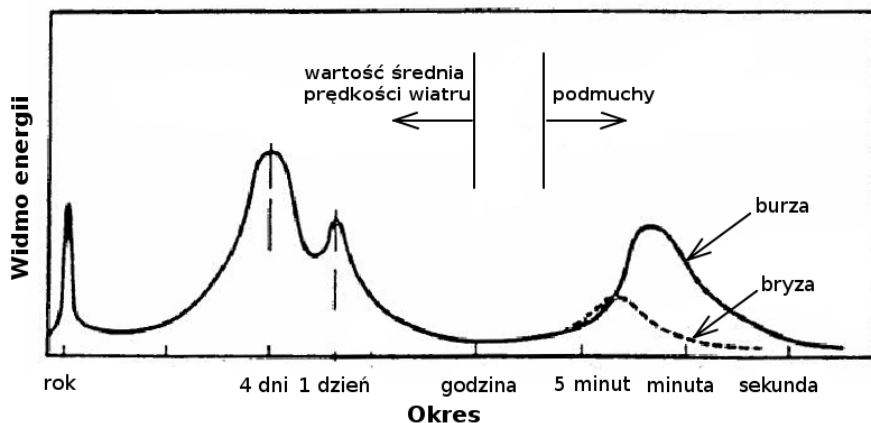
Rozdział 6 jest poświęcony weryfikacji eksperymentalnej badanej koncepcji w skali laboratoryjnej. Celem testów było pokazanie, że istotnie łopaty wirnika mogą obrócić się pod wpływem rzeczywistego momentu aerodynamicznego oraz, że obrotowi temu towarzyszy spadek obciążeń w nasadzie łopaty. Obiektem badań była modelowa, dwułopatowa turbina wiatrowa o średnicy około 2 m, wyposażona w sprzęgła sterowalne umożliwiające kontrolę sztywności skrętnego połączenia łopaty z piastą. Testy przeprowadzono w tunelu aerodynamicznym *Open Jet Facility*, przy Uniwersytecie Technicznym w Delft, w Holandii. Mierzonymi wielkościami były odkształcenia w nasadach łopat a także obrót wałka sprzęgła. Zarejestrowane dane pomiarowe uzyskano przy różnych prędkościach obrotowych wirnika. Pokazane zostało również porównanie przebiegów zmierzonych z odpowiadającymi im symulacjami numerycznymi.

Podmuchy wiatru jako obciążenie dynamiczne turbin wiatrowych

2.1 Charakterystyka rzeczywistych podmuchów

Jedną z najbardziej podstawowych cech wiatru jako źródła energii jest jego zmienność. W bardzo długich okresach czasu, rzędu lat, zmienność związana jest ze zmianami klimatycznymi, spowodowanymi na przykład zmianami w oddziaływaniu Prądu Zatokowego, globalnymi zjawiskami klimatycznymi jak El Niño, czy erupcjami wulkanów. W skali jednego roku zmienność prędkości wiatru związana jest z cyklicznością pór roku, w skali dni - ze zmianami frontów atmosferycznych przechodzących nad określoną lokalizacją, a także z cyklicznością pór dnia. W jeszcze mniejszej skali czasowej, tzn. od pojedynczych sekund do 10 minut, dominują zjawiska związane z obecnością powierzchni ziemi, która oddziałuje na strumień powietrza przez efekty mechaniczne i termiczne. Oczywiście ich zasięg pionowy jest ograniczony, a strefa, wewnątrz której obecność powierzchni ziemi wpływa na kształt pola prędkości wiatru nazywana jest warstwą graniczną atmosfery. Efekty mechaniczne są zazwyczaj dominujące i zależą od ukształtowania i chropowatości terenu. Efekty termiczne mogą być istotne w obszarach przybrzeżnych, z uwagi na nierównomierne nagrzewanie wody i lądu, jednak zazwyczaj nie uwzględnia się ich w określaniu parametrów zmienności prędkości wiatru. Badania przeprowadzone przez Van der Hovena [35] w latach 50-tych dwudziestego wieku wskazują na istnienie w widmie zmierzonej prędkości wiatru lokalnych maksimum związanych z wymienionymi wyżej zjawiskami, tj. maksimum pogodowego (okres 4 dni), maksimum dobowego (okres 12 godzin) oraz maksimum związanego z turbulencjami (okres około 70 sekund). Co więcej, pomiary przeprowadzone w różnych lokalizacjach wskazują na istnienie szerokiego minimum lokalnego w widmie prędkości wiatru dla okresów pomiędzy około 6 minut a 1 godziny (Rys. 2.1). Jak wskazano w pracy [35] minimum to jest związane z brakiem procesów fizycznych odpowiedzialnych za podtrzy-

mywanie w atmosferze fluktuacji w prędkości wiatru o podanym wyżej okresie. Na strumień wiatru można więc spojrzeć jak na przepływ o prędkości średniej, związanej ze zjawiskami długoterminowymi (o okresie powyżej 1 godziny), z nałożonymi na niego fluktuacjami krótkoterminowymi, które określa się ogólnie jako podmuchy wiatru. Wartość średnia tych fluktuacji liczona po okresie od 10 minut do około 1 godziny będzie w przybliżeniu stała i równa zero. Warto zwró-



Rysunek 2.1. Widmo energii strumienia wiatru, na podstawie pracy [35]

cić uwagę, że zdecydowana większość energii strumienia wiatru jest zawarta w długookresowej części widma. Nawet lokalny szczyt w jego części krótkookresowej ma względnie dużą wartość jedynie podczas burz i huraganów. Wynika stąd wniosek, że podmuchy są nieistotne z punktu widzenia pozyskiwania energii przez turbinę wiatrową. Pominięcie energii fluktuacji prędkości wiatru z wysoką częstotliwością (spowodowane dużą bezwładnością wirnika), jak i energii gwałtownych podmuchów (w efekcie działania mechanizmów łagodzenia obciążeń), nie powoduje istotnego ograniczenia wydajności turbiny wiatrowej.

Istnieją różne sposoby na uwzględnienie krótkookresowych zmian prędkości wiatru w obliczeniach, od złożonych metod wyznaczania zmian w czasie poszczególnych składowych turbulencji, po uproszczone sposoby, oparte o tzw. współczynniki podmuchu, bądź intensywności podmuchu, wystarczające zwykle do celów inżynierskich. Przy obliczeniach obiektów inżynierskich ekspozowanych na działanie wiatru wykorzystuje się podejście oparte o współczynniki podmuchu, które odpowiednio zwiększają obciążenia od wiatru uwzględniając podmuchy w sposób statyczny [38]. Często stosowane w obliczeniach dynamicznych są wielkości statystyczne związane z fluktuacjami prędkości wiatru, takie

jak odchylenie standardowe σ , prędkość średnia \bar{V} , czy intensywność turbulencji I będąca ilorzem tych dwóch wielkości:

$$I = \frac{\sigma}{\bar{V}}. \quad (2.1)$$

Odchylenie standardowe określa zakres zmian prędkości wiatru wokół wartości średniej, zazwyczaj wyznaczanej z okresu 10 minut.

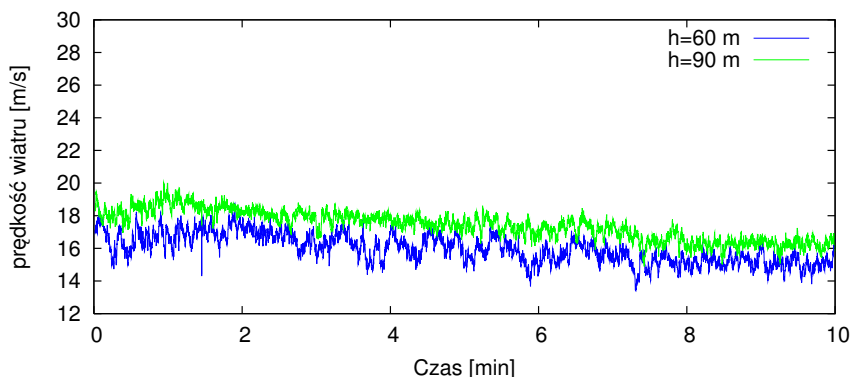
Przy projektowaniu konstrukcji, w tym turbin wiatrowych, na działanie ekstremalnych podmuchów wiatru należy określić maksymalny podmuch, jaki dana konstrukcja powinna wytrzymać w okresie użytkowania. W związku z tym oszacowanie prawdopodobieństwa wystąpienia podmuchów ekstremalnych o określonym okresie powtarzalności jest istotnym problemem, będącym przedmiotem badań polowych i analiz statystycznych, opisanych na przykład w [36, 37].

Podstawową metodą pomiarową umożliwiającą wyznaczenie prędkości wiatru jest anemometria czaszowa i ultradźwiękowa, pozwalająca określić prędkość strumienia powietrza na wybranych wysokościach w zasięgu instalowanych do tego celów masztów meteorologicznych. Z kolei nowa metoda pomiaru prędkości wiatru została zaproponowana przy użyciu technologii LIDAR (ang. *Light Detection And Ranging*) [39]. W metodzie tej prędkość strumienia powietrza wyznaczana jest na podstawie pomiaru zmiany częstotliwości światła laserowego odbitego od poruszających się cząstek. Wykorzystanie efektu Dopplera do wyznaczania prędkości wiatru stworzyło istotną alternatywę wobec masztów meteorologicznych. Pierwsze wyniki pomiarów przy użyciu technologii LIDAR zaprezentowane zostały w pracy [34], jednak technologia ta nie weszła jeszcze do powszechnego użycia jako sposób pomiaru prędkości wiatru [40].

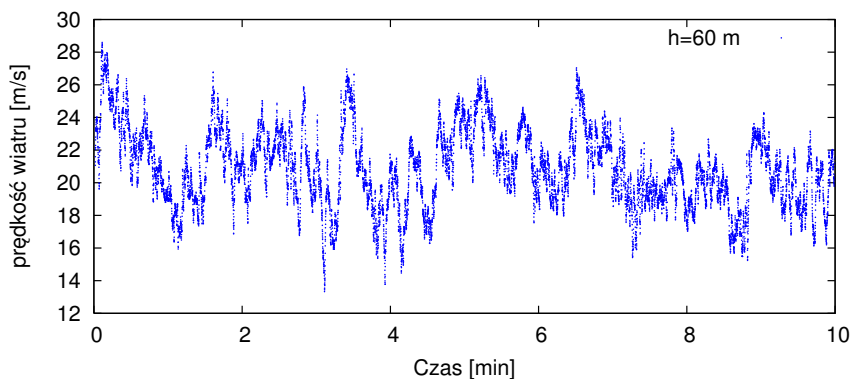
Przykładowe, 10 minutowe przebiegi prędkości wiatru, dla różnych intensywności turbulencji przedstawiają Rysunki 2.2 do 2.4. Dane pomiarowe zostały zaczerpnięte z bazy danych [41]. Pochodzą one z pomiarów prowadzonych w latach 1988-1993 w miejscowości Tjaereborg, na wschodnim wybrzeżu Danii oraz w miejscowości San Gorgonio w stanie Kalifornia, w latach 1990-1995. Pierwsza z wymienionych lokalizacji położona jest w terenie rolniczym, otwartym. Dane zbierane były z masztu meteorologicznego o wysokości 90 metrów, wyposażonego w anemometry czaszowe na kilku poziomach. Druga z lokalizacji położona była w terenie pagórkowatym, porośniętym niskimi drzewami. Dane zbierane były z masztu o wysokości 40 metrów, za pomocą anemometrów umieszczonych na trzech poziomach.

Rysunek 2.2 przedstawia przebiegi prędkości wiatru zmierzone w pierwszej z wymienionych lokalizacji, na dwóch poziomach: 60 i 90 metrów, o niewielkiej intensywności turbulencji (odpowiednio 5,51% i 5,11%). Drugi przykład przed-

stawia przebieg prędkości wiatru o znacznej intensywności turbulencji (13,83%), i dotyczy tej samej lokalizacji (Rys. 2.3). Wreszcie trzeci przykład (Rys. 2.4) przedstawia przebieg zmierzony w drugiej lokalizacji, dla wiatru o bardzo dużej intensywności turbulencji (32,48%).



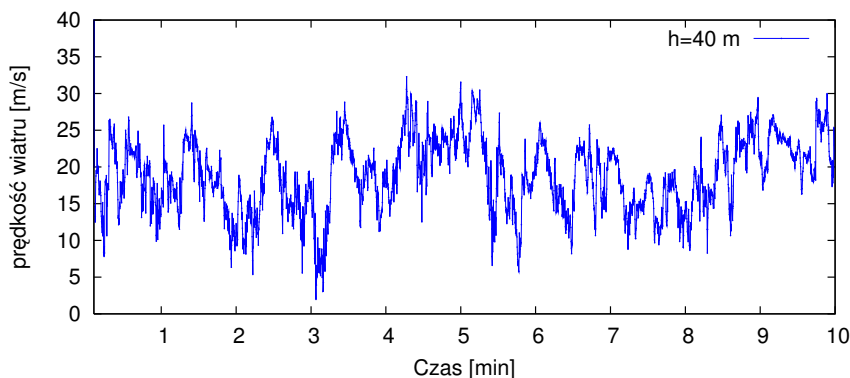
Rysunek 2.2. 10 minutowy przebieg prędkości wiatru, Tjaereborg, Dania, $\bar{V}_{60} = 15,97 \text{ m/s}$, $I_{60} = 5,51\%$, $\bar{V}_{90} = 17,41 \text{ m/s}$, $I_{90} = 5,11\%$.



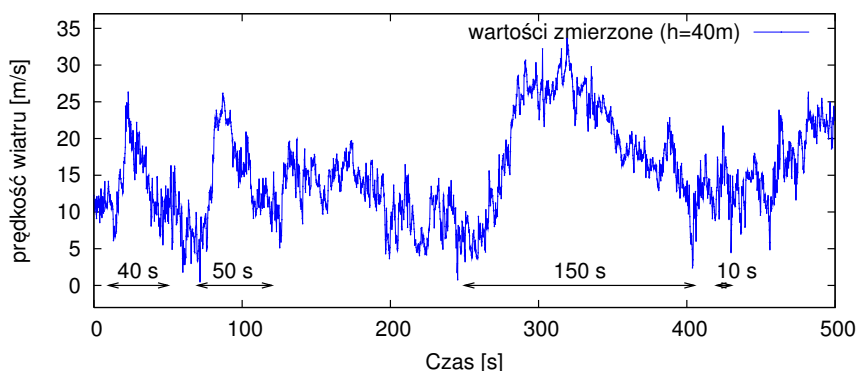
Rysunek 2.3. 10 minutowy przebieg prędkości wiatru, Tjaereborg, Dania, $\bar{V}=21,41 \text{ m/s}$, $I=13,83\%$.

2.2 Ujęcie normatywne

Z uwagi na złożoność stanów obciążenia jakim podlega turbina wiatrowa w trakcie eksploatacji, przy projektowaniu nie jest wystarczające uwzględnienie podmuchów w sposób statyczny, za pomocą odpowiednich współczynni-



Rysunek 2.4. 10 minutowy przebieg prędkości wiatru, San Gorgonio, Kalifornia, USA, $\bar{V}=16,98$ m/s, $I=32,48\%$.



Rysunek 2.5. Podmuchy ekstremalne o różnym czasie trwania, San Gorgonio, Kalifornia, USA

ków. Norma europejska [9] określa szereg sytuacji eksploatacyjnych i odpowiadających im przypadków obciążenia (Tabela 2 normy [9]), wśród których kilka uwzględnia działanie ekstremalnego podmuchu. Na podstawie wspomnianej normy można wyznaczyć kształt oraz intensywność ekstremalnych podmuchów wiatru (ang. *Extreme Operating Gust EOG*), jakie powinna wytrzymać projektowana w określonej lokalizacji turbina wiatrowa. Maksymalna wartość podmuchu wiatru na wysokości gondoli, dla zadanej na tej wysokości prędkości średniej V_{hub} jest określona na podstawie wartości odchylenia standardowego dla turbulencji podłużnych σ_1 oraz na podstawie maksymalnej prędkości wiatru

z okresem powtarzalności jednego roku V_{e1} , zgodnie ze wzorem:

$$V_{gust} = \min \left\{ \begin{array}{l} 1.35 \cdot (V_{e1} - V_{hub}), \\ 3.3 \cdot \frac{\sigma_1}{1+0.1 \frac{D}{\Lambda_1}} \end{array} \right., \quad (2.2)$$

gdzie D - średnica wirnika, Λ_1 - współczynnik skali dla turbulencji podłużnych. Wartości współczynników w powyższym wzorze zostały tak dobrane, aby wynikająca z niego wartość podmuchu odpowiadała podmuchowi o 50-letnim okresie powtarzalności. Wartości parametrów występujących we wzorze (2.2) można wyznaczyć przyjmując odpowiednio klasę turbiny wiatrowej na podstawie jej lokalizacji. Na przykład dla turbiny klasy I_A , zgodnie z Tabelą 1 normy, wielkość podmuchu dla turbiny wiatrowej o osi wirnika na wysokości $z_{hub} = 90 \text{ m}$ oraz średnicy $D = 126 \text{ m}$, przy średniej prędkości wiatru w osi wirnika równej 25 m/s wynosi $V_{gust} = 9,89 \text{ m/s}$.

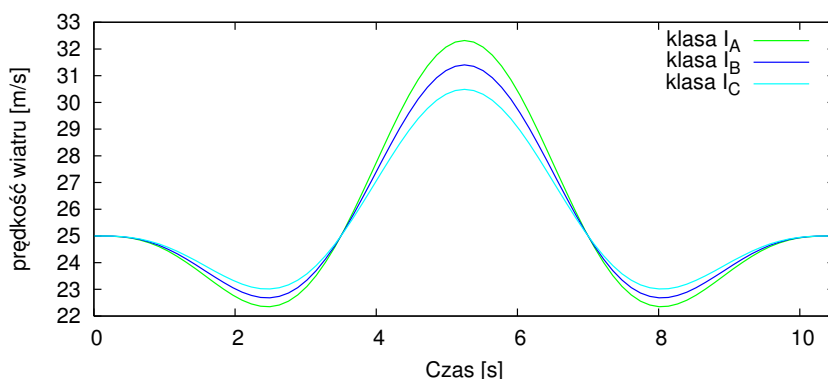
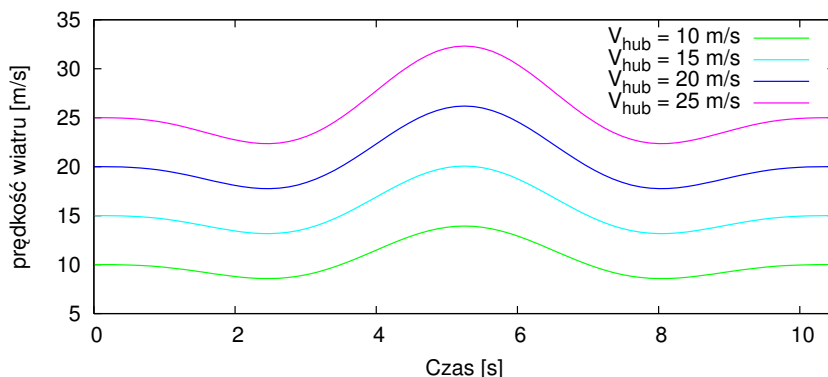
W czasie trwania podmuchu, tj. dla $0 \leq t \leq T$ prędkość wiatru na wysokości z jest równa:

$$V(z, t) = V(z) - 0.37 \cdot V_{gust} \sin \left(3\pi \frac{t}{T} \right) \cdot \left(1 - \cos \left(2\pi \frac{t}{T} \right) \right), \quad (2.3)$$

przy czym czas trwania podmuchu przyjmuje się stały: $T = 10,5 \text{ s}$. Dla jednorodnego pola napływu $V(z) = const = V_{hub} = V_{wind}$.

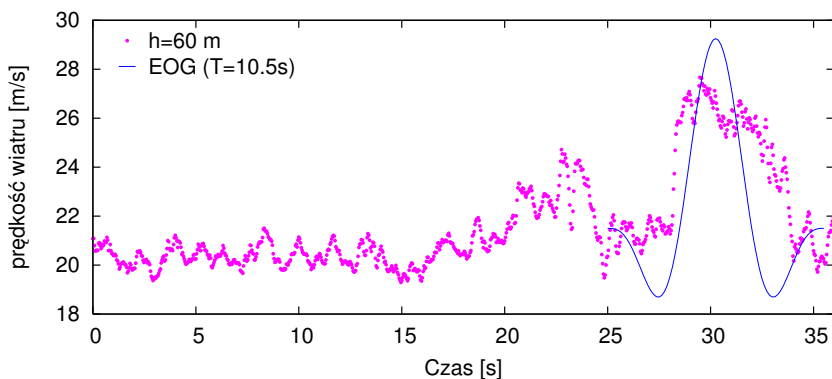
Rysunek 2.6 przedstawia podmuchy normatywne w lokalizacjach o różnych charakterystykach turbulencji, dla turbiny o osi wirnika na wysokości $z_{hub} = 90 \text{ m}$ oraz średnicy $D = 126 \text{ m}$, przy prędkości wiatru w osi wirnika równej 25 m/s . Przy założeniu jednorodnego pola napływu prędkość referencyjna w różnych kategoriach lokalizacji (I, II lub III) nie będzie miała wpływu na ostateczną wartość amplitudy podmuchu V_{gust} . Dla turbiny klasy I_A , zgodnie z normą, podmuchy normatywne przy różnych wartościach prędkości wiatru w osi wirnika przedstawione zostały na Rysunku 2.7. Podmuchy normatywne na tle podmuchów rzeczywistych zarejestrowanych w Tjeareborgu, w Danii oraz w San Gorgonio, w USA, przedstawiają odpowiednio Rysunki 2.8 oraz 2.9.

Ekstremalne podmuchy normatywne mają okres powtarzalności 50 lat. Niemniej jednak zdarzają się podmuchy przekraczające te, określone w normie, jak choćby przykładowe podmuchy przedstawione na Rys. 2.5 i 2.10. Wartości maksymalne ekstremalnych podmuchów o 50-letnim okresie powtarzalności obliczone w pracy [37] na podstawie funkcji rozkładu prawdopodobieństwa Gumbela, dla wielu stacji pogodowych na terenie USA przekraczają 40 m/s . Z kolei maksymalną wartością prędkości wiatru w czasie podmuchu zanotowaną w całej historii pomiarów w Republice Czeskiej było $48,9 \text{ m/s}$ [36]. Chociaż podmuchy przedstawione na wyżej wymienionych rysunkach mają okres trwania

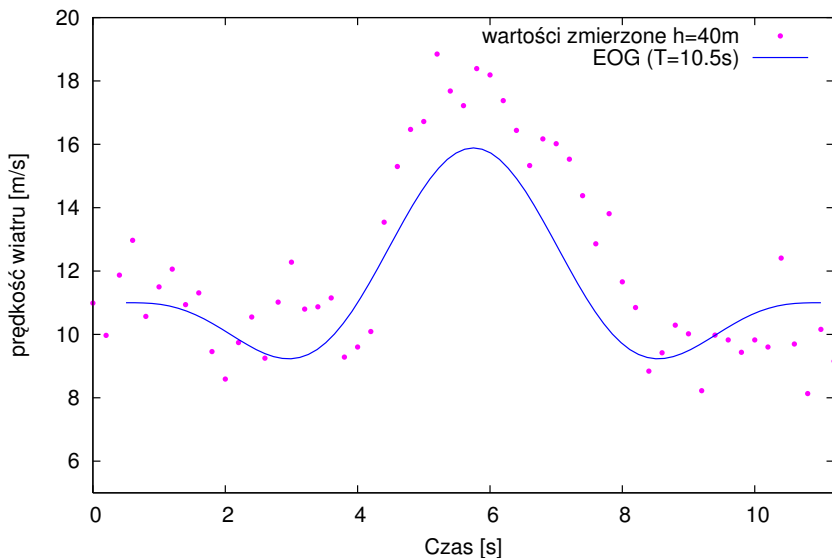
Rysunek 2.6. Podmuch normalywny dla $V_{wind} = 25 \text{ m/s}$ Rysunek 2.7. Podmuchy normalywny przy różnych prędkościach średnich wiatru, klasa turbiny I_A

dłuższy niż proponowany w normie, a w pracy [37] okres trwania podmuchu nie jest analizowany, to jednak można przypuszczać, że w wielu potencjalnie interesujących lokalizacjach turbin wiatrowych zdarzają się podmuchy znacznie przekraczające te, określone w normie [9]. Możliwe także, zwłaszcza w dobie postępujących zmian klimatycznych, że niektóre z istniejących turbin wiatrowych narażone będą w czasie eksploatacji na działanie ponadnormatywnych podmuchów wiatru.

W związku z tym w symulacjach przedstawionych w dalszej części pracy przyjęto zarówno podmuchy normalywny, jak i ich powiększoną w sposób ar-



Rysunek 2.8. Podmuch ekstremalny zarejestrowany w Tjeareborgu (Dania)

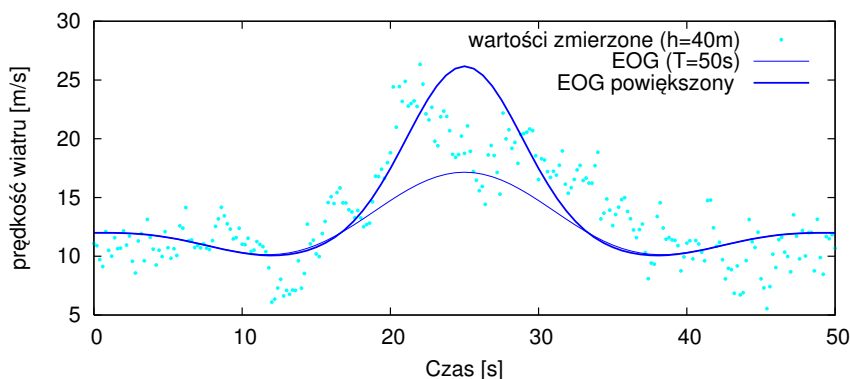


Rysunek 2.9. Podmuch ekstremalny o czasie trwania około 10 s zarejestrowany w San Gorgonio (USA)

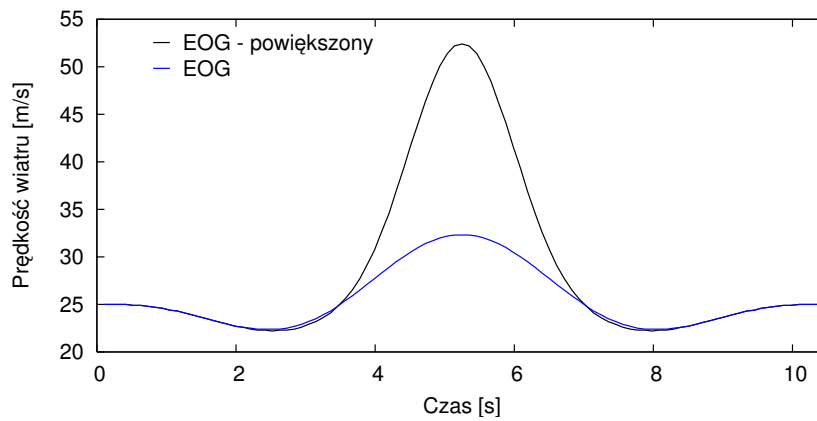
bitralny wersję. Przykładowo na Rysunku 2.10 przedstawiony został zarejestrowany podmuch ekstremalny oraz odpowiadający mu podmuch normatywny wraz z jego powiększoną wersją. Widoczne jest, że podmuch normatywny nie wystarcza, aby poprawnie opisać skalę zarejestrowanego zjawiska. Natomiast

Rysunek 2.11 przedstawia powiększoną wersję podmuchu normatywnego wykorzystywaną w symulacjach w dalszej części pracy, odpowiadającą turbinie o osi wirnika na wysokości 90 m i średnicy 126 m , przy średniej prędkości wiatru równej 25 m/s .

W celu bardziej realistycznego oddania stochastycznej natury podmuchów ekstremalnych, stosuje się czasem model podmuchu, w którym na zmierzone przebiegi prędkości wiatru bez podmuchów ekstremalnych nakłada się normatywny podmuch deterministyczny. Podejście takie zastosowane zostało, w oparciu o funkcję autokorelacji, na przykład w pracach [42, 43]. W symulacjach opisanych w dalszej części pracy przyjęto normatywny podmuch deterministyczny.



Rysunek 2.10. Przykład zarejestrowanego w San Gorgonio (USA) podmuchu ekstremalnego



Rysunek 2.11. Podmuch ponadnormatywny dla $V_{wind} = 25 \text{ m/s}$

Koncepcja adaptacyjnego połączenia łopaty i piasty

3.1 Połączenie łopaty z piastą w turbinach wiatrowych z nastawianym kątem łopaty

W nowoczesnych turbinach wiatrowych dominującym trendem jest wykorzystanie mechanizmów regulacji kąta łopaty jako głównego sposobu sterowania pracą turbiny w zakresie pracy z mocą znamionową. Analiza zalet i wad tego typu turbin nie jest przedmiotem tej pracy, warto jedynie nadmienić, że w stosunku do turbin regulowanych za pomocą oderwania strugi, są one nieco efektywniejsze - produkują o kilka procent więcej mocy elektrycznej, a także dają cenną możliwość hamowania aerodynamicznego. Wspólną cechą tego typu turbin, oprócz samego mechanizmu nastawiania kąta, jest także obecność systemu łożyskowania w połączeniu łopaty i piasty, który umożliwia obrót łopaty względem piasty. System łożyskowania, który wraz z kompletem śrub mocujących łopatę w nasadzie, umożliwia przeniesienie na piastę obciążeń zginających, stanowi niewrażliwe miejsce każdej tego typu turbiny, a nieuniknione na styku materiału kompozytowego (z którego wykonana jest łopata) i stali koncentracje naprężeń są jedną z najczęstszych przyczyn awarii wirnika.

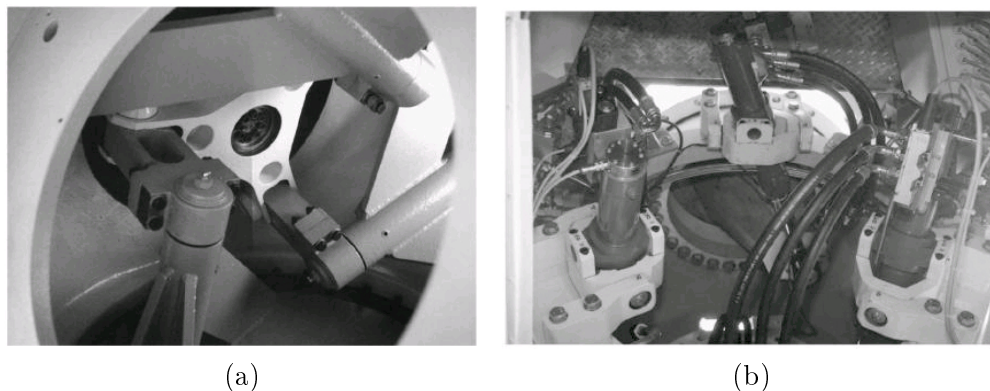
W przeważającej większości mechanizmy nastawiania kąta łopaty można podzielić na:

- hydrauliczne (Rys. 3.1),
- elektryczne (Rys. 3.2)

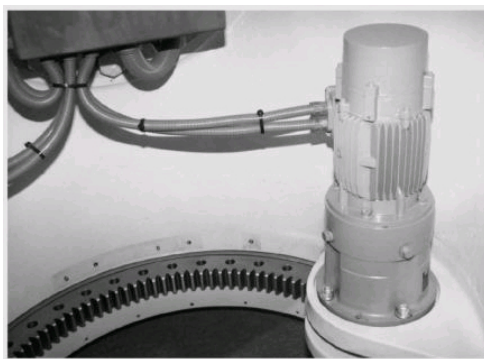
oraz według ich zastosowania na:

- wspólne dla wszystkich łopat,
- oddzielne dla każdej z łopat wirnika.

Najpowszechniej stosowane są hydrauliczne mechanizmy umożliwiające jednoczesne nastawianie wszystkich łopat. Typowo są one zbudowane z siłownika



Rysunek 3.1. Hydrauliczne mechanizmy nastawiania kąta łopaty: (a) wspólnie dla wszystkich łopat, (b) indywidualnie dla każdej łopaty (ilustracje pochodzą z [12], str. 353)



Rysunek 3.2. Elektryczny system nastawiania kąta łopaty (ilustracja pochodzi z [12], str. 354)

hydraulicznego umieszczonego w gondoli, który wymusza wspólny obrót łopat poprzez system łączników przechodzących przez piastę a następnie połączonych z nasadami łopat. Rysunek 3.1(a) przedstawia przykładowy układ, w którym trójkątny element umieszczony w osi głównego wału przekazuje jednocześnie wymuszenie na trzy łopaty przez system łączników umieszczonych wewnątrz piasty. Układ taki ma tę zaletę, że aktywator może być umieszczony w gondoli, zamiast w ruchomej piaście.

Wraz z rosnącymi rozmiarami turbin wiatrowych rośnie także znaczenie niejednorodnych warunków pracy każdej z łopat, a za tym pojawia się potrzeba indywidualnego nastawiania każdej z łopat. W tym celu zamiast jednego, wspólnego aktywatora do użycia zaczynają wchodzić systemy, w których każda łopata posiada swój własny sterowany siłownik nastawiający kąt (Rysunek 3.1(b)). Do

wad tego rodzaju systemów należy zaliczyć jego umieszczenie w obracającej się piaście, co powoduje kłopoty z dostępem oraz przekazaniem zasilania, a także znacznie bardziej złożony proces sterowania, który musi m.in. zapewniać równe obroty łopat w trakcie normalnej pracy. Z drugiej strony indywidualne sterowanie każdą z łopat daje nowe możliwości zmniejszenia obciążeń zmęczeniowych wywołanych przejściem łopaty przed wieżą [17, 18].

Warto zwrócić uwagę, że zarówno w systemach elektrycznych, jak i hydraulicznych muszą istnieć urządzenia awaryjne, które umożliwią ustawienie się łopat „w chorągiewkę” w wypadku zaniku zasilania. W efekcie na wyposażeniu turbiny wiatrowej musi się znaleźć, w zależności od zastosowanego rozwiązania, albo akumulator hydrauliczny, albo zestaw baterii. W obu przypadkach wiąże się to z dodatkowymi kosztami oraz dodatkowym ciężarem.

3.2 Opis koncepcji

Możliwe systemy łagodzenia obciążeń można najogólniej podzielić na trzy grupy:

1. pasywne,
2. półaktywne,
3. aktywne.

Rozwiązania z pierwszej grupy są najtańsze i bezobsługowe, jednak z uwagi na brak możliwości sterowania nie mogą być optymalnie stosowane w szerszym zakresie. Teoretycznie można tak zaprojektować łopatę, aby pod działaniem bardzo silnych obciążeń zewnętrznych ustawiała się pod odpowiednim kątem do wiatru i w ten sposób złagodzić nadmierne wyężenie. Innym przykładem rozwiązania pasywnego jest wykorzystanie siły odśrodkowej do zwolnienia sprężyny, która obraca końcówkę łopaty i w ten sposób hamuje wirnik.

W trzeciej grupie leżą mechanizmy nastawiania kąta łopaty opisane w rozdziale 3.1. Ich praca wymaga dostarczenia znaczącej energii czy to z układu hydraulicznego, czy z elektrycznego. Co więcej, wymagany jest również pewien akumulator energii na wypadek awarii głównego zasilania. Niemniej jednak, istniejące mechanizmy nastawiania kąta łopaty wydają się być pierwszym kandydatem do dostosowania pracy wirnika w wypadku gwałtownego podmuchu. Niestety, okazuje się, że mechanizmy te, pracujące z prędkością maksymalną od 5 do 7 *stopni/s* są, zwłaszcza dla bardzo dużych turbin wiatrowych, zbyt wolne, aby skutecznie i na czas reagować na narastający podmuch. Na przykład problemy związane z dynamiką hydraulicznego systemu nastawiania kąta łopaty, dla turbiny wzorcowej projektu UpWind można znaleźć w pracy [44]. Z

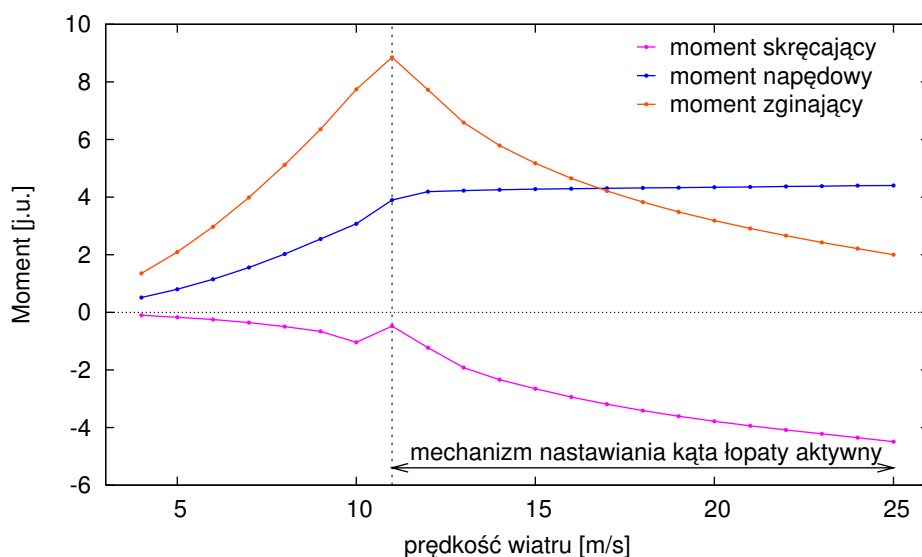
drugiej strony istnieją próby takiego zaprojektowania aktywnych mechanizmów nastawiania kąta łopaty i ich sterowników, aby ich drugorzędym celem było ograniczenie obciążeń zmęczeniowych turbiny wiatrowej, czy wyeliminowanie rezonansowej odpowiedzi słabo tłumionych postaci drgań (przede wszystkim pierwszej postaci giętej wieży). Najistotniejsze aspekty projektu sterownika uwzględniającego, między innymi, wspomniane efekty przedstawiono w pracy [45].

Wreszcie druga grupa rozwiązań, tj. rozwiązania półaktywne charakteryzują się tym, że umożliwiają optymalną adaptację układu w określonym przedziale zmienności warunków zewnętrznych i jednocześnie ich praca nie wymaga poboru znaczącej ilości energii z zewnątrz. Rozwiązania tego typu są coraz bardziej pożądane w turbinach wiatrowych w porównaniu z zazwyczaj ciężkimi mechanizmami aktywnymi, o czym wspomina Bossanyi we wstępie pracy [17]. Różne zastosowania mechanizmów półaktywnych są opisane w literaturze, kilka przykładów można znaleźć w pracach [4–6, 30].

Ogólne wymagania stawiane przed nowym rozwiązaniem są następujące:

- **Niezawodność**
Należy bardzo ostrożnie wprowadzać nowe rozwiązania, tak aby, usprawniając określone aspekty pracy turbiny wiatrowej, jednocześnie nie wpływały negatywnie na jej niezawodność. W szczególności, nowe rozwiązanie musi być odporne na awarie zasilania, a także, w typowych warunkach pracy, nie powinno negatywnie wpływać na pracę turbiny wiatrowej.
- **Szybki czas reakcji**
Aby dostosowanie pracy turbiny wiatrowej do podmuchu było skuteczne, powinno następować dostatecznie szybko, a jednocześnie w sposób kontrolowany. Dla dużych turbin wiatrowych prędkość reakcji powinna być znacznie szybsza niż od 5 do 7 *stopni/s* osiągnęte przez istniejące mechanizmy nastawiania kąta łopaty, aby skutecznie przeciwdziałać narastającemu podmuchowi.
- **Niski pobór mocy**
Zaleca się, aby każdy nowy system dodawany do istniejących mechanizmów pracy turbiny był sam w sobie energooszczędny ze względów ekonomicznych. W związku z tym pobór mocy nowego rozwiązania nie powinien przekraczać 1% mocy znamionowej. Zaletą rozwiązań półaktywnych jest to, że spełniają ten warunek.

Punktem wyjścia do opracowania nowej koncepcji była analiza ustalonych sił aerodynamicznych działających w nasadzie łopaty turbiny wiatrowej opisanej w [32]. Jest to turbina z regulowaną prędkością generatora, a w zakresie pracy z



Rysunek 3.3. Wybrane stacjonarne siły aerodynamiczne działające na turbinę wiatrową o mocy 5 MW

mocą znamionową sterowana za pomocą regulacji kąta łopaty, o mocy 5 MW i średnicy 126 m, używana jako punkt odniesienia do wielu analiz nowych koncepcji w ramach projektu UpWind. Więcej informacji na temat tej turbiny wiatrowej znajduje się w dalszej części pracy. W zakresie prędkości wiatru pomiędzy 4 a 11 m/s ilość energii w strumieniu powietrza jest niewystarczająca do osiągnięcia mocy znamionowej. W tym zakresie prędkości wiatru moment oporowy generatora jest tak dobierany, aby stosunek prędkości liniowej końcówki łopaty do prędkości napływu był optymalny w tym sensie, że powinien maksymalizować moc generowaną przez turbinę wiatrową. Dla tego zakresu prędkości wiatru kąt nastawienia łopat jest stały i równy zero. Charakterystyka generatora została tak dobrana, że mocy znamionowej, tj. 5 MW odpowiada prędkość obrotowa generatora 1173 obr/min oraz wirnika 12,1 obr/min [32]. Ten punkt pracy jest osiągnięty przy prędkości wiatru około 11 m/s. Przy prędkości wiatru równej 11 m/s ilość energii dostępnej w strumieniu powietrza jest wystarczająca do pracy z mocą znamionową, z kolei dla wyższych prędkości dostępna jest nadwyżka energii. Ponieważ optymalna praca generatora polega na stabilnym działaniu z mocą znamionową w jak najszerszym zakresie prędkości wiatru, dostępna nadwyżka energii nie jest potrzebna z punktu widzenia produkowania mocy. Dla-

tego przy prędkości 11 m/s następuje włączenie mechanizmu nastawiania kąta łopaty, który poprzez obrót łopat powoduje zmniejszenie lokalnego kąta natarcia, a w konsekwencji spadek obciążeń aerodynamicznych łopat i utrzymanie momentu obrotowego na stałym poziomie, odpowiadającym mocy znamionowej, nawet przy rosnącej prędkości wiatru. Stąd na wykresie wybranych sił aerodynamicznych przedstawionym na Rysunku 3.3 widać jakościową zmianę w charakterze sił ustalonych przy przekroczeniu prędkości wiatru równej 11 m/s . Większość sił aerodynamicznych zmniejsza wartość ze wzrostem prędkości wiatru, czego przykładem jest przedstawiony na Rysunku 3.3 moment zginający nasadę prostopadle do płaszczyzny wirnika. Wyjątkiem jest moment napędowy, który pozostaje w przybliżeniu stały, czego wymaga strategia sterowania pracą z mocą znamionową oraz moment skręcający, który rośnie co do modułu przyjmując coraz większe wartości ujemne. Ujemna wartość momentu skręcającego oznacza, że działa on w kierunku zmniejszenia kąta natarcia. Innymi słowy, moment skręcający stara się obrócić łopatę w tym samym kierunku, w którym mechanizm nastawiania kąta, powodując spadek sił aerodynamicznych.

Gdyby w określonej sytuacji zwolnić na chwilę połączenie skrętne łopaty z piastą, na przykład za pomocą umieszczonego w nasadzie łopaty sprzęgła, to łopata, przynajmniej teoretycznie, powinna obrócić się pod wpływem nierównoważonego momentu aerodynamicznego w kierunku ustawienia „w chorągiewkę”. Szybkość tego procesu narastałaby początkowo powoli ze względu na dużą bezwładność łopaty, a jego dynamika zależałaby od wzajemnych zależności pomiędzy momentem skręcającym, a bieżącym kątem obrotu łopaty, który jest stopniem swobody aerodynamicznie aktywnym. Zbudowanie odpowiedniego modelu turbiny wiatrowej, zdolnego do analizy procesu wysprzęglenia łopat jest jednym z głównych celów pracy opisanej w rozdziałach 4 oraz 5. Teoretycznie, przedstawiona koncepcja pozwala na obrót łopat wirnika wokół swoich osi w kierunku ustawienia „w chorągiewkę” i w konsekwencji złagodzenie obciążeń działających na turbinę wiatrową w określonych przypadkach obciążenia, z prędkością, która potencjalnie przewyższa prędkości istniejących mechanizmów nastawiania kąta łopaty. Proces ten, w którym jako „aktywator” działa aerodynamiczny moment skręcający należałby do grupy rozwiązań półaktywnych, ponieważ jedyna wymagana energia dostarczana z zewnątrz byłaby potrzebna do sterowania pracą sprzęgła zwalniającego skrętne połączenie łopaty i piasty. Oczywiście, aby rozwiązanie było skuteczne nie wystarczy w określonych warunkach zwolnić połączenie. Należy jeszcze kontrolować proces obrotu wysprzęglonej łopaty wokół swojej osi w oparciu o bieżące wartości obciążenia łopaty, aby nie dopuścić do jej obrotu z nadmierną szybkością, a przede wszystkim należy w odpowiednim momencie wyhamować i zatrzymać obrót łopaty i umożliwić

jej - po ustaniu przyczyny wysprzężenia - powrót do pracy w normalnych warunkach. Proces obrotu łopat wokół osi powinien być na tyle szybki, aby nadążać za narastającym gwałtownym podmuchem, lecz z drugiej strony nadmierna prędkość obrotu i zbyt gwałtowny spadek obciążeń aerodynamicznych może powodować gwałtowne odgięcie wieży z wirnikiem w kierunku wiatru. Chociaż w turbinach ustawionych do wiatru nie grozi to bezpośrednio kolizją łopat z wieżą, to jednak tego typu efekty odbicia są niepożądane, gdyż prowadzą do silnego wyteżenia łopat i drgań wieży wraz z gondolą.

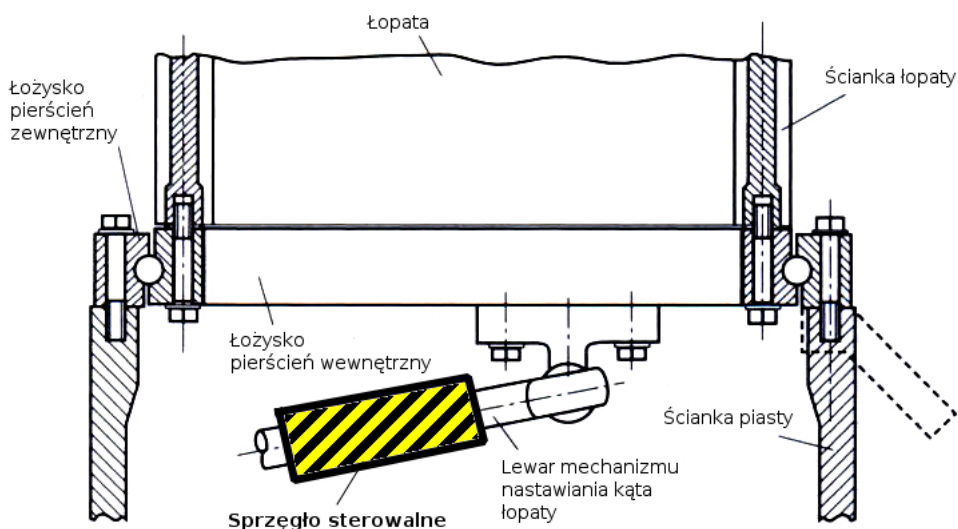
Symulacje numeryczne przedstawione w dalszej części pracy pokazują, że w trakcie nieustalonego procesu związanego z narastaniem podmuchu moment skracający łopatę również pozostaje ujemny. Stwarza to możliwość uruchomienia mechanizmu wysprzężenia łopaty w odpowiedzi na narastający podmuch w celu szybkiego złagodzenia obciążeń aerodynamicznych. Efektywność takiego procesu, przedstawiona w tym rozdziale jako koncepcja, jest przedmiotem szczegółowej analizy w dalszej części pracy. Przedstawiona koncepcja została zgłoszona w Urzędzie Patentowym RP jako wynalazek obejmujący sposób łagodzenia obciążeń turbiny wiatrowej w różnych warunkach eksploatacyjnych [46].

Jak wspomniano momenty zginające w nasadzie łopaty przy ekstremalnych obciążeniach sięgają $14 MNm$. Natomiast moment skracający przyjmuje wartości o dwa rzędy wielkości mniejsze, dzięki czemu znalezienie odpowiedniego rozwiązania technicznego wydaje się możliwe. Odpowiednie sprzęgło musiałoby spełniać następujące warunki:

1. przenosić moment skracający rzędu $100 kNm$, lub siłę osiową rzędu $80 kN$ (zakładając ramię sił równe $1,20 m$) oraz możliwie niewielki moment resztkowy w stanie największej podatności,
2. być niezawodne w tym sensie, że przy braku zasilania powinno mieć maksymalną sztywność, która ulega zmniejszeniu pod wpływem sygnału sterującego,
3. umożliwiać sterowanie podatnością w sposób ciągły.

Istnieje wiele technicznych aspektów przedstawionej koncepcji, które należy rozwiązać zanim możliwe będzie wykonanie pełnoskalowego urządzenia. Na przykład spełnienie pierwszego z powyższych warunków stwarza problemy z rozmiarami geometrycznymi ewentualnego urządzenia, zwłaszcza gdyby celem okazało się dostosowanie pracy każdej z łopat oddzielnie, gdyż wiązałoby się to z umieszczeniem urządzeń wewnątrz piasty. Spełnienie drugiego warunku wiąże się z trudnościami z wyborem odpowiedniego rozwiązania, gdyż większość możliwych mechanizmów przy braku zasilania pozostaje rozsprężona. Warunek ten jest jednak konieczny ze względu na niezawodność pracy, wymagającej peł-

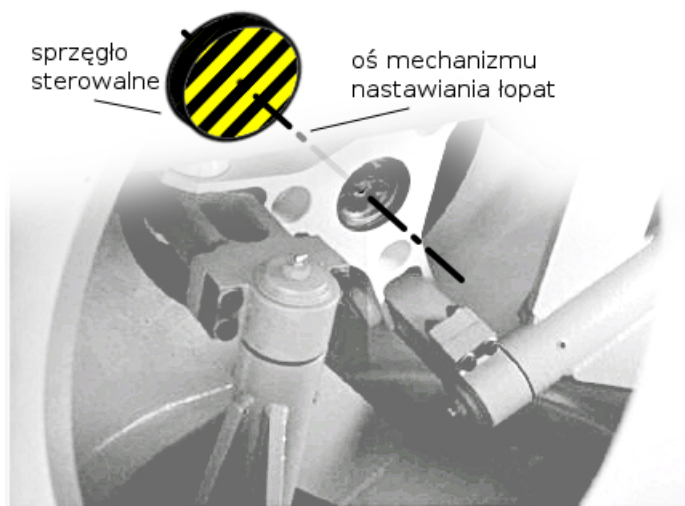
nej sztywności urządzenia w sytuacji braku zasilania. Rozwiązaniem mogłyby być na przykład sprzęgła sterowalne z cieczą magnetoreologiczną, wyposażone w magnes stały. W rozwiązaniach tego typu wygenerowanie prądu na cewce magnetycznej powoduje powstanie pola magnetycznego, które w całości lub częściowo znosi pole magnetyczne wytwarzane przez magnes stały. W konsekwencji przy braku zasilania magnes stały zapewnia maksymalną sztywność połączenia. Schematycznie położenie sprzęgła w piaście turbiny wiatrowej, umożliwiające wysprzęglenie każdej łopaty oddzielnie przedstawia Rysunek 3.4. W takim przypadku sprzęgło byłoby umieszczone na elemencie popychającym łopatę. W drugiej możliwej konfiguracji urządzenie umieszczone jest na wałku mechanizmu nastawiania kąta łopaty (Rys. 3.1a), i w normalnej pracy przenosi moment wymuszający wspólne ustawienie wszystkich łopat, co zostało schematycznie przedstawione na Rysunku 3.5.



Rysunek 3.4. Położenie sprzęgła umożliwiającego wysprzęglenie każdej z łopat oddzielnie (szkic połączenia łopaty z piastą zaczerpnięty z [12])

Opracowanie pełnoskalowego urządzenia pozwoliłoby uzyskać znaczące korzyści dla pracy turbiny wiatrowej:

1. złagodzenie skutków gwałtownych podmuchów,
2. możliwość wyhamowania wirnika w razie awarii,
3. możliwość wyhamowania wirnika w razie zaniku zasilania, co wiąże się z



Rysunek 3.5. Położenie sprzęgła w układzie wymuszającym wszystkie łopaty jednocześnie

możliwością rezygnacji z akumulatora energii niezbędnego w istniejących systemach.

Ad.1. Pierwszy z wymienionych efektów jest zarazem głównym celem działania urządzenia i wiąże się próbą pokonania jednej z głównych barier technologicznych, jakie należy przezwyciężyć w celu dalszego zwiększania rozmiarów turbin wiatrowych.

Ad. 2. Symulacje numeryczne wskazują, iż aerodynamiczny moment skrecający łopate jest ujemny w szerokim zakresie prędkości napływu, o czym wspomniano w punkcie 3.2. Daje to możliwość uruchomienia procedury łagodzenia obciążeń kiedy w warunkach normalnej pracy w stanie ustalonym, dojdzie do sytuacji awaryjnej. Możliwie szybkie złagodzenie obciążeń i wyhamowanie prędkości obrotowej wirnika jest wtedy kluczowe. Nie może ono jednak powodować zbyt gwałtownego spadku obciążeń, gdyż wiązałoby się z efektem odbicia wirnika wraz z wieżą w kierunku wiatru. Więcej na temat awaryjnego hamowania za pomocą proponowanej koncepcji, a także efektu odbicia można znaleźć w dalszej części pracy.

Ad.3. Szczególnym przypadkiem sytuacji awaryjnej jest zanik zasilania, którego specyfika polega na tym, że, bez odpowiedniego zabezpieczenia, turbina straciłaby zdolność reagowania na zmieniające się warunki wietrzne. Dlatego, o czym wspomniano w punkcie 3.1, istniejące mechanizmy posiadają akumulator energii, który wykorzystuje się do ustawienia łopat „w chorągiewkę” w razie zaniku zasilania. Natomiast bieżąca koncepcja, jako rozwiązanie półaktywne nie potrze-

buje akumulatora energii. Zamontowane sprzęgło wraz z układem sterującym dałoby możliwość łagodzenia obciążeń, jeśli zaistnieje zanik zasilania. Warunkiem jest działający w kierunku ustawienia „w chorągiewkę” moment skrecający. Warunek ten należy oczywiście sprawdzić dla konkretnych przypadków, jednak dla badanej turbiny [32] jest on spełniony.

Model turbiny wiatrowej

4.1 Wprowadzenie

Zaprezentowana w Rozdziale 3 koncepcja zmniejszania sztywności skrętnego połączenia łopaty i piasty powinna, przynajmniej teoretycznie, prowadzić do złagodzenia obciążeń aerodynamicznych działających na łopatę turbiny wiatrowej. Rzeczywista skuteczność tej metody, a także szybkość działania procesu regulacji sztywności skrętnej w nasadzie łopaty powinny być sprawdzone zarówno w symulacjach jak i eksperymentalnie. W trakcie procesu łopata będzie się obracać stopniowo, z uwagi na swoją bezwładność, dlatego należy, dysponując odpowiednim modelem numerycznym, przeanalizować proces obrotu łopaty wokół swojej osi w reakcji na zasymulowany podmuch wiatru.

Wykonanie odpowiednich symulacji w dostępnych programach do obliczeń turbin wiatrowych z uwzględnieniem zjawisk aeroelastycznych wymaga głębokiej ingerencji w kod, gdyż model turbiny wiatrowej, w którym łopaty mogą się swobodnie obracać wokół swojej osi jest czymś raczej niespotykanym. Poza tym wiele dostępnych programów (np. BLADED [47]) nie oferuje nawet możliwości modelowania skręcania łopat, z uwagi na stosunkowo wysoką częstość drgań skrętnych, która sprawia, że drgania skrętne łopat są nieistotne z punktu widzenia większości problemów związanych z analizą turbiny wiatrowej [48].

Inną możliwością jest skorzystanie z ogólnych pakietów Metody Elementów Skończonych lub pakietów modelowania wielociałowego (np. ADAMS [49]). Należałoby w takim przypadku zaimplementować procedury do obliczania obciążeń aerodynamicznych na każdym kroku całkowania, co umożliwi na przykład program ABAQUS, za pomocą przygotowywanych przez użytkownika procedur w języku FORTRAN.

Rozwiązaniem mniej pracochłonnym, a jednocześnie dającym większą swobodę w kształtowaniu wydajnego numerycznego modelu, który dokładnie spełnia postawione przed nim wymagania, było stworzenie modelu numerycznego od podstaw. Zbudowane zostały dwa modele numeryczne. Jeden z nich został sfor-

mułowany we współrzędnych uogólnionych i służy do symulacji turbiny wiatrowej o sztywnych łopatach. Drugi natomiast został sformułowany we współrzędnych modalnych, przy użyciu metody modalnej. Służy on do symulacji turbiny o łopatach podatnych.

W rozdziale 4.2 przedstawiono model numeryczny turbiny wiatrowej o sztywnych łopatach. Pomimo, że nie uwzględnia on deformacji łopat, a jedynie przemieszczenia ich środków masy, zawiera on stopnie swobody aerodynamicznie aktywne, tzn. te, które wpływają na chwilową wartość obciążeń aerodynamicznych. Model ten może być z powodzeniem stosowany przy symulacji małych turbin wiatrowych o sztywnych łopatach, jak na przykład turbina eksperymentalna o średnicy dwóch metrów, opisana w Rozdziale 6. Głównym jednak celem tego modelu jest przedstawienie procesu budowania równań ruchu oraz struktury macierzy zlinearyzowanego modelu, odzwierciedlającej sprzężenia pomiędzy stopniami swobody.

W rozdziale 4.3 przedstawiony został sposób obliczania sił aerodynamicznych w oparciu o bieżące parametry opływu profili aerodynamicznych oraz bieżący stan deformacji turbiny wiatrowej. Siły aerodynamiczne obliczane są na elementach łopaty zdyskretyzowanej niezależnie od dyskretyzacji strukturalnej. Dlatego mogą one być przyłożone zarówno do sztywnej jak i odkształcalnej łopaty.

W rozdziale 4.4 została przedstawiona ogólnie metoda modalna oraz jej zastosowanie do modelowania turbiny wiatrowej, włączając w to proces wysprężenia. Częstości i postacie drgań własnych służące jako dane wejściowe do analiz przedstawionych w niniejszym rozdziale, a także w Rozdziale 5 zostały obliczone przy użyciu modelu numerycznego uwzględniającego odkształcalność łopat wykonanego przez J. Grzędzińskiego [50].

4.2 Model ze sztywnymi łopatami

4.2.1 Założenia

Model numeryczny turbiny wiatrowej o sztywnych łopatach został wykonany przy następujących założeniach:

- wirnik składa się z $n_b = 3$ łopat,
- wirnik jest zawsze ustawiony w kierunku wiatru (kąt odchylenia wynosi 0 stopni, Rys. 4.1(b)),
- kąt pochylenia wirnika wynosi 0 stopni (Rys. 4.1(b)),

- łopaty zachowują się jak ciała sztywne połączone z piastą za pomocą trzech sprężyn (dwóch liniowych i jednej kątowej),
- generator jest połączony z wirnikiem za pomocą sprężystego wału,
- wszystkie współrzędne i prędkości uogólnione są na tyle małe, że można odrzucić wyrazy nieliniowe w równaniach ruchu,
- wirnik jest umocowany na wale generatora znajdującego się w gondoli umieszczonej na szczycie wieży, która może zginać się tylko w kierunku przepływu i dlatego modelowana jest za pomocą masy skupionej na sprężynie o zastępczej sztywności. Wartość tej sztywności dobierana jest tak, aby częstość drgań własnych takiego zastępczego modelu o jednym stopniu swobody była równa częstości drgań giętych wieży modelowanej za pomocą przytwierdzonej do podłoża belki z gondolą na końcu.
- nie są brane pod uwagę przemieszczenia boczne gondoli turbiny wiatrowej w kierunku prostopadłym do kierunku przepływu, czyli leżące w płaszczyźnie wirnika.

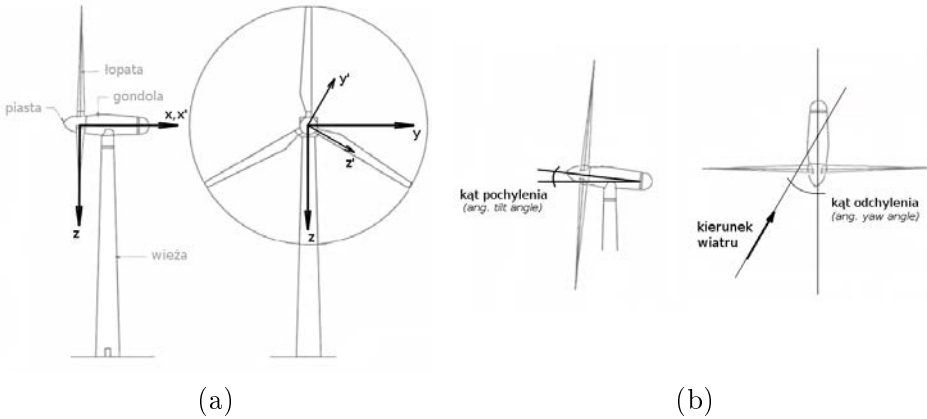
4.2.2 Sformułowanie równań ruchu

Tabela 4.1. Stopnie swobody w przyjętym modelu turbiny wiatrowej

numer s. s.	oznaczenie	opis
1	$x_T(t)$	przemieszczenie wieży z gondolą w kierunku wiatru
2	$\psi(t)$	obrót wirnika wokół osi x
3	$\gamma(t)$	obrót wału generatora wokół osi x
4	$u_1(t)$	wychylenie pierwszej łopaty prostopadle do pł. wirnika
5	$v_1(t)$	przemieszczenie pierwszej łopaty w pł. wirnika
6	$s_1(t)$	obrót pierwszej łopaty wokół osi z'
7	$u_2(t)$	wychylenie drugiej łopaty prostopadle do pł. wirnika
8	$v_2(t)$	przemieszczenie drugiej łopaty w pł. wirnika
9	$s_2(t)$	obrót drugiej łopaty wokół osi z'
10	$u_3(t)$	wychylenie trzeciej łopaty prostopadle do pł. wirnika
11	$v_3(t)$	przemieszczenie trzeciej łopaty w pł. wirnika
12	$s_3(t)$	obrót trzeciej łopaty wokół osi z'

Ruch turbiny wiatrowej opisany jest za pomocą stopni swobody zestawionych w Tabeli 4.2.2. Kolejne stopnie swobody tworzą wektor współrzędnych

uogólnionych $\{q\}$. Pierwsze trzy elementy wektora $\{q\}$ opisują globalne stopnie swobody, określone względem globalnego układu współrzędnych $Oxyz$. Natomiast pozostałe elementy wektora $\{q\}$ opisują przemieszczenia środka masy poszczególnych łopat wirnika i są określone w układzie współrzędnych związanym z obracającą się łopata $Ox'y'z'$ (Rys. 4.1(a), przy czym oś y' skierowana jest w kierunku krawędzi spływu. Wielkości występujące w opisie modelu zo-



Rysunek 4.1. (a) Przyjęte układy współrzędnych, (b) Kąty pochylenia i odchylenia (równe zero w przyjętym modelu)

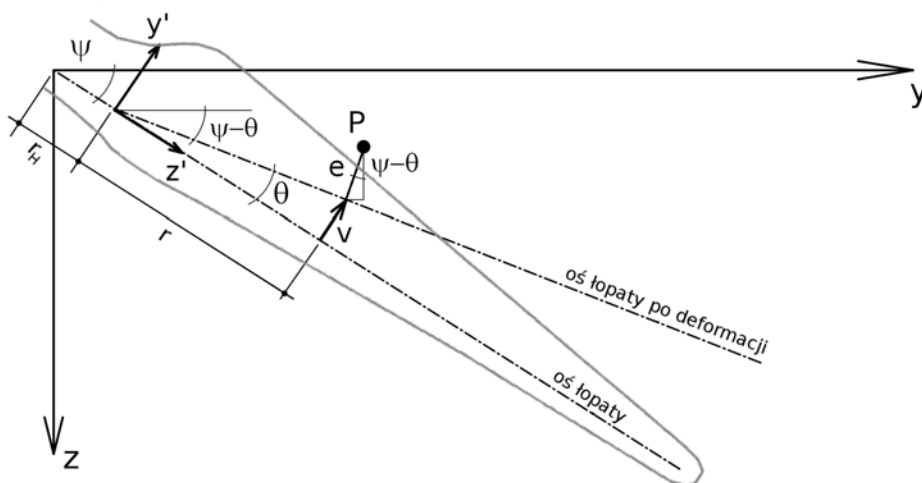
stały zebrane w Tabelach 4.2.2, 4.2.2 oraz na Rysunkach 4.2 i 4.3. Składowe wektora $\{q(t)\}$ w płaszczyźnie wirnika oraz w przekroju łopaty prostopadłym do osi z' schematycznie przedstawiono odpowiednio na Rysunkach 4.2 i 4.3. W stanie nieodkształconym środek masy jest znacząco przesunięty względem osi łopaty w kierunku y' i jednocześnie bardzo nieznacznie wychylony z płaszczyzny wirnika. Dlatego w dalszych rozważaniach mimośród jest opisany jedynie za pomocą składowej wzdłuż osi y' :

$$e_i(t) = y'(t) = x_c \sin(s_i(t)) + y_c \cos(s_i(t)). \quad (4.1)$$

Korzystając z zależności przedstawionych na rysunkach można określić współrzędne środka masy $P(x, y, z)$ łopaty w funkcji nieznanymi współrzędnych $\{q(t)\}$. W trakcie deformacji punkt P doznaje obrotu s wokół osi z' , a także przemieszczenia wraz z wieżą x_T i przemieszczenia prostopadłe do płaszczyzny wirnika u . Ponadto punkt P doznaje przemieszczenia v w płaszczyźnie wirnika wywołanego obrotem łopaty wokół osi x' .

Tabela 4.2. Parametry sztywnościowe i bezwładnościowe turbiny wiatrowej

oznaczenie	opis
$P(x_c, y_c, r + r_H)$	położenie nieodkształconego środka masy
m	masa łopaty
m_T	masa wieży
m_H	masa gondoli wraz z generatorem i piastą
J_H	masowy moment bezwładności piasty
J_G	masowy moment bezwładności generatora
k_T	zastępcza sztywność wieży w kierunku x
k_G	sztywność skrętna wału generatora
k_u	sztywność giętna nasady łopaty wokół osi y'
k_v	sztywność giętna nasady łopaty wokół osi x'
k_s	sztywność skrętna nasady łopaty wokół osi z'



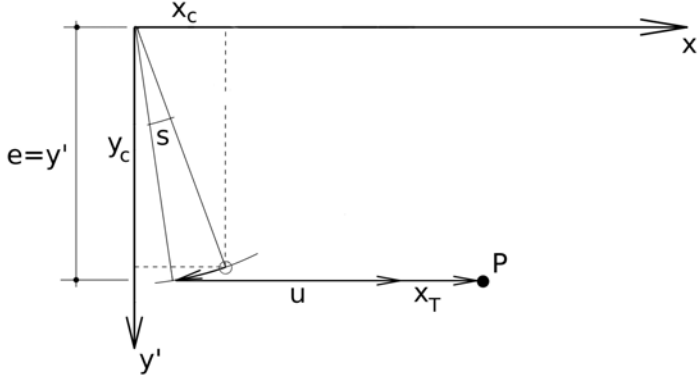
Rysunek 4.2. Położenie środka masy łopaty w płaszczyźnie 0yz

Dla i -tej łopaty, związki te przedstawiają równania:

$$x(t) = x_c \cos(s_i(t)) - y_c \sin(s_i(t)) + u_i(t) + x_T \quad (4.2a)$$

$$y(t) = r_H \cos(\psi(t)) + r \cos(\psi(t) - \theta_i(t)) + e_i(t) \sin(\psi(t) - \theta_i(t)) \quad (4.2b)$$

$$z(t) = r_H \cos(\psi(t)) + r \sin(\psi(t) - \theta_i(t)) - e_i(t) \cos(\psi(t) - \theta_i(t)), \quad (4.2c)$$

Rysunek 4.3. Położenie środka masy łopaty w płaszczyźnie $0x'y'$

Dla małych kątów skrzywienia łopaty s , mimośród $e_i(t)$ i prędkość jego zmiany upraszczają się odpowiednio do:

$$e_i(t) = y_c \quad (4.3a)$$

$$\dot{e}_i(t) = x_c \dot{s}_i(t). \quad (4.3b)$$

Dodatkowo zakładając, że kąt θ ugięcia łopaty w płaszczyźnie wirnika jest mały, można przyjąć, że $\theta = \frac{v_i(t)}{r}$ i wtedy związki (4.2) przyjmują postać:

$$x(t) = x_c \cos(s_i(t)) - y_c \sin(s_i(t)) + u_i(t) + x_T(t) \quad (4.4a)$$

$$y(t) = r_H \cos(\psi(t)) + r \cos\left(\psi(t) - \frac{v_i(t)}{r}\right) + y_c \sin\left(\psi(t) - \frac{v_i(t)}{r}\right) \quad (4.4b)$$

$$z(t) = r_H \sin(\psi(t)) + r \sin\left(\psi(t) - \frac{v_i(t)}{r}\right) - y_c \cos\left(\psi(t) - \frac{v_i(t)}{r}\right). \quad (4.4c)$$

Natomiast składowe prędkości są następujące:

$$\dot{x}(t) = -y_c \cos(s_i(t)) \dot{s}_i(t) + \dot{u}_i(t) + \dot{x}_T(t) \quad (4.5a)$$

$$\begin{aligned} \dot{y}(t) = & -r_H \sin(\psi(t)) \dot{\psi}(t) - r \sin\left(\psi(t) - \frac{v_i(t)}{r}\right) \left(\dot{\psi}(t) - \frac{\dot{v}_i(t)}{r}\right) + \\ & x_c \dot{s}_i(t) \sin\left(\psi(t) - \frac{v_i(t)}{r}\right) + y_c \cos\left(\psi(t) - \frac{v_i(t)}{r}\right) \left(\dot{\psi}(t) - \frac{\dot{v}_i(t)}{r}\right) \end{aligned} \quad (4.5b)$$

$$\begin{aligned} \dot{z}(t) = & r_H \cos(\psi(t)) \dot{\psi}(t) + r \cos\left(\psi(t) - \frac{v_i(t)}{r}\right) \left(\dot{\psi}(t) - \frac{\dot{v}_i(t)}{r}\right) - \\ & x_c \dot{s}_i(t) \cos\left(\psi(t) - \frac{v_i(t)}{r}\right) + y_c \sin\left(\psi(t) - \frac{v_i(t)}{r}\right) \left(\dot{\psi}(t) - \frac{\dot{v}_i(t)}{r}\right). \end{aligned} \quad (4.5c)$$

Podstawiając kwadraty składowych prędkości do wzoru:

$$T_B = \frac{1}{2} \int (\dot{x}^2(t) + \dot{y}^2(t) + \dot{z}^2(t)) dm, \quad (4.6)$$

otrzymuje się wyrażenie na energię kinetyczną łopaty T_B .

Energia kinetyczna wieży wraz z gondolą jest równa:

$$T_T = \frac{1}{2} m_T \dot{x}_T^2(t), \quad (4.7)$$

natomiast energia kinetyczna piasty i generatora wynosi odpowiednio:

$$T_H = \frac{1}{2} m_H \dot{x}_T^2(t) + \frac{1}{2} J_H \dot{\psi}^2(t), \quad (4.8)$$

$$T_G = \frac{1}{2} J_G \dot{\gamma}^2(t). \quad (4.9)$$

Całkowita energia kinetyczna wiatraka jest równa:

$$T = T_T + T_H + T_G + \sum_i T_B. \quad (4.10)$$

Całkowita energia potencjalna wiatraka jest równa:

$$U = \frac{1}{2} k_T x_T^2 + \frac{1}{2} k_G (\psi - \gamma)^2 + \frac{1}{2} \sum_i k_u u_i^2 + \frac{1}{2} \sum_i k_v v_i^2 + \frac{1}{2} \sum_i k_s s_i^2. \quad (4.11)$$

Równania ruchu wiatraka otrzymuje się przez wstawienie odpowiednich pochodnych funkcji Lagrange'a do równań Lagrange'a II rodzaju:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_j} = 0, \quad j = 1, 2, \dots, 12, \quad (4.12)$$

gdzie $L = T - U$, oznacza funkcję Lagrange'a.

Kolejne pochodne funkcji Lagrange'a zawierają bardzo wiele wyrazów nieliniowych. Zależności określone wyrażeniami (4.13) do (4.24) przedstawiają pochodne funkcji Lagrange'a po odrzuceniu wyrazów nieliniowych, które mają stosunkowo niewielki wpływ na rozwiązanie, zgodnie z założeniem o małych przemieszczeniach.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{x}_T} \right) = (n_b m + m_T + m_H) \ddot{x}_T + m \sum_i \ddot{u}_i - m y_c \sum_i \ddot{s}_i \quad (4.13)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\psi}} \right) = (J_H + n_b m(r^2 + y_c^2 + r_H^2 + 2rr_H)) \ddot{\psi} - (mr + mr_H) \sum_i \ddot{v}_i - (mx_c r + mx_c r_H) \sum_i \ddot{s}_i \quad (4.14)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\gamma}} \right) = J_G \ddot{\gamma} \quad (4.15)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{u}_i} \right) = m \ddot{x}_T + m \ddot{u}_i - m y_c \ddot{s}_i \quad (4.16)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{v}_i} \right) = (-mr - mr_H) \ddot{\psi} + m \ddot{v}_i + m x_c \ddot{s}_i \quad (4.17)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{s}_i} \right) = -m y_c \ddot{x}_T - (m x_c r + m x_c r_H) \ddot{\psi} - m y_c \ddot{u}_i + m x_c \ddot{v}_i + (m x_c^2 + m y_c^2) \ddot{s}_i. \quad (4.18)$$

$$\frac{\partial L}{\partial x_T} = -k_T x_T \quad (4.19)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \psi} = -k_G (\psi - \gamma) \quad (4.20)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \gamma} = k_G (\psi - \gamma) \quad (4.21)$$

$$\frac{\partial L}{\partial u_i} = -k_u u_i \quad (4.22)$$

$$\frac{\partial L}{\partial v_i} = -k_v v_i \quad (4.23)$$

$$\frac{\partial L}{\partial s_i} = -k_s s_i \quad (4.24)$$

Współczynniki przy poszczególnych stopniach swobody oraz ich przyspieszeniach w kolejnych równaniach układu (4.12) tworzą wiersze macierzy sztywności $[K]$ i macierzy masowej $[M]$. Równania ruchu turbiny wiatrowej ze zlinearyzowaną częścią strukturalną można teraz zapisać w zwartej formie macierzowej:

$$[K]\{q(t)\} + [M]\{\ddot{q}(t)\} = \{Q(t, \{q\}, \{\dot{q}\})\}, \quad (4.25)$$

przy czym równania te są nadal nieliniowe, ze względu na wektor obciążeń aerodynamicznych $\{Q\}$. Sposób postępowania przy wyznaczaniu wektora sił aerodynamicznych zostanie omówiony w Rozdziale 4.4.

Macierz masowa i macierz sztywności mają następującą strukturę:

$$[M] = \begin{bmatrix} [M_0] & [M_1] & [M_1] & [M_1] \\ [M_1]^T & [M_2] & 0 & 0 \\ [M_1]^T & 0 & [M_2] & 0 \\ [M_1]^T & 0 & 0 & [M_2] \end{bmatrix}, \quad [K] = \begin{bmatrix} [K_0] & 0 & 0 & 0 \\ 0 & [K_2] & 0 & 0 \\ 0 & 0 & [K_2] & 0 \\ 0 & 0 & 0 & [K_2] \end{bmatrix}. \quad (4.26)$$

Macierze składowe są następujące:

$$[M_0] = \begin{bmatrix} m_T + m_H + n_b m & 0 & 0 \\ 0 & J_H + n_b (I_{yy} + I_{zz} + r_H (m r_H + 2S_z)) & 0 \\ 0 & 0 & J_G \end{bmatrix},$$

$$[M_1] = \begin{bmatrix} m & 0 & -S_y \\ 0 & -S_z - m r_H & -J_{zx} - r_H S_x \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad [M_2] = \begin{bmatrix} m & 0 & -S_y \\ 0 & m & S_x \\ -S_y & S_x & J_s \end{bmatrix}, \quad (4.27)$$

$$[K_0] = \begin{bmatrix} k_T & 0 & 0 \\ 0 & k_G & -k_G \\ 0 & -k_G & k_G \end{bmatrix}, \quad [K_2] = \begin{bmatrix} k_u & 0 & 0 \\ 0 & k_v & 0 \\ 0 & 0 & k_s \end{bmatrix}. \quad (4.28)$$

W powyższych wzorach przyjęto następujące oznaczenia dla charakterystyk geometrycznych łopaty turbiny wiatrowej:

$$\begin{aligned} S_z &= m r && - \text{moment statyczny względem płaszczyzny } x'y' \\ S_x &= m x_c && - \text{moment statyczny względem płaszczyzny } y'z' \\ S_z &= m y_c && - \text{moment statyczny względem płaszczyzny } z'x' \\ J_{yy} &= m y_c^2 && - \text{masowy moment bezwładności względem płaszczyzny } z'x' \\ J_{zz} &= m r^2 && - \text{masowy moment bezwładności względem płaszczyzny } x'y' \\ J_{zx} &= m r x_c && - \text{masowy moment dewiacyjny } z'x' \\ J_s &= m (x_c^2 + y_c^2) && - \text{masowy moment bezwładności względem osi } z' \end{aligned}$$

Analizując bloki $[M_0]$ oraz $[M_1]$ macierzy bezwładności można określić sprzężenia bezwładnościowe pomiędzy globalnymi stopniami swobody, a każdą z łopat. Z pierwszych wierszy tych podmacierzy widać, że istnieje sprzężenie nie tylko pomiędzy przemieszczeniem wieży, a odchyleniem łopaty z pł. wirnika, ale również między przemieszczeniem wieży, a skręceniem łopaty. Z kolei w drugich wierszach widać sprzężenie pomiędzy obrotem wirnika, a przemieszczeniem łopaty w płaszczyźnie wirnika. Ponadto, zerowy trzeci wiersz podmacierzy $[M_1]$ wskazuje na brak sprzężeń bezwładnościowych pomiędzy obrotem generatora, a deformacją łopat.

4.3 Obciążenia aerodynamiczne

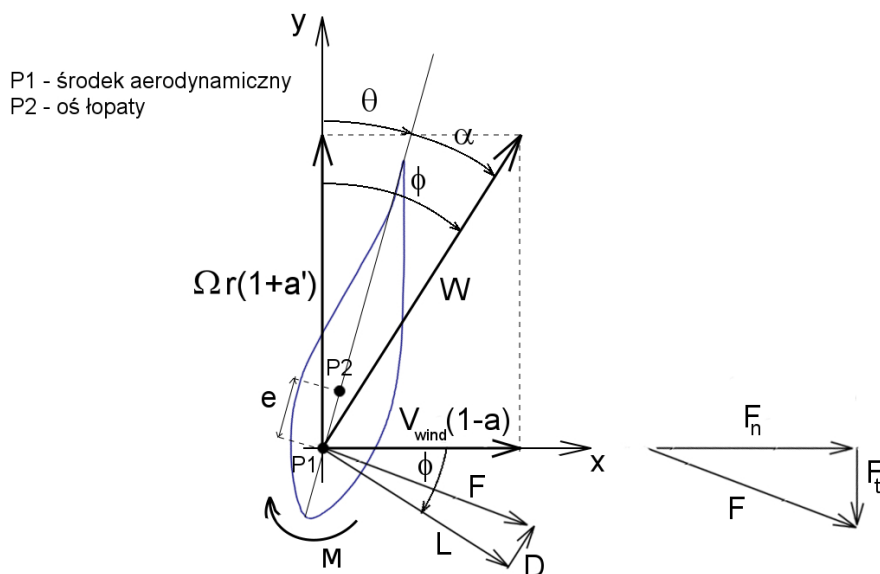
4.3.1 Teoria strumieniowa elementu łopaty

Powszechnie stosowaną teorią do wyznaczania sił aerodynamicznych działających na elementy łopaty turbiny wiatrowej jest Teoria strumieniowa elementu łopaty (ang. *Blade Element Momentum Theory*). Została ona wprowadzona przez H. Glauerta w 1935 roku [51] i jest połączeniem znanej w lotnictwie teorii pasowej oraz teorii strumienia śmigłowego. Pozwala obliczyć wartości sił aerodynamicznych działających na elementy łopaty dla różnych prędkości napływu, prędkości obrotowych wirnika oraz kątów nastawienia łopaty. W pracy [48], zawierającej porównanie najważniejszych programów komputerowych służących do analizy turbin wiatrowych, wskazano, iż teoria ta jest stosowana do obliczania sił aerodynamicznych przez większość dostępnych programów, m.in. Bladed, HAWC, FAST, ADAMS, Flex5.

W teorii pasowej łopatę dzieli się na elementy rozdzielone walcami współśrodkowymi z osią wirnika, a następnie bada się siły działające na każdy element tak, jak gdyby był on częścią płata nośnego w przepływie płaskim [52]. Z tego wynika, że przyjmuje się założenie o braku przepływu w kierunku radialnym. Założenie to nie jest z reguły spełnione ponieważ istniejąca różnica ciśnień pomiędzy górną a dolną stroną łopaty generuje opływ końcówki łopaty, co z kolei powoduje, że opływ elementów łopaty nie jest płaski. Jednak, jak pokazują doświadczenia, założenie to nie generuje dużych błędów.

Prędkości wydzielonego elementu oraz działające na niego siły przedstawia schematycznie Rysunek 4.4. Wektor wypadkowej prędkości elementu względem cząsteczek powietrza W jest złożeniem składowej osiowej $V_{wind}(1-a)$ oraz składowej stycznej $\Omega r(1+a')$. We wzorach na poszczególne składowe wektora W występują dwie nieznanne wielkości zwane współczynnikami indukcji: a oraz a' . Współczynnik a określa spadek prędkości osiowej strumienia powietrza przy przejściu przez płaszczyznę wirnika, na skutek odebrania części jego energii kinetycznej przez wirnik. Z kolei współczynnik a' określa wzrost prędkości stycznej do wirnika na skutek odchylenia strumienia powietrza w kierunku przeciwnym do kierunku obrotu. Ponadto we wzorach tych V_{wind} oznacza niezaburzoną prędkość napływu, Ω oznacza prędkość obrotową wirnika, natomiast r - współrzędną promieniową środka rozpatrywanego elementu.

Wektor napływu tworzy z cięciwą profilu aerodynamicznego kąt α , zwany kątem natarcia, natomiast profil aerodynamiczny jest ustawiony względem płaszczyzny wirnika pod kątem θ , zwanym kątem nastawienia łopaty. Kąt nastawienia łopaty reguluje aktywny mechanizm umieszczony w nasadzie łopaty. Zatem lo-



Rysunek 4.4. Parametry opływu profilu łopaty

kalny kąt napływu ϕ , jaki tworzy wektor napływu W z płaszczyzną wirnika, można przedstawić jako sumę kąta nastawienia i kąta natarcia.

Strumień powietrza opływający profil powoduje powstanie siły F , którą można rozłożyć na składową prostopadłą do lokalnego kierunku napływu, zwaną siłą nośną L oraz składową równoległą do lokalnego kierunku napływu, zwaną siłą oporu D . W analizie turbin wiatrowych kluczowe znaczenie ma nie siła nośna, lecz siła styczna do płaszczyzny wirnika, zwana siłą napędową, dlatego zwykle siłę F rozkłada się na składową styczną i normalną do płaszczyzny wirnika i oznacza odpowiednio F_t oraz F_n . Moment napędowy otrzymuje się z sumowania udziałów $F_t r$ od wszystkich elementów łopaty oraz wszystkich łopat. Podobnie wypadkową siłę osiową otrzymuje się z sumowania udziałów F_n od wszystkich elementów łopaty oraz wszystkich łopat.

Wyprowadzenie wzorów na siłę osiową i moment napędowy wg teorii pasowej, dla pojedynczego elementu, przy użyciu wyznaczonych eksperymentalnie charakterystyk aerodynamicznych profili przedstawiono w Dodatku A. Otrzymane wzory nie pozwalają jednak na obliczenie konkretnych wartości sił, ponieważ występują w nich w sposób jawny i uwikłany nieznanne współczynniki indukcji a oraz a' . Gdyby przyjąć zerowe wartości tych współczynników, wartości sił dałoby się wyliczyć z samej tylko teorii pasowej. Byłoby to, zwłaszcza dla

współczynnika a , zbyt duże uproszczenie, a otrzymane wyniki - błędne, o czym wspomniano w pracy [52].

Na szczęście istnieje drugi sposób wyznaczenia tych samych wielkości, za pomocą zupełnie innego podejścia. Podejście to, zwane Teorią strumienia śmigłowego, bada równowagę pędu i momentu pędu strumienia powietrza przy przejściu przez półprzepuszczalny dysk modelujący wirnik. Stosując równanie Bernoulliego w dwóch obszarach strumienia powietrza rozdzielonych dyskiem można wyznaczyć spadek ciśnienia przy przejściu przez dysk. Następnie z równowagi sił osiowych działających na myślowo wyodrębniony obszar strumienia powietrza wyznacza się całkowitą siłę osiową działającą na dysk. To podejście, wprowadzone pierwotnie w celu analizy śmigła lotniczego przez Glauerta [51] zostało zaadoptowane do turbin wiatrowych i w wielu sytuacjach może być nadal z powodzeniem stosowane. Jednak Sharpe [53] podważył jedno z założeń tej teorii, wedle którego energia kinetyczna śladu wirowego pochodzi od energii ruchu translacyjnego niezaburzonego strumienia. Zamiast tego postulował on, że energia kinetyczna śladu wirowego pochodzi ze spadku ciśnienia statycznego, który równoważy siłę odśrodkową działającą na obracającą się masę powietrza. W związku z tym wpływ ruchu obrotowego śladu wirowego na równowagę obszaru kontrolnego nie był prawidłowo interpretowany przez podstawową teorię Glauerta. W praktyce zaproponowana przez Sharpe'a ogólniejsza teoria poprawia jakość uzyskanych wyników, kiedy stosunek prędkości liniowej końcówki łopaty do prędkości napływu (tzw. współczynnik szybkobieżności) jest mały. Dla zdecydowanej większości turbin wiatrowych eksploatacyjny zakres prędkości końcówki łopaty w stosunku do prędkości napływu jest na tyle duży, że bez istotnego błędu można stosować podstawową teorię Glauerta. Takie podejście przyjęto również w dalszej części pracy. Szczegółowe wyprowadzenie wzorów na siłę osiową i moment obrotowy w podstawowej teorii strumienia śmigłowego przedstawiono w Dodatku B.

Mając do dyspozycji analizę lokalnych obciążeń aerodynamicznych elementów łopaty w teorii pasowej oraz analizę globalnej równowagi strumienia powietrza przy przejściu przez płaszczyznę wirnika według teorii strumienia śmigłowego można teraz przyrównać do siebie przewidywania obu tych teorii. Z przyrównania odpowiednich wzorów na siłę osiową oraz moment obrotowy otrzymuje się wyrażenia pozwalające, na drodze procedury iteracyjnej, obliczyć wartości współczynników indukcji a oraz a' . Wzory na siłę osiową dT oraz moment obrotowy dM działające na element łopaty o grubości dr , na podstawie których wyprowadza się wzory iteracyjne na współczynniki indukcji mają następującą

postać:

$$dT = \frac{1}{2} \rho n_b \frac{V_{wind}^2 (1-a)^2}{\sin^2 \phi(a, a')} c C_n(a, a') dr = 4 \pi \rho r V_{wind}^2 a (1-a) dr, \quad (4.29a)$$

$$dM = \frac{1}{2} \rho n_b \frac{V_{wind} (1-a) \Omega r (1+a')}{\sin \phi(a, a') \cos \phi(a, a')} c C_t(a, a') dr = 4 \pi \rho r^3 V_{wind} \Omega a' (1-a) dr. \quad (4.29b)$$

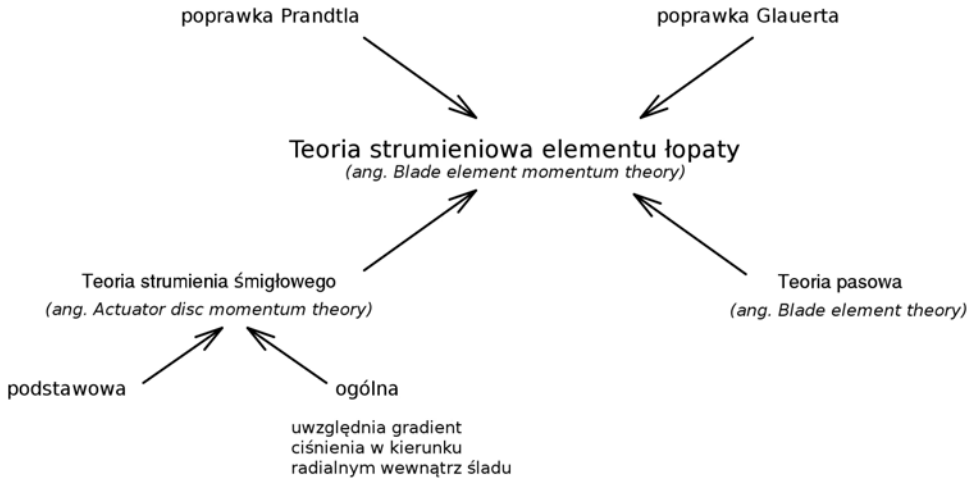
W powyższych wzorach prędkość napływu V_{wind} , współrzędna środka danego elementu r , długość cięciwy elementu c , liczba łopat n_b , gęstość powietrza ρ , a także lokalny kąt napływu ϕ oraz współczynniki siły normalnej C_n i siły stycznej C_t są wielkościami danymi, przy czym współczynniki C_n i C_t są funkcjami kąta napływu ϕ i wyznaczanych w tunelu aerodynamicznym współczynników siły nośnej C_L i siły oporu C_D . Natomiast współczynniki indukcji a i a' są nieznanymi wielkościami, których wartości wynikają z Teorii strumieniowej elementu łopaty.

Po obliczeniu współczynników indukcji wyznacza się następnie parametry opływu poszczególnych profili aerodynamicznych, lokalne siły działające na elementy łopaty i wreszcie globalne obciążenia turbiny wiatrowej, w tym moment napędowy. Szczegóły procedury iteracyjnej oraz uwzględnione, istotne poprawki empiryczne zostały opisane w Dodatku C. Istotne elementy zastosowanej teorii wraz z ich nazwami w języku angielskim przedstawiono schematycznie na Rysunku 4.5.

4.3.2 Uogólnione siły aerodynamiczne

Wektor sił aerodynamicznych $\{Q\}$ ma analogiczną strukturę jak wektor przemieszczeń uogólnionych (Tab. 4.2.2), tj.:

$$\{Q\} = \left\{ \begin{array}{c} \{Q_{GLOB}\} \\ \{Q_1\} \\ \dots \\ \{Q_i\} \\ \dots \\ \{Q_{n_b}\} \end{array} \right\}, \quad (4.30)$$



Rysunek 4.5. Składniki teorii strumieniowej elementu łopaty

gdzie

$$\{Q_{GLOB}\} = \left\{ \begin{matrix} Q_1 \\ \dots \\ Q_{n_G} \end{matrix} \right\}, \quad \{Q_i\} = \left\{ \begin{matrix} \begin{matrix} Q_{u,1} \\ Q_{v,1} \\ Q_{s,1} \\ \dots \end{matrix} \\ \begin{matrix} Q_{u,j} \\ Q_{v,j} \\ Q_{s,j} \\ \dots \end{matrix} \\ \begin{matrix} Q_{u,n_m} \\ Q_{v,n_m} \\ Q_{s,n_m} \end{matrix} \end{matrix} \right\}.$$

Zatem wektor sił aerodynamicznych zawiera kolejno n_G elementów odpowiadających globalnym stopniom swobody oraz n_b bloków odpowiadających kolejnym łopatom. Bloki te z kolei zawierają siły aerodynamiczne działające na kolejne masy skupione w kierunkach u , v oraz s .

Przyjmując, że model uwzględnia trzy globalne stopnie swobody, tj. wypadkową siłę osiową działającą na wirnik, wypadkowy moment obrotowy oraz

moment oporowy generatora, elementy wektora $\{Q_{GLOB}\}$ mają następującą postać:

$$Q_1 = n_b \int_{r_H}^R F_n dr, \quad (4.31)$$

$$Q_2 = n_b \int_{r_H}^R r F_t dr, \quad (4.32)$$

$$Q_3 = -M_{torque}, \quad (4.33)$$

gdzie M_{torque} oznacza moment oporowy generatora, który został dodany do wektora sił aerodynamicznych dla zwięzłości zapisu.

Dla j -tej masy skupionej siły aerodynamiczne działające w kierunkach stopni swobody u , v oraz s można otrzymać całkując odpowiednie rozkłady po j -tym fragmencie łopaty:

$$Q_{u,j} = \int_{r_p}^{r_k} F_n dr, \quad (4.34)$$

$$Q_{v,j} = - \int_{r_p}^{r_k} F_t dr, \quad (4.35)$$

$$Q_{s,j} = \int_{r_p}^{r_k} (M_s - F_n e \cos\Theta - F_t e \sin\Theta) dr, \quad (4.36)$$

gdzie e jest odległością między środkiem aerodynamicznym a osią skręceń (Rys. 4.4).

4.4 Metoda modalna

4.4.1 Drgania własne

Równanie opisujące drgania swobodne układu o wielu stopniach swobody, bez tłumienia ma postać:

$$[M]\{\ddot{q}(t)\} + [K]\{q(t)\} = 0, \quad (4.37)$$

gdzie $[M]$ oraz $[K]$ oznaczają odpowiednio macierz masową i macierz sztywności, a $q(t)$ oznacza wektor współrzędnych uogólnionych. Rozwiązania tego równania mają ogólną postać:

$$\{q(t)\} = \{w\} \sin(\omega t + \varphi). \quad (4.38)$$

Po wstawieniu wyrażenia (4.38) oraz wyniku jego dwukrotnego różniczkowania do równania (4.37) otrzymuje się równanie:

$$[K]\{w\}\sin(\omega t + \varphi) - [M]\{w\}\omega^2 \sin(\omega t + \varphi) = 0, \quad (4.39)$$

które, jako że musi być spełnione dla wszystkich chwil czasu, można uprościć otrzymując zagadnienie własne w postaci:

$$[M]^{-1}[K]\{w\} = \omega^2\{w\} \quad (4.40)$$

W powyższym równaniu macierz $[[M]^{-1}[K]]$ jest macierzą niesymetryczną.

Sformułowanie to prowadzi do mało wydajnej numerycznie metody wyznaczania wektorów własnych $\{w\}$ oraz częstości własnych ω . Ponieważ macierz masowa $[M]$ jest symetryczna ($m_{ij} = m_{ji}$) oraz dodatnio określona ($\forall \{a\} \in \mathbb{R}^n, [M] \in \mathbb{R}^{n \times n} \quad \{a\}^T [M] \{a\} > 0$) można rozłożyć ją na iloczyn dwóch macierzy trójkątnych (rozkład Cholesky'ego):

$$[M] = [L][L]^T, \quad (4.41)$$

gdzie $[L]$ jest macierzą trójkątną dolną. Algorytm wyznaczania elementów macierzy $[L]$ można znaleźć na przykład w [54].

Równanie (4.40) można teraz zapisać w postaci:

$$[K]\{w\} - \omega^2[L][L]^T\{w\} = 0. \quad (4.42)$$

Po wykonaniu podstawienia:

$$[L]^T\{w\} = \{\tilde{w}\} \quad (4.43a)$$

$$\{w\} = ([L]^T)^{-1}\{\tilde{w}\} \quad (4.43b)$$

do równania (4.42) otrzymuje się zagadnienie własne z macierzą symetryczną:

$$[L]^{-1}[K]([L]^T)^{-1}\{\tilde{w}\} = \omega^2\{\tilde{w}\}, \quad (4.44)$$

której wartości własne ω_i^2 są takie same jak wyjściowej macierzy $[[M]^{-1}[K]]$.

Dzięki rozkładowi Cholesky'ego można efektywnie obliczyć elementy macierzy $[[L]^{-1}[K]([L]^T)^{-1}]$, jej wartości własne ω_i^2 oraz odpowiadające im wektory własne $\{\tilde{w}\}$. Następnie, po skorzystaniu z zależności (4.43b) można wyznaczyć wektory własne $\{w_i\}$. Metoda Cholesky'ego jest około dwukrotnie wydajniejsza numerycznie niż alternatywne metody rozwiązywania układów równań liniowych [54]. Ponadto, można dodatkowo żądać aby wszystkie wektory własne $\{w_i\}$ spełniały następującą zależność:

$$\{w_i\}^T [M] \{w_i\} = 1 \quad (4.45)$$

Wykorzystując tę zależność można pokazać, przekształcając równanie (4.40), iż zachodzi również związek:

$$\{w_i\}^T [K] \{w_i\} = \omega_i^2 \quad (4.46)$$

Związki (4.45) oraz (4.46) będą wykorzystywane przy wyprowadzeniu układu równań metody modalnej (rozdz.4.4.4).

Dla turbiny wiatrowej wektor i -tej postaci własnej ma następującą strukturę:

$$\{w_i\} = \left\{ \begin{array}{c} \{w_{GLOB}\} \\ \{w_1\} \\ \dots \\ \{w_k\} \\ \dots \\ \{w_{n_b}\} \end{array} \right\}, \quad (4.47)$$

gdzie:

$$\{w_{GLOB}\} = \left\{ \begin{array}{c} w_1 \\ \dots \\ w_{n_G} \end{array} \right\}, \quad \{w_k\} = \left\{ \begin{array}{c} w_{j+1} \\ w_{j+2} \\ w_{j+3} \\ \dots \\ w_{(j+1)+3 \cdot (n-1)} \\ w_{(j+2)+3 \cdot (n-1)} \\ w_{(j+3)+3 \cdot (n-1)} \\ \dots \\ w_{(j+1)+3 \cdot (n_m-1)} \\ w_{(j+2)+3 \cdot (n_m-1)} \\ w_{(j+3)+3 \cdot (n_m-1)} \end{array} \right\}.$$

Wskaźnik $j = n_G + (k-1) \cdot n_m \cdot 3$, $k = 1 \dots n_b$, natomiast $n = 1 \dots n_m$. Wektor własny $\{w_i\}$ zbudowany jest z bloku odpowiadającego globalnym stopniom swobody oraz bloków odpowiadającym przemieszczeniom kolejnych łopat wirnika. Z kolei blok $\{w_k\}$ odpowiadający łopacie nr k zawiera przemieszczenia kolejnych mas skupionych łopaty. Wreszcie bloki odpowiadające masom skupionym zawierają przemieszczenia w kierunku stopni swobody u , v oraz s . W dalszej

części dla przejrzystości zapisu używana będzie następująca notacja:

$$\{w_k\} = \left\{ \begin{array}{c} w_{u,1} \\ w_{v,1} \\ w_{s,1} \\ \dots \\ w_{u,i} \\ w_{v,i} \\ w_{s,i} \\ \dots \\ w_{u,n_m} \\ w_{v,n_m} \\ w_{s,n_m} \end{array} \right\} \quad (4.48)$$

4.4.2 Ortogonalność wektorów własnych

W wyprowadzeniu równań ruchu metody modalnej wykorzystane będzie twierdzenie o ortogonalności wektorów własnych. Twierdzenie to mówi, że wektory własne odpowiadające różnym wartościom własnym symetrycznej macierzy A są względem siebie ortogonalne. Warunki ortogonalności dla wektorów własnych $\{\tilde{w}_i\}$ zagadnienia własnego określonego wzorem (4.44) zwykle mają postać:

$$\{\tilde{w}_i\}^T \{\tilde{w}_j\} = \begin{cases} 1, & i = j \\ 0, & i \neq j. \end{cases} \quad (4.49)$$

Korzystając z transformacji określonej wzorem (4.43a) pomiędzy wektorami własnymi zagadnienia własnego (4.40) oraz (4.44) warunki ortogonalności (4.49) można przekształcić następująco:

$$\{\tilde{w}_i\}^T \{\tilde{w}_j\} = \{[L]^T \{w_i\}\}^T [L]^T \{w_j\} = \{w_i\}^T [L][L]^T \{w_j\} = \{w_i\}^T [M] \{w_j\} = 0. \quad (4.50)$$

Widać zatem, że dwa różne wektory własne $\{w_i\}, \{w_j\}$ są ortogonalne w sensie następująco określonego iloczynu skalarnego:

$$(\{w_i\}, \{w_j\}) = \{w_i\}^T [M] \{w_j\}. \quad (4.51)$$

Z kolei równanie (4.40) można przekształcić następująco:

$$\begin{aligned} [K] \{w_j\} &= \omega^2 [M] \{w_j\} \\ \{w_i\}^T [K] \{w_j\} &= \omega^2 \{w_i\}^T [M] \{w_j\} = 0. \end{aligned} \quad (4.52)$$

Związki $\{w_i\}^T [M] \{w_j\} = 0$ oraz $\{w_i\}^T [K] \{w_j\} = 0$ będą wykorzystywane przy wyprowadzeniu równań ruchu metody modalnej.

4.4.3 Transformacja współrzędnych

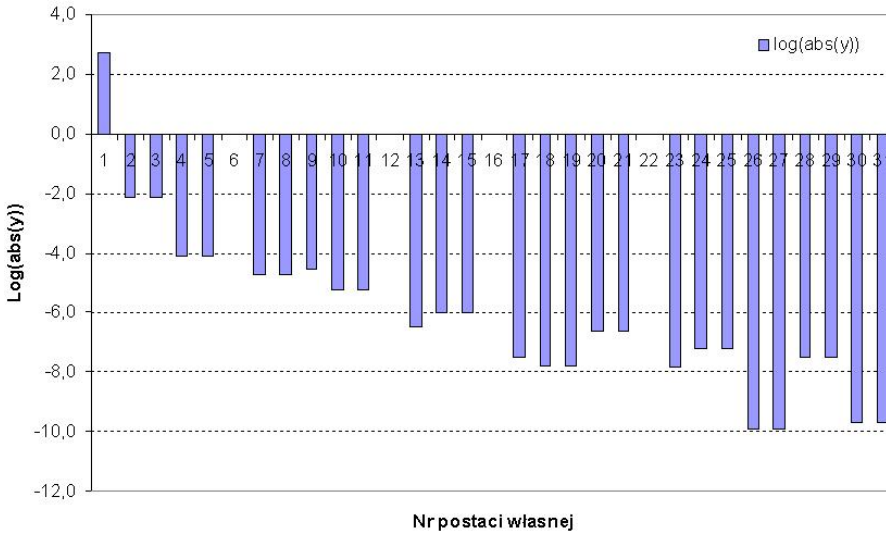
We współrzędnych uogólnionych równania ruchu wiatraka mają następującą postać:

$$[M]\{\ddot{q}(t)\} + [C]\{\dot{q}(t)\} + [K]\{q(t)\} = \{Q(\{q(t)\})\}, \quad (4.53)$$

gdzie $\{q(t)\}$ - wektor współrzędnych uogólnionych, $\{q(t)\}^T = \{q_1(t), q_2(t), \dots, q_{n_{ss}}(t)\}$. Wektor $\{q(t)\}$ można przedstawić w nowym układzie współrzędnych, którego bazą są wektory postaci własnych $\{w_i\}$:

$$\{q(t)\} = \sum_{i=1}^{n_{ss}} \{w_i\} y_i(t). \quad (4.54)$$

Wektor $\{y(t)\}$ nazywany jest wektorem współrzędnych modalnych $\{y\}^T = \{y_1(t), y_2(t), \dots, y_{n_{ss}}(t)\}$. Składnik $y_i(t)$ reprezentuje udział i -tej postaci w odpowiedzi konstrukcji. Całkowita odpowiedź układu jest superpozycją odpowiedzi poszczególnych postaci. Nie jest konieczne włączanie do obliczeń wszystkich n_{ss} postaci własnych. Zgodnie z [55] zwykle wystarczy wziąć n_w pierwszych postaci własnych, aby otrzymać dobre przybliżenie rozwiązania. Jednak w niektórych przypadkach wyższe postacie drgań mogą odgrywać istotną rolę, podczas gdy inne, niższe - niekoniecznie. Na przykład w modelu turbiny wiatrowej w jednorodnym, prostopadłym do wirnika polu prędkości napływu, niesymetryczne postacie własne nie biorą udziału w ruchu łopat, podczas gdy postacie, w których dominuje skręcanie, są kluczowe do wiarygodnego modelowania drgań skrętnych pomimo, że odpowiadają im zwykle wysokie częstotliwości drgań własnych. Innym przykładem może być modelowanie flutteru samolotów, gdzie również wybór m kolejnych postaci nie jest dobrym podejściem. Nie istnieje ogólny algorytm wyboru właściwych postaci własnych, dlatego należy je ręcznie wybrać w oparciu o doświadczenie i specyfikę zadania. Zbliżone do zera wartości niektórych współrzędnych modalnych mogą posłużyć za wskazówkę, które postacie należy odrzucić. Na Rysunku 4.6 pokazane zostały przykładowe udziały poszczególnych postaci własnych w odpowiedzi konstrukcji. Największy udział w odpowiedzi konstrukcji ma w tym przykładzie postać nr 1, która odpowiada ruchowi sztywnemu wirnika, oraz postacie giętne w kierunku prostopadłym do płaszczyzny wirnika (postacie nr 2-5). Natomiast postacie niesymetryczne (nr 6, 12, 16 oraz 22) w ogóle nie biorą udziału w odpowiedzi. Szczegółowe omówienie postaci drgań turbiny wiatrowej znaleźć można w rozdziale 5.2. Wektory własne tworzą macierz postaci własnych $[W] = [\{w_1\}, \{w_2\}, \dots, \{w_{n_w}\}]$, $n_w \leq n_{ss}$. Jeśli $n_w < n_{ss}$ otrzymuje się rozwiązanie przybliżone z układu równań o n_{ss} stopniach swobody. Macierzowo transformacje między współrzędnymi uogólnionymi



Rysunek 4.6. Przykładowe udziały poszczególnych postaci w odpowiedzi w stanie ustalonym

a modalnymi można zapisać w postaci:

$$\{q\} = [W]\{y\} - \text{transformacja współrzędnych} \quad (4.55)$$

$$\{\dot{q}\} = [W]\{\dot{y}\} - \text{transformacja prędkości} \quad (4.56)$$

Ponadto w przypadku, gdy pod uwagę brane są wszystkie postaci własne ($n_w = n_{ss}$), istnieje macierz odwrotna $[W]^{-1}$ a transformacja odwrotna ma postać:

$$\{y\} = [W]^{-1}\{q\} - \text{transformacja odwrotna} \quad (4.57)$$

$$\{\dot{y}\} = [W]^{-1}\{\dot{q}\} - \text{transformacja odwrotna prędkości} \quad (4.58)$$

4.4.4 Sformułowanie równań ruchu we współrzędnych modalnych

Za punkt wyjścia dla sformułowania równań ruchu we współrzędnych modalnych posłuży przybliżone rozwiązanie układu równań (4.53) w postaci kombinacji liniowej znanych, n_{ss} -elementowych wektorów postaci własnych $\{w_i\}$, $i = 1..n_w$:

$$\{q(t)\} \approx \sum_{i=1}^{n_w} \{w_i\} y_i(t). \quad (4.59)$$

Oczywiście założone rozwiązanie nie spełnia równania (4.53) - jego residuum jest równe:

$$\{Res(t)\} = \sum_{i=1}^{n_w} \{w_i\} \ddot{y}_i(t) + [M]^{-1}[K] \sum_{i=1}^{n_w} \{w_i\} y_i(t) + [M]^{-1}[C] \sum_{i=1}^{n_w} \{w_i\} \dot{y}_i(t) - [M]^{-1} \left\{ Q \left(\sum_{i=1}^{n_w} \{w_i\} y_i(t) \right) \right\} \quad (4.60)$$

W celu znalezienia nieznanymi funkcji $y_i(t)$, $i = 1..n_w$ można posłużyć się różnymi metodami przybliżonymi analizy funkcjonalnej, przy czym najczęściej używanymi są: metoda kolokacji, metoda najmniejszych kwadratów oraz metoda Galerkina.

Metoda Galerkina, która będzie użyta w dalszej części tekstu, zakłada, że wektory bazowe $\{w_i\}$ tworzą układ ortogonalny. W metodzie Galerkina żąda się, aby residuum było ortogonalne w sensie iloczynu skalarnego, do wszystkich wektorów $\{w_i\}$. Pełne sformułowanie tej metody można znaleźć na przykład w [56].

Dla postaci drgań własnych iloczyn skalarny dwóch wektorów określony jest wzorem (4.51). Jak zostało pokazane w Rozdziale 4.4.2 wektory własne $\{w_i\}$ tworzą układ ortogonalny w sensie przyjętego iloczynu skalarnego. Przyczyną, dla której za wektory bazowe przyjęto wektory drgań własnych, jest ich ortogonalność, która, jak zostało pokazane niżej, znacząco upraszcza równania. Układ równań różniczkowych otrzymuje się z warunku:

$$\{\{w_i\}, \{Res\}\} = \{w_i\}^T [M] \{Res\} = 0, \quad \text{dla } i = 1..n_w \quad (4.61)$$

Po uwzględnieniu (4.60) daje to następujący układ równań:

$$\begin{aligned} \{w_i\}^T [M] \sum_{j=1}^{n_w} \{w_j\} \ddot{y}_j(t) + \{w_i\}^T [M] [M]^{-1} [K] \sum_{j=1}^{n_w} \{w_j\} y_j(t) \\ + \{w_i\}^T [M] [M]^{-1} [C] \sum_{j=1}^{n_w} \{w_j\} \dot{y}_j(t) \\ - \{w_i\}^T [M] [M]^{-1} \left\{ Q \left(\sum_{j=1}^{n_w} \{w_j\} y_j(t) \right) \right\} = 0, \quad \text{dla } i = 1..n_w \quad (4.62) \end{aligned}$$

Wykorzystując warunki ortogonalności (4.50) oraz korzystając z własności (4.45)

pierwszy składnik powyższej sumy można przekształcić następująco:

$$\{w_i\}^T [M] \sum_{j=1}^{n_w} \{w_j\} \ddot{y}_j(t) = \{w_i\}^T [M] \{w_i\} \ddot{y}_i(t) = \ddot{y}_i(t) \quad (4.63)$$

Postępując podobnie dla drugiego składnika sumy, tzn. wykorzystując związki (4.52) oraz (4.46) otrzymuje się:

$$\{w_i\}^T [M] [M]^{-1} [K] \sum_{j=1}^{n_w} \{w_j\} y_j(t) = \{w_i\}^T [K] \{w_i\} y_i(t) = \omega_i^2 y_i(t) \quad (4.64)$$

Ostatecznie, dla przypadku bez uwzględnienia tłumienia otrzymuje się układ n równań różniczkowych względem n współrzędnych modalnych następującej postaci:

$$\ddot{y}_i(t) + \omega^2 \{y_i\} - \{w_i\}^T \{Q\} \left(\sum_{j=1}^{n_w} \{w_j\} y_j \right) = 0, \quad i = 1..n_w. \quad (4.65)$$

Jeśli zachodzi potrzeba uwzględnienia tłumienia, należy zająć się jeszcze trzecim składnikiem sumy w równaniu (4.62), co zostanie omówione w rozdziale 4.4.5.

Gdyby wektor sił aerodynamicznych $\{Q\}$ był jedynie funkcją czasu, to i -te równanie zawierało by jedynie parametry odnoszące się do i -tej postaci własnej. Jednak wektor $\{Q\}$ jest w ogólności funkcją odpowiedzi układu $\{Q\} = f(\{q\}) = f([W]\{y\})$ i z tej przyczyny układ równań (4.65) nie może być rozprzęgnięty na n_w równań niezależnych oscylatorów.

4.4.5 Uwzględnienie tłumienia

Przy dowolnie przyjętej macierzy tłumienia $[C]$ składnik sumy w i -tym równaniu układu (4.62), opisujący tłumienie będzie miał postać $\{w_i\}^T [C] \sum_{j=1}^{n_w} \{w_j\} \dot{y}_j(t)$.

Jednak wyrażenie to można uprościć, jeśli przyjmie się szczególną formę macierzy tłumienia, na przykład w postaci macierzy tłumienia Rayleigh'a [57]:

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K]. \quad (4.66)$$

Jak pokazane zostało niżej spełnione są wtedy warunki ortogonalności z wagą macierzy tłumienia.

Wykorzystując związki (4.50) oraz (4.52) można napisać:

$$\{w_j\}^T \alpha [M] \{w_i\} = \alpha \{w_j\}^T [M] \{w_i\} = 0, \quad (4.67)$$

$$\{w_j\}^T \beta [K] \{w_i\} = \beta \{w_j\}^T [K] \{w_i\} = 0. \quad (4.68)$$

Po dodaniu powyższych równań stronami i prostych przekształceniach otrzymuje się równanie:

$$\{w_j\}^T(\alpha[M] + \beta[K])\{w_i\} = 0. \quad (4.69)$$

Widać zatem, że w przypadku gdy macierz tłumienia ma postać (4.66), spełnione są warunki ortogonalności z wagą macierzy tłumienia:

$$\{w_j\}^T[C]\{w_i\} = 0, \quad i \neq j. \quad (4.70)$$

Teraz wyraz równania (4.62) opisujący tłumienie można zapisać w następujący sposób:

$$\{w_i\}^T[C] \sum_{j=1}^{n_w} \{w_j\} \dot{y}_j(t) = \{w_i\}^T[C]\{w_i\} \dot{y}_i(t) = C_i \dot{y}_i(t). \quad (4.71)$$

Zdefiniowany powyżej współczynnik tłumienia C_i można dalej przekształcić następująco:

$$C_i = \{w_i\}^T[C]\{w_i\} = \{w_j\}^T(\alpha[M] + \beta[K])\{w_i\} = \alpha\{w_j\}^T[M]\{w_i\} + \beta\{w_j\}^T[K]\{w_i\} = \alpha + \beta\omega_i^2 = 2\xi_i\omega_i, \quad (4.72)$$

gdzie

$$\xi_i = \frac{1}{2} \left(\frac{\alpha}{\omega_i} + \beta\omega_i \right). \quad (4.73)$$

W układach o jednym stopniu swobody definiuje się ułamek tłumienia krytycznego jako stosunek $\xi = c/c_k = c/(2m\omega)$, gdzie $c_k = 2m\omega$ oznacza współczynnik tłumienia krytycznego [57]. Analogicznie tutaj $\xi_i = C_i/(2\omega_i)$ oznaczać będzie współczynnik tłumienia krytycznego i -tej postaci drgań własnych. Wzór (4.73) pozwalający wyliczyć współczynniki ξ_i określa relację pomiędzy tłumieniem i -tej postaci a współczynnikami tłumienia Rayleigh'a α i β .

Ostatecznie układ n_w równań różniczkowych na n_w współrzędnych modalnych przyjmuje postać:

$$\ddot{y}_i(t) + C_i \dot{y}_i(t) + \omega_i^2 \{y_i\} - \{w_i\}^T \left\{ Q \left(\sum_{j=1}^{n_w} \{w_j\} y_j \right) \right\} = 0, \quad i = 1..n_w. \quad (4.74)$$

4.4.6 Transformacja do układu równań pierwszego rzędu

Układ równań różniczkowych (4.74) można napisać w postaci macierzowej w następujący sposób:

$$\{\ddot{y}\} = \{F(\{y\})\} - [\Omega] \{y\} - [C_{MOD}] \{\dot{y}\}, \quad (4.75)$$

gdzie:

- wektor sił uogólnionych $\{F(\{y\})\}$ ma postać:

$$\{F(\{y\})\} = \left\{ \begin{array}{c} \{w_1^T\}\{Q([W]\{y\})\} \\ \dots \\ \{w_{n_w}^T\}\{Q([W]\{y\})\} \end{array} \right\}, \quad (4.76)$$

- natomiast odpowiednik macierzy masowej w metodzie modalnej $[\Omega]$ oraz macierz współczynników tłumienia $[C_{MOD}]$ mają odpowiednio postacie:

$$[\Omega] = \begin{bmatrix} \omega_1^2 & & \\ & \dots & \\ & & \omega_{n_w}^2 \end{bmatrix}, \quad [C_{MOD}] = \begin{bmatrix} 2\xi_1\omega_1 & & \\ & \dots & \\ & & 2\xi_{n_w}\omega_{n_w} \end{bmatrix}. \quad (4.77)$$

Wygodnie jest, z punktu widzenia całkowania numerycznego, przedstawić układ równań ruchu w postaci układu równań różniczkowych pierwszego rzędu. W tym celu wprowadza się nowe zmienne:

$$\{Y\} = \left\{ \begin{array}{c} \{y\} \\ \{\dot{y}\} \end{array} \right\}, \quad \{\dot{Y}\} = \left\{ \begin{array}{c} \{\dot{y}\} \\ \{\ddot{y}\} \end{array} \right\} \quad (4.78)$$

Układ równań ruchu w nowych zmiennych jest układem równań różniczkowych pierwszego rzędu:

$$\{\dot{Y}\} = \{A(\{y\})\} + [B] \cdot \{Y\}, \quad (4.79)$$

gdzie:

$$\{A(\{y\})\} = \left\{ \begin{array}{c} 0 \\ \{F(\{y\})\} \end{array} \right\} \quad [B] = \begin{bmatrix} [0] & [I] \\ [-\Omega] & [-C_{MOD}] \end{bmatrix}. \quad (4.80)$$

4.4.7 Wektor sił uogólnionych w metodzie modalnej

Struktura i poszczególne elementy wektora sił aerodynamicznych $\{Q\}$ zostały opisane w rozdziale 4.3.2. Elementy wektora sił uogólnionych metody modalnej $\{F\}$ można zapisać w następujący sposób:

$$F_i(\{y\}) = \{w_i^T\}\{Q([W]\{y\})\} = \sum_{j=1}^{n_G} w_{ij} \cdot Q_j + \\ + \sum_{k=1}^{n_b} \left(\sum_{l=1}^{n_m} w_{iu,l,k} \cdot Q_{u,l,k} + \sum_{l=1}^{n_m} w_{iv,l,k} \cdot Q_{v,l,k} + \sum_{l=1}^{n_m} w_{is,l,k} \cdot Q_{s,l,k} \right) \quad (4.81)$$

Wszystkie składniki powyższej sumy, z wyjątkiem pierwszych n_G składników dotyczą łopat. W wielu przypadkach praktycznych zastosowań dostępne są zarówno ciągłe funkcje postaci drgań własnych, jak i ciągłe rozkłady sił aerodynamicznych w kierunkach poszczególnych stopni swobody otrzymane w wyniku interpolacji odpowiednich wektorów wzdłuż łopaty. Możliwe staje się wtedy zastąpienie odpowiednich sum we wzorze (4.81) całkami, w wyniku czego otrzymuje się ostateczną postać elementów wektora sił uogólnionych:

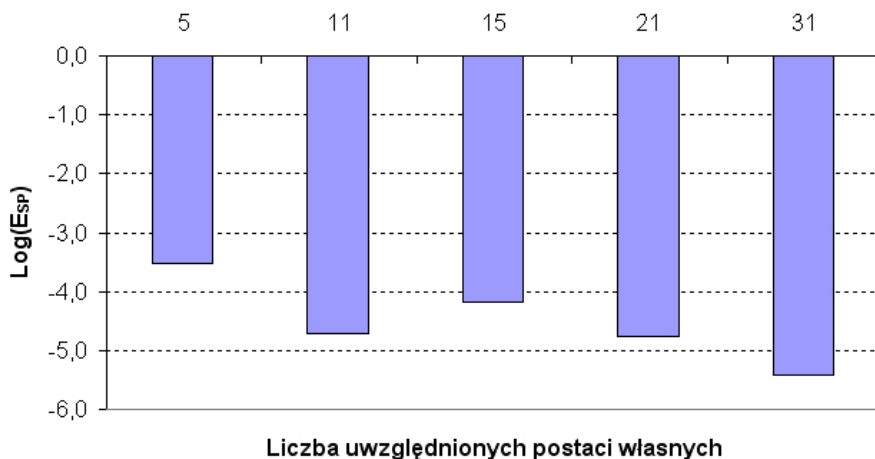
$$F_i(\{y\}) = \sum_{j=1}^{n_G} w_{ij} \cdot Q_j + \sum_{k=1}^{n_b} \left(\int_{rh}^R w_{iu,k} \cdot p_{u,k} dr + \int_{rh}^R w_{iv,k} \cdot p_{v,k} dr + \int_{rh}^R w_{is,k} \cdot p_{s,k} dr \right), \quad (4.82)$$

gdzie $w_{iu,k}$, $w_{iv,k}$, $w_{is,k}$ oznaczają odpowiednie funkcje i -tej postaci własnej, natomiast $p_{u,k}$, $p_{v,k}$, $p_{s,k}$ oznaczają rozkłady sił aerodynamicznych w kierunkach stopni swobody u , v oraz s . W powyższych wzorach n_b oznacza liczbę łopat, n_G - liczbę globalnych stopni swobody, natomiast n_m - liczbę mas skupionych dla pojedynczej łopaty.

4.4.8 Przystosowanie łopaty do reakcji na podmuch w metodzie modalnej

Z punktu widzenia postaci własnych konstrukcji wysprzęglenie łopaty powoduje dwojaki skutek. Po pierwsze pojawia się dodatkowa, sztywna postać drgań odpowiadająca obrotowi łopaty po wysprzęgleniu. Po drugie zmieniają się pozostałe postacie drgań, w szczególności ich udziały w drganiach skrętnych - i dlatego do poprawnego zamodelowania odpowiedzi łopaty przed i po wysprzęgleniu potrzebne są dwa zestawy postaci i częstości własnych, jeden uzyskany dla sztywnego połączenia łopat z piastą $[W^A]$ i drugi - $[W^B]$, w którym skrętne połączenie łopaty i piasty jest zwolnione. Natomiast dodanie jedynie postaci sztywnej odpowiadającej obrotowi łopaty po wysprzęgleniu byłoby nadmiernym uproszczeniem.

W chwili $t_0 - \Delta t$ deformacja łopaty jest opisana przez wektor $\{q^A\} = [W^A] \{y^A\}$, natomiast w chwili t_0 i kolejnych, przez wektor $\{q^B\} = [W^B] \{y^B\}$, gdzie t_0 oznacza chwilę wysprzęglenia łopaty. Należy znaleźć taki wektor $\{y^B\}$, który minimalizuje różnicę pomiędzy $\{q^B\}$ a $\{q^A\}$. Zazwyczaj do dyspozycji jest więcej równań niż niewiadomych, ponieważ odpowiedź jest superpozycją n_w postaci własnych, układu o n_{ss} stopniach swobody, przy czym $n_w \leq n_{ss}$.



Rysunek 4.7. Błąd zszycia podczas rozsprzęglenia w zależności od liczby postaci własnych branych pod uwagę w obliczeniach

Poszukiwany wektor $\{y^B\}$ będzie minimalizował funkcję celu określoną jako:

$$f(\{y^B\}) = \sum_{j=1}^{n_{ss}} e_j^2, \quad e_j = \sum_{i=1}^{n_w} (w_{ji}^B \cdot y_i^B - w_{ji}^A \cdot y_i^A), \quad (4.83)$$

gdzie e_j oznacza błąd „zszycia” j -tego stopnia swobody. Tak postawione zadanie może być rozwiązane za pomocą różnych technik optymalizacji, na przykład optymalizacji gradientowej funkcji n zmiennych. Podobnie należy postąpić przy ponownym zaszprzęgleniu łopat. Przykładowo dla turbiny modelowej opisanej w 6.3.2, przy dyskretyzacji łopaty za pomocą 5 mas, błąd „zszycia” odpowiedzi $E_{SP} = \sqrt{f(\{y^B\})}$ w chwili rozsprzęglenia jest przedstawiony na Rysunku 4.7, w funkcji liczby postaci własnych branych pod uwagę w obliczeniach.

Wyniki symulacji numerycznych

5.1 Dane liczbowe

5.1.1 Turbina referencyjna projektu *UpWind*

Wszystkie obliczenia przedstawione w tym rozdziale zostały wykonane na podstawie danych opracowanych przez J. Jonkmanna z amerykańskiego laboratorium *National Renewable Energy Laboratory* (NREL) [32]. Dane liczbowe przedstawione w tym rozdziale dotyczą zarówno własności strukturalnych, własności aerodynamicznych, jak i podstawowych parametrów związanych ze sterowaniem turbiną wiatrową. Rozważaną turbiną wiatrową jest turbina o mocy $5MW$, o trzech łopatach, których właściwości są bardzo zbliżone do łopat wykonywanych przez firmę LM Glasfiber i opisanych przez Lindenburga [58]. Turbina ta stała się wzorcem w projekcie *UpWind* i była używana przez wielu uczestników projektu w celu numerycznej weryfikacji swoich koncepcji [59, 60].

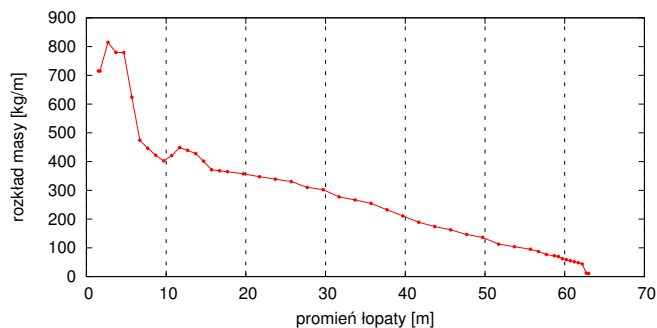
5.1.2 Własności strukturalne łopaty

Globalne parametry łopaty zostały zestawione w Tabeli 5.1.2. Rysunek 5.1

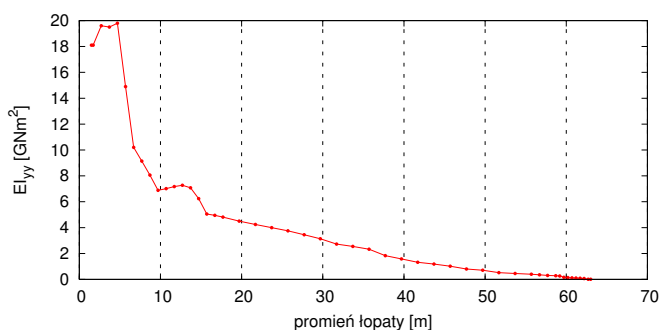
Tabela 5.1. Globalne własności strukturalne łopaty

Długość	61,5[m]
Masa	17 740[kg]
Odległość środka masy od nasady	20,47 [m]
Masowy moment statyczny względem nasady	364 166[kg m]
Masowy moment bezwładności względem nasady	11 786 527[kg m ²]

przedstawia rozkład masy wzdłuż łopaty. Widoczna jest koncentracja masy blisko nasady, o czym świadczy również usytuowanie środka masy w 1/3 długości łopaty (Tabela 5.1.2). Podobnie sztywność łopaty skoncentrowana jest głównie w okolicy jej nasady (Rys. 5.2 do 5.4).



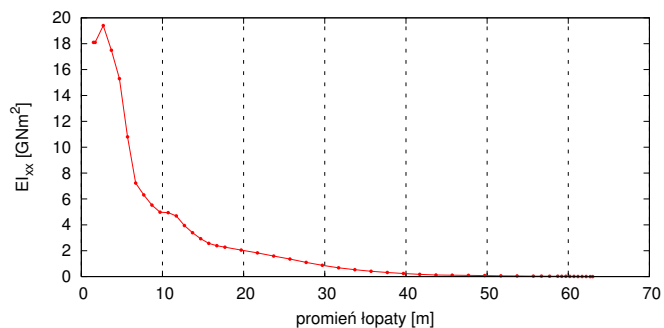
Rysunek 5.1. Rozkład masy wzdłuż łopaty



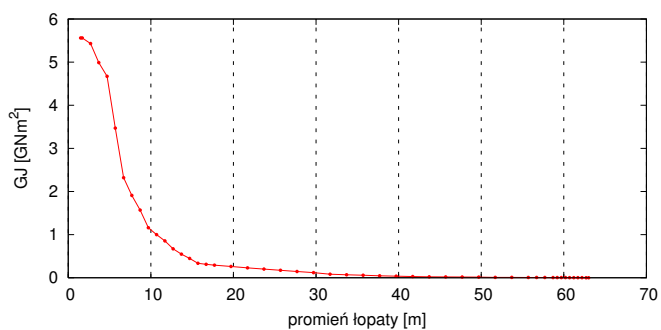
Rysunek 5.2. Rozkład sztywności giętej łopaty w płaszczyźnie wirnika

5.1.3 Własności aerodynamiczne łopaty

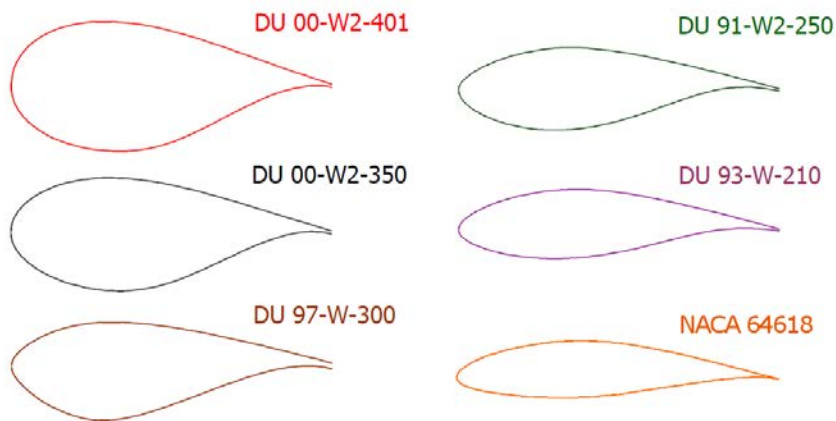
Łopata zbudowana jest z profili cylindrycznych na odcinku około dziesięciu metrów od nasady oraz z sześciu profili aerodynamicznych przedstawionych na Rysunku 5.5. Pięć spośród nich należy do rodziny profili aerodynamicznych zaprojektowanych na Uniwersytecie Technicznym w Delft, w latach 1991-2000 przez W.A. Timmera oraz R. van Rooij'a [61], specjalnie dla potrzeb zastosowania w turbinach wiatrowych. Konwencja nazewnictwa tej rodziny profili pozwala określić rok jego powstania oraz maksymalną grubość w stosunku do długości cięciwy. Przykładowo DU 93-W-210 oznacza profil zaprojektowany w roku 1993, którego maksymalna grubość wynosi 21% długości cięciwy. Profile te cechuje stosunkowo duża odporność charakterystyk aerodynamicznych na wpływ zanieczyszczenia okolicy krawędzi natarcia. Profile DU 00-W-401, DU 00-W2-350 oraz DU 97-W-300 zostały zaprojektowane do pracy w sąsiedztwie bardzo masywnej nasady, stąd maksymalna grubość tych profili wynosi ok. 30-40% długości



Rysunek 5.3. Rozkład sztywności giętej łopaty w kierunku prostopadłym do płaszczyzny wirnika



Rysunek 5.4. Rozkład sztywności skrętnej łopaty



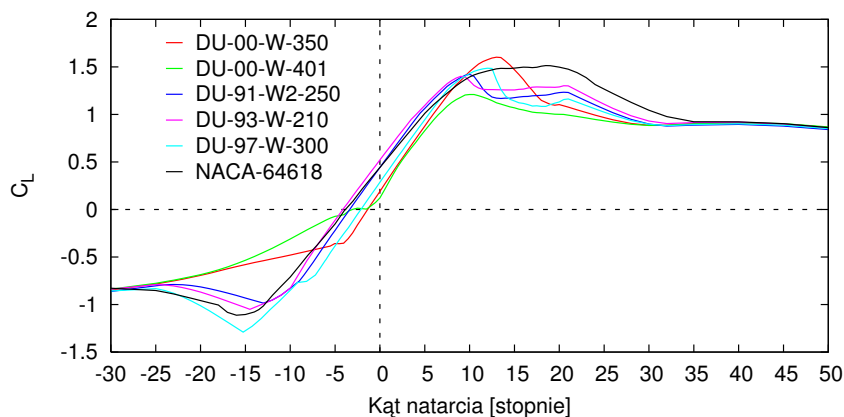
Rysunek 5.5. Zestawienie profili aerodynamicznych

cięciwy. W pracy [62] można znaleźć wyniki badań w tunelu aerodynamicznym profili DU 91-W2-250 oraz DU 93-W-210, a także wielu innych profili aerodynamicznych stosowanych w turbinach wiatrowych. Analizę całej serii profili NACA, w tym również NACA 64618 przedstawiono w pracy [63], gdzie przedstawione zostały wyniki pomiarów i symulacji charakterystyk aerodynamicznych dla liczb Reynoldsa adekwatnych dla łopat dużych turbin wiatrowych (do $Re = 9 \cdot 10^6$). Rozmieszczenie poszczególnych profili wzdłuż łopaty przedstawia Tabela 5.1.3, gdzie r_p i r_k są odpowiednio rzędnymi początku i końca poszczególnych profili mierzonymi od osi wirnika. Współczynniki siły nośnej, siły oporu oraz momentu

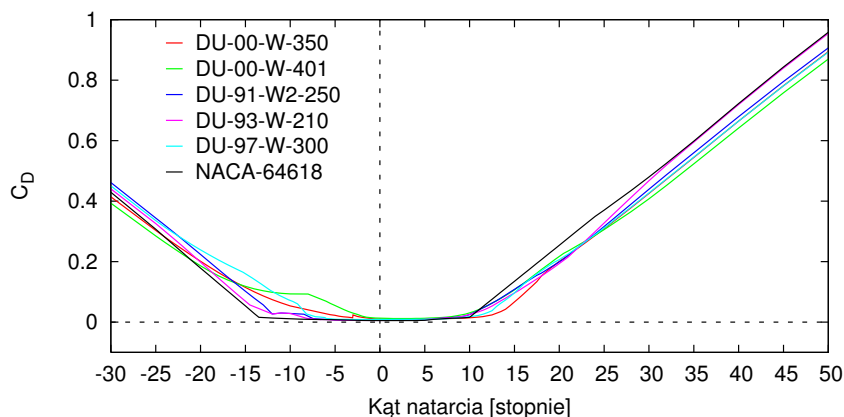
Tabela 5.2. Rozmieszczenie profili aerodynamicznych wzdłuż łopaty

r_p [m]	r_k [m]	profil
0,00	1,50	— (piasta)
1,50	5,71	Cylinder 1
5,71	10,20	Cylinder 2
10,20	14,57	DU 00-W-401
14,57	20,85	DU 00-W-350
20,85	26,70	DU 97-W-300
26,70	34,51	DU 91-W2-250
34,51	42,38	DU 93-W-210
42,38	63,00	NACA-64618

dla użytych profili, w zależności od kąta natarcia przedstawiają wykresy na Rysunkach 5.6 do 5.8. Turbina pracuje typowo w zakresie kątów natarcia od minus kilkunastu do plus kilkudziesięciu stopni, widać zatem, że zakresem swojej pracy obejmuje silnie nieliniowy obszar charakterystyk aerodynamicznych. Możemy jednak wyróżnić w przybliżeniu liniowy zakres współczynnika siły nośnej, dla kątów natarcia od około -5 do około +10 stopni. W tym zakresie współczynnik siły oporu przyjmuje wartości bliskie zero (Rys. 5.7). Ponadto na Rysunku 5.6 widać opóźnione oderwanie strugi profilu NACA-64618 w stosunku do rodziny profili DU. Lokalny wektor prędkości napływu W (Rys. 4.4) zależy od prędkości wiatru, a także od składowej związanej z prędkością obrotową wirnika Ωr . Ta składowa z kolei, zmienia się liniowo z położeniem profilu wzdłuż łopaty i jest bliska zera w nasadzie łopaty. W związku z tym w typowej pracy turbiny wiatrowej obserwuje się bardzo duże kąty natarcia przy nasadzie i coraz mniejsze w miarę zbliżania się do końcówki łopaty. Aby tę różnicę skorygować powszechnie stosuje się kąt skręcenia konstrukcyjnego łopaty, który określa obrót profilu względem osi łopaty i jest nadawany w trakcie wykonania łopaty. Jest



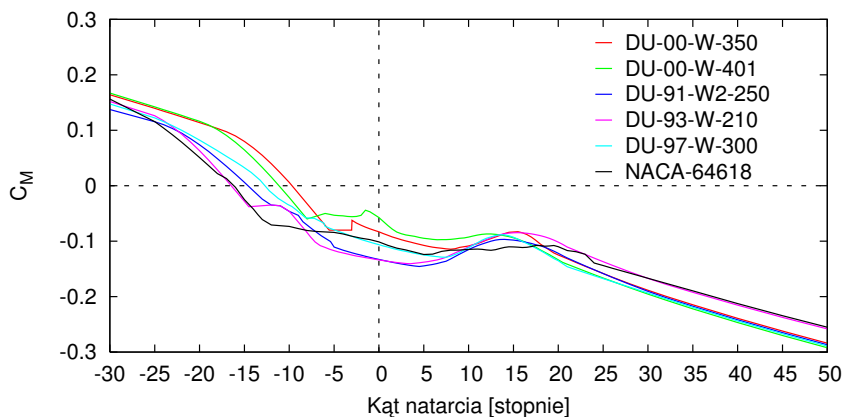
Rysunek 5.6. Współczynnik siły nośnej



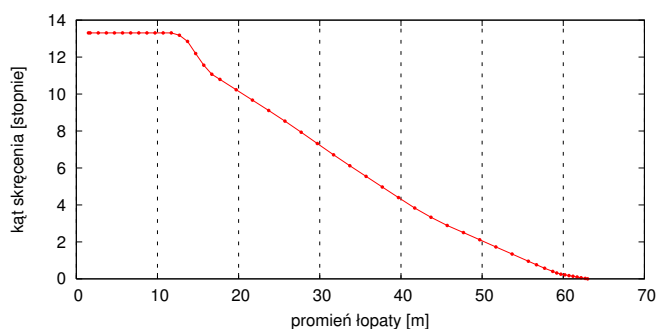
Rysunek 5.7. Współczynnik siły oporu

on największy w nasadzie i równy zero na końcu łopaty. Rozkład kąta skręcenia konstrukcyjnego dla rozważanej turbiny wiatrowej przedstawia Rysunek 5.9.

Środek aerodynamiczny profilu (punkt P1 na Rys. 4.4), względem którego wyznacza się eksperymentalnie współczynnik momentu (Rys. 5.8), nie musi się pokrywać z osią obrotu łopaty (punkt P2 na Rys. 4.4). Położenie środka aerodynamicznego względem osi łopaty określa jego współrzędna y' . Zgodnie z przyjętymi zwrotami osi lokalnego układu współrzędnych (Rys. 4.1), ujemna wartość oznacza przesunięcie profilu względem osi łopaty w kierunku krawędzi



Rysunek 5.8. Współczynnik momentu

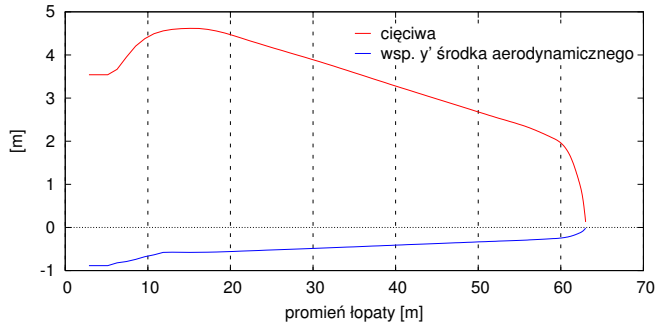


Rysunek 5.9. Wartości kąta skręcenia konstrukcyjnego łopaty

natarcia. Położenie środka aerodynamicznego względem osi łopaty oraz długość cięwiwy przedstawia Rysunek 5.10.

5.1.4 Sterowanie turbiną wiatrową

Sterowanie pracą turbiny wiatrowej jest zagadnieniem złożonym, między innymi ze względu na sprzężenia między dynamiką układu, a wyjściami układu sterującego, czy na nieprzewidywalny charakter wymuszenia. Podstawowe informacje dotyczące sterowników można znaleźć w [47], a przykłady nowoczesnych sformułowań wraz z kierunkami ich dalszego rozwoju zaprezentowano w pracach [16, 17, 45]. Dla potrzeb przeprowadzenia symulacji opisanych w dalszej części pracy można jednak zrezygnować ze szczegółowego modelowania poszczególnych



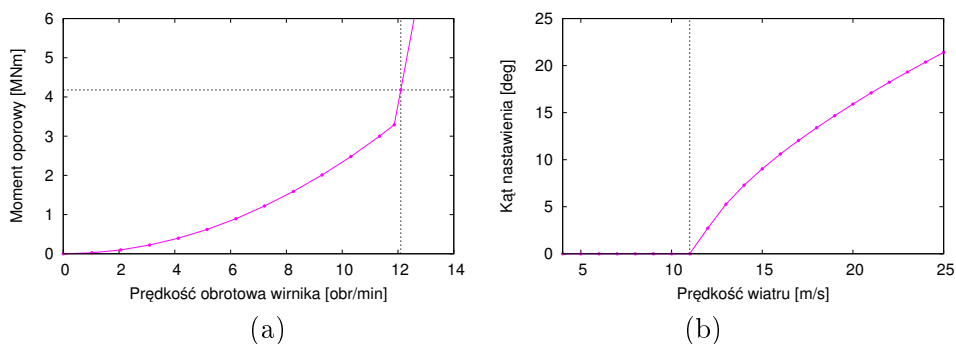
Rysunek 5.10. Położenie środka aerodynamicznego profilu względem osi łopaty oraz długość cięciwy

układów sterowania, a jedynie przyjąć odpowiednie charakterystyki ich pracy. W projekcie UpWind odpowiednie charakterystyki zostały przyjęte z pracy Jonkmanna [32] i wykorzystane przez partnerów projektu, w tym również w niniejszej pracy, w celu ujednoczenia danych wejściowych.

Jak wspomniano w rozdziale 3.2, sterowanie turbiną wiatrową o zmiennej prędkości obrotowej, z regulowanym kątem nastawienia łopat można ogólnie podzielić na dwa zakresy pracy, tzn. na pracę poniżej mocy znamionowej i na pracę z mocą znamionową. W pracy poniżej mocy znamionowej maksymalizację uzyskiwanej ze strumienia powietrza mocy uzyskuje się za pomocą sterowania wartością momentu oporowego generatora. Przyjętą do obliczeń charakterystykę momentu oporowego generatora względem prędkości obrotowej wirnika przedstawia Rysunek 5.11(a). Natomiast utrzymanie pracy z mocą znamionową w sytuacji kiedy ilość możliwej do wykorzystania energii strumienia powietrza pozwala taką pracę, następuje w wyniku regulacji kąta nastawienia łopat wirnika. Przyjętą do obliczeń charakterystykę kąta nastawienia łopat względem prędkości napływu przedstawia Rysunek 5.11(b).

5.2 Drgania własne

Dysponując danymi geometrycznymi, sztywnościowymi i bezwładnościowymi, których najistotniejszą część przedstawiono w Rozdziale 5.1.2, można wykonać analizę własną turbiny wiatrowej. W tym celu, jako jedną z możliwości, wykorzystano program opracowany przez J. Grzędzińskiego, służący do analizy turbin wiatrowych o elastycznych łopatach. Częściową weryfikację tego programu względem komercyjnego programu BLADMODE można znaleźć w pracach [50, 64].



Rysunek 5.11. Charakterystyka: (a) momentu oporowego generatora, (b) kąta nastawienia łopaty

W celu wykonania analizy własnej przyjęto dyskretyzację łopaty za pomocą 100 mas skupionych, z których każda posiada trzy stopnie swobody, tj.:

- przemieszczenie masy w kierunku prostopadłym do płaszczyzny wirnika,
- przemieszczenie masy w płaszczyźnie wirnika,
- obrót masy wokół osi łopaty (y').

Ponadto przyjęto trzy globalne stopnie swobody (Rys. 4.1), tj.:

- obrót wirnika wokół własnej osi (x),
- obrót wału generatora wokół osi x ,
- przemieszczenie wieży wraz z gondolą w kierunku osi x .

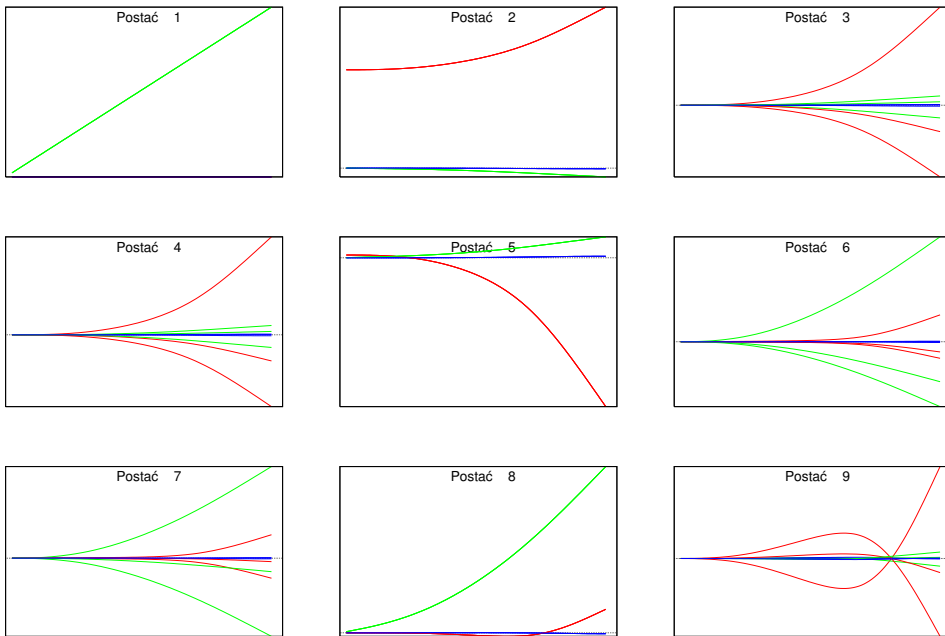
Przy powyższych założeniach model turbiny wiatrowej posiada $3+3\cdot 3\cdot 100 = 903$ stopnie swobody.

Rysunki 5.12 do 5.15 przedstawiają kolejno 39 pierwszych postaci drgań własnych analizowanej turbiny wiatrowej, natomiast odpowiadające im częstotliwości drgań własnych przedstawia Tabela 5.2. Na rysunkach postaci kolorem czerwonym oznaczono ugięcie łopaty w kierunku prostopadłym do płaszczyzny wirnika, kolorem zielonym oznaczono ugięcie łopaty w płaszczyźnie wirnika, natomiast kolorem niebieskim oznaczono kąt skręcenia łopaty.

Pierwsza postać jest postacią sztywną, opisującą obrót wirnika. Druga postać przedstawia deformację wirnika przy dominującym ruchu wieży w kierunku prostopadłym do wirnika. Analizując kolejne postaci można dokonać ich podziału na takie, w których dominuje zginanie w kierunku prostopadłym do płaszczyzny wirnika (np. postaci nr 3 do 5), takie, w których dominuje zginanie w płaszczyźnie wirnika (np. postaci 6 do 8), wreszcie takie, w których dominuje skręcanie łopaty (np. 18 do 20). Z drugiej strony postaci drgań własnych można

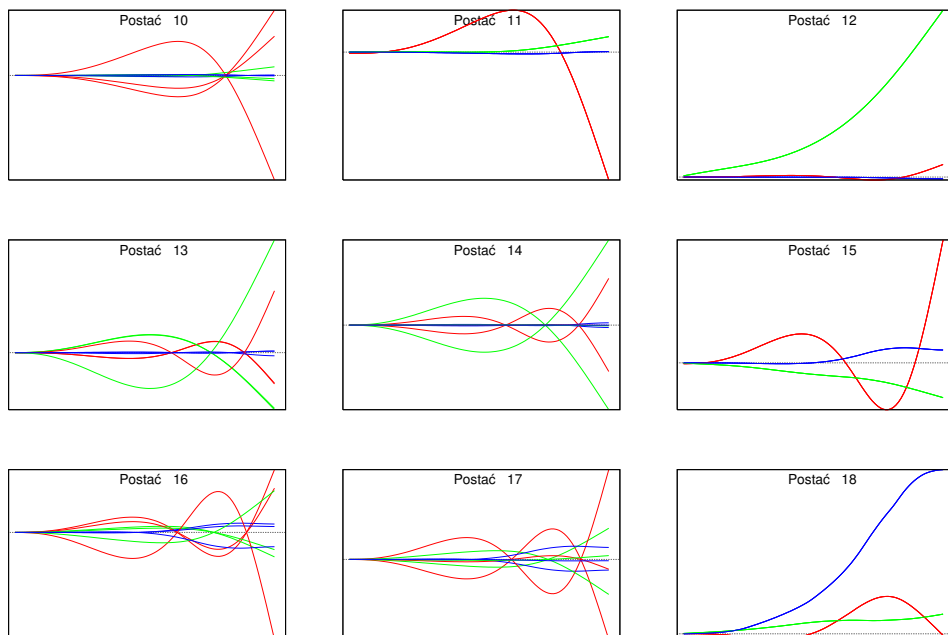
podzielić na niesymetryczne (np. 6,7), oraz symetryczne (np. 5,12). Postacie niesymetryczne opisują ruch łopat przy nieruchomej wieży, natomiast postacie symetryczne opisują ruch łopat wraz z wieżą.

Przy jednorodnym, prostopadłym do płaszczyzny wirnika polu prędkości napływu wiatru oraz braku przemieszczeń bocznych, w rzeczywistym ruchu turbiny wiatrowej biorą udział jedynie postacie symetryczne oraz sztywne, zaznaczone w Tabeli 5.2 tłustym drukiem. Spostrzeżenie to ma istotny wpływ na wybór postaci własnych uwzględnionych przy sformułowaniu modelu turbiny wiatrowej za pomocą metody modalnej.



Rysunek 5.12. Postacie nr 1-9: (—) ugięcie v w pł. wirnika; (—) ugięcie u prostopadle do pł. wirnika; (—) kąt skręcenia s

Zestaw częstości i postaci własnych opisany wyżej dotyczy wirnika z zasprężonymi łopatami. W chwili wysprężenia zwolnione zostaje skrętne połączenie łopat z piastą i co za tym idzie zmieniają się podstawowe częstości i postacie drgań własnych wirnika. Po pierwsze dodane są nowe postacie sztywne opisujące obrót swobodny łopat wokół swoich osi. Po drugie zmiana sposobu połączenia w nasadzie wpływa istotnie na te postacie drgań, w których dominują drgania skrętne. Porównanie częstości drgań własnych postaci sztywnych i symetrycz-



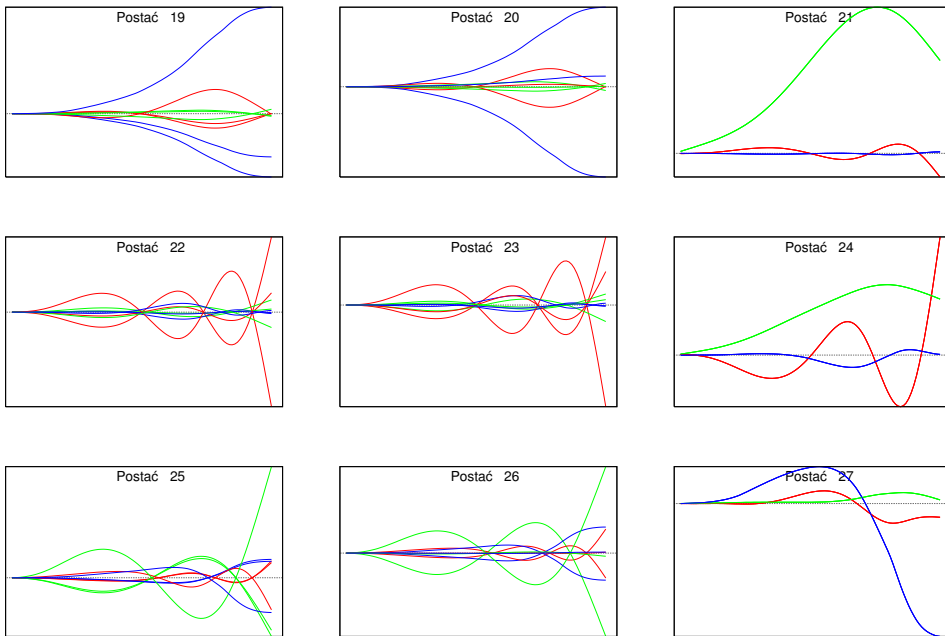
Rysunek 5.13. Postacie nr 10-18: (—) ugięcie v w pł. wirnika; (—) ugięcie u prostopadle do pł. wirnika; (—) kąt skręcenia s

nych, dla przypadku podstawowego oraz z wysprzęglonymi łopatom przedstawia Tabela 5.2. Aby prawidłowo zamodelować proces wysprzęglenia w metodzie modalnej, potrzebne są obydwa zestawy postaci własnych i odpowiadających im częstości drgań własnych.

5.3 Stan ustalony

W celu efektywnego przeprowadzenia obliczeń numerycznych sformułowany został model turbiny wiatrowej o łopatach elastycznych przy użyciu metody modalnej, opisany w rozdziale 4.4. Równania ruchu (4.79) zostały scałkowane za pomocą dostępnych procedur numerycznych, przy czym do obliczeń wybrane zostały oprócz postaci sztywnych, postacie symetryczne obejmujące 6 pierwszych postaci, w których dominuje zginanie łopat prostopadle do płaszczyzny wirnika, 4 pierwsze postacie gięte w płaszczyźnie wirnika oraz 3 pierwsze postacie skrętne.

Jak wcześniej wspomniano, przy przyjętych założeniach dotyczących jed-

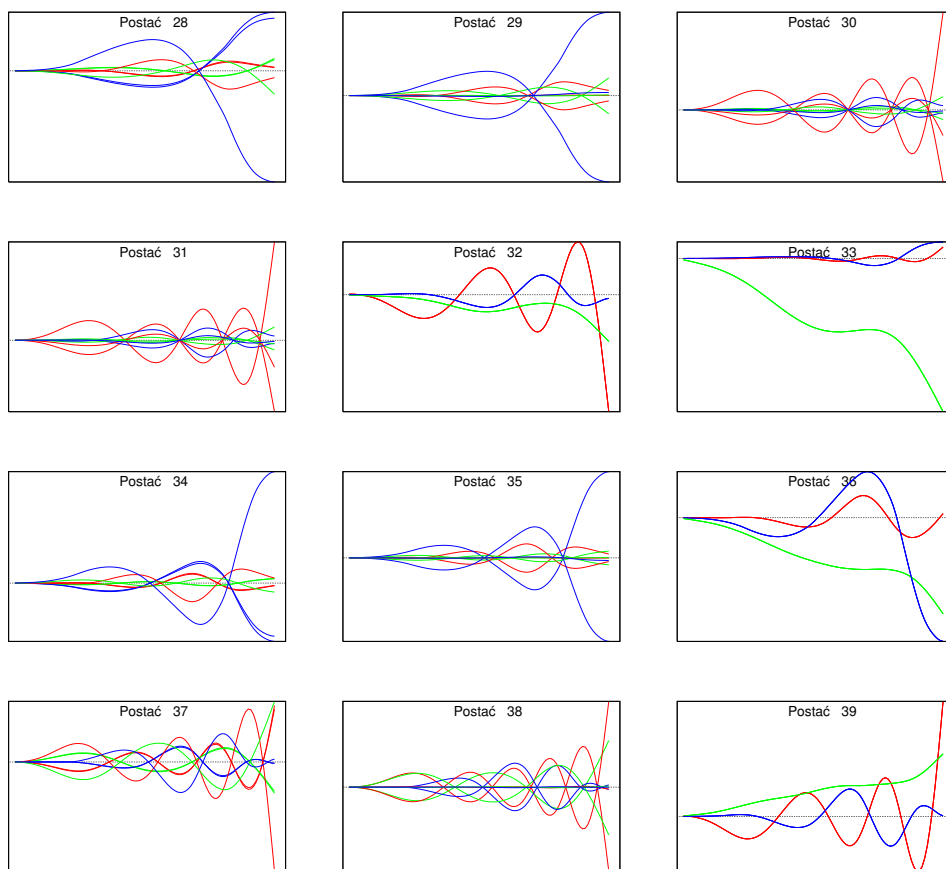


Rysunek 5.14. Postacie nr 19-27: (—) ugięcie v w pł. wirnika; (—) ugięcie u prostopadle do pł. wirnika; (—) kąt skręcenia s

norodności pola prędkości napływu i braku przemieszczeń bocznych, obciążenia turbiny są osiowo symetryczne, wówczas postacie niesymetryczne nie biorą udziału w rzeczywistym ruchu. Zestawienie postaci drgań własnych uwzględnionych w obliczeniach przedstawia Tabela 5.2. Ostatecznie układ równań ruchu do rozwiązania składa się z 18 równań, podczas gdy układ równań we współrzędnych uogólnionych składałby się z 903 równań. Istotna redukcja rozmiaru zadania pozwala na efektywne scałkowanie równań ruchu przy użyciu jednej z dostępnych metod. Wybrana została procedura dostępna w języku FORTRAN, całkująca równania ruchu metodą Rungego-Kutty IV rzędu, opisana na przykład w [54].

Uogólnione siły aerodynamiczne zostały wyznaczone na podstawie teorii pasowej strumienia śmigłowego, opisanej w rozdziale 4.3.1. Wykonany został szereg symulacji w celu otrzymania punktu pracy turbiny wiatrowej przy różnych prędkościach napływu z zakresu od 4 do 25 m/s.

Rozkład wartości współczynnika napływu a i a' (Rys. 4.4) wzdłuż łopaty przedstawiają odpowiednio Rysunki 5.16 i 5.17. Punkty nieciągłości krzywych



Rysunek 5.15. Postacie nr 28-39: (—) ugięcie v w pł. wirnika; (—) ugięcie u prostopadle do pł. wirnika; (—) kąt skręcenia s

odpowiadają zmianom profili aerodynamicznych i wynikają ze skokowo zmieniających się w tych punktach charakterystyk aerodynamicznych. Rzeczywista turbina posiada odcinki przejściowe zapewniające płynne przejście pomiędzy różnymi kształtami profili aerodynamicznych. Przebieg współczynnika a ma wyraźnie inny charakter dla prędkości napływu z przedziału od 5 do 10 m/s , a więc w obszarze, w którym turbina pracuje poniżej swojej mocy znamionowej. Wartości rzędu 0,3 oznaczają, że w płaszczyźnie wirnika prędkość wiatru wynosi jedynie 70% swojej niezaburzonej wartości. W zakresie tym turbina odbiera możliwie najwięcej energii dostępnej w strumieniu powietrza. Z kolei przy prędkościach przekraczających 11 m/s w strumieniu powietrza dostępna jest

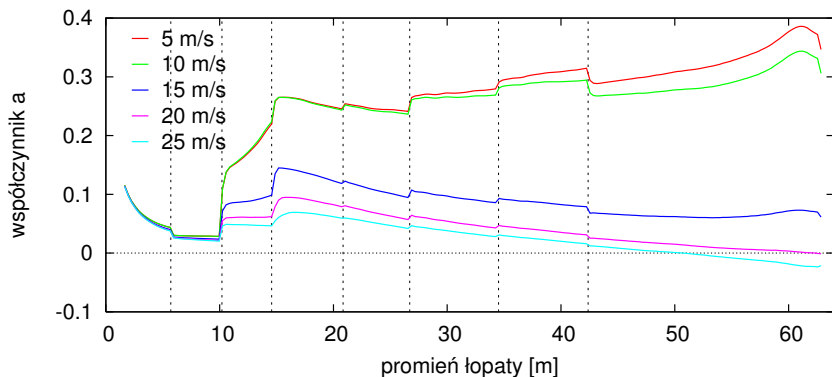
Tabela 5.3. Częstości własne

<i>Nr</i>	Częstość [Hz]	Opis postaci drgań własnych
1	0,00	ruch obrotowy wirnika, postać sztywna
2	0,32	przesunięcie gondoli z wieżą w kierunku x
3,4	0,66	1. giętna z pł. wirnika, niesymetryczna
5	0,67	1. giętna z pł. wirnika, symetryczna
6,7	1,09	1. giętna w pł. wirnika, niesymetryczna
8	1,71	1. giętna w pł. wirnika, symetryczna
9,10	1,90	2. giętna z pł. wirnika, niesymetryczna
11	1,93	2. giętna z pł. wirnika, symetryczna
12	3,00	2. giętna w pł. wirnika, symetryczna
13,14	3,96	2. giętna z pł. wirnika, niesymetryczna
15	4,39	3. giętna z pł. wirnika, symetryczna
16,17	4,42	3. giętna z pł. wirnika, niesymetryczna
18	5,48	1. skrętna, symetryczna
19, 20	5,48	1. skrętna, niesymetryczna
21	6,94	3. giętna w pł. wirnika, symetryczna
22, 23	7,71	4. giętna z pł. wirnika, niesymetryczna
24	7,87	4. giętna z pł. wirnika, symetryczna
25, 26	9,40	3. giętna w pł. wirnika, niesymetryczna
27	9,60	2. skrętna, symetryczna
28, 29	9,60	2. skrętna, niesymetryczna
30, 31	11,90	5. giętna z pł. wirnika, niesymetryczna
32	11,93	5. giętna z pł. wirnika, symetryczna
33	13,38	4. giętna w pł. wirnika, symetryczna
34, 35	14,64	3. skrętna, niesymetryczna
36	14,75	3. skrętna, symetryczna
37, 38	16,65	6. giętna z pł. wirnika, niesymetryczna
39	16,95	6. giętna z pł. wirnika, symetryczna

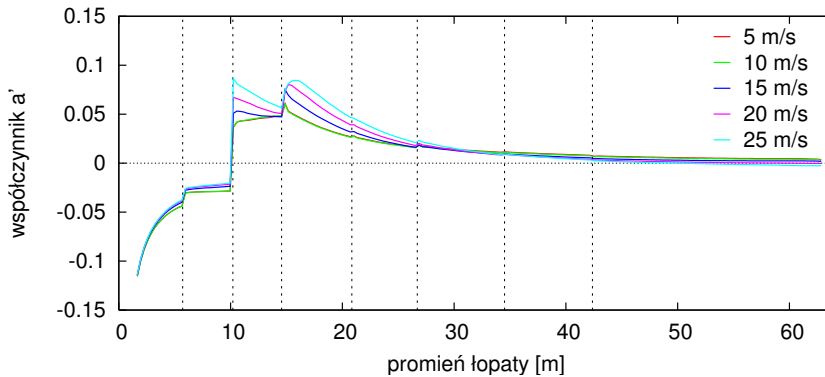
nadwyżka energii. Włącza się wtedy mechanizm nastawiania kąta łopaty i na skutek jego pracy prędkość przepływu w płaszczyźnie dysku wirnika zmniejsza się zaledwie o kilka procent. Wystarcza to jednak, aby utrzymać pracę z mocą znamionową. Kolejne dwa rysunki przedstawiają rozkład kąta natarcia α oraz lokalnego kąta napływu ϕ . Widać, że łopata pracuje w szerokim zakresie kątów natarcia, od plus kilkudziesięciu stopni przy nasadzie do +/- kilku stopni na końcówce. Jest to typowy zakres pracy dla turbin wiatrowych. Porównując

Tabela 5.4. Porównanie częstości drgań własnych dla przypadku podstawowego oraz z wysprężonymi łopatom

Nr	Opis postaci	Częstość drgań [Hz] dla przypadku		Różnica [%]
		podstawowego	z wysprężeniem	
1	sztywny obrót wirnika	0,00	0,00	0,0
-	sztywny obrót łopat	-	0,00	-
-	sztywny obrót łopat	-	0,00	-
-	sztywny obrót łopat	-	0,00	-
2	przemieszczenie gondoli	0,3185	0,3188	-0,1
5	1. giętna z pł. wirnika	0,6744	0,6761	-0,3
8	1. giętna w pł. wirnika	1,7146	1,7146	0,0
11	2. giętna z pł. wirnika	1,9279	1,9331	-0,3
12	2. giętna w pł. wirnika	2,9971	2,9978	0,0
15	3. giętna z pł. wirnika	4,3936	4,3937	0,0
18	1. skrętna	5,4755	6,0200	-9,9
21	3. giętna w pł. wirnika	6,9361	6,9438	-0,1
24	4. giętna z pł. wirnika	7,8723	7,8740	0,0
27	2. skrętna	9,5959	10,6081	-10,5
32	5. giętna z pł. wirnika	11,9301	11,9306	0,0
33	4. giętna w pł. wirnika	13,3825	13,4172	-0,3
36	3. skrętna	14,7528	15,5867	-5,7
39	6. giętna z pł. wirnika	16,9533	16,651	1,8

Rysunek 5.16. Rozkład wartości współczynnika a wzdłuż łopaty

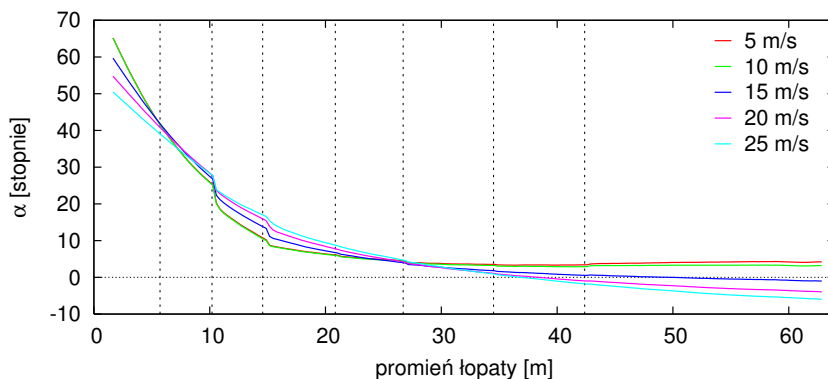
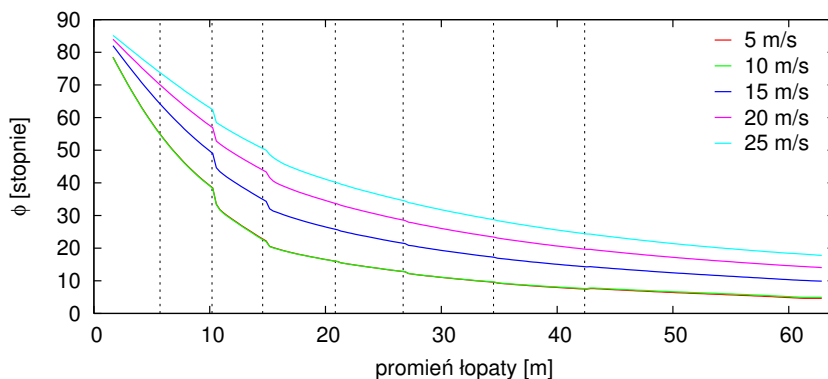
Rysunek 5.18, przedstawiający rozkład lokalnego kąta natarcia wzdłuż łopaty z

Rysunek 5.17. Rozkład wartości współczynnika a' wzdłuż łopaty

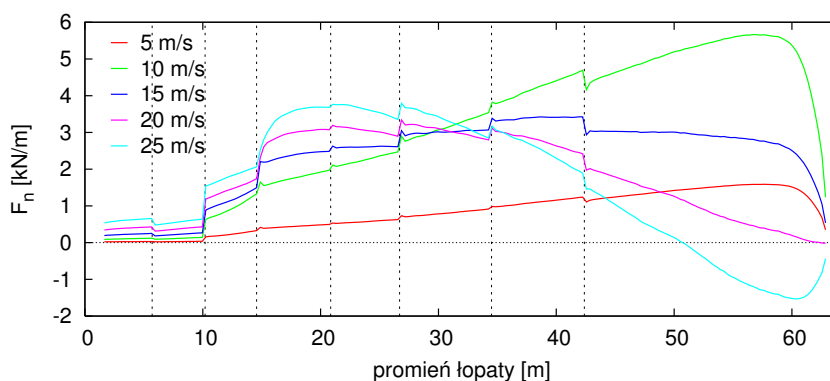
Rysunkiem 5.6, przedstawiającym charakterystykę siły nośnej, można zauważyć, że łopata, na znaczącej części swojej długości pracuje w nieliniowym zakresie charakterystyki współczynnika siły nośnej.

Rysunek 5.19 przedstawia rozkład kąta napływu W , który został zdefiniowany w rozdziale 4.3.1 i schematycznie pokazany na Rysunku 4.4. Lokalny wektor napływu jest oczywiście prostopadły do płaszczyzny wirnika w osi turbiny oraz w przybliżeniu do tej płaszczyzny prostopadły w okolicy nasady łopaty. Wraz ze zbliżaniem się do końcówki łopaty jego kierunek nachyla się coraz bardziej do płaszczyzny wirnika. Wynika to z rosnącej wartości składowej stycznej wektora napływu, związanej z ruchem obrotowym wirnika. Rysunki 5.20 do 5.22 przedstawiają kolejno rozkłady siły normalnej, siły stycznej oraz momentu aerodynamicznego obliczonego względem środka aerodynamicznego (w $1/4$ długości cięciwy). Największe znaczenie z punktu widzenia pozyskiwania energii ma siła styczna do wirnika, nazywana także siłą napędową. Warto zauważyć, iż dla maksymalnych prędkości wiatru, np. 25 m/s siła styczna przyjmuje wartości ujemne w okolicy końcówki łopaty. Istotnie, łopata jest ukształtowana w taki sposób, aby przy najsilniejszych wiatrach wirnik nie był nadmiernie rozpedzany. Dlatego końcówki łopat są wtedy hamowane aerodynamicznie.

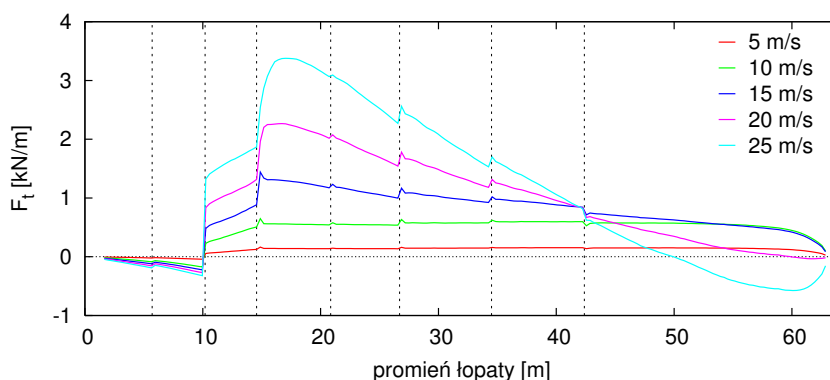
Drugą istotną cechą pokazanych rozkładów jest spadek wartości obciążeń aerodynamicznych na końcówce łopaty. Ten efekt brzegowy spowodowany jest przepływem powietrza z rejonu wyższego do niższego ciśnienia, wokół końcówki łopaty, co skutkuje lokalnym zmniejszeniem siły nośnej. W teorii BEM efekt ten uwzględnia się zazwyczaj w postaci poprawki Prandtla (C.3). Dalsze informacje na temat efektu brzegowego związanego z końcówką łopaty można znaleźć w

Rysunek 5.18. Rozkład lokalnego kąta natarcia α wzdłuż łopatyRysunek 5.19. Rozkład lokalnego kąta napływu ϕ wzdłuż łopaty

rozdziałach 5.1 oraz 5.3 pracy Lindenburga [65]. Wykresy na rysunkach 5.23 do 5.25 przedstawiają charakterystyki obciążenia aerodynamicznego analizowanej turbiny wiatrowej w stanie ustalonym dla pełnego zakresu eksploatacyjnego prędkości wiatru. Wartości momentów liczone są względem nasady łopaty ($r = 1,5\text{ m}$), natomiast wartości momentu skręcającego liczone są względem osi łopaty. Uzyskane wyniki przedstawiono na tle wyników uzyskanych przez ECN, przy użyciu bardziej zaawansowanego modelu turbiny wiatrowej. Dane do porównania nie są opublikowane, zostały uzyskane w ramach współpracy w projekcie UpWind. Wyniki otrzymane przez partnerów z ECN zostały uzyskane

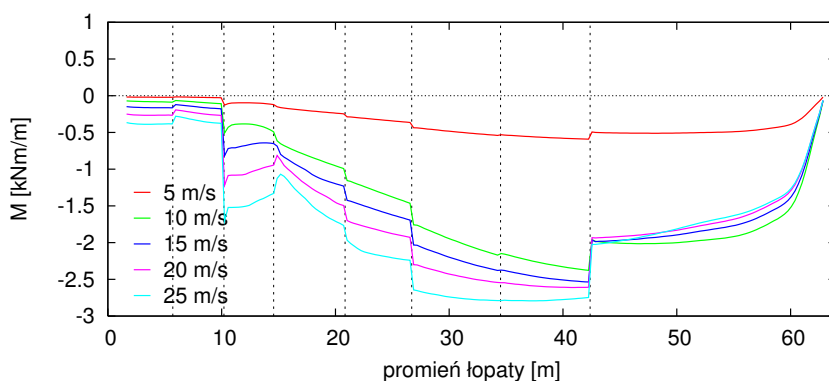


Rysunek 5.20. Rozkład siły normalnej do płaszczyzny wirnika

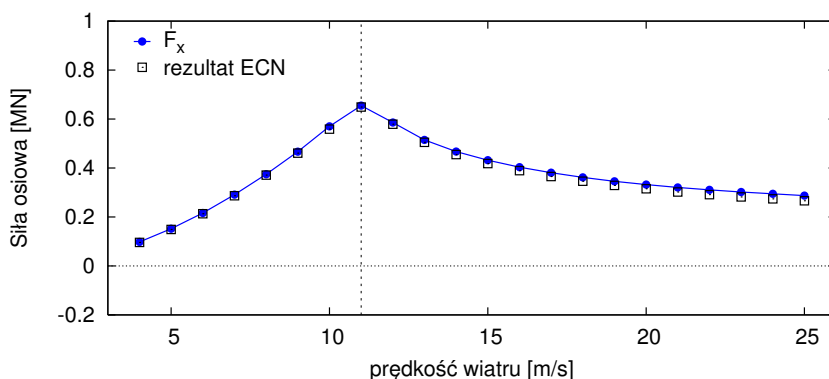


Rysunek 5.21. Rozkład siły stycznej

za pomocą komercyjnego kodu BLADMODE, który uwzględnia duże deformacje oraz bardziej zaawansowaną teorię aerodynamiczną. Pomimo pewnych rozbieżności, zwłaszcza dla dużych prędkości napływu, ogólna zgodność wyników jest dość dobra. W szczególności dla momentu skręcającego widać znaczne rozbieżności, nie zmienia to jednak faktu, iż dla znacznych prędkości wiatru aerodynamiczny moment skręcający łopatę jest ujemny, co oznacza, że próba wysprężenia łopaty powinna skutkować zmniejszeniem kąta natarcia i spadkiem obciążeń aerodynamicznych. Wreszcie Rysunki 5.26 i 5.27 przedstawiają odpowiedź tur-



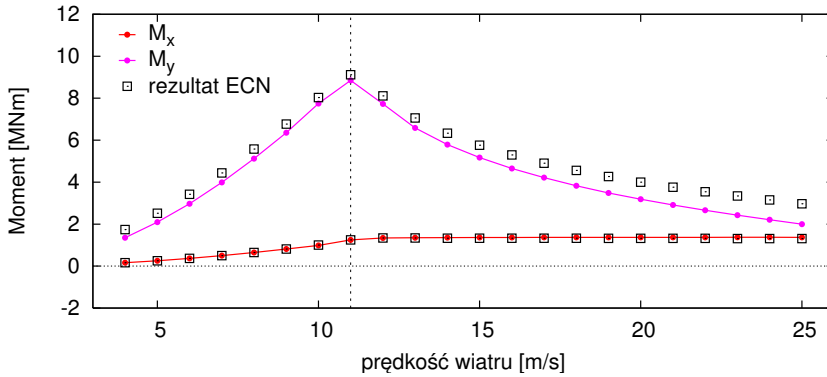
Rysunek 5.22. Rozkład momentu aerodynamicznego



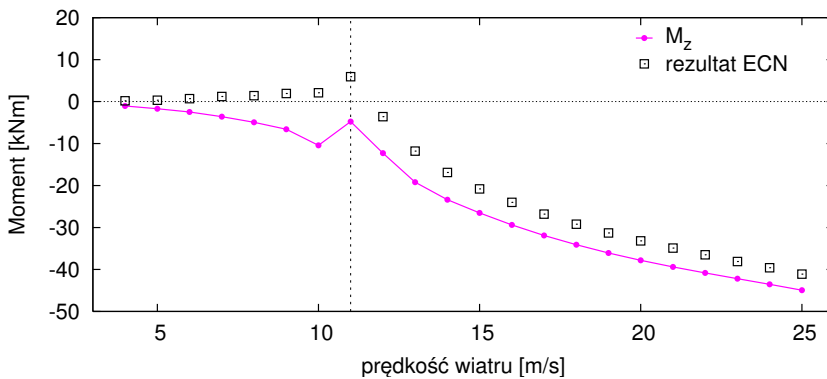
Rysunek 5.23. Charakterystyka siły osiowej

biny wiatrowej przy różnych wartościach prędkości napływu. Tam, gdzie było to możliwe wyniki zostały porównane z rezultatami uzyskanymi przez ECN.

Zarówno z Rysunku 5.27 jak i z Rysunków 5.28 i 5.29 przedstawiających deformację łopaty wynika, że maksymalne przemieszczenia w płaszczyźnie i w kierunku prostopadłym do płaszczyzny wirnika występują nie przy maksymalnej prędkości napływu, ale przy prędkości 10-11 m/s. Dzieje się tak, ponieważ do prędkości napływu 11 m/s turbina stara się przejąć możliwie dużo energii od strumienia powietrza, co skutkuje widocznym wzrostem obciążeń i deformacji łopat. Natomiast od 11 m/s mechanizm nastawiania kąta łopaty utrzymuje moc



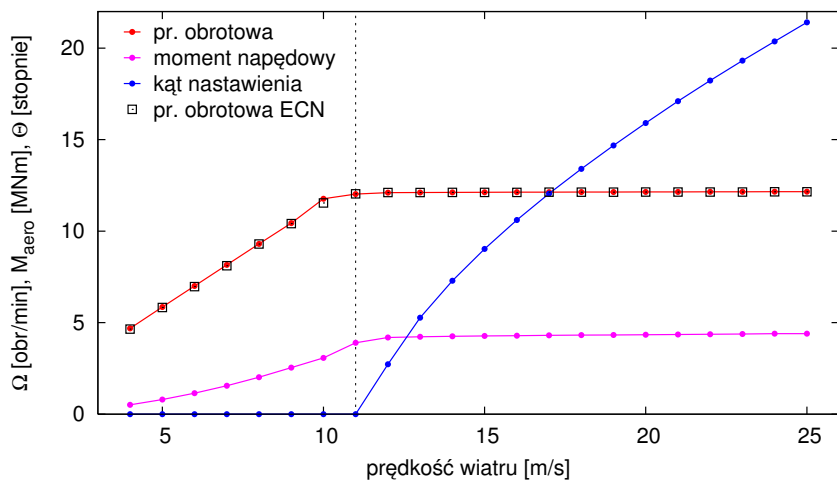
Rysunek 5.24. Charakterystyka momentu zginającego w płaszczyźnie i z pł. wirnika



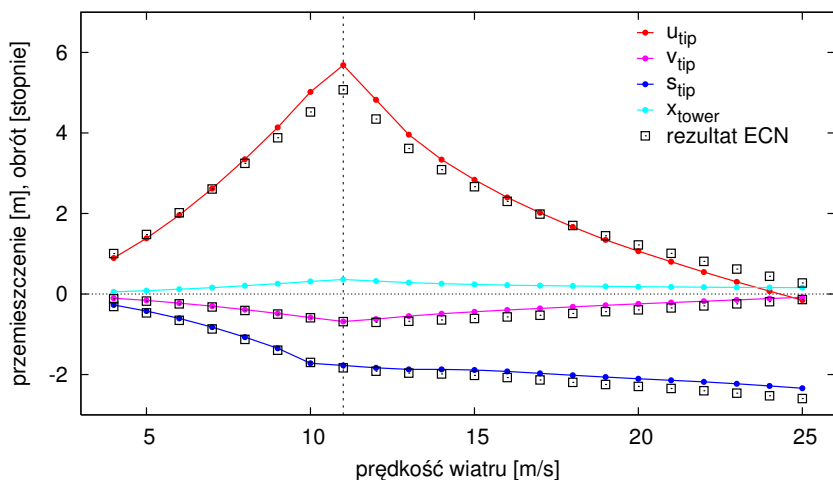
Rysunek 5.25. Charakterystyka momentu skręcającego

znamionową pomimo nadwyżki dostępnej energii. Oznacza to, że kąty natarcia są zmniejszane, a za tym spadają obciążenia i deformacje łopaty. W rezultacie przemieszczenie łopaty w kierunku prostopadłym do płaszczyzny wirnika u jest podobne dla 5 i 20 m/s, a dla 25 m/s końcówka łopaty jest odginana nieznacznie na stronę nawietrzną. Podobnie przemieszczenie w płaszczyźnie wirnika v dla największych prędkości napływu jest stosunkowo małe, a dzięki wspomnianemu wyżej efektowi hamowania końcówki (Rys. 5.21), począwszy od odległości około 40 m od osi wirnika, przemieszczenie to pozostaje w przybliżeniu stałe. Inaczej zachowuje się skręcenie osi łopaty (Rys. 5.29), na które wpływa zarówno moment

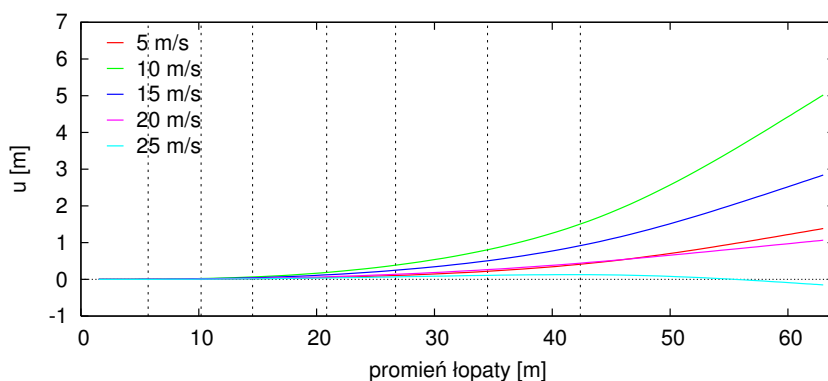
aerodynamiczny (Rys. 5.22), jak i momenty wygenerowane przez siłę normalną i styczną.



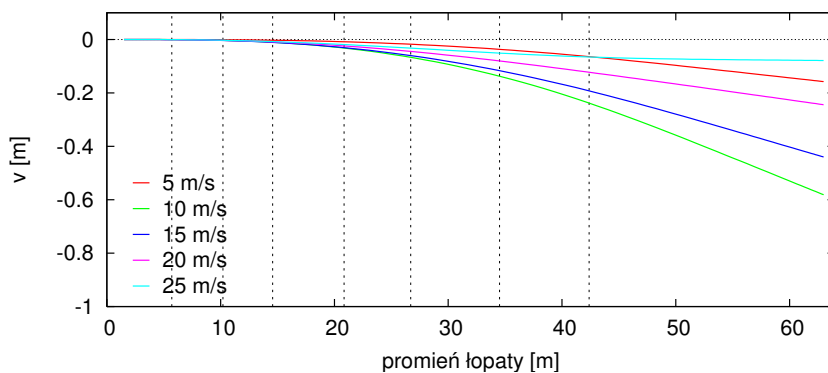
Rysunek 5.26. Prędkość obrotowa oraz moment napędowy



Rysunek 5.27. Deformacja końcówki łopaty oraz szczytu wieży



Rysunek 5.28. Przeszczenia łopaty w kierunku prostopadłym do płaszczyzny wirnika

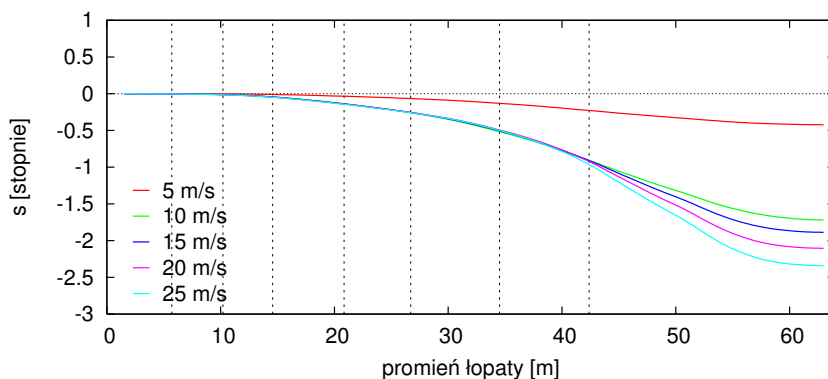


Rysunek 5.29. Przeszczenia łopaty w płaszczyźnie wirnika

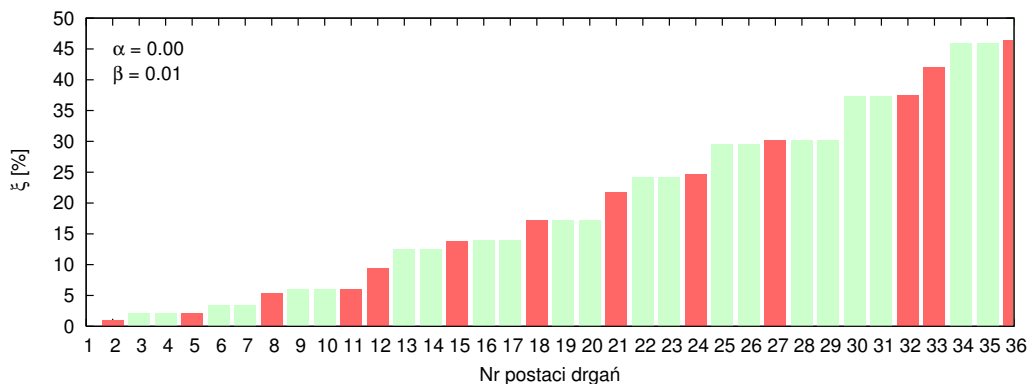
5.4 Odpowiedź na podmuch

5.4.1 Uwzględnienie tłumienia konstrukcyjnego

Przyjęto, że tłumienie konstrukcyjne pierwszej postaci giętej łopat wynosi około 1% tłumienia krytycznego i silnie rośnie dla wyższych częstości drgań. Natomiast tłumienie postaci sztywnych wynosi zero. Z założonego modelu tłumienia wynika, że aby uzyskać powyższy rozkład tłumienia konstrukcyjnego należy przyjąć, że macierz tłumienia jest proporcjonalna do macierzy sztywności ($\beta = 0,01$), natomiast współczynnik modelu Rayleigh'a związany z macierzą

Rysunek 5.30. Obrót łopaty wokół osi y'

masową jest zerowy ($\alpha = 0$). Zgodnie ze wzorem (4.73) ułamek tłumienia krytycznego ξ jest wtedy liniową funkcją częstości drgań. Wartości współczynników tłumienia poszczególnych postaci drgań własnych z Tabeli 5.2 przedstawia Rysunek 5.31.



Rysunek 5.31. Współczynnik tłumienia krytycznego dla poszczególnych postaci drgań

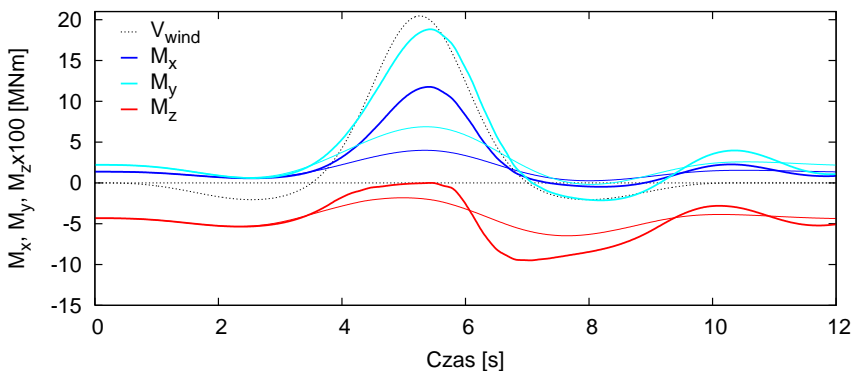
5.4.2 Symulacje odpowiedzi na podmuch wiatru

Kolejne symulacje przeprowadzono przy założeniu, że po osiągnięciu przez turbinę punktu pracy rozpoczyna się podmuch wiatru, którego kształt jest

zgodny z ujęciem normatywnym, przedstawionym w Rozdziale 2.2, przy prędkości niezaburzonej wiatru równej 24 m/s . Intensywność podmuchu została dodatkowo zwiększona, aby w kolejnym rozdziale pokazać skuteczność proponowanego rozwiązania dla podmuchów przekraczających te, ujęte obecnie w normie [9]. Na dwóch kolejnych wykresach przebiegi otrzymane dla podmuchu normatywnego oraz zwiększonego oznaczono odpowiednio linią cienką oraz pogrubioną.

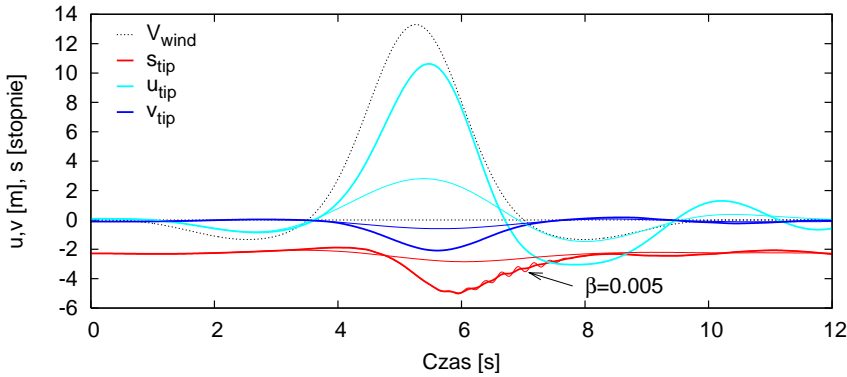
Momenty aerodynamiczne działające w nasadzie łopaty przedstawia Rysunek 5.32. Należy zwrócić uwagę, że moment skręcający M_z jest o dwa rzędy wielkości mniejszy od momentów zginających. Ponadto wartość momentu skręcającego pozostaje ujemna przez cały czas trwania podmuchu, co oznacza, że łopata jest skręcana w kierunku zmniejszenia kąta natarcia.

Przemieszczenie końcówki łopaty w kierunku prostopadłym do płaszczyzny wirnika sięga dziesięciu metrów co w praktyce mogłoby oznaczać kolizję z wieżą. Jednak rozważany przypadek dotyczy podmuchów powiększonych w stosunku do normatywnych, natomiast dla podmuchu normatywnego maksymalne przemieszczenie końcówki łopaty nie przekracza trzech metrów. Wartość przemieszczeń zależy od przyjętego tłumienia, w szczególności nieustalone drgania skrętne są znacznie bardziej wyraźne przy zmniejszonym tłumieniu konstrukcyjnym (Rys. 5.33, dla $\beta = 0,005$).



Rysunek 5.32. Momenty aerodynamiczne w nasadzie łopaty

O rzeczywistym obciążeniu nasady łopaty świadczą wartości reakcji dynamicznych będących różnicą obciążeń aerodynamicznych łopaty oraz sił bezwładności. Oczywiście w stanie ustalonym, kiedy przyspieszenia się zerują, wartości bezwzględne reakcji i obciążeń zewnętrznych w każdym stopniu swobody są



Rysunek 5.33. Deformacja końcówki łopaty

sobie równe. Wektor reakcji dynamicznych obliczany jest w następujący sposób:

$$\{R(t)\} = [K] \{q(t)\} + [C] \{\dot{q}(t)\}, \quad (5.1)$$

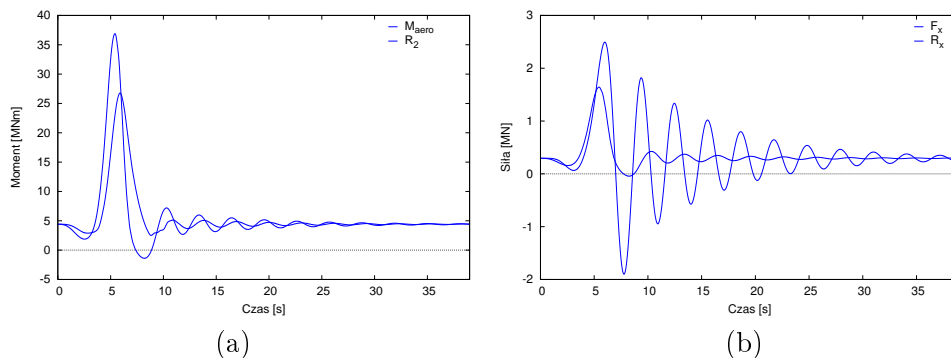
przy czym struktura wektora $\{R(t)\}$ jest analogiczna jak wektora sił aerodynamicznych (4.30). Reakcja dynamiczna wieży jest równa pierwszemu elementowi wektora $\{R(t)\}$. Reakcje momentu obrotowego wirnika i generatora zawierają odpowiednio drugi i trzeci element wektora $\{R(t)\}$. Aby obliczyć reakcję momentu zginającego działającego prostopadle do płaszczyzny wirnika działającą w nasadzie łopaty, należy zsumować iloczyny reakcji w stopniu swobody u i odległości od nasady łopaty kolejnych mas skupionych. Analogicznie oblicza się reakcję momentu zginającego w płaszczyźnie wirnika. Reakcja momentu skrecającego nasadę łopaty jest sumą reakcji w kolejnych masach skupionych, działających w kierunku stopnia swobody s . Sposób obliczenia reakcji w nasadzie łopaty przedstawiają poniższe wzory:

$$R_x(t) = \sum_m (r_m - r_h) R_{v,m}, \quad (5.2a)$$

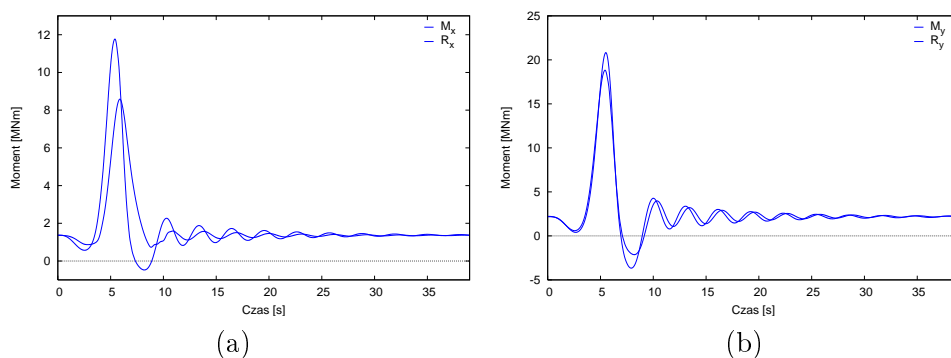
$$R_y(t) = \sum_m (r_m - r_h) R_{u,m}, \quad (5.2b)$$

$$R_z(t) = \sum_m R_{s,m}, \quad (5.2c)$$

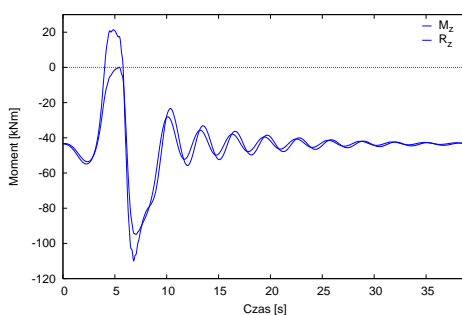
gdzie wskaźnik m numeruje masy skupione, a r_h oznacza promień piasty. Rysunki 5.34 do 5.36 przedstawiają przebiegi czasowe kolejnych reakcji dynamicznych i odpowiadające im obciążenia aerodynamiczne.



Rysunek 5.34. Reakcje dynamiczne: (a) momentu obrotowego, (b) siły osiowej



Rysunek 5.35. Reakcje dynamiczne momentu zginającego nasadę łopaty: (a) w płaszczyźnie wirnika, (b) prostopadle do płaszczyzny wirnika



Rysunek 5.36. Reakcje dynamiczne momentu skręcającego

5.5 Odpowiedź na podmuch przy reakcji łopaty

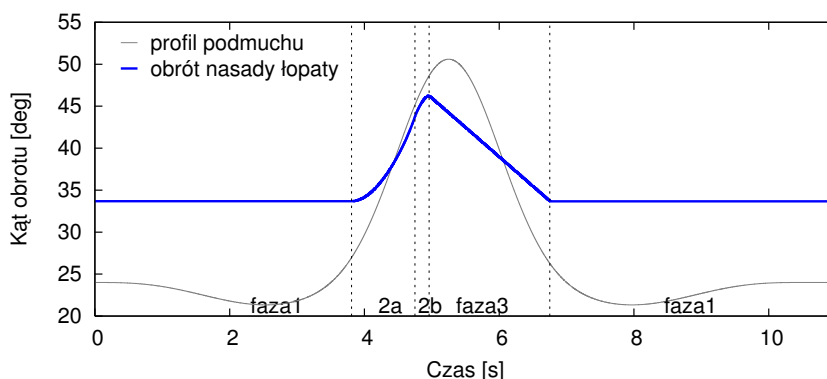
5.5.1 Przystosowanie łopaty do reakcji na podmuch

Koncepcja zmiennej podatności połączenia skrętnego łopaty z piastą omówiona ogólnie w Rozdziale 3 została zaimplementowana w modelu numerycznym jako sekwencja następujących po sobie zdarzeń. Kolejne fazy tego procesu (Tabela 5.5.1) zostały pokazane na przykładzie pięciomegawatowej turbiny wiatrowej. Proces wysprzęglenia jest aktywowany, gdy przekroczona zostanie wartość

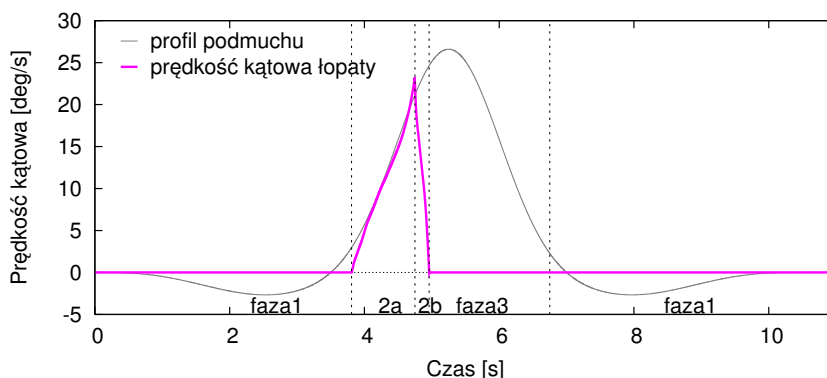
Tabela 5.5. Fazy procesu adaptacji łopaty

Faza	Opis
1	detekcja podmuchu
2a	swobodny obrót łopaty wokół osi z'
2b	hamowanie
3	przywracanie wyjściowej wartości kąta łopaty

krytyczna prędkości napływu (w przykładzie na Rys 5.37 jest to 27 m/s). Deterministyczny podmuch normatywny umożliwia zastosowanie tak prostego algorytmu wykrycia podmuchu, co na pewno nie jest wystarczające w przypadku rzeczywistych podmuchów wiatru. Wykrycie podmuchu inicjuje bardzo szybki proces obniżenia sztywności skrętnej w połączeniu łopaty z piastą do zera. Daje to wysprzęglonej łopacie możliwość swobodnego obrotu wokół własnej osi („faza 2a” na Rysunku 5.37 i 5.38), aż do osiągnięcia dopuszczalnej wartości kąta obrotu (w przykładzie na Rys. 5.37 jest to 10 stopni). W rzeczywistości istnieją opory ruchu wynikające głównie z tarcia w układzie łożyskowania nasady łopaty, w związku z czym w tej fazie procesu przyłożony został dodatkowy moment skierowany przeciwnie do kierunku ruchu i równy 3% wartości momentu hamującego generowanego przez sprzęgło. Po osiągnięciu progowej wartości kąta obrotu następuje uruchomienie procesu hamowania („faza 2b” na Rysunku 5.37 i 5.38) poprzez przyłożenie w nasadzie łopaty momentu skierowanego przeciwnie do wektora prędkości kątowej. Optymalne dobranie siły tłumiącej dla bieżącej prędkości obrotu łopaty wymaga zaprojektowania tłumika przeznaczonego specjalnie do celu zmiany podatności na skręcanie w nasadzie łopaty, a to z kolei wymaga znajomości szczegółów technologicznych połączenia łopaty i piasty. Na obecnym etapie rozwiązanie dedykowane do pracy w nasadzie dużych turbin wiatrowych nie jest jeszcze opracowane, w związku z czym w symulacjach przyjęto charakterystykę momentu hamującego na podstawie tłumika magnetoologicznego przeznaczonego do łagodzenia drgań w konstrukcjach budow-

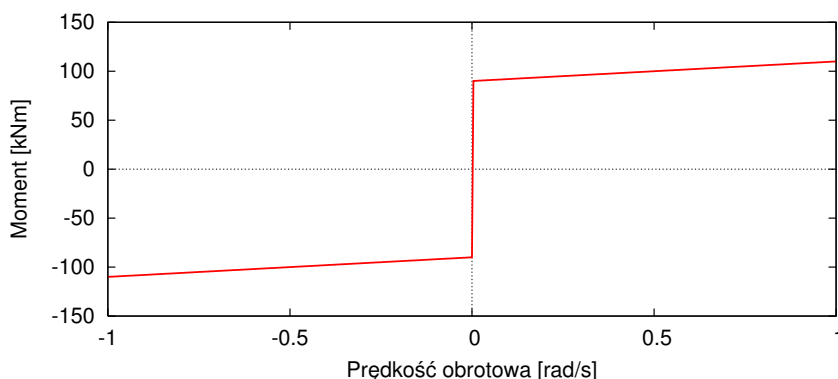


Rysunek 5.37. Fazy procesu adaptacji sprzęgła względem kąta obrotu łopaty



Rysunek 5.38. Fazy procesu adaptacji sprzęgła względem prędkości obrotu łopaty

lanych. Założona charakterystyka tłumika została przedstawiona na Rysunku 5.39. Ponowne zasprężenie, tj. przywrócenie pełnej sztywności w połączeniu skrętnym następuje stopniowo i kończy się po całkowitym wyhamowaniu ruchu obrotowego łopaty, w celu uniknięcia efektu uderzenia i związanych z nim drgań niustalonych. Po przywróceniu pełnej sztywności połączeniu, początkowy kąt nastawienia łopaty zostaje przywrócony („faza 3” na Rysunku 5.37 i 5.38) za pomocą standardowego mechanizmu nastawienia kąta łopaty, przy czym wartość obciążeń w nasadzie jest nadal monitorowana i w przypadku ich ponownego wzrostu następuje powrót do fazy „2a”.



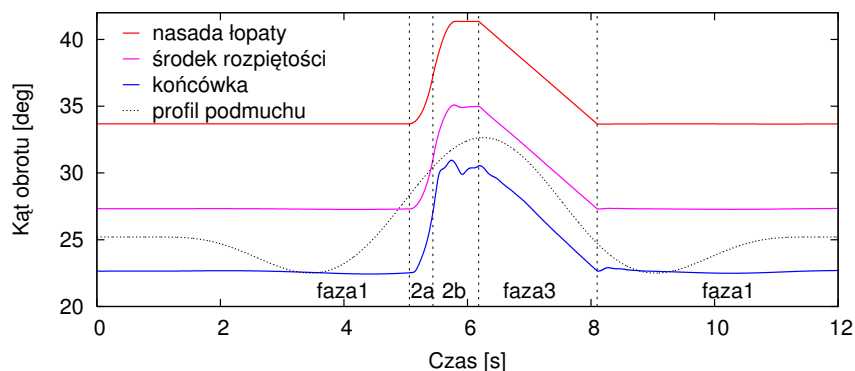
Rysunek 5.39. Charakterystyka tłumika magnetoreologicznego

5.5.2 Podmuch normatywny

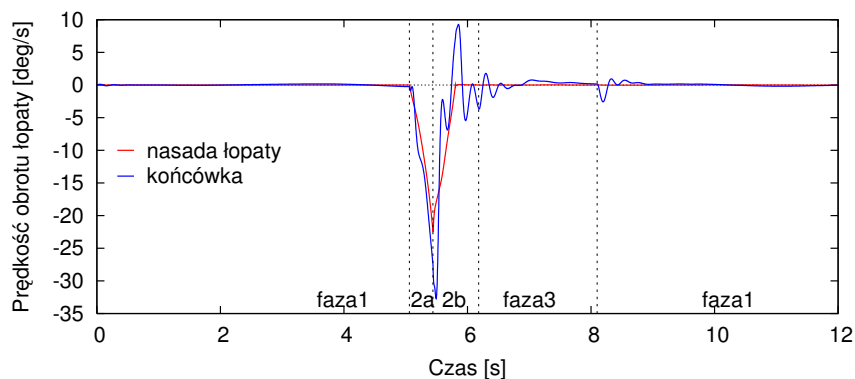
W przedstawionych w tym rozdziale symulacjach założono, że podmuch jest możliwy do wykrycia we wczesnej fazie jego narastania, natomiast sposób wykrywania podmuchu nie jest przedmiotem analizy. Przyjęto, że przekroczenie wartości niezaburzonej prędkości napływu równej 24 m/s o 3 m/s daje sygnał do wysprzęglenia łopaty. Przyjęto dalej, że maksymalny kąt o jaki może obrócić się swobodnie łopata przed rozpoczęciem hamowania wynosi $3,5 \text{ stopni}$, natomiast prędkość mechanizmu nastawiania kąta łopaty przy przywracaniu wyjściowego kąta wynosi 4 stopnie/s . Wreszcie przyjęto, że ponowne złączenie łopaty oraz początek przywracania wyjściowego kąta nastawienia następuje, gdy prędkość obrotu łopaty w nasadzie spadnie poniżej $0,001 \text{ stopni/s}$.

Łączny kąt obrotu nasady łopaty w fazach swobodnego obrotu i hamowania wyniósł ok. $7,7 \text{ stopnia}$, z czego, zgodnie z założeniem, $3,5 \text{ stopnia}$ przypadło na fazę swobodnego obrotu. Przebiegi czasowe kąta obrotu nasady, środka rozpiętości oraz końcówki łopaty przedstawia Rysunek 5.40. Widać, że hamowanie powoduje drgania skrętne stosunkowo wiotkiej końcówki łopaty, jednak drgania te nie są znaczące. Z kolei na Rysunku 5.41 przedstawiono prędkość obrotu łopaty wokół swojej osi w poszczególnych fazach procesu wysprzęglenia. Widoczne są znaczne oscylacje prędkości obrotu końcówki, w szczególności w trakcie hamowania. Można również zauważyć, że nieciągłość prędkości obrotu związana z zakończeniem procesu przywracania wyjściowego kąta nastawienia (koniec fazy „3”) powoduje oscylacje prędkości obrotu końcówki łopaty. Oba te efekty nie powodują jednak istotnych drgań skrętnych łopaty.

Średnia prędkość obrotu łopaty wokół swojej osi wynosi $10,3 \text{ stopnia/s}$, jest zatem o 47 % większa od prędkości maksymalnej mechanizmu nastawiania kąta łopaty. W efekcie wysprzężenia można zaobserwować bardzo szybki spadek



Rysunek 5.40. Kąt obrotu łopaty w procesie wysprzężenia



Rysunek 5.41. Prędkość obrotu łopaty w procesie wysprzężenia

reakcji dynamicznych w nasadzie łopaty. Reakcja dynamiczna momentu zginającego łopatę prostopadle do płaszczyzny wirnika wzrosła w efekcie podmuchu 3,27 razy w stosunku do stanu ustalonego, natomiast przy wysprzężeniu łopat 2,20 razy w stosunku do stanu ustalonego.

Analogicznie, wzrost reakcji momentu zginającego łopatę w płaszczyźnie wirnika stanowił 9,9% wzrostu wartości reakcji na podmuch bez wysprzężenia.

Tabela 5.6. Spadek maksymalnych wartości reakcji - podmuch normatywny

	R_{flap} [MNm]	R_{edge} [MNm]	R_{xT} [MN]	R_{aero} [MNm]
bez wysprzężenia	7,26	3,22	0,91	10,21
z wysprzężeniem	4,89	1,56	0,75	5,42
spadek	32,7%	51,5%	17,1%	46,9%

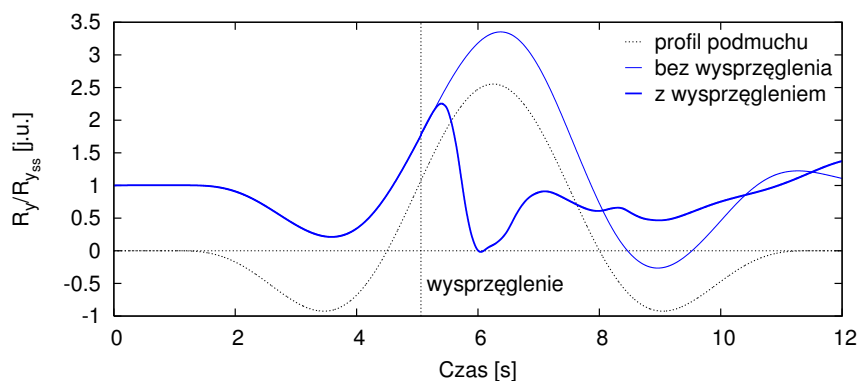
Tabela 5.7. Stosunek maksymalnej wartości reakcji względem stanu ustalonego- podmuch normatywny

	$\frac{R_{flap}}{R_{flapss}}$	$\frac{R_{edge}}{R_{edges}}$	$\frac{R_{xT}}{R_{xTss}}$	$\frac{R_{aero}}{R_{aeross}}$
z wysprzężeniem	2,20	1,13	2,54	1,23
bez wysprzężenia	3,27	2,34	3,07	2,31

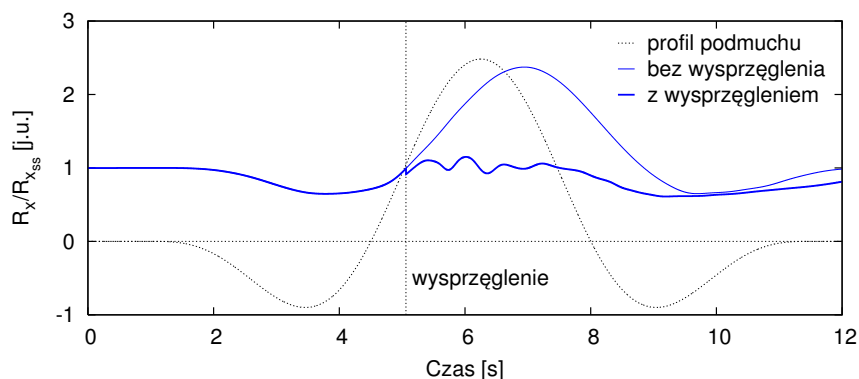
Porównanie maksymalnych wartości reakcji dynamicznych przedstawia Tabela 5.5.2, natomiast wzrosty wartości reakcji w odpowiedzi na podmuch, w stosunku do stanu ustalonego zestawione zostały w Tabeli 5.5.2. Przebiegi czasowe reakcji pokazane są na Rysunkach 5.42 do 5.45. Wyniki symulacji wskazują, że reakcja wieży ogólnie biorąc zachowuje się gorzej niż dla przypadku bez wysprzężenia. Pomimo, że zakres zmienności ulega nieznacznemu zmniejszeniu w wyniku wysprzężenia, to jednak wysprzężenie i towarzyszący mu nagły spadek obciążeń łopaty powoduje efekt „odbicia”. Pozostałe reakcje dynamiczne wykazują bardzo istotny spadek wartości w wyniku wysprzężenia. W szczególności reakcja M_y , której złagodzenie ma na najistotniejsze znaczenie z punktu widzenia ochrony łopaty przed skutkami podmuchów, jest wyraźnie złagodzona.

Wysprzężenie łopat powoduje prawie natychmiastowy spadek sił aerodynamicznych (0,09 s po wysprzężeniu), natomiast spadek odpowiadających tym siłom reakcji dynamicznych następuje ze znacznym opóźnieniem wynikającym z dużej bezwładności łopat i wieży. Efekt ten został zilustrowany na Rysunku 5.46. Przemieszczenia końcówki łopaty oraz wieży przedstawia Rys. 5.47. Wspomniany wyżej efekt „odbicia” jest wyraźny na przebiegach czasowych przemieszczeń wieży. Gwałtowny spadek obciążenia łopat prowadzi do „odpuszczenia” naporu na wieżę i w konsekwencji do jej wyraźnych drgań. Drgania wieży, choć niepożądane, są mniej istotne, w stosunku do korzyści płynących ze złagodzenia wyteżenia w nasadzie łopat.

Wychylenie końcówki łopaty z płaszczyzny wirnika również wykazuje efekt „odbicia” przechodząc o około 2 metry na stronę nawietrzną. Natomiast prędkość



Rysunek 5.42. Reakcja momentu zginającego łopatek prostopadłe do płaszczyzny wirnika

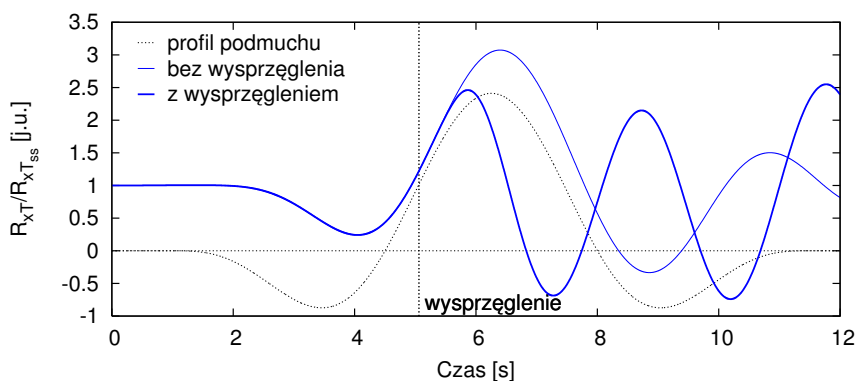


Rysunek 5.43. Reakcja momentu zginającego łopatek w płaszczyźnie wirnika

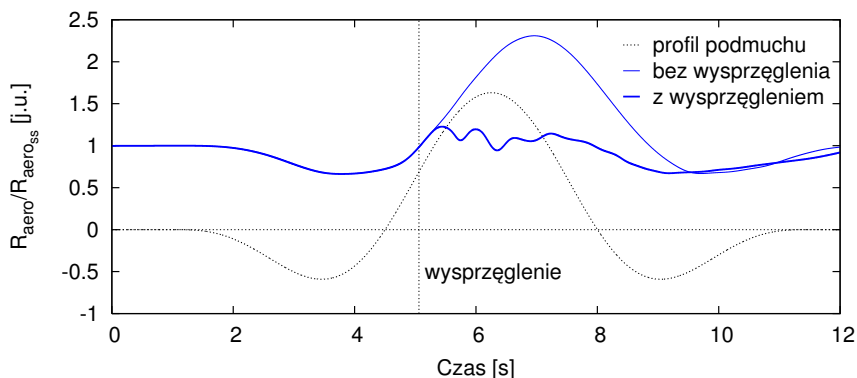
obrotowa turbiny pozostaje stosunkowo stabilna, rosnąc zaledwie o ok. 1,5% w stosunku do punktu pracy (Rys. 5.48).

5.5.3 Powiększony podmuch normalny

Analogiczne symulacje przeprowadzono dla podmuchu powiększonego względem normalnego. Celem tej symulacji było pokazanie, że wysprężenie może prowadzić do efektywnego złagodzenia obciążeń również dla ponadnormalnych podmuchów. Zmienione zostały jedynie dwa parametry:



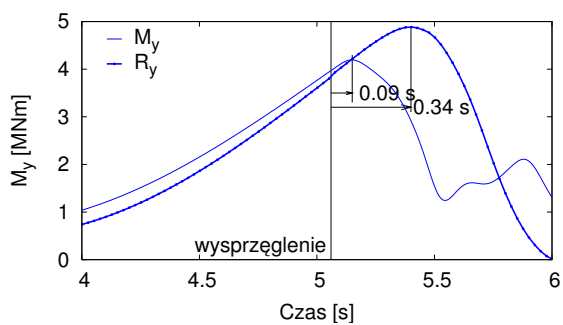
Rysunek 5.44. Reakcja siły osiowej w szczycie wieży



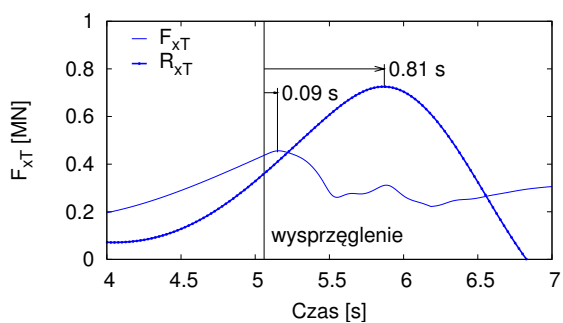
Rysunek 5.45. Reakcja momentu napędowego

- maksymalny kąt swobodnego obrotu przed rozpoczęciem hamowania: 10 stopni,
- prędkość przywracania wyjściowego kąta łopaty: 7 stopni/s.

W wyniku wysprzężenia łopata obróciła się w nasadzie łącznie o 13 stopni, z czego obrót o 10 stopni nastąpił przed rozpoczęciem hamowania (Rys 5.49). Również w tym przypadku widoczne są niewielkie drgania końcówki związane z hamowaniem oraz zakończeniem fazy przywracania wyjściowego kąta obrotu (Rys. 5.49 oraz Rys. 5.50).

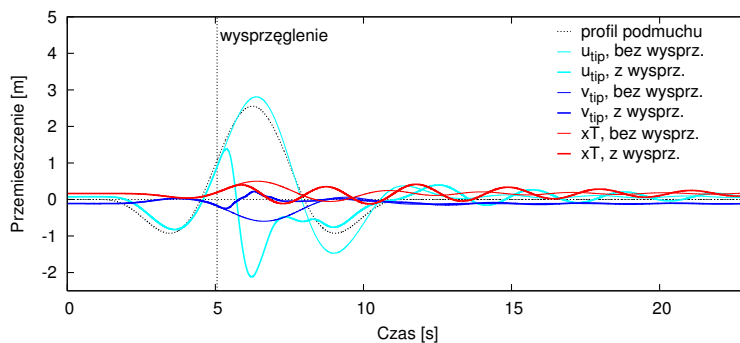


(a)

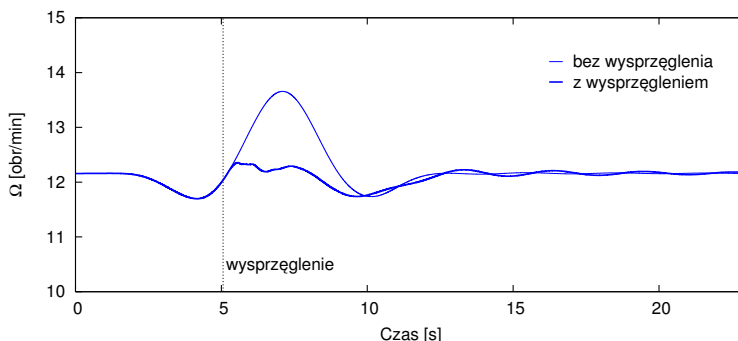


(b)

Rysunek 5.46. Opóźnienie reakcji względem siły aerodynamicznej: (a) momentu zginającego M_y , (b) siły osiowej



Rysunek 5.47. Deformacje końcówki łopaty oraz wieży



Rysunek 5.48. Prędkość obrotowa wirnika - podmuch normalny

W przypadku podmuchu ponadnormalnego spadek reakcji w nasadzie łopaty jest silniejszy, niż w przypadku podmuchu normalnego, co widać z porównania Tabeli 5.5.2 oraz 5.5.3, a także Tabeli 5.5.2 oraz 5.5.3. W wyniku wysprzężenia wartość reakcji momentu M_y zmalała o 58%, momentu M_x o 45%, siły osiowej o 49% oraz momentu napędowego o 39% w stosunku do maksymalnych wartości bez wysprzężenia. Dla symulacji bez wysprzężenia maksymalna wartość reakcji momentu M_y wzrosła 9,38 razy w stosunku do stanu ustalonego, podczas gdy przy wysprzężeniu reakcja ta wzrosła 3,95 krotnie.

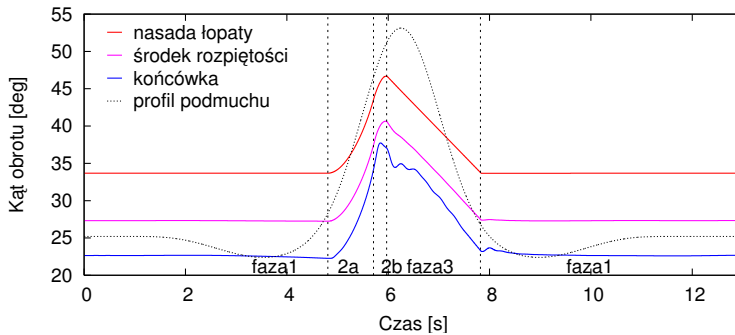
Należy zwrócić uwagę na porównanie wykresów z Rysunków 5.42 i 5.51. Jak wcześniej wspomniano odpowiedź na podmuch normalny uzyskano przy średniej prędkości obrotu łopaty 10,3 [stopni/s], co prowadziło do gwałtownego spadku reakcji momentu M_y prawie do zera i w efekcie do wyraźnego efektu „odbicia” wieży. W przypadku symulacji odpowiedzi na podmuch ponadnormalny, średnia prędkość obrotu łopaty wynosiła 11,2 [stopni/s], jednak tym razem obrotowi towarzyszyło silniejsze narastanie podmuchu, w efekcie czego reakcja momentu M_y jest łagodzona jedynie częściowo, a pozostały spadek reakcji odbywa się przy jednoczesnym przywracaniu początkowego kąta nastawienia. W efekcie dla podmuchu ponadnormalnego, przy założonych parametrach wysprzężenia, efekt „odbicia”, choć nadal widoczny, jest bardzo niewielki (Rys. 5.53). Pozostałe reakcje pokazano na Rysunkach 5.52 i 5.54, natomiast deformacje końcówki łopaty, szczytu wieży oraz prędkość obrotową wirnika przedstawiają Rysunki 5.55 i 5.56.

Tabela 5.8. Spadek maksymalnych wartości reakcji - podmuch ponadnormatywny

	R_{flap} [MNm]	R_{edge} [MNm]	R_{xT} [MN]	R_{aero} [MNm]
bez wysprzężenia	20,82	8,58	2,49	26,77
z wysprzężeniem	8,77	4,68	1,28	16,37
spadek	57,9%	45,4%	48,8%	38,9%

Tabela 5.9. Stosunek maksymalnej wartości reakcji względem stanu ustalonego- podmuch ponadnormatywny

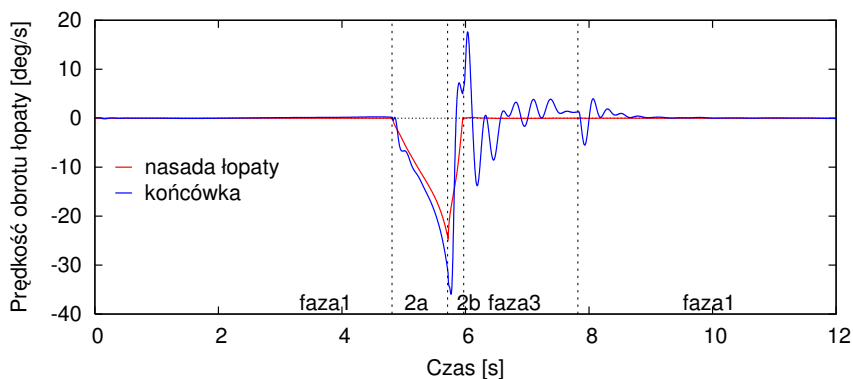
	$\frac{R_{flap}}{R_{flapss}}$	$\frac{R_{edge}}{R_{edges}}$	$\frac{R_{xT}}{R_{xTss}}$	$\frac{R_{aero}}{R_{aeross}}$
z wysprzężeniem	2,95	2,40	3,32	2,71
bez wysprzężenia	8,38	5,22	7,45	5,06



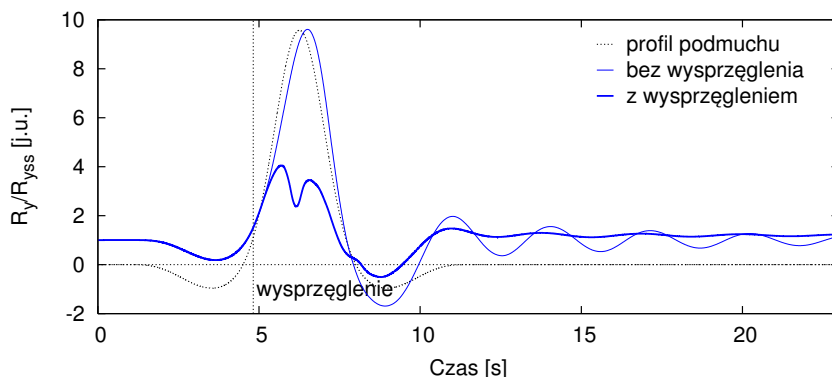
Rysunek 5.49. Kąt obrotu łopaty w procesie wysprzężenia

5.6 Awaryjne łagodzenie obciążeń

Jak zostało pokazane wcześniej (Rys. 3.3) podczas pracy w stanie ustalonym, prawie w całym zakresie prędkości napływu aerodynamiczny moment skracający łopate przybiera wartości ujemne. Wynika z tego, że wysprzężenie łopaty w punkcie pracy również powinno skutkować obrotem profilu w kierunku ustawienia „w chorągiewkę”. Spostrzeżenie to mogłoby zostać wykorzystane do tego, aby szybko złagodzić i wyhamować turbinę w sytuacji awaryjnej, na przykład podczas zaniku zasilania, bądź awarii któregoś z niewralgicznych jej systemów. Proponowane rozwiązanie, będące systemem półaktywnym, mogłoby być ko-



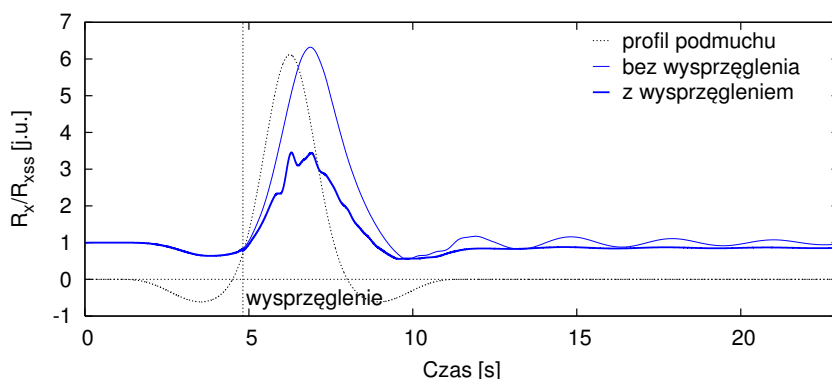
Rysunek 5.50. Prędkość obrotu łopaty w procesie wysprzęglenia



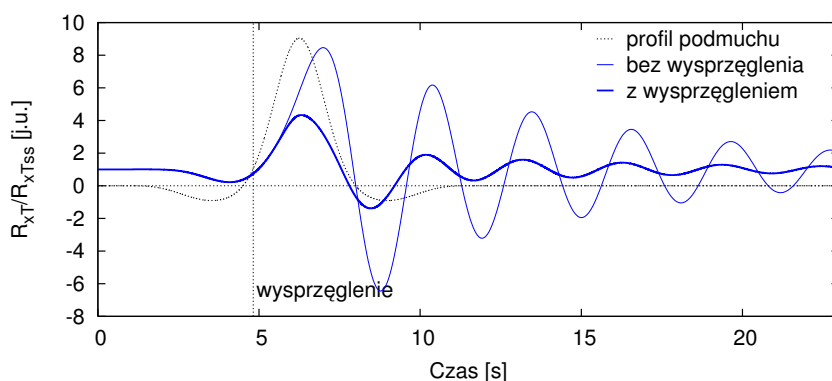
Rysunek 5.51. Reakcja momentu zginającego łopatę w kierunku prostopadłym do płaszczyzny wirnika

rzystne zwłaszcza w sytuacji zaniku zasilania, gdyż nie wymaga ono dostarczenia istotnej energii z zewnątrz, a potrzebne zasilanie sterownika i sprzęgła można zapewnić z niewielkiego układu zasilania awaryjnego.

W przeprowadzonych symulacjach przyjęto, że wysprzęglenie następuje w arbitralnie przyjętej chwili (dla $t = 1$ s), przy pracy w stanie ustalonym, przy prędkości napływu równej 24 m/s, po czym następuje obrót łopaty przy działaniu momentu hamującego pochodzącego od sprzęgła, i proporcjonalnego do prędkości obrotu łopaty. Przy czym, w trakcie trwania procesu monitorowana jest średnia wartość kąta natarcia.



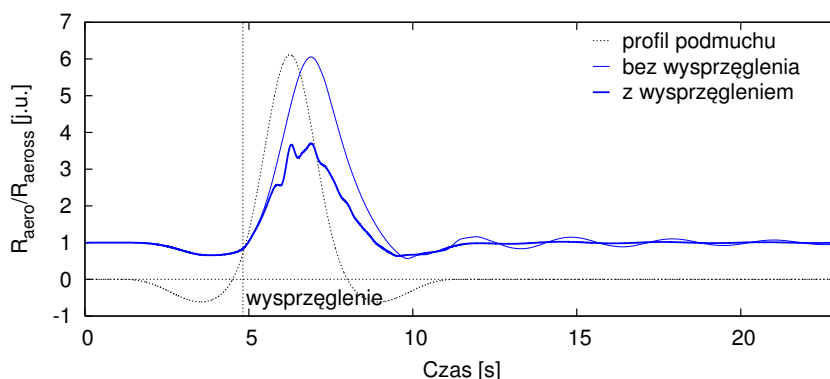
Rysunek 5.52. Reakcja momentu zginającego łopate w płaszczyźnie wirnika



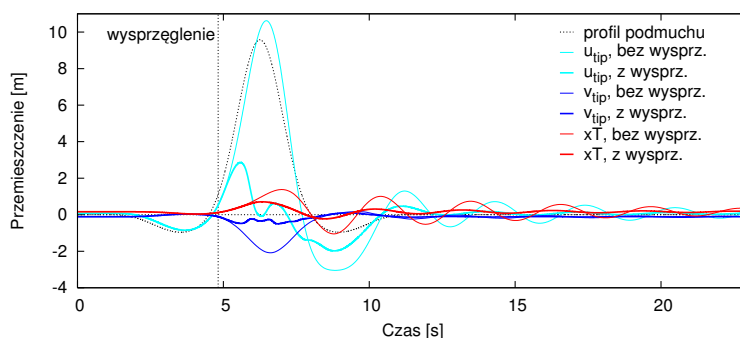
Rysunek 5.53. Reakcja siły osiowej w szczycie wieży

W pierwszym wariantcie (ozn. „1” na wykresach) spadek tej wartości poniżej wartości progowej powoduje zwiększenie momentu na sprzęgle i przyhamowanie prędkości obrotu łopaty. W kolejnym etapie moment sprzęgła jest ponownie zmniejszany, a progowy kąt natarcia zmniejszony o połowę. W efekcie łopata jest stopniowo odpuszczana w kierunku ustawienia „w chorągiewkę”, a wartości obciążeń spadają w sposób kontrolowany, co zmniejsza „efekt odbicia”.

W drugim wariantcie (ozn. „2” na wykresach) moment sprzęgła był w trakcie obrotu łopaty utrzymywany w okolicy momentu skręcającego, w efekcie czego



Rysunek 5.54. Reakcja momentu napędowego

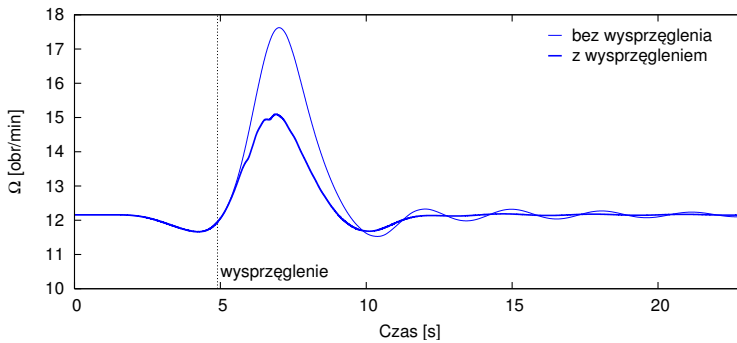


Rysunek 5.55. Deformacje końcówki łopaty oraz wieży

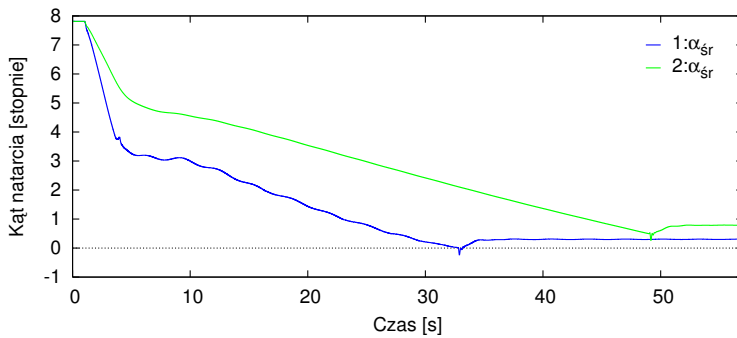
następował powolny obrót ze stałą prędkością i towarzyszący mu łagodny spadek obciążeń aerodynamicznych.

Ponieważ zasprężenie następowało kiedy średni kąt natarcia zbliżał się do zera (Rys. 5.57), czemu nie musi odpowiadać zbliżanie się prędkości obrotu łopaty do zera, na wykresach widoczne są pewne efekty nieustalone towarzyszące zasprężeniu. Wykresy na Rysunkach 5.58 do 5.61 pokazują przebiegi poszczególnych momentów reakcji, które w wyniku zadziałania procedury awaryjnej ulegają zmniejszeniu. W okresie, kiedy łopata jest wysprężona reakcja momentu skręcającego mierzona w nasadzie łopaty spada w okolice zera i pozostaje bliska zera aż do zasprężenia.

Kolejne wykresy (Rys. 5.62, 5.63) przedstawiają deformację końcówki łopaty



Rysunek 5.56. Prędkość obrotowa wirnika - podmuch ponadnormatywny

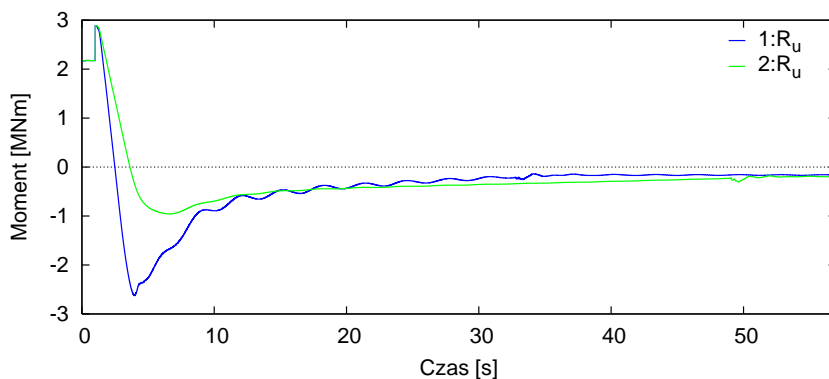


Rysunek 5.57. Średni kąt natarcia łopaty

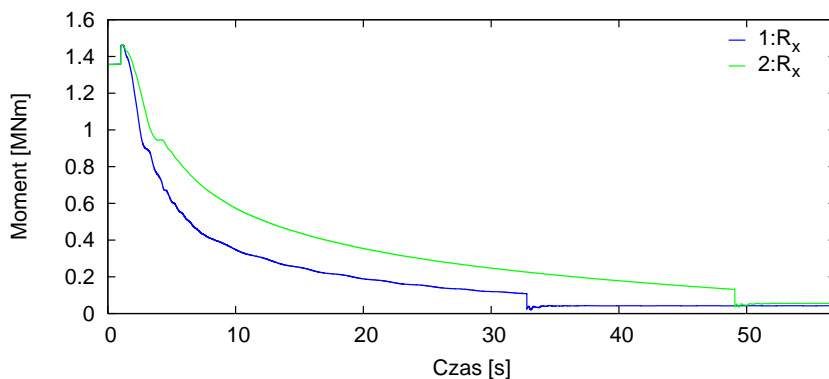
i wieży w trakcie hamowania wirnika, oraz prędkość obrotową wirnika. Na uwagę zwraca znaczne wychylenie końcówki łopaty na stronę nawietrzną na skutek spadku obciążeń na łopacie.

Jak widać z wykresów, ani obciążenia, ani prędkość obrotowa nie spadają dokładnie do zera. Wynika to przede wszystkim z faktu, że nie istnieje takie ustawienie łopat, które dawało by zerowe obciążenia aerodynamiczne, w szczególności nie są one zerowe przy zerowym średnim kącie natarcia.

Zadziałanie procedury pólaktywnego złagodzenia obciążeń daje istotny spadek obciążeń turbiny wiatrowej, co zostało podsumowane w Tabeli 5.6. Porównane zostały wartości ustalone przed wysprzężeniem z wartościami po 50 sekundach od wysprzężenia.



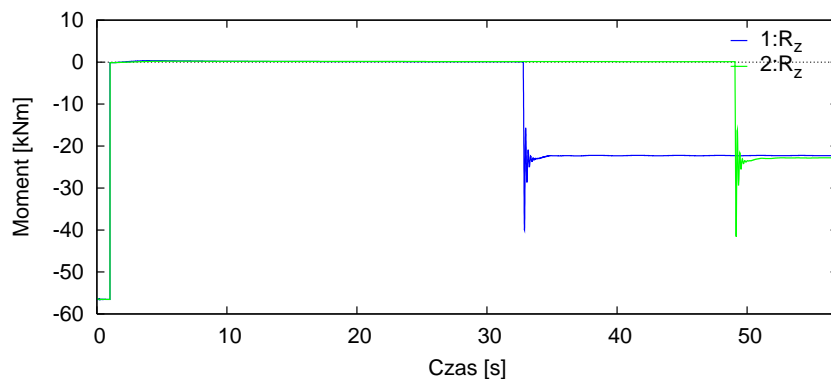
Rysunek 5.58. Reakcja momentu zginającego łopatek prostopadłe do płaszczyzny wirnika



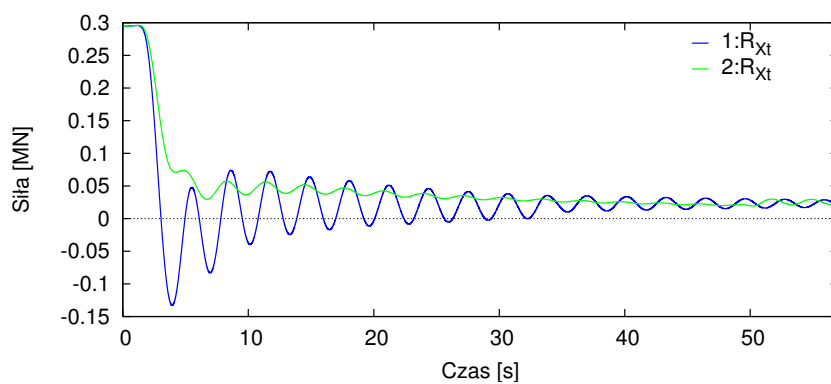
Rysunek 5.59. Reakcja momentu zginającego łopatek w płaszczyźnie wirnika

Tabela 5.10. Spadek reakcji względem stanu ustalonego dla wariantu "2"

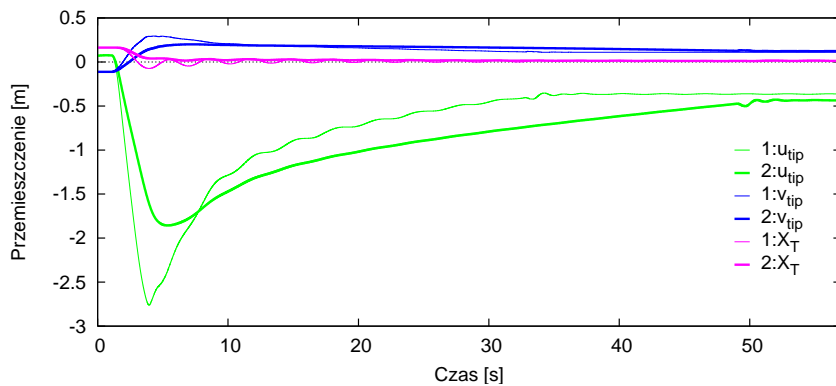
	$R_{flap}[MNm]$	$R_{edge}[MNm]$	$R_{xT}[MN]$	$R_{aero}[MNm]$
w st. ustalonym	2,17	1,36	0,30	4,42
w chwili t=50 s	-0,25	0,05	0,02	0,31
zmiana	88,4%	96,6%	93,4%	93,0%



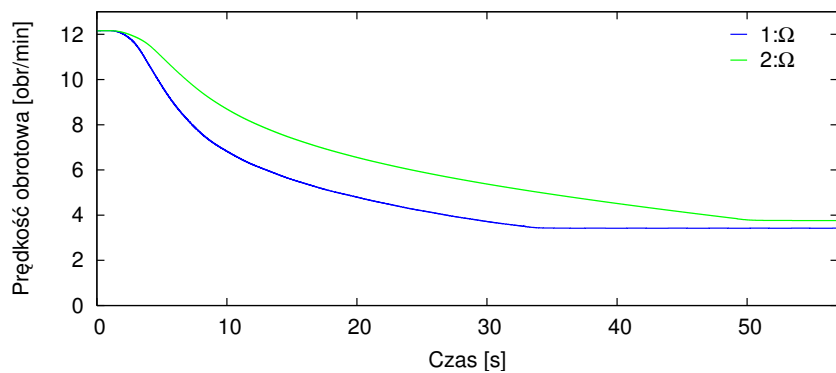
Rysunek 5.60. Reakcja momentu skręcającego łopate



Rysunek 5.61. Reakcja wieży



Rysunek 5.62. Przemieszczenia końcówki łopaty i wieży podczas hamowania



Rysunek 5.63. Prędkość obrotowa wirnika podczas hamowania

Weryfikacja eksperymentalna

6.1 Wstęp

Testy numeryczne przeprowadzone na przykładzie 5 MW turbiny wiatrowej i opisane w Rozdziale 5 wykazały skuteczność zaproponowanej koncepcji w zmniejszaniu obciążeń nasady łopaty generowanych przez podmuch wiatru. W bieżącym rozdziale przedstawione zostały wyniki testów przeprowadzonych na modelowej turbinie wiatrowej, w tunelu aerodynamicznym. Łopaty modelowej turbiny zostały wyposażone w sprzęgła, których sztywność można regulować, wpływając w ten sposób na sztywność skrętnego połączenia łopaty z piastą [66]. Głównym celem testów było wykazanie, iż rzeczywiste obciążenie wiatrem może być wykorzystane jako wymuszenie obrotu łopaty wokół swojej osi w kierunku ustawienia „w chorągiewkę”. Drugim celem testów było zademonstrowanie efektu łagodzenia obciążeń w nasadzie łopaty na skutek jej wysprzęglenia i obrotu.

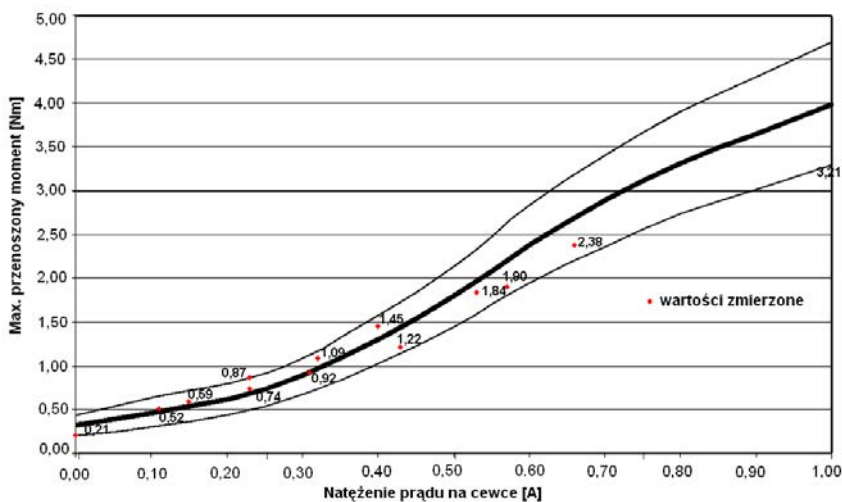
6.2 Sprzęgło adaptacyjne w skali laboratoryjnej

6.2.1 Założenia do projektu

Zasadniczym celem działania urządzenia było umożliwienie regulacji sztywności skrętnej w nasadzie łopaty, w sposób możliwie szybki i niezawodny. Proces regulacji sztywności powinien być powtarzalny, niezależnie od bieżącego położenia kąтового łopaty i bieżącej siły odśrodkowej. Ponadto urządzenie nie może być zbyt ciężkie, ze względu na dopuszczalną siłę odśrodkową działającą na gniazdo łopaty. Ze względu na niewielkie wartości aerodynamicznego momentu skręcającego obracającego wałek sprzęgła, moment resztkowy przenoszony przez urządzenie w stanie pełnego wysprzęglenia powinien być możliwie mały.

Podane wyżej założenia zadowalająco spełniało sprzęgło magnetoreologiczne firmy LORD. Zakres przenoszonych momentów skręcających wynosił od 0, 21 Nm do 4, 0 Nm, zależnie od natężenia prądu przyłożonego do cewki (Rys. 6.1). Sprzęgło takie może być obciążone jedynie momentem skręcającym, dlatego pozostałe

obciążenia musiały być przekazane na piastę za pomocą dodatkowej obudowy z łożyskami.



Rysunek 6.1. Charakterystyka sprzęgła magneto-reologicznego. Dane zmierzone na tle zakresu podawanego przez producenta

W punkcie pracy wirnika podczas testów określonym przez prędkość napływu równą 12 m/s oraz prędkość obrotową wirnika równą 420 obr/min obciążenia obudowy sprzęgła były takie, jak zestawione w Tabeli 6.2.1. M_y oznacza moment zginający łopatę w kierunku prostopadłym do płaszczyzny wirnika, natomiast M_x oznacza moment zginający łopatę w płaszczyźnie wirnika.

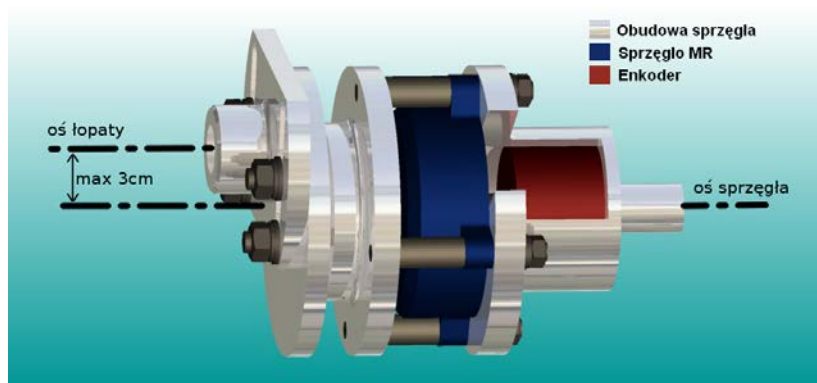
Tabela 6.1. Obciążenia projektowe dla obudowy sprzęgła

Rodzaj obciążenia	Wartość
M_y	30,4 [Nm]
M_x	5,1 [Nm]
siła odśrodkowa	2500 [N]

6.2.2 Dodatkowy mimośród

Studium parametryczne wykazało, iż dla zastosowanych w testach łopat oraz w zakresie przewidzianych kątów nastawienia i lokalnych prędkości napływu, moment skręcający w nasadzie łopaty jest dodatni, co oznacza, że działa w kierunku przeciwnym do ustawienia „w chorągiewkę”. Konsekwencją tego byłoby

brak efektu łagodzenia obciążeń. Dlatego zaprojektowany został dodatkowy element obudowy, którego zadaniem było zwiększenie ramienia, na jakim siły aerodynamiczne są przyłożone do wałka sprzęgła, poprzez rozsuniecie osi łopaty i osi wałka sprzęgła maksymalnie o 3 cm (co pokazano na Rys. 6.2). W rezultacie uzyskany został dodatkowy moment skręcający o wartości maksymalnie około 1 Nm , działający w kierunku zwiększenia kąta natarcia.



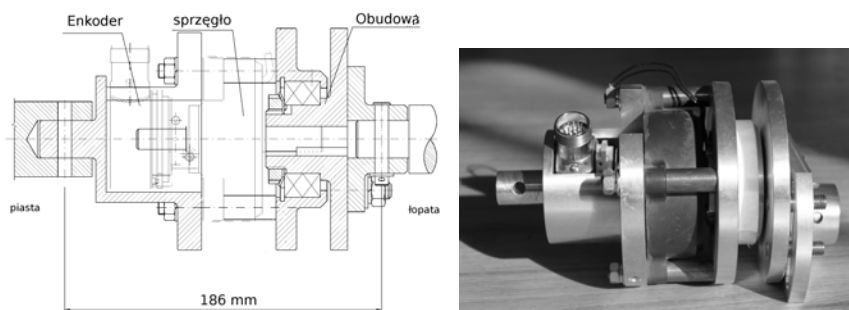
Rysunek 6.2. Dodatkowy mimośród

6.2.3 Budowa sprzęgła adaptacyjnego

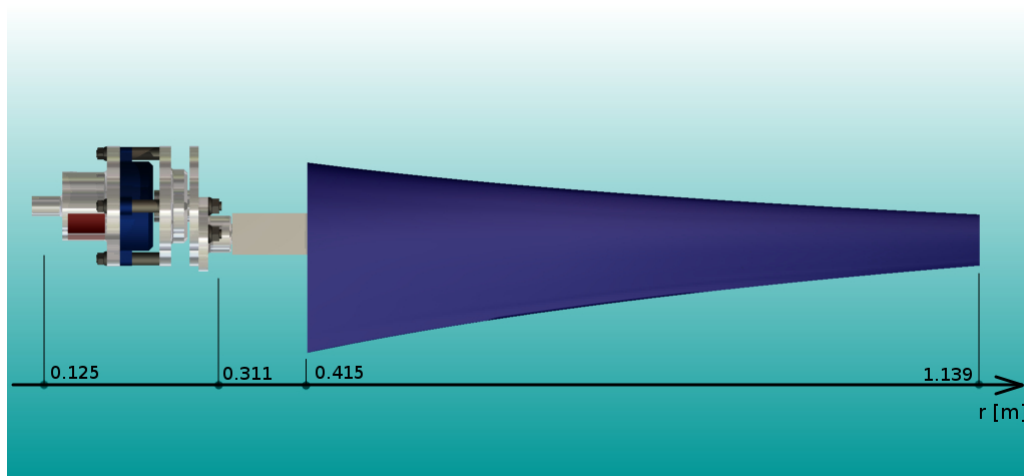
Główne elementy urządzenia, tj. sprzęgło magnetoreologiczne, obudowa z duraluminium oraz enkoder umieszczony pomiędzy obudową a wałkiem sprzęgła zostały pokazane na Rysunku 6.3. Ostatecznie waga urządzenia wyniosła $3,60\text{ kg}$, natomiast promień wirnika wzrósł o 186 mm po zamontowaniu sprzęgła.

Ze względu na zwartą budowę ($\phi = 58\text{ mm}$, $h = 46\text{ mm}$) oraz spodziewaną niewielką wrażliwość na siłę odśrodkową, do pomiaru obrotu łopaty względem gniazda w piaście został wybrany enkoder kątowy (absolutny, jednoobrotowy o rozdzielczości 13 bitów). Jest to czujnik, w którym położenia kątowe wałka są zakodowane w postaci ciągu bitów zapisanych na tarczy pomiarowej. Dzięki takiej budowie informacja o wartości obrotu wałka nie jest tracona przy zaniku zasilania. Odczyt następuje zwykle za pomocą układu optycznego. Dodatkową korzyścią z zastosowania tego typu czujników jest możliwość kodowania kąta obrotu za pomocą kodu Gray'a, w którym sąsiednie słowa różnią się wartością tylko jednego bitu. Pozwala to na wyeliminowanie z pomiarów grubych błędów. Wartości sygnału enkodera służyły jako dane wejściowe dla układu regulacji

sztwności sprzęgła (Rozdział 6.4.2). Rysunek 6.4 przedstawia proporcje elementów sprzęgła oraz łopaty.



Rysunek 6.3. Sprzęgło do regulacji sztywności skrętnej w nasadzie łopaty



Rysunek 6.4. Główne wymiary elementów wirnika ze sprzęgłem

6.3 Opis stanowiska eksperymentalnego

6.3.1 Tunel aerodynamiczny

Testy sprzęgła adaptacyjnego zostały przeprowadzone w tunelu aerodynamicznym *Open Jet Facility* przy Uniwersytecie Technicznym w Delft, w Holandii. Jest to tunel o obiegu zamkniętym, napędzany turbiną o mocy 500 kW

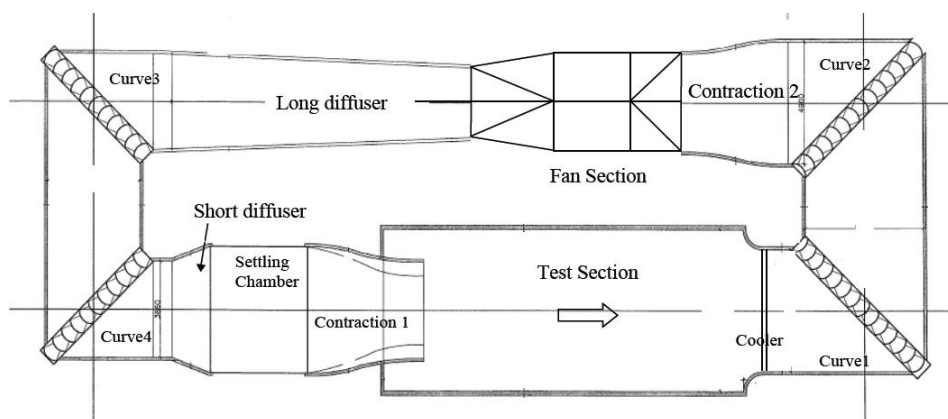
(Rys. 6.5). Położenie głównych elementów tunelu aerodynamicznego przedstawia Rysunek 6.6. Przestrzeń pomiarowa ma postać dużej komory o wymiarach zestawionych w Tabeli 6.3.1. Na jednym jej końcu znajduje się wylot konfuzora, a na drugim radiator odbierający od strumienia powietrza nadmiar ciepła wytworzonego podczas ruchu w obiegu zamkniętym. Parametry tunelu pozwalają na badania obiektów o typowej średnicy $1,8m$ oraz uzyskanie maksymalnej prędkości przepływu równej $30 m/s$. Przekrój przestrzeni pomiarowej ma wymiary znacznie przewyższające rozmiar wylotu konfuzora, co pozwala zminimalizować efekty brzegowe związane z obecnością ścian bocznych tunelu. Natomiast znaczna długość przestrzeni pomiarowej pozwala zminimalizować wpływ zaburzeń śladu aerodynamicznego za badanym obiektem. Powyższe cechy powodują, że tunel ten dobrze nadaje się do badania modelowych turbin wiatrowych w ruchu obrotowym. Żądana prędkość przepływu jest uzyskiwana przez regulację prędkości obrotowej turbiny napędzającej. Przebieg badań może być rejestrowany za pomocą kamery zainstalowanej w przestrzeni pomiarowej.



Rysunek 6.5. Turbina napędowa tunelu aerodynamicznego; średnica $3,35m$, moc silnika $500kW$

Tabela 6.2. Wymiary przestrzeni pomiarowej

długość	13,5 [m]
wysokość	6,0 [m]
szerokość	6,5 [m]
średnica wylotu konfuzora	3,0 [m]
wysokość osi tunelu	3,0 [m]



Rysunek 6.6. Rzut pionowy głównych elementów tunelu aerodynamicznego

6.3.2 Modelowa turbina wiatrowa

Do przeprowadzenia testów wykorzystano istniejącą w laboratorium dwułopatową, modelową turbinę wiatrową o średnicy równej $1,92\text{ m}$. Turbina ta była używana także do innych badań związanych z projektem UpWind. Meng prowadził badania nad stabilnością aeroelastyczną i ewentualnym flutterem w odniesieniu do dużych turbin wiatrowych [67]. Hulskamp natomiast użył łopat z aktywnymi klapkami przy krawędzi spływu, których celem było ograniczenie obciążeń dynamicznych łopaty [60].

Średnica wirnika wraz z zamontowanymi sprzęgłami wynosiła $2,28\text{ m}$. Połączenie łopat z piastą było zrealizowane za pomocą gniazda umożliwiającego łatwą wymianę łopat, bądź, jak w tym przypadku, wstawienie sprzęgła pomiędzy łopatę a piastę. Gniazdo posiadało możliwość ręcznego ustawienia kąta łopaty, natomiast regulacja kąta nastawienia w trakcie ruchu obrotowego wirnika nie była możliwa.

Wirnik połączony był z generatorem prądu, którego integralną częścią był układ sterujący umożliwiający ustalenie określonej prędkości obrotowej wirnika, bądź jego zatrzymanie. Moment oporowy był w każdej chwili pracy dobierany tak, aby utrzymać zadaną prędkość obrotową. Sposób regulacji momentu oporowego generatora nie przewidywał wprowadzenia ustalonej charakterystyki względem prędkości obrotowej, co uniemożliwiało swobodne rozpędzenie wirnika przez strumień powietrza. W efekcie turbina mogła pracować jako wiatrak, bądź jako śmigło, w zależności od parametrów aerodynamicznych. Bieżący tryb pracy nie był wskazywany przez oprogramowanie sterujące.

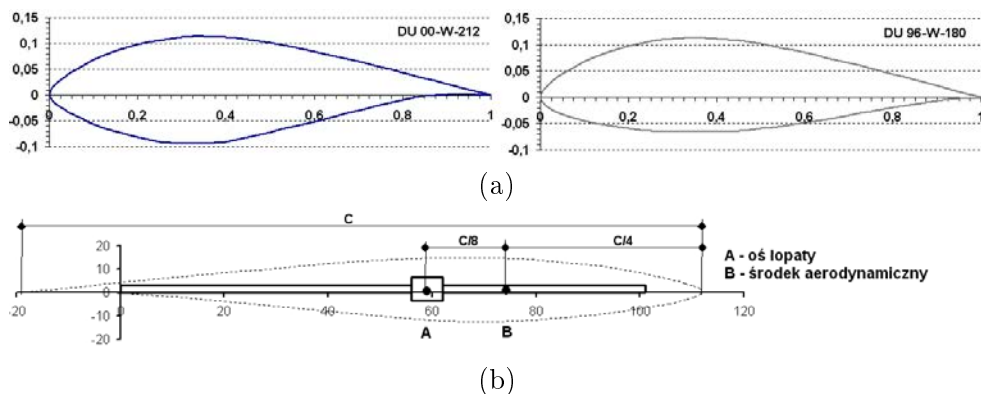
Wszystkie główne elementy turbiny, tj. łopaty, gondola z silnikiem/generatorem oraz wieża zostały pokazane na Rysunku 6.7.



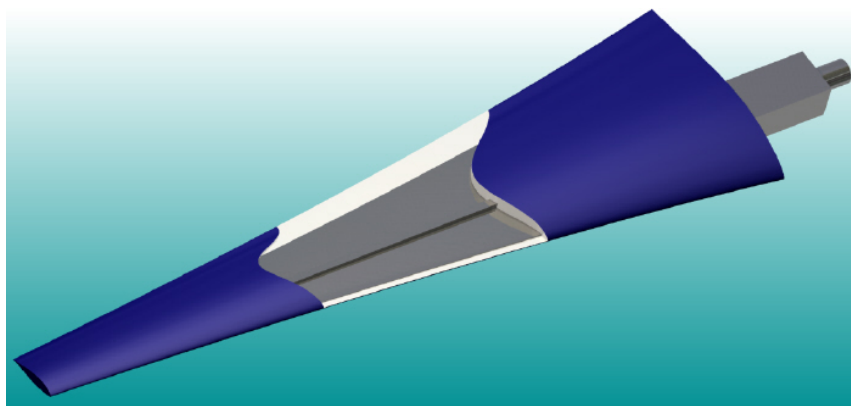
Rysunek 6.7. Stanowisko eksperymentalne w tunelu aerodynamicznym

6.3.3 Łopaty

Projekt strukturalny i aerodynamiczny łopat został opracowany przez Menga [67]. W części strukturalnej łopaty zbudowane były z aluminiowych dźwigarów o przekroju prostokątnym, ułożonych względem profili aerodynamicznych tak, jak to zostało pokazane na Rysunku 6.8(b). Część strukturalna łopaty została tak zaprojektowana, aby zachowany był stosunek pomiędzy pierwszą częstotliwością giętną w kierunku prostopadłym do płaszczyzny wirnika, a pierwszą częstotliwością skrętną łopaty turbiny testowej oraz łopaty turbiny wzorcowej projektu UpWind [32]. Ogólny widok łopaty, z wyszczególnioną częścią strukturalną przedstawia Rysunek 6.9. Rozkłady sztywności giętnych oraz sztywności skrętnej pokazane zostały na Rysunkach 6.10, 6.11, 6.12, natomiast rozkład masy na Rys 6.13. Na wykresach przyjęta została konwencja, w której rzędna oznacza odległość od osi wirnika, dla przypadku z zamontowanym sprzęgłem ($R_{tip} = 1,14 m$). Użyte w eksperymencie łopaty posiadały dwie istotne zalety:

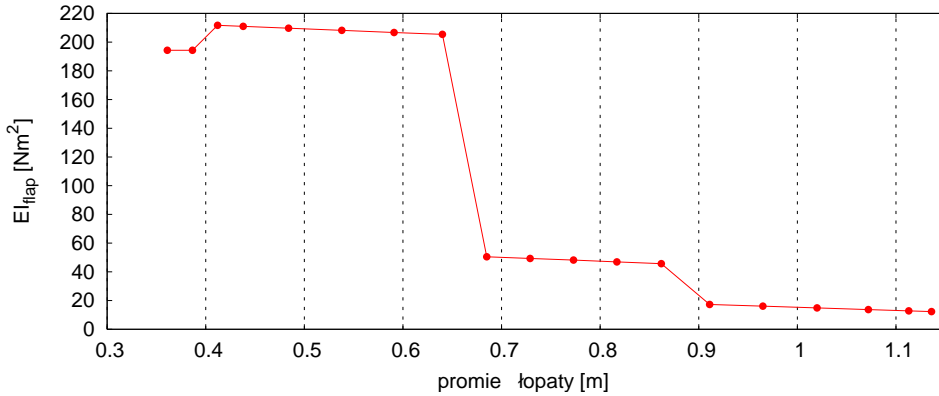


Rysunek 6.8. Przekrój poprzeczny łopaty: (a) część aerodynamiczna (b) część strukturalna

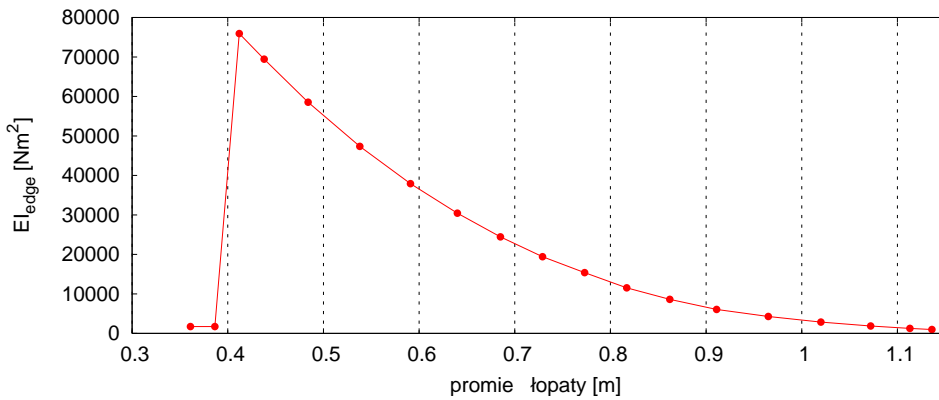


Rysunek 6.9. Widok ogólny łopaty z odsłoniętym fragmentem części strukturalnej

1. masa łopaty wraz z elementem mocującym była stosunkowo niewielka i wynosiła $1,93 \text{ kg}$ ($0,73 \text{ kg}$ - masa łopaty, $1,23 \text{ kg}$ - masa zamocowania). Przy masie sprzęgła równej $3,60 \text{ kg}$ i prędkości obrotowej wirnika 330 obr/min , siła odśrodkowa wrywająca łopatę wraz ze sprzęgłem z gniazda była równa $2,1 \text{ kN}$, co spełniało założenia projektowe dotyczące gniazda łopaty,
2. dzięki rozdzieleniu części strukturalnej (elementy aluminiowe o przekroju prostokątnym) od części aerodynamicznej (wyprofilowana pianka poliuretanowa naniesiona na część strukturalną) można było dokładnie określić parametry masowe i bezwładnościowe łopaty.



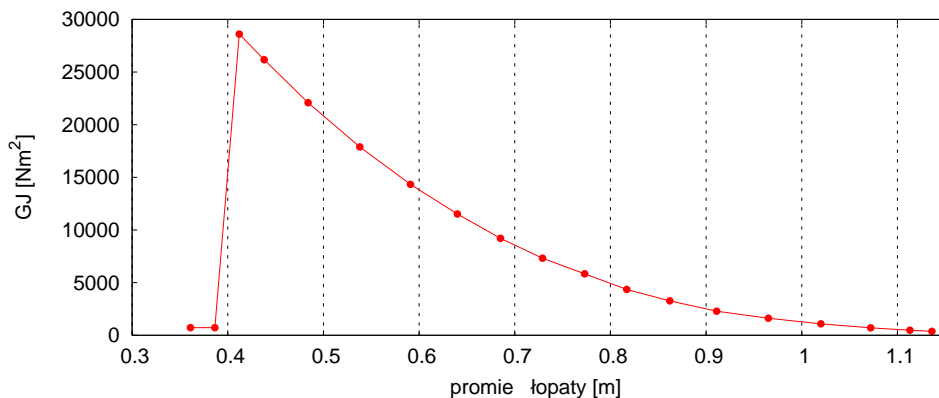
Rysunek 6.10. Rozkład sztywności łopaty w płaszczyźnie prostopadłej do wirnika



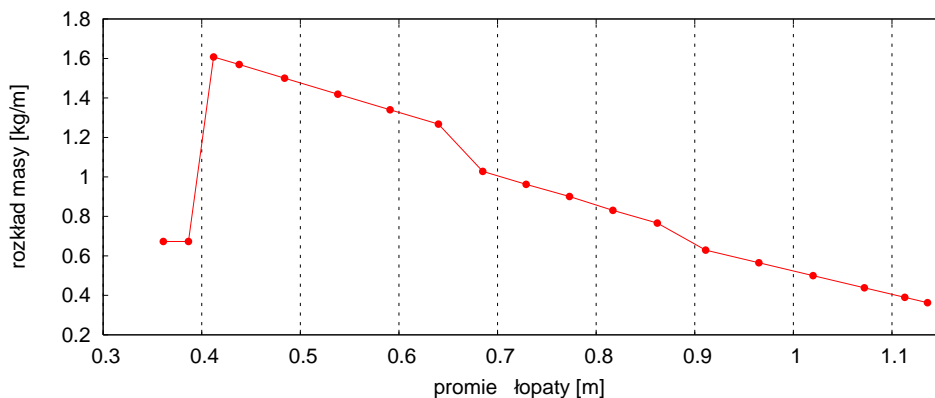
Rysunek 6.11. Rozkład sztywności łopaty w płaszczyźnie wirnika

Ponadto jedna z użytych łopat posiadała wbudowany układ tensometrów, pozwalający rejestrować przebiegi momentu zginającego łopatę prostopadłe do płaszczyzny wirnika, momentu zginającego w płaszczyźnie wirnika oraz momentu skręcającego. Więcej informacji na ten temat znaleźć można w rozdziale 6.4.

W części aerodynamicznej łopaty zbudowane były z profili DU 96-W-180 oraz DU 00-W-212 (Rys. 6.8(a)), które są stosowane w pełnoskalowych turbinach wiatrowych. Typowo liczba Reynoldsa dla pracujących łopat turbiny wiatrowej wynosi od $2 \cdot 10^6$ do $8 \cdot 10^6$ [32, 63] i większość eksperymentalnie wyznaczonych charakterystyk aerodynamicznych dotyczy tego zakresu. Natomiast ograniczenia wynikające z parametrów tunelu aerodynamicznego powodują, że

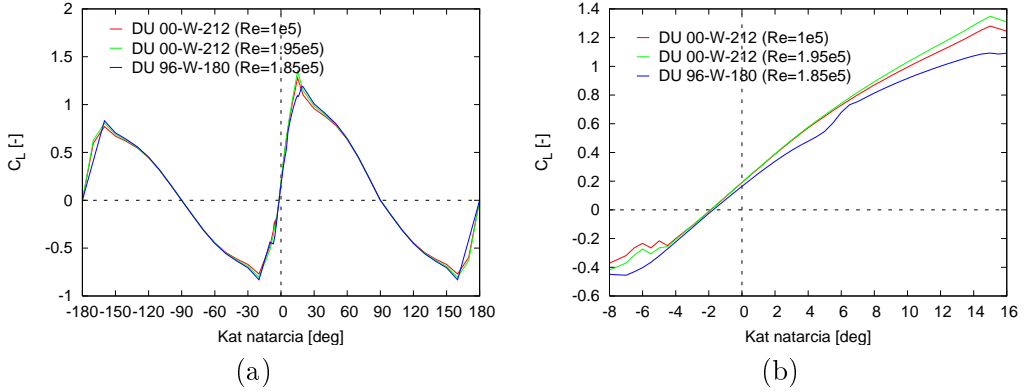


Rysunek 6.12. Rozkład sztywności skrętnej łopaty

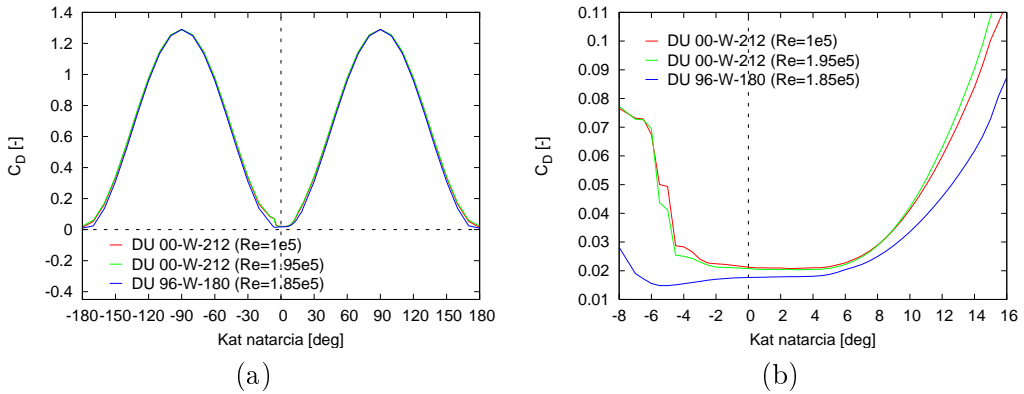


Rysunek 6.13. Rozkład masy

liczba Reynoldsa dla testów modelowej turbiny jest rzędu $1 \cdot 10^5$. W związku z tym współczynniki aerodynamiczne zostały obliczone przez Menga [67] zgodnie z metodologią opisaną w [68], a następnie rozszerzone do pełnego zakresu kątów natarcia przy użyciu ogólnodostępnego arkusza kalkulacyjnego [69]. Charakterystyki aerodynamiczne profili przedstawione są na Rysunkach 6.14, 6.15 oraz 6.16. Widok łopaty z zainstalowanym sprzęgłem przedstawia Rysunek 6.17.



Rysunek 6.14. Współczynnik siły nośnej: (a) pełny zakres, (b) zakres liniowy

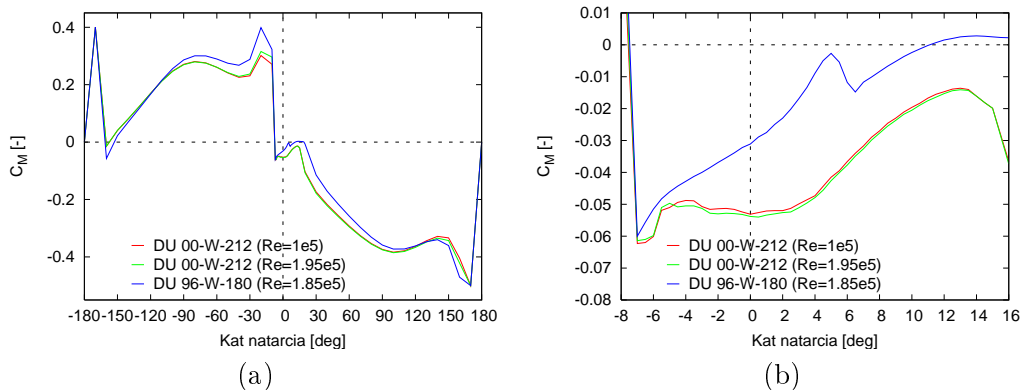


Rysunek 6.15. Współczynnik siły oporu: (a) pełny zakres, (b) fragment

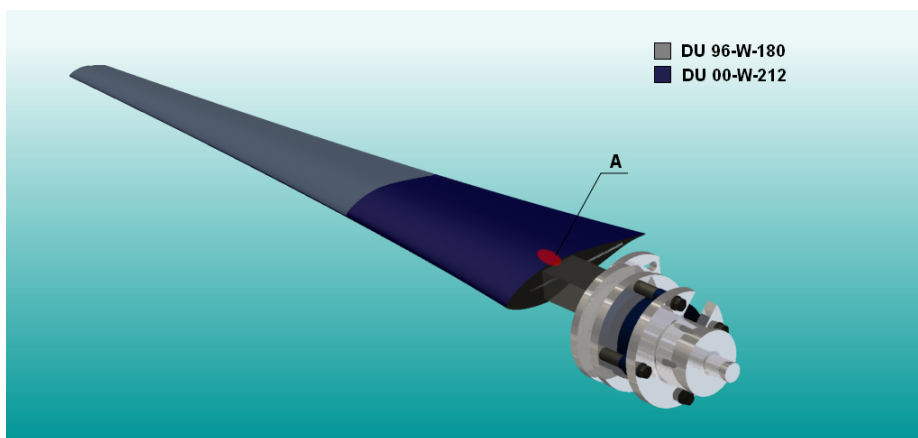
6.4 Układ pomiarowo-kontrolny

6.4.1 Układ tensometrów

Jedna z łopatek wyposażona była w czujniki tensometryczne w układzie pełnego mostka Wheatstone'a umożliwiające pomiar momentu zginającego w kierunku prostopadłym do płaszczyzny łopaty, momentu zginającego w płaszczyźnie łopaty oraz momentu skręcającego. Czujniki umieszczono w pobliżu nasady łopaty (rzędna $r = 0,42\text{ m}$), co schematycznie przedstawiono na Rysunku 6.17. Sygnały z tensometrów były przesyłane cyfrowo za pomocą bezprzewodowego systemu V-link do stacji bazowej. Moduł bezprzewodowy zbierał sygnały z tensometrów, przetwarzał je na postać cyfrową a następnie wysyłał do stacji



Rysunek 6.16. Współczynnik momentu: (a) pełny zakres, (b) fragment

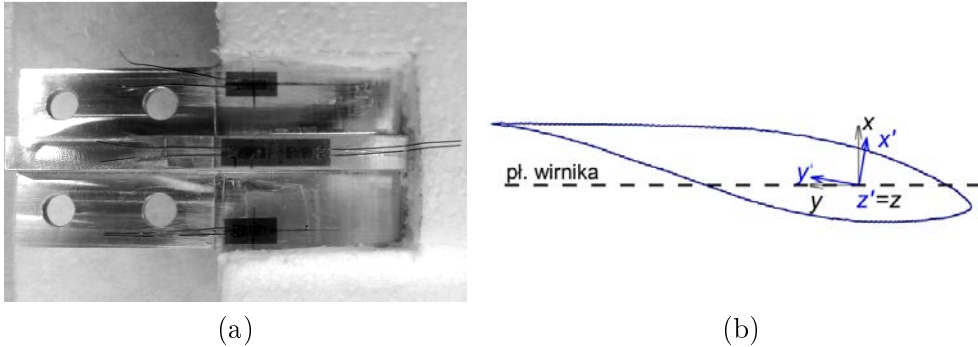


Rysunek 6.17. Widok łopaty z zamontowanym sprzęgłem; A - przybliżone położenie tensometrów

bazowej z częstotliwością 1024 Hz na kanał. Przesył bezprzewodowy sygnału cyfrowego zapewniał mniejszy poziom szumów w stosunku do transmisji danych z wirnika za pomocą komutatorów umieszczonych na wale turbiny. Przetwornik analogowo-cyfrowy oraz nadajnik zostały umieszczone na piaście, w osi wału turbiny, w celu minimalizacji niewyważenia. Sygnały z tensometrów były kalibrowane poprzez przyłożenie znanego wymuszenia do łopaty i rejestrowanie odpowiedzi, przed zamontowaniem łopaty do wirnika. Układ tensometrów przedstawiony jest na Rysunku 6.18(a).

Należy zwrócić uwagę, iż obrót łopaty wraz z tensometrami wokół osi łopaty powoduje, że mierzone wielkości przestają odpowiadać momentowi zginającemu

w kierunku prostopadłym do płaszczyzny wirnika M_y oraz w płaszczyźnie wirnika M_x (patrz szkic 6.18(b)). Konsekwencje tego efektu są widoczne w wynikach pomiarów. Szerzej na ten temat napisano w Rozdziale 6.5.

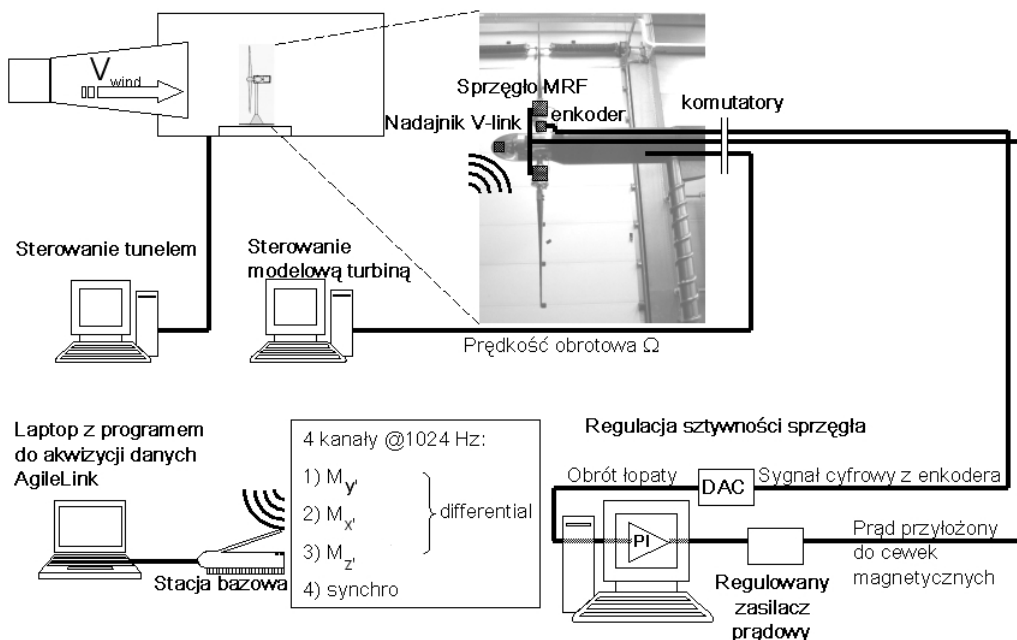


Rysunek 6.18. Tensometry: (a)szczegóły A z Rys.6.17, (b)mierzone wielkości

6.4.2 Układ regulacji sztywności sprzęgła

Podstawowym celem przeprowadzonych testów było pokazanie, że szybkie zmniejszenie sztywności adaptacyjnego sprzęgła powoduje obrót łopaty pod działaniem aerodynamicznego momentu skręcającego, umożliwiając w ten sposób spadek obciążeń aerodynamicznych. Z tego punktu widzenia generowanie podmuchu w tunelu aerodynamicznym nie jest konieczne, gdyż, jak wykazały symulacje numeryczne, redukcja obciążeń za pomocą wysprzęglenia łopaty jest możliwa również podczas pracy w stanie ustalonym. Efekt ten powinien być możliwy do zaobserwowania jeśli tylko aerodynamiczny moment skręcający działa w kierunku ustawienia profilu „w chorągiewkę”, a jego wartość przewyższa moment resztkowy sprzęgła. W związku z tym w testach zrezygnowano z kosztownego i kłopotliwego technicznie generowania podmuchu w tunelu aerodynamicznym a wysprzęglenie łopaty było inicjowane po osiągnięciu przez turbinę punktu pracy. Po przekroczeniu przez sygnał z enkodera wartości progowej kąta obrotu następowało stopniowe przywrócenie sztywności połączenia. Wartość sygnału sterującego zasilaczem prądowym sprzęgieł regulowana była za pomocą sterownika proporcjonalno-całkowego. Regulacja sztywności sprzęgła odbywała się przy użyciu karty pomiarowej National Instruments oraz aplikacji w środowisku LabView, przy czym częstotliwość odświeżania pętli sterowania wynosiła 800 Hz. Poszczególne elementy układu kontrolno-pomiarowego przedstawione zostały na Rysunku 6.19, gdzie *DAC* oznacza przetwornik cyfrowo-analogowy, natomiast *PI* oznacza sterownik proporcjonalno-całkowy.

Ponadto, w celu zsynchronizowania rejestrowanych przebiegów układu regulacji oraz układu akwizycji bezprzewodowej, układ kondycjonujący sygnał cyfrowy enkodera został rozbudowany o układ generujący sekwencję prostokątnych impulsów rejestrowanych zarówno przez aplikację LabView jak i program do akwizycji danych AgileLink modułu bezprzewodowego.



Rysunek 6.19. Schemat układu sterowania

6.5 Wyniki testów

6.5.1 Wstęp

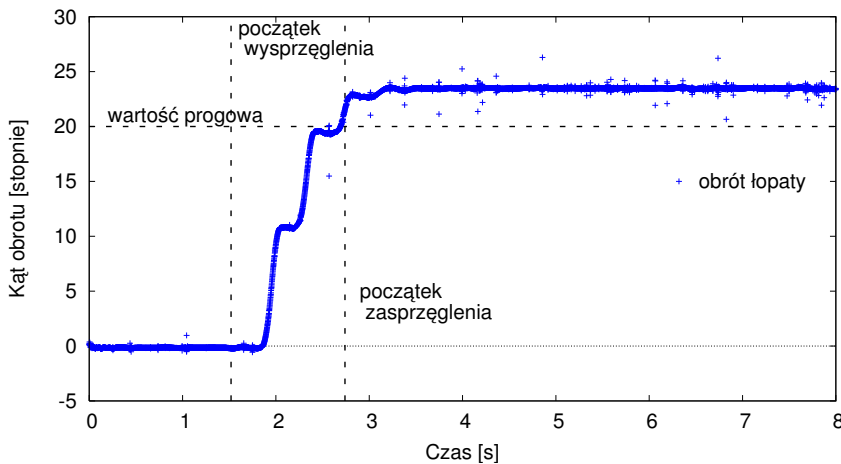
Testy zostały przeprowadzone przy ustalonej prędkości napływu, ustalonym kącie nastawienia łopaty oraz ustalonej wartości dodatkowego mimośrodu. Ponadto ustalona była progowa wartość kąta swobodnego obrotu, po przekroczeniu której następowało stopniowe przywrócenie sztywności sprzęgła. Wartości parametrów ustalonych w czasie testów są zestawione w Tabeli 6.5.1.

Sterownik generatora turbiny umożliwia, za pomocą regulacji momentu oporowego generatora, nastawienie i utrzymanie określonej prędkości obrotowej wirnika. Z tego powodu testy można było przeprowadzić dla różnych lokalnych wa-

runków napływu, zmieniając jedynie prędkość obrotową wirnika. We wszystkich testach sprzęgło było zwalniane w sposób arbitralny, podczas pracy w stanie ustalonym.

6.5.2 Obrót łopaty na skutek wysprzężenia

Obrót łopaty na skutek wysprzężenia przy różnych prędkościach obrotowych wirnika został przedstawiony na Rysunkach 6.20-6.23. Dodatni kąt obrotu oznacza, że kąt nastawienia łopaty wzrastał w trakcie obrotu, powodując zmniejszenie kąta natarcia (zgodnie z Rysunkiem 4.4). Z Rysunków 6.20- 6.23 można zatem odczytać, iż w konsekwencji wysprzężenia łopata obracała się w kierunku ustawienia „w chorągiewkę” we wszystkich rozpatrywanych przypadkach.

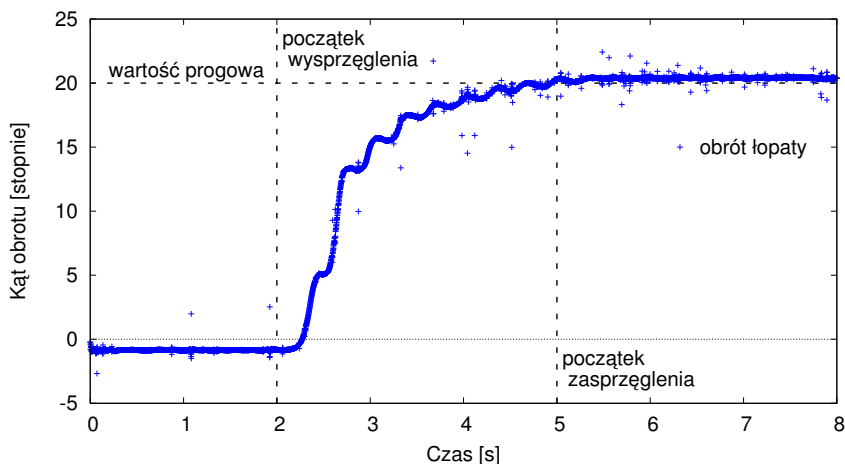


Rysunek 6.20. Obrót łopaty, prędkość wirnika = 150 obr/min

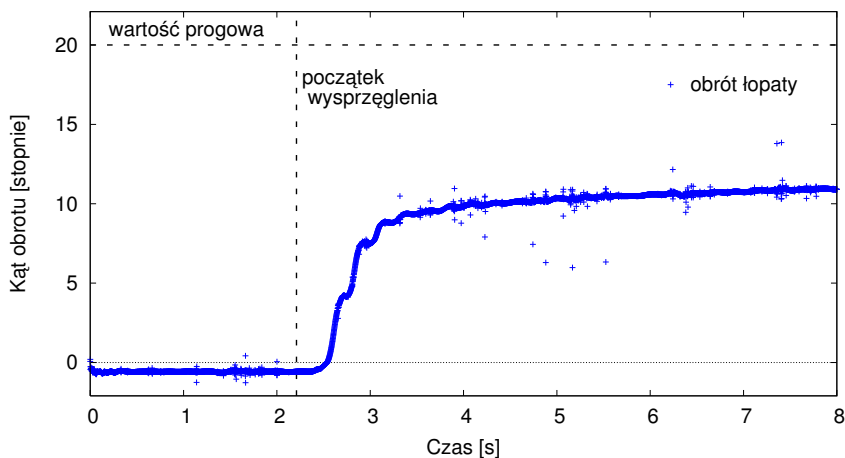
Można dalej zaobserwować, że wypadkowy moment skręcający działający na wałek sprzęgła jest we wszystkich testach wystarczający aby spowodować obrót

Tabela 6.3. Wartości najważniejszych parametrów

prędkość napływu	12	[m/s]
kąt nastawienia	-6,0	[deg]
dodatkowy mimośród	3,0	[cm]
wartość progowa kąta obrotu	20	[deg]
prędkość obrotowa wirnika	150, 180, 250, 330	[rpm]

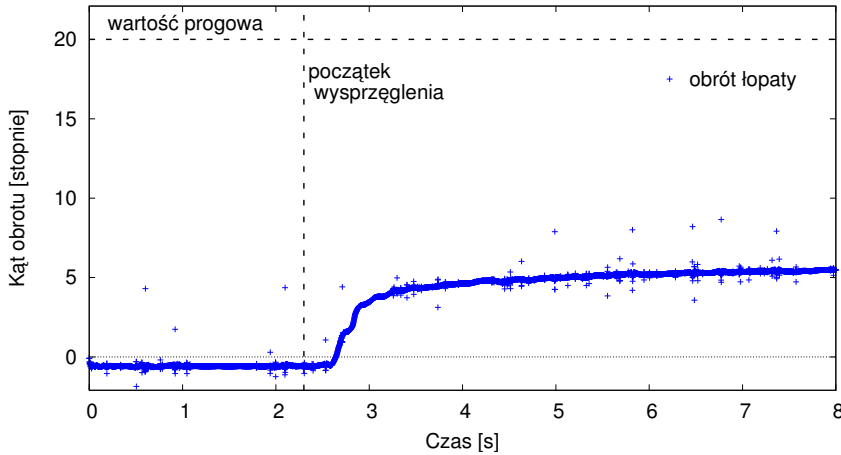


Rysunek 6.21. Obrót łopaty, prędkość wirnika = 180 obr/min



Rysunek 6.22. Obrót łopaty, prędkość wirnika = 250 obr/min

łopaty. Jednak maksymalna wartość kąta obrotu łopaty maleje wraz ze wzrostem prędkości obrotowej wirnika i dla większych prędkości nie osiąga wartości progowej. W przybliżeniu stała w czasie wartość kąta obrotu łopaty po wysprężeniu oznacza, że moment reszkowy sprzęgła równoważy aerodynamiczny moment skracający zanim osiągnięta jest wartość progowa. Różnice w maksymalnych wartościach kąta obrotu łopaty dla różnych prędkości obrotowych wirnika (por.



Rysunek 6.23. Obrót łopaty, prędkość wirnika = 330 obr/min

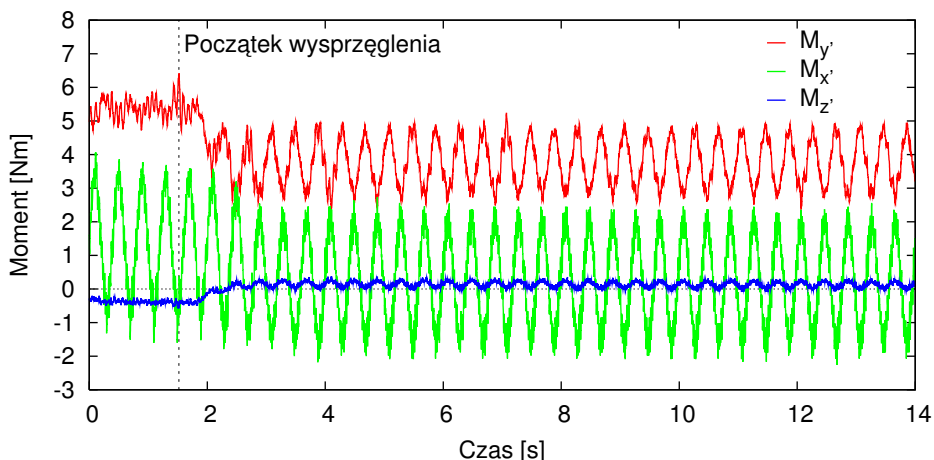
Rys.6.21, 6.22 oraz 6.23) można tłumaczyć tym, iż siła odśrodkowa działająca na sprzęgło wpływa na wartość przeniesionego momentu resztkowego.

Widoczne na wykresach oscylacje w przebiegach kąta obrotu z częstością ruchu obrotowego wirnika są spowodowane faktem, iż środek ciężkości przekroju łopaty nie pokrywa się z osią obrotu łopaty. W wyniku tego siła ciężkości generuje okresową składową momentu skręcającego.

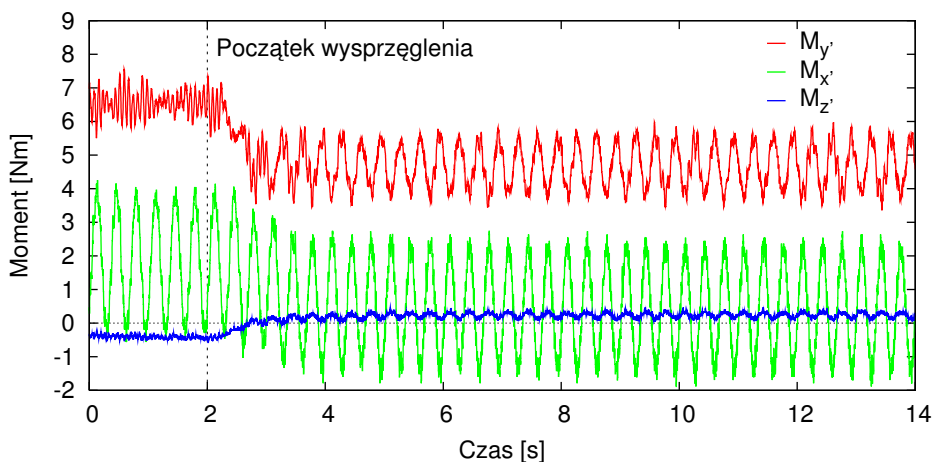
6.5.3 Obciążenia zmierzone w nasadzie łopaty

Momenty reakcji dynamicznych obliczone na podstawie odpowiedzi tensometrów zmieniają się w konsekwencji wysprzęglenia łopaty co zostało pokazane na Rysunkach 6.24 - 6.27. W zależności od ostatecznej wartości kąta obrotu łopaty średnia wartość momentu zginającego $M_{y'}$ zmalała o 18 – 29% w porównaniu ze średnią wartością przed wysprzęgleniem, z wyjątkiem przypadku 330 obr/min. Odpowiadający mu kąt obrotu łopaty równy około 5 stopni był niewystarczający, aby w zauważalny sposób wpłynąć na wartość momentu $M_{y'}$. Analogicznie określone średnie wartości momentu zginającego $M_{x'}$ zmalały o 54 – 84%.

Dodatkowo można zaobserwować, że pomierzone wartości momentu skręcającego $M_{z'}$ zmieniają znak z ujemnych na dodatnie. W rzeczywistości jednak, wartości momentu skręcającego zarejestrowane przez tensometry nie uwzględniają dodatkowego momentu skręcającego jaki daje dodatkowy mimośród (opisany w Rozdziale 6.2.2). Wyniki testów zostały zestawione w Tabeli 6.4. Siła

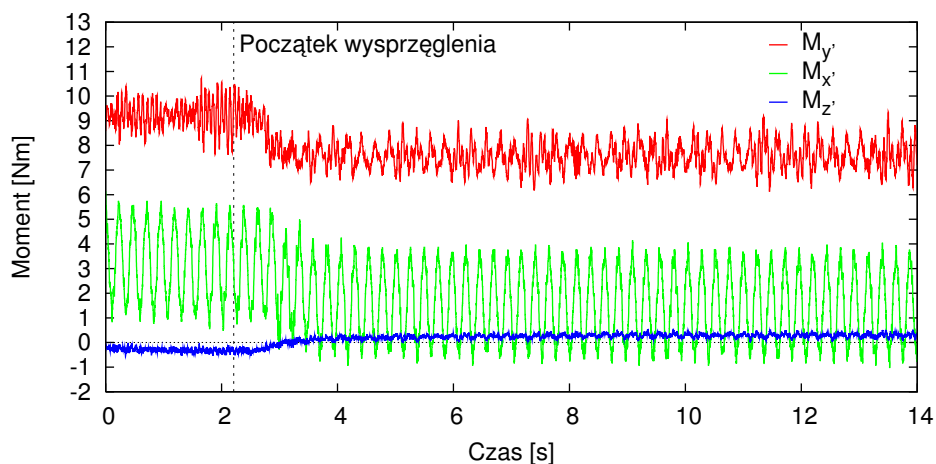


Rysunek 6.24. Momenty reakcji, prędkość wirnika = 150 obr/min

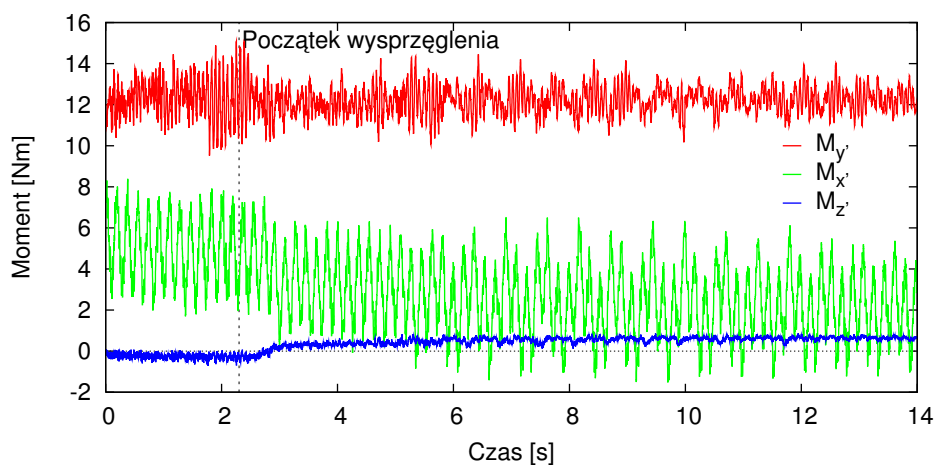


Rysunek 6.25. Momenty reakcji, prędkość wirnika = 180 obr/min

grawitacji powoduje, że moment zginający w płaszczyźnie wirnika oscyluje z częstością ruchu obrotowego wirnika, zarówno przed, jak i po wysprzężeniu. Podobne oscylacje zaczynają być widoczne również na wykresie momentu zginającego w kierunku prostopadłym do płaszczyzny wirnika po wysprzężeniu. Efekt ten jest proporcjonalny do kąta obrotu łopaty po wysprzężeniu i jest spowodowany zmianą kierunków, na których tensometry mierzą odkształcenia. Innymi słowy, tensometry, obracając się wraz z łopata, nie rejestrują wartości



Rysunek 6.26. Momenty reakcji, prędkość wirnika = 250 obr/min



Rysunek 6.27. Momenty reakcji, prędkość wirnika = 330 obr/min

dokładnie w płaszczyźnie oraz w kierunku prostopadłym do płaszczyzny wirnika (odpowiednio M_x oraz M_y), ale ich kombinację zgodnie ze wzorami:

$$M_{x'} = M_x \cdot \cos \beta - M_y \cdot \sin \beta \quad (6.1a)$$

$$M_{y'} = M_y \cdot \cos \beta + M_x \cdot \sin \beta, \quad (6.1b)$$

Tabela 6.4. Zmiany obciążeń w nasadzie łopaty w wyniku wysprzęglenia

wartość średnia [Nm]	150 [rpm]		180 [rpm]		250 [rpm]		330 [rpm]	
	$M_{x'}$	$M_{y'}$	$M_{x'}$	$M_{y'}$	$M_{x'}$	$M_{y'}$	$M_{x'}$	$M_{y'}$
przed wysprzęgleniem	5,32	1,51	6,50	1,87	9,19	3,23	12,26	4,97
po wysprzęgleniu	3,77	0,24	4,67	0,42	7,57	1,47	12,25	2,28
zmiana [%]	29,1	84,1	28,2	77,5	17,6	54,5	0,1	54,1

gdzie β oznacza kąt wychylenia cięciwy z płaszczyzny wirnika, natomiast M_x , $M_{x'}$, M_y oraz $M_{y'}$ są zgodne ze szkicem na Rysunku 6.18b. Niemniej efekt łagodzenia obciążeń w konsekwencji wysprzęglenia jest wyraźnie widoczny.

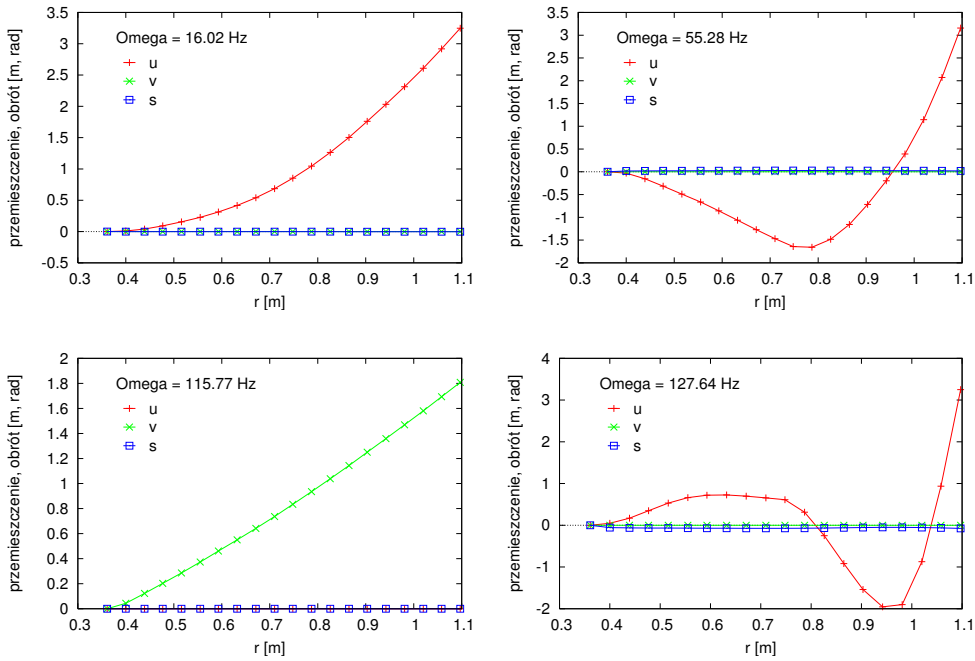
6.5.4 Porównanie z wynikami symulacji numerycznych

Dane liczbowe opisujące modelową turbinę wraz z dodanymi sprzęgłami umożliwiły zbudowanie modelu numerycznego analizowanego wirnika. Przyjęto jeden globalny stopień swobody, tj. obrót sztywny wirnika oraz 42 stopnie swobody związane z siedmioma masami skupionymi rozłożonymi wzdłuż każdej z łopat. Łącznie model składał się z 43 stopni swobody.

Pierwsze cztery postacie własne, obliczone numerycznie oraz znormalizowane względem macierzy masowej, wraz z odpowiadającymi im częstościami drgań przedstawia Rysunek 6.28. Oznaczenia stopni swobody są zgodne z konwencją przyjętą w rozdziale 4.2.2.

Następnie wykonane zostały symulacje numeryczne odpowiadające pracy turbiny w stanie ustalonym oraz każdemu z analizowanych przypadków procesu wysprzęglenia łopat. W symulacjach, oprócz obciążeń aerodynamicznych, przyjęto także obciążenie siłą grawitacji. Przemieszczenia końcówki łopaty w płaszczyźnie prostopadłej do wirnika były niezależne od działania siły grawitacji. Natomiast przemieszczenia w płaszczyźnie wirnika oraz kąty skręcenia łopat zależały od siły grawitacji, w związku z czym w Tabeli 6.5, przedstawiającej deformację łopaty w stanie ustalonym, zestawiono ich wartości średnie.

Wykonano szereg prób mających na celu uzyskanie zgodności między wszystkimi przypadkami badań eksperymentalnych a odpowiadającymi im symulacjami numerycznymi. Okazało się, że najlepszą zgodność można uzyskać rezygnując z przyjęcia stałego momentu resztkowego na zakładanym wcześniej poziomie 0,21 Nm. Wydaje się, że działanie siły odśrodkowej powoduje, że rze-

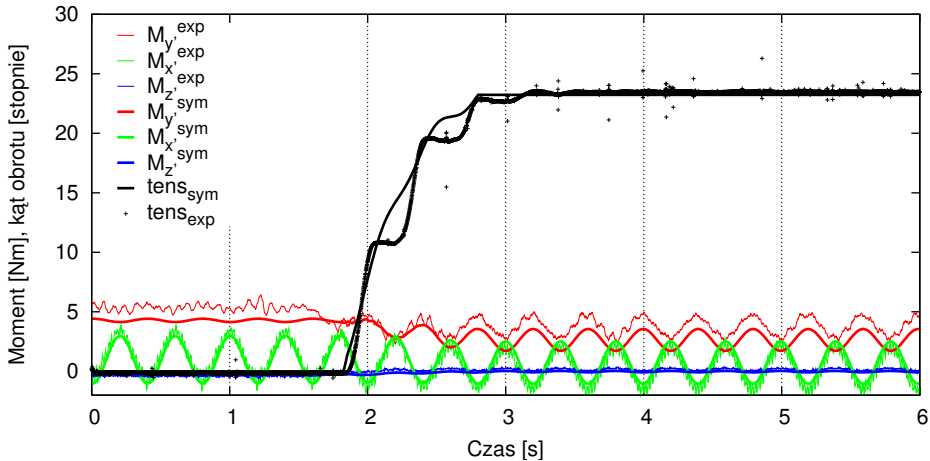


Rysunek 6.28. Postacie drgań własnych łopaty

czywisty moment hamujący obrót łopaty po wysprężeniu był znacznie wyższy od zakładanego momentu resztkowego. Może to wynikać na przykład ze zwiększonego tarcia na łożyskach spowodowanego działaniem siły odśrodkowej. Ponadto w symulacjach przyjęto nieco mniejszą wartość dodatkowego mimośrodru niż wynikałoby to z danych pomiarowych. Wartość ta została zmniejszona z 3,0 cm do 2,3 – 2,5 cm, a zaistniała różnica mogła wynikać z niedokładności pomiaru położenia osi wałka sprzęgła względem osi łopaty. Pozostałe wartości liczbowe przyjęte zostały zgodnie z danymi przedstawionymi w rozdziale 6. Użyte wyniki porównania symulacji numerycznych z danymi eksperymentalnymi przedstawiono na Rysunkach 6.29 do 6.32.

Tabela 6.5. Deformacje końcówki łopaty w stanie ustalonym

Ω [rpm]	u [mm]	\bar{v} [mm]	\bar{s} [stopnie]
150	5,45	0,026	-0,001
180	7,12	0,024	-0,001
250	12,50	0,049	-0,0008
330	22,15	0,070	0,0005

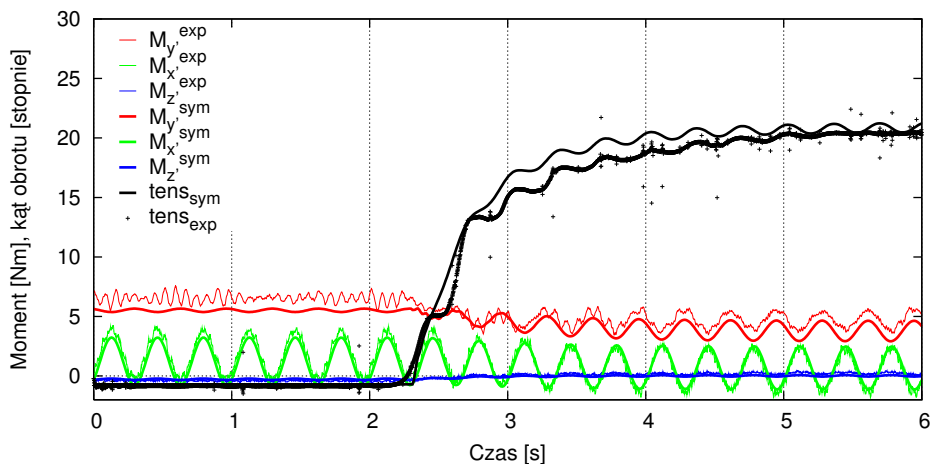


Rysunek 6.29. Porównanie eksperymentu i symulacji numerycznych, prędkość wirnika = 150 obr/min

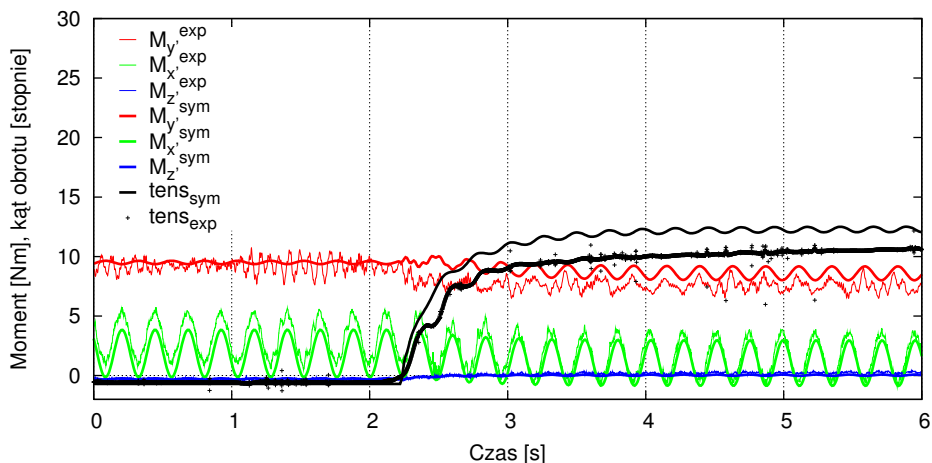
6.6 Podsumowanie i wnioski

W oparciu o testy przeprowadzone w tunelu aerodynamicznym na modelowej turbinie wiatrowej o średnicy około 2 metrów, można sformułować następujące wnioski:

1. Łopata turbiny wiatrowej może być obracana w kierunku ustawienia „w chorągiewkę” pod wpływem działania aerodynamicznego momentu skręcającego, jeśli zostanie wyposażona w mechanizm umożliwiający chwilowe zwolnienie skrętnego połączenia z piastą. Aby ten efekt mógł zaistnieć, moment aerodynamiczny musi mieć zwrot „do wiatru” i wartość większą niż resztkowy moment zwolnionego sprzęgła.
2. Uzyskany w testach efekt łagodzenia obciążeń odpowiadał wysprzęgleniu w trakcie pracy w stanie ustalonym, bez generowania podmuchu. Ewen-

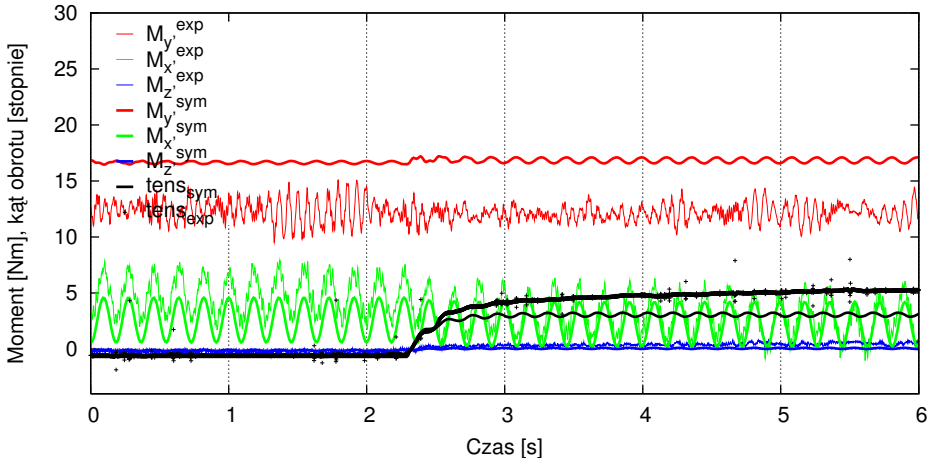


Rysunek 6.30. Porównanie eksperymentu i symulacji numerycznych, prędkość wirnika = 180 obr/min



Rysunek 6.31. Porównanie eksperymentu i symulacji numerycznych, prędkość wirnika = 250 obr/min

tualne urządzenie w pełnej skali mogłoby służyć do łagodzenia obciążeń zarówno w czasie podmuchów wiatru, jak i w trakcie pracy w stanie ustalonym, na przykład w sytuacji awaryjnego hamowania, pod warunkiem, że działa odpowiedni moment skręcający. Urządzenie takie mogłoby być umieszczone jako dodatkowy system oprócz typowego mechanizmu nastawiania kąta łopaty.



Rysunek 6.32. Porównanie eksperymentu i symulacji numerycznych, prędkość wirnika = 330 obr/min

3. Proces łagodzenia obciążeń jest półaktywny, gdyż nie wymaga dostarczenia do układu istotnej energii z zewnątrz. Przyjmuje się, że dodatkowe systemy turbin wiatrowych nie powinny pobierać więcej niż 1% mocy znamionowej. Z tego powodu rozwiązania półaktywne są pożądane.
4. Wykonane sprzęgło adaptacyjne musi być zasilane, aby moment skręcający był przenoszony na piastę, co jest dopuszczalne dla celów demonstracyjnych, natomiast niedopuszczalne z punktu widzenia niezawodności. Ewentualne urządzenie w pełnej skali musi być tak zaprojektowane, aby spełniało warunek niezawodności.

Zakończenie

W pracy przedstawiona została koncepcja łagodzenia skutków działania ekstremalnych podmuchów wiatru na łopaty turbin wiatrowych. Zaproponowane zostało uzupełnienie istniejących, aktywnych mechanizmów nastawiania kąta łopaty o dodatkowy system, który umożliwia redukcję naprężeń w nasadzie łopaty w trakcie narastania ekstremalnych podmuchów wiatru. Zaprezentowane rozwiązanie półaktywne nie wymaga wprowadzania dodatkowych źródeł ani akumulatorów energii, gdyż wykorzystuje ono energię obecną w strumieniu powietrza do tego, aby szybko obrócić łopatę w kierunku położenia „w chorągiewkę” i w ten sposób złagodzić narastające w trakcie podmuchu obciążenia aerodynamiczne. Powyższy sposób łagodzenia obciążeń został opracowany w trakcie prac nad projektem europejskim UpWind, został opisany w publikacjach międzynarodowych, między innymi w periodyku *Wind Energy*, a ponadto jest przedmiotem zgłoszenia złożonego w Urzędzie Patentowym.

W pierwszej części pracy przedstawiono krótką charakterystykę podmuchów wiatru oraz ich ujęcie normatywne, zgodne z normą europejską dotyczącą projektowania turbin wiatrowych. Przedstawione zostały również przykłady rzeczywistych podmuchów zarejestrowanych w lokalizacjach w Danii i w USA.

Celem dalszej części pracy było wykazanie efektywności zaproponowanego rozwiązania na wstępnym, teoretycznym etapie. Z uwagi na przewidywane trudności z prawidłowym zamodelowaniem procesu wysprzęglenia łopat przy użyciu dostępnych, komercyjnych kodów do analizy turbin wiatrowych, opracowany został własny model numeryczny w oparciu o metodę modalną. Wykonano szereg obliczeń dla pięciomegawatowej turbiny wiatrowej. Na podstawie wyników tych obliczeń można sformułować następujące wnioski:

- Możliwe jest szybkie zredukowanie obciążeń aerodynamicznych działających na łopaty turbiny wiatrowej przez wysprzęglenie skrętnego połączenia łopaty z piastą, i następnie kontrolę procesu obrotu łopaty wokół swojej osi w trakcie narastania podmuchu wiatru, jeśli moment skręcający łopatę jest ujemny.

- Średnia prędkość obrotu łopaty może znacznie przewyższać maksymalne prędkości uzyskiwane przez mechanizmy nastawiania kąta łopaty.
- Szybki spadek obciążeń aerodynamicznych może powodować niekorzystny efekt odbicia, tj. przemieszczenia wirnika w kierunku wiatru, co nakłada ograniczenia na prędkość obrotu łopaty wokół swojej osi.
- Efekt łagodzenia obciążeń w wyniku wysprzęglenia łopat można uzyskać także w trakcie pracy w stanie ustalonym, co może być wykorzystane w przypadku awaryjnego hamowania, na przykład podczas zaniku zasilania.
- W celu pełniejszej analizy procesu wysprzęglenia, model numeryczny należałoby rozszerzyć o rzeczywiste podmuchy, a także uwzględnić profil ścinający prędkości wiatru oraz związaną z tym indywidualną odpowiedź każdej z łopat. Drugie z tych zadań zostało wykonane przez J. Grzędzińskiego i przedstawione na konferencji SolMech 2010 [70].

Celem ostatniej części pracy było wykazanie, na drodze prostego doświadczenia w tunelu aerodynamicznym, że łopaty wirnika wyposażone w odpowiedni mechanizm wraz z układem sterowania, mogą obrócić się w kierunku ustawienia „w chorągiewkę” oraz, że obrotowi takiemu towarzyszy spadek obciążeń aerodynamicznych w nasadzie łopaty. Zaprojektowane i wykonane zostało połączenie łopaty i piasty o regulowanej sztywności skrętnej w oparciu o sprzęgło magneto-reologiczne. Testy przeprowadzono na modelowej turbinie wiatrowej o średnicy dwóch metrów, wyposażonej w układ monitorowania naprężeń w nasadach łopat. Zademonstrowano, iż w wyniku wysprzęglenia łopat następuje ich ruch obrotowy w kierunku położenia „w chorągiewkę” i towarzyszy temu spadek średniej wartości momentów reakcji dynamicznych w nasadzie łopaty. Ponadto wykonano szereg symulacji numerycznych w celu porównania wyników testów z odpowiedzią modelu numerycznego. Uzyskane wyniki wskazują na zadowalającą zgodność pomiędzy wynikami testów eksperymentalnych i obliczeń numerycznych.

Teoria pasowa

Łopata turbiny wiatrowej pracuje w szerokim zakresie kąta natarcia α , tzn. kąta jaki tworzy cięciwa z lokalnym wektorem napływu W (Rys. 4.4). Wynika to z faktu, że składowa styczna wektora W zmienia się od zera w osi wirnika do ΩR przy końcówce łopaty. Typowo zakres kątów natarcia zmienia się od plus kilkadziesiąt stopni u nasady do minus kilkunastu przy końcówce łopaty. Ponieważ zakres ten obejmuje oderwanie (Rys. A.1), siły aerodynamiczne wyznacza się zwykle na podstawie wyników badań eksperymentalnych profili w tunelu aerodynamicznym. Wynikami badań są współczynniki aerodynamiczne zdefiniowane następująco:

$$C_l = \frac{L}{0.5\rho W^2 c} \quad (\text{A.1a})$$

$$C_d = \frac{D}{0.5\rho W^2 c} \quad (\text{A.1b})$$

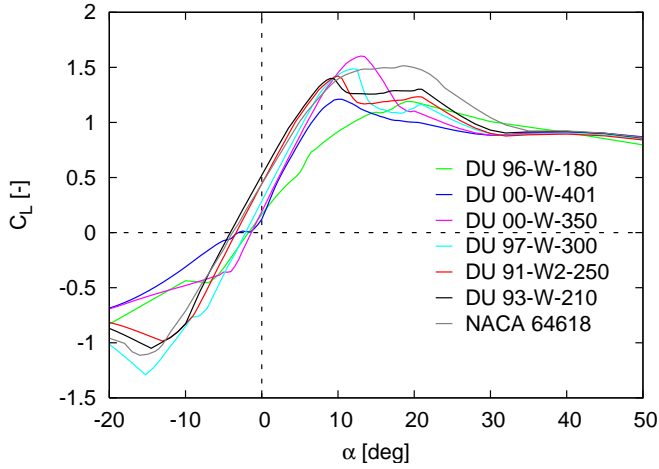
$$C_m = \frac{M_s}{0.5\rho W^2 c^2}. \quad (\text{A.1c})$$

W powyższych wzorach C_l , C_d oraz C_m oznaczają odpowiednio współczynniki siły nośnej L , siły oporu D oraz momentu M_s , natomiast c oznacza długość cięciwy profilu. Moment M_s jest mierzony względem środka aerodynamicznego profilu, umownie przyjmowanego w odległości $c/4$ od krawędzi natarcia. Znak momentu M_s jest dodatni, jeśli jego działanie powoduje zwiększanie kąta natarcia α .

Z powyższych definicji wprost wynikają wzory na siłę nośną L , siłę oporu D oraz moment M_s .

Z Rysunku 4.4 wynika, że kąt natarcia α jest równy różnicy kąta napływu ϕ oraz kąta nastawienia łopaty Θ . W rzeczywistości jednak łopata jest skrzywiona konstrukcyjnie w efekcie optymalizacji parametrów jej pracy, i dlatego lokalny kąt natarcia jest równy:

$$\alpha = \phi - \Theta + \overline{twist}_{str}, \quad (\text{A.2})$$



Rysunek A.1. Współczynnik siły nośnej profili używanych w turbinach wiatrowych

gdzie $twist_{str}$ oznacza kąt skęcenia konstrukcyjnego zależny od promienia.

Ponadto, korzystając z zależności geometrycznych pokazanych na Rysunku 4.4, wypadkową siłę F można rozłożyć na składową normalną F_n oraz styczną F_t do płaszczyzny wirnika:

$$F_n = F_x = 0.5\rho W^2 C_n c \quad (A.3)$$

$$F_t = -F_y = 0.5\rho W^2 C_t c, \quad (A.4)$$

gdzie

$$C_n = \cos \phi C_l + \sin \phi C_d \quad (A.5)$$

$$C_t = \sin \phi C_l - \cos \phi C_d, \quad (A.6)$$

natomiast z Rysunku 4.4 wynika, że:

$$W^2 = (\Omega r(1 + a'))^2 + (V_{wind}(1 - a))^2. \quad (A.7)$$

Moment napędowy generowany przez profil w odległości r od osi wirnika wynosi:

$$M = r F_t. \quad (A.8)$$

Po uwzględnieniu zależności (A.7) i przekształceniach trygonometrycznych otrzy-

muje się ostatecznie:

$$F_n = \frac{1}{2} \rho \frac{V_{wind}^2 (1-a)^2}{\sin^2 \phi} C_n c \quad (\text{A.9a})$$

$$M = \frac{1}{2} \rho \frac{V_{wind} (1-a) \Omega r (1+a')}{\sin \phi \cos \phi} C_t c. \quad (\text{A.9b})$$

Wzory (A.9a) i (A.9b) określają odpowiednio siłę osiową i moment obrotowy działające na metr długości pojedynczej łopaty.

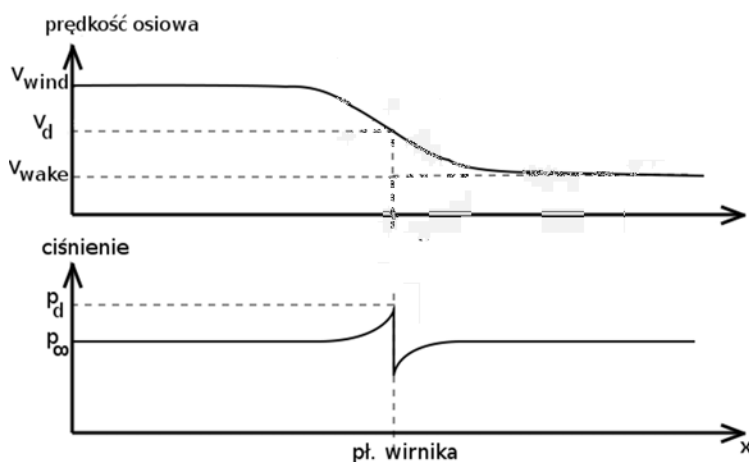
Dla elementu wirnika w postaci pierścienia o grubości dr wielkości te mają odpowiednio postać:

$$dT = \frac{1}{2} \rho n_b \frac{V_{wind}^2 (1-a)^2}{\sin^2 \phi(a, a')} c C_n(a, a') dr \quad (\text{A.10a})$$

$$dM = \frac{1}{2} \rho n_b \frac{V_{wind} (1-a) \Omega r (1+a')}{\sin \phi(a, a') \cos \phi(a, a')} c C_t(a, a') dr. \quad (\text{A.10b})$$

Teoria strumienia śmigłowego

Funkcją turbiny wiatrowej jest odbieranie energii mechanicznej wiatru. W teorii strumienia śmigłowego przyjmuje się, że rolę turbiny wiatrowej przejmuje przepuszczalny dysk umieszczony w strumieniu powietrza. Dysk działa na strumień powietrza siłą oporu, powodując spadek prędkości strumienia powietrza od V_{wind} daleko przed dyskiem, przez V_d w płaszczyźnie dysku, aż do V_{wake} daleko za dyskiem. Wywieranie siły oporu jest spowodowane skokowym spadkiem ciśnienia przed i za płaszczyzną dysku, co zostało poglądowo pokazane na Rysunku B.1.



Rysunek B.1. Jakościowe przebiegi prędkości osiowej i ciśnienia w obszarze, na który ma wpływ obecność wirnika

W odniesieniu do strumienia powietrza można zrobić następujące założenia:

- przepływ jest stacjonarny,
- ciecz jest nieściśliwa (liczba Macha dla badanego procesu jest rzędu $1 \cdot 10^{-2}$, można zatem przyjąć, że ciecz jest nieściśliwa, tj. $\rho = const$),

- ciecź jest nielepka,
- na strumień ciecźy nie działa łaadna dodatkowa siła oprócz siły oporu wywołanej obecnością dysku.

Można teraz napisać równanie Bernoulliego dla dwóch obszarów przepływu rozdzielonych dyskiem, w celu wyznaczenia skokowego spadku ciśnienia Δp w płaszczyźnie dysku. W obszarze przed turbiną z równania Bernoulliego otrzymuje się zależność:

$$p_\infty + \rho g h + \frac{1}{2} \rho V_{wind}^2 = p_d + \rho g h + \frac{1}{2} \rho V_d^2. \quad (B.1)$$

W obszarze za turbiną z równania Bernoulliego otrzymuje się zależność:

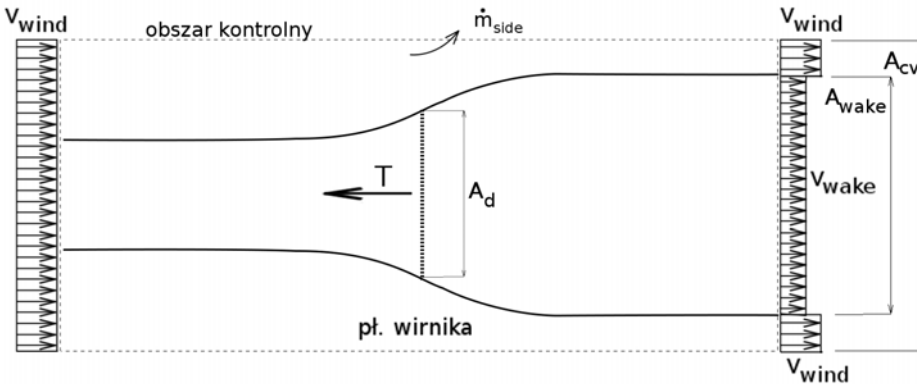
$$p_d - \Delta p + \rho g h + \frac{1}{2} \rho V_d^2 = p_\infty + \rho g h + \frac{1}{2} \rho V_{wake}^2. \quad (B.2)$$

W powyższych wzorach p_∞ oraz p_d oznaczają odpowiednio ciśnienie daleko od dysku oraz ciśnienie zaraz przed dyskiem, natomiast $\rho g h$ oznacza energię potencjalną ciecźy na jednostkę objętości. Przyjmuje się, że prędkość przepływu jest funkcją ciągłą przy przejściu przez dysk.

Z przekształcenia powyższych równań wynika wzór na spadek ciśnienia:

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} (V_{wind}^2 - V_{wake}^2). \quad (B.3)$$

W celu wyznaczenia siły oporu z jaką dysk działa na strumień powietrza korzy-



Rysunek B.2. Rzut obszaru kontrolnego

sta się z równania równowagi sił osiowych w odniesieniu do myślowo wyjętego

walcowego obszaru kontrolnego, którego rzut pokazano na Rysunku B.2. Ponieważ przepływ jest stacjonarny, siły działające na każdą ze ścianek walca mają ogólną postać:

$$F = \dot{m}V = \dot{m}V + m\dot{V} = \dot{m}V, \quad (\text{B.4})$$

gdzie prędkość przepływu masy przez powierzchnię A określa wzór:

$$\dot{m} = \int_A \rho v dA = \rho VA, \quad V - \text{prędkość średnia na powierzchni } A. \quad (\text{B.5})$$

Równanie równowagi sił osiowych przyjmuje postać (por. Rysunek B.2):

$$\rho V_{wake}^2 A_{wake} + \rho V_{wind}^2 (A_{cv} - A_{wake}) + \dot{m}_{side} V_{wind} - \rho V_{wind}^2 A_{cv} = -T. \quad (\text{B.6})$$

Z równania zachowania masy w obszarze kontrolnym można wyliczyć wielkość wydatku masowego przez pobocznice walca:

$$\rho A_{wake} V_{wake} + \rho (A_{cv} - A_{wake}) V_{wind} + \dot{m}_{side} = \rho A_{cv} V_{wind} \quad (\text{B.7})$$

$$\dot{m}_{side} = \rho A_{wake} (V_{wind} - V_{wake}). \quad (\text{B.8})$$

Natomiast rozważenie obszaru kontrolnego, którego pobocznice wyznaczają linie prądowe (wówczas $\dot{m}_{side} = 0$) przechodzące przez obwód dysku prowadzi do zależności:

$$\rho V_d A_d = \rho V_{wake} A_{wake} \quad (\text{B.9})$$

Wstawiając zależności (B.8) i (B.9) do równania (B.6) otrzymuje się siłę oporu T :

$$T = \rho V_d A_d (V_{wind} - V_{wake}) = \dot{m} (V_{wind} - V_{wake}). \quad (\text{B.10})$$

Z drugiej strony wiadomo, że siła oporu jest generowana przez spadek ciśnienia na powierzchni dysku:

$$T = \Delta p A_d. \quad (\text{B.11})$$

Z przyrównania prawych stron w równaniach (B.10) i (B.11) wynika, że prędkość przepływu w płaszczyźnie dysku jest równa średniej arytmetycznej prędkości niezaburzonej V_{wind} oraz prędkości w pełni wykształconym śladzie V_{wake} :

$$V_d = \frac{1}{2} (V_{wind} + V_{wake}). \quad (\text{B.12})$$

Inaczej mówiąc, spadek prędkości w płaszczyźnie dysku jest równy połowie spadku prędkości w pełni wykształconym śladzie. O tym jak mocno prędkość w

płaszczyźnie dysku zmalała w stosunku do prędkości niezaburzonej mowi współczynnik napływu a :

$$V_d = (1 - a) V_{wind}. \quad (\text{B.13})$$

Przyrównując wzory (B.12) i (B.13) otrzymuje się analogiczny wzór dla prędkości w pełni wykształconym śladzie:

$$V_{wake} = (1 - 2a) V_{wind}. \quad (\text{B.14})$$

Widać, że dla wartości $a > 0.5$ prędkość V_{wake} staje się ujemna a teoria strumienia śmigłowego załamuje się.

Teraz wstawiając wzory (B.3), (B.12) i (B.13) do równania (B.11) można przedstawić siłę oporu T jako funkcję prędkości napływu V_{wind} , współczynnika napływu a oraz powierzchni dysku A_d :

$$T = \rho 2a (1 - a) V_{wind}^2 A_d. \quad (\text{B.15})$$

Jako dygresję warto nadmienić, iż moc turbiny wiatrowej określona jako:

$$P = \rho 2a (1 - a) V_{wind}^3 A_d \quad (\text{B.16})$$

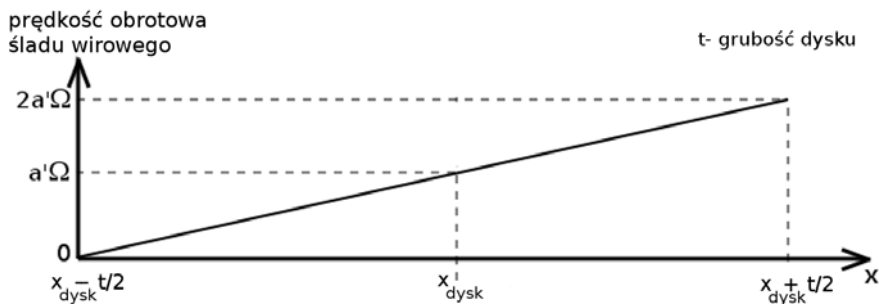
rośnie z trzecią potęgą prędkości wiatru i tylko liniowo ze wzrostem pola powierzchni zakreślonej przez łopaty wirnika.

Ponadto prosta analiza funkcji będącej stosunkiem mocy turbiny P do mocy dostępnej w strumieniu powietrza $P_{br} = 0.5\rho V_{wind}^3 A_d$ pokazuje, iż idealna turbina wiatrowa może przetwarzać jedynie 59.26% mocy dostępnej w strumieniu powietrza. Rezultat ten znany jest jako limit Betz'a, choć został on zaprezentowany w podobnym czasie przez Lanchestera, Betza i Joukowskiego, [1]. Pełną analizę można znaleźć na przykład w [71].

Należy jeszcze wyznaczyć moment obrotowy, który jest niezerowy jeśli tylko ślad za turbiną posiada składową styczną prędkości. Przyjmuje się, że wartość prędkości obrotowej cząstek opuszczających dysk jest ułamkiem prędkości obrotowej turbiny zgodnie ze wzorem:

$$\Omega_{air} = 2 a' \Omega, \quad (\text{B.17})$$

gdzie a' oznacza współczynnik napływu dla prędkości stycznej. Natomiast prędkość obrotowa cząstek zaraz przed dyskiem jest równa zero. Przyjmuje się, że wartość Ω_{air} przy przejściu przez grubość dysku zmienia się liniowo (Rysunek B.3). Kierunek ruchu obrotowego śladu jest przeciwny do ruchu obrotowego wirnika, co wynika z trzeciej zasady dynamiki Newtona. Do obliczenia momentu



Rysunek B.3. Rozkład prędkości Ω_{air} przy przejściu przez grubość dysku

obrotowego używana jest wartość Ω_{air} cząstek opuszczających dysk, [12]:

$$M = 2 a' \Omega R \dot{m} R, \quad (\text{B.18})$$

gdzie $2a'\Omega R$ oznacza liniową prędkość styczną do wirnika, $2a'\Omega R \dot{m}$ oznacza siłę styczną, a R oznacza promień wirnika. Po uwzględnieniu zależności (B.5) oraz (B.13) wzór na moment obrotowy przyjmuje postać:

$$M = 2 a' \Omega \rho R^2 V_{wind} (1 - a) A_d. \quad (\text{B.19})$$

Siła osiowa (por. (B.15)) oraz moment aerodynamiczny (por. (B.19)) działające na element dysku w postaci pierścienia o grubości dr są wyznaczone odpowiednio ze wzorów:

$$dT = 4 \pi \rho r V_{wind}^2 a (1 - a) dr \quad (\text{B.20a})$$

$$dM = 4 \pi \rho r^3 V_{wind} \Omega a' (1 - a) dr. \quad (\text{B.20b})$$

Teoria strumieniowa elementu łopaty

Oznaczenia we poniższych wzorach zostały opisane w Dodatkach A i B. Z przyrównania prawych stron wzorów (A.10a) oraz (B.20a) otrzymuje się wyrażenie na współczynnik indukcji a :

$$a = \left(\frac{4 \sin^2 \phi}{\sigma C_n} + 1 \right)^{-1}, \quad (\text{C.1})$$

w którym σ oznacza współczynnik wypełnienia określony wzorem:

$$\sigma = \frac{c n_b}{2 \pi r}. \quad (\text{C.2})$$

Oczywiście zarówno współczynnik siły osiowej C_n jak i lokalny kąt napływu ϕ zależą od wartości współczynnika indukcji a , dlatego wartość a otrzymuje się na drodze procedury iteracyjnej. Ostateczne wzory procedury iteracyjnej uwzględniają dwie poprawki:

1. współczynnik Prandtla uwzględniający spadek ciśnienia na końcu łopaty
2. empiryczną poprawkę Glauerta dla dużych wartości współczynnika indukcji ($a > a_c$).

Ad.1. Istotnym ograniczeniem omawianej teorii jest brak możliwości uwzględnienia zmian współczynnika a wokół wirnika. Przewidywania teorii ograniczają się do wyznaczenia średniej wartości współczynnika indukcji dla całego wyodrębnionego pierścienia dysku, co odpowiada założeniu o nieskończonej liczbie łopat. Tymczasem w rzeczywistej turbinie o n_b łopat, jedne cząstki powietrza tracą część swojego pędu na skutek interakcji z łopatami, podczas gdy inne cząstki pozostają jedynie pod znikomym lub żadnym wpływem łopat przy przejściu przez wirnik. W efekcie wartości współczynnika indukcji a zmieniają się dla różnych położeń azymutalnych wokół wirnika. Przy czym zmiany te są najbardziej widoczne przy końcówce łopaty (od $r \approx 0.9 \cdot R$), gdzie następuje znaczny wzrost współczynnika a względem wartości średniej w miejscach, gdzie znajdują się łopaty oraz jego spadek w pozostałych rejonach. Bliżej osi wirnika natomiast

zmiany te są coraz mniej odczuwalne i dla $r \approx 0.5 \cdot R$ współczynnik indukcji a jest stały wokół wirnika niezależnie od położenia azymutalnego. Wyjaśnienie tego zjawiska nie jest możliwe bez analizy przepływu wirowego wokół łopaty, a jakościowy opis można znaleźć na stronie 82 podręcznika [12]. Stosunek średniej wartości współczynnika indukcji a do jego wartości w położeniu azymutalnym odpowiadającym położeniu łopaty jest nazywany z j. angielskiego *tip-loss factor* i oznacza się F_{tip} . Wartość tej funkcji jest stała i równa jedności dla większości długości łopaty, i zaczyna szybko spadać w kierunku zera w okolicy końcówki.

Stosunkowo prosty sposób uwzględnienia tego złożonego zjawiska w Teorii strumieniowej elementu łopaty podał Prandtl. W jego wzorze F_{tip} zależy od m.in. ilości łopat n_b i ma następującą postać:

$$F_{tip} = \frac{2}{\pi} \cos^{-1}(e^{-f}), \quad (C.3)$$

gdzie:

$$f = \frac{n_b}{2} \frac{R-r}{r \sin \phi}. \quad (C.4)$$

Ad.2. Dla dużych wartości współczynnika indukcji ($a \gtrsim 0.4$) teoria strumienia śmigłowego załamuje się. Widać to na przykład we wzorze (B.14), gdzie dla $a > 0.5$ prędkość wiatru w pełni wykształconym śladzie staje się ujemna. W rzeczywistości jednak dla dużych wartości a ślad wirowy staje się mocno turbulentny i w efekcie ma miejsce transport powietrza i energii w kierunku do wnętrza śladu wirowego powodując zwiększenie energii wolno poruszających się mas powietrza. Więcej informacji na ten temat można znaleźć w [12, 71]. Dobra zgodność teorii z doświadczeniem dla $a > a_c$ została zachowana dzięki zastosowaniu empirycznej poprawki we wzorach iteracyjnych, zwanej poprawką Glauerta a ostateczny przepis na osiowy współczynnik indukcji przedstawia się następująco:

$$a_{n+1} = \begin{cases} \left(1 + \frac{4F_{tip} \sin^2 \phi}{\sigma C_n}\right)^{-1} & \text{jeżeli } a_n \leq a_c \\ \frac{1}{2} \left[2 + K(1 - 2a_c) - \sqrt{[K(1 - 2a_c) + 2]^2 + 4(K a_c^2 - 1)}\right] & \text{jeżeli } a_n > a_c \end{cases} \quad (C.5)$$

gdzie:

$$K = \frac{4 F_{tip} \sin^2 \phi}{\sigma C_n}, \quad (C.6)$$

zaś a_c przyjmuje wartości z przedziału (0.2; 0.3) zależnie od użytego wzoru empirycznego. Tu przyjęta została wartość $a_c = 0.2$.

Analogicznie jak przy wyznaczaniu współczynnika a , z przyrównania prawych stron wzorów (A.10b) oraz (B.20b) i uwzględniając poprawkę Prandtla otrzymuje się wyrażenie na współczynnik indukcji a' :

$$a'_{n+1} = \left(\frac{4 F_{tip} \sin \phi \cos \phi}{\sigma C_t} - 1 \right)^{-1} \quad (C.7)$$

Wzory (C.5) oraz (C.7) pozwalają uzyskać wartości współczynników indukcji a i a' w $n+1$ iteracji procedury iteracyjnej.

Obliczanie wartości współczynników a i a' odbywa się według następującego schematu:

1. Ustalenie początkowych wartości współczynników a i a' (np. $a = 0.2$, $a' = 0.05$).
2. Obliczenie współczynników siły normalnej C_n oraz siły stycznej C_t , a także pozostałych szukanych wielkości, tj. lokalnego kąta napływu ϕ , lokalnego wektora napływu W , siły nośnej L , siły oporu D oraz lokalnego kąta natarcia α .
3. Wyznaczenie nowych wartości współczynników a i a' ze wzorów (C.7) i (C.5).

Kroki 2 i 3 powtarza się aż do uzyskania zadowalającej zbieżności, przy czym procedura jest szybko zbieżna i do uzyskania dokładności rzędu $1 \cdot 10^{-4}$ wystarcza zwykle kilka iteracji.

Procedura jest powtarzana dla kolejnych pierścieniowych segmentów zdyskretyzowanego wirnika, przy czym wyniki obliczeń dla poszczególnych segmentów są względem siebie niezależne. Znając wartości współczynników napływu można następnie obliczyć pozostałe parametry opływu profilu, w szczególności wartości lokalnego kąta natarcia α (wzór A.2), a także rozkłady siły normalnej F_n , stycznej F_t (wzory A.4) oraz momentu M_s (przekształcając wzór A.1c). Oczywiście dyskretyzacja aerodynamiczna wirnika nie musi się pokrywać z dyskretyzacją strukturalną łopat, dlatego wygodnie jest wykonać interpolację obliczonych wartości wzdłuż łopat wirnika.

Summary

A new concept of extreme operating gust loads alleviation in wind turbines has been presented. A new system has been proposed, as an extension of existing, active pitch control mechanisms, which allows for reduction of stresses in a blade root, in response to a rising extreme gust. No energy sources or accumulators are required in the proposed semi-active solution as it utilizes the energy of the wind stream in order to turn the blade to feather and thus mitigate the aerodynamic loads induced during the rise of an extreme gust. The solution has been elaborated within one of work packages of the European Integrated Project UpWind. Results have been presented at international conferences and published in Wind Energy journal. Furthermore the concept has been described in a patent application and submitted to the Polish Patent Office.

In the first part of the dissertation a short characteristic of wind gusts has been presented together with the gust model of the European standard concerning wind turbine design. Some examples of real-life gusts are given, recorded at in-land localisations in United States and Denmark.

The aim for the numerical simulations presented in the second part of the work was to demonstrate the effectiveness of the solution at the teoretical, academic level. Due to forseen difficulties in the modelling of the uncluthing process with comercial, Blade Element Momentum (BEM) codes, own numerical model has been elaborated based on the Modal method and BEM theory. A number of numerical simulations has been carried out for a five megawatt turbine, including steady state analysis, extreme operating gust response and emergency braking. Benchmark responses have been compared with responses including the adaptive load alleviation mechanism. Based on the numerical analyses the following conclusions may be drawn:

- It is feasible to rapidly reduce aerodynamic loads acting on a wind turbine blades by means of uncluthing the torsional connection between the blade and the hub and controlling the rotation process in response

to a sudden gust, provided that the torsional aerodynamic moment is negative.

- The average rotational velocity of the unclutched blade may significantly exceed maximum velocities obtained by existing pitch control mechanisms.
- Rapid reduction of aerodynamic loads may cause an undesired rebound effect, i.e. movement of the rotor towards the wind. This problem needs to be addressed in the development of the full scale mechanism.
- The effect of aerodynamic loads reduction in response to the blades unclutching could also be obtained during steady-state operation. It could be thus utilized during emergency braking, for example in a power failure situation.
- In order to investigate the proposed solution more thoroughly, the numerical model should be loaded with real-life gust histories. Furthermore the shear profile of the wind velocity should be included together with the modeling of individual response of each blade. These are the main features of the numerical simulations to be carried out as the further work.

The goal of a simple experiment in a wind tunnel described in the next part of the work was to prove that the wind turbine blades equipped with the adaptive clutch together with control system may be turned to feather under aerodynamic torsional moment and this is accompanied by the decrease in remaining reaction moments in the blade root. The core of the adaptive device was a magnetoreological clutch capable to adjust the torsional stiffness of the blade root. The tests were carried out on a two-meter diameter model wind turbine with tensometers in the blade roots allowing for monitoring of the blade root reaction forces. It has been demonstrated that, as a result of the blade unclutching, blades are driven towards feather which is accompanied by a decrease in the average reaction moments in the blade root.

Finally numerical simulations of the experimental tests were conducted which indicate a fairly good compliance between results of measurements and the numerical response.

Bibliografia

1. G.A.M. van Kuik. The Lanchester–Betz–Joukowski limit. *Wind Energy*, 10:289–291, 2007.
2. PS Veers et al. Trends in the design, manufacturing and evaluation of wind turbine blades. *Wind Energy*, 6:245–259, 2003.
3. G. Sieros, P. Chaviaropoulos, JD Sørensen, BH Bulder, and P. Jamieson. Upscaling wind turbines: Theoretical and practical aspects and their impact on the cost of energy. *Wind Energy*, 15(1):3–17, 2012.
4. J. Holnicki-Szulc, C. Graczykowski, G. Mikułowski, A. Mróz, and P. Pawłowski. Smart technologies for adaptive impact absorption. *Solid State Phenomena*, 154:187–194, 2009.
5. M. Wiklo and J. Holnicki-Szulc. Optimal design of adaptive structures part ii. adaptation to impact loads. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 37(4):351–366, 2009.
6. G. Mikułowski and J. Holnicki-Szulc. Fast controller and control algorithms for mr based adaptive impact absorbers–force based control. *Machine Dynamics Problems*, 30(2):113–122, 2006.
7. P.H. Jensen N. Fichaux, J. Beurskens and J. Wilkes. Upwind. design limits and solutions for very large wind turbines. Technical report, Risoe, 03 2011.
8. M.O.L. Hansen, J.N. Sorensen, and S. Voutsinas. State of the art in wind turbine aerodynamics and aeroelasticity. *Progress in Aerospace Sciences*, 42:285–330, 2006.
9. IEC 61400-1. *IEC. Wind turbines - Part 1: Design Requirements*, third edition, 2005.
10. TK Barlas and GAM Van Kuik. Review of state of the art in smart rotor control research for wind turbines. *Progress in Aerospace Sciences*, 46(1):1–27, 2010.
11. D.W. Lobitz and P.S. Veers. Load mitigation with bending/twist-coupled

- blades on rotors using modern control strategies. *Wind Energy*, 6(2):105–117, 2003.
12. T. Burton, D. Sharpe, et al. *Wind energy handbook*. Wiley, 2001.
 13. S. Scott Collis, R.D. Joslin, A. Seifert, and V. Theofilis. Issues in active flow control: theory, control, simulation, and experiment. *Progress in Aerospace Sciences*, 40(4-5):237–289, 2004.
 14. TK Barlas and G.A.M. Kuik. State of the art and prospectives of smart rotor control for wind turbines. In *Journal of Physics: Conference Series*, volume 75, page 012080, 2007.
 15. V. Giurgiutiu. Review of smart-materials actuation solutions for aeroelastic and vibration control. *Journal of intelligent material systems and structures*, 11(7):525–544, 2000.
 16. E.A. Bossanyi. Wind turbine control for load reduction. *Wind Energy*, 6:229–244, 2003.
 17. E.A. Bossanyi. Individual blade pitch control for load reduction. *Wind Energy*, 6:119–128, 2003.
 18. E. A. Bossanyi. Further load reductions with individual pitch control. *Wind Energy*, 8:481–485, 2005.
 19. T.G. van Engelen and E.L. van der Hooft. Individual pitch control inventory. Technical Report ECN-C-03-138, ECN, 2005.
 20. T.J. Larsen, H.A. Madsen, and K. Thomsen. Active load reduction using individual pitch, based on local blade flow measurements. *Wind Energy*, 8(1):67–80, 2005.
 21. JW Van Wingerden, AW Hulskamp, T. Barlas, B. Marrant, GAM Van Kuik, D.P. Molenaar, and M. Verhaegen. On the proof of concept of a ‘smart’ wind turbine rotor blade for load alleviation. *Wind Energy*, 11(3):265–280, 2008.
 22. T. Buhl, M. Gaunaa, and C. Bak. Potential load reduction using airfoils with variable trailing edge geometry. *Journal of Solar Energy Engineering*, 127:503–516, 2005.
 23. P.B. Andersen, M. Gaunaa, C. Bak, and T. Buhl. Load alleviation on wind turbine blades using variable airfoil geometry. In *Proceedings of the EWEC 2006, Athens, Greece*, 2006.
 24. M. Gaunaa. Unsteady 2d potential-flow forces on a thin variable geometry airfoil undergoing arbitrary motion. *Risø Report R-1478, Risø National Laboratory*, 2006.

25. C.P. Dam, R. Chow, JR Zayas, and DE Berg. Computational investigations of small deploying tabs and flaps for aerodynamic load control. In *Journal of Physics: Conference Series*, volume 75, page 012027, 2007.
26. D.E. Berg, J.R. Zayas, D.W. Lobitz, CP van Dam, R. Chow, and J.P. Baker. Active aerodynamic load control of wind turbine blades. In *Proc. of the 5th Joint ASME/JSME Fluids Engineering Conference*, 2007.
27. C. Tongchitpakdee, S. Benjanirat, L.N. Sankar, et al. Numerical studies of the effects of active and passive circulation enhancement concepts on wind turbine performance. *Journal of Solar Energy Engineering*, 128:432, 2006.
28. T.C. Corke, M.L. Post, and D.M. Orlov. Sdbd plasma enhanced aerodynamics: concepts, optimization and applications. *Progress in Aerospace Sciences*, 43(7-8):193–217, 2007.
29. Enercon. Enercon wind energy converters technology and service. <http://www.enercon.de/en-en/754.htm>, 07 2010.
30. C. Graczykowski and J. Holnicki-Szulc. Protecting offshore wind turbines against ship impacts by means of adaptive inflatable structures. *Shock and Vibration*, 16(4):335–353, 2009.
31. A. Mróz, J. Holnicki-Szulc, and T. Karna. Mitigation of ice loading on offshore wind turbines: Feasibility study of a semi-active solution. *Computers and structures*, 86(3):217–226, 2008.
32. J. Jonkman, S. Butterfield, and others. Definition of a 5-mw reference wind turbine for offshore system development. *NREL Technical Report*, pages NREL/TP-500-38060, 2009.
33. T. Chaviaropoulos. Up-scaling. prezentacja na stronie www.upwind.eu, 03 2010.
34. M. Wächter, A. Rettenmeier, M.Kühn, and J. Peinke. Wind velocity measurements using a pulsed lidar system: first results. *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*, 1:012066, 2008.
35. I. van der Hoven. Power spectrum of horizontal wind speed in the frequency range from 0.0007 to 900 cycles per hour. *Journal of Meteorology*, 14:160–164, 1957.
36. J. Král. Ten-minute wind speeds and gusts in the czech republic. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 95:1216–1228, 2007.
37. E. Cheng and C. Yeung. Generalized extreme gust wind speeds distributions. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 90:1657–1669, 2002.

38. A. Kareem and Y. Zhou. Gust loading factor—past, present and future. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 91:1301–1328, 2003.
39. M. Courtney, R. Wagner, and P. Lindelöw. Testing and comparison of lidars for profile and turbulence measurements in wind energy. In *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, volume 1, page 012021. IOP Publishing, 2008.
40. J. Gottschall, MS Courtney, R. Wagner, HE Jørgensen, and I. Antoniou. Lidar profilers in the context of wind energy—a verification procedure for traceable measurements. *Wind Energy*, 15(1):147–159, 2012.
41. DTU. Database of wind characteristics located at dtu, denmark. <http://winddata.com/>, Technical University of Denmark.
42. Po-Wen Cheng and W. Bierbooms. Distribution of extreme gust loads of wind turbines. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 89:309–324, 2001.
43. W. Bierbooms and Po-Wen Cheng. Stochastic gust model for design calculations of wind turbines. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 90:1237–1251, 2002.
44. M.H. Hansen and B.S. Kallešøe. Servo-elastic dynamics of a hydraulic actuator pitching a blade with large deflections. In *Journal of Physics: Conference Series*, volume 75, page 012077, 2007.
45. E.A. Bossanyi. The design of closed loop controllers for wind turbines. *Wind Energy*, 3:149–163, 2000.
46. A. Mróz and J. Grzędziński. Sposób zabezpieczenia mechanizmów turbiny wiatrowej przed skutkami nagłych, nadmiernych obciążeń i układ do zabezpieczenia łopat turbiny wiatrowej. Urząd Patentowy Rzeczpospolitej Polskiej, 03 2012.
47. E.A. Bossanyi. Gh bladed theory manual. Software manual, Garrad Hassan and Partners Ltd, 2007.
48. P. Passon and M. Kühn. Oc3 - benchmark exercise of aero elastic offshore wind turbine codes. *NREL Conference Paper*, 2007. NREL/CP-500-41930.
49. Professional Services Group. Adams/wt 2.0 user's guide. Technical report, NREL - National Renewable Energy Laboratory, 1998.
50. J. Grzędziński and A. Mróz. Gust load reduction concept in wind turbines. *Wind Energy*, 13:267–274, 2010.
51. H. Glauert. Aerodynamic theory. *Airplane Propellers*, 4:169–360, 1935.

52. W.J. Prosnak. *Mechanika płynów*. Państwowe Wydawnictwo Naukowe, 1970.
53. D.J. Sharpe. A general momentum theory applied to an energy-extracting actuator disc. *Wind Energy*, 7:177–188, 2004.
54. W.H. Press, S.A. Teukolsky, et al. *Numerical recipes in Fortran. The art of scientific computing*. Cambridge University Press, second edition, 1992.
55. J.L. Humar. *Dynamics of Structures*. A.A. Balkema Publishers, 2002.
56. W. Kołodziej. *Wybrane rozdziały analizy matematycznej*. PWN, 1970.
57. W.T. Thomson. *Vibration theory and applications*. Prentice-Hall, third edition, 1965.
58. C. Lindenburg. Aeroelastic modeling of the lnh64-5 blade. *DOWEC Public Report*, 2002.
59. A.W. Hulskamp, J.W. van Wingerden, et al. Design of a scaled wind turbine with a smart rotor for dynamic load control experiments. *Wind Energy*, 14(3):339–354, 2011.
60. J.W. van Wingerden, A.W. Hulskamp, T.Barlas, et al. Two-degree-of-freedom active vibration control of a prototyped “smart” rotor. *Control Systems Technology, IEEE Transactions on*, 19(2):284–296, 2011.
61. W.A. Timmer and R. van Rooij. Summary of the delft university wind turbine dedicated airfoils. In *41st Aerospace Sciences Meeting*, 2003. Paper No. AIAA-2003-0352.
62. F. Bertagnolio, N. Sorensen, J. Johansen, et al. Wind turbine airfoil catalogue. Technical Report Risø-R-1280, Risø National Laboratory, 08 2001.
63. W.A. Timmer. An overview of naca 6-digit airfoil series characteristics with reference to airfoils for large wind turbine blades. In *47th AIAA Aerospace Sciences Meeting Including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition*, 01 2009.
64. J. Grzędziński and A. Mróz. Gust load reduction concept in wind turbines. In *4th ECCOMAS Thematic Conference on Smart Structures and Materials*, Porto, Portugal, 07 2009. paper ID 069.
65. C. Lindenburg. Investigation into rotor blade aerodynamics. Project Report ECN-C-03-025, Energy Research Centre of the Netherlands ECN, July 2003.
66. J. Grzędziński and A. Mróz. Gust load reduction concept in wind turbines - experimental verification in wind tunnel. In *5th ECCOMAS Thematic Conference on Smart Structures and Materials*, pages 493–503, Saarbrücken, Germany, 07 2011.

67. F. Meng. *Aero-elastic Stability Analysis for Large-Scale Wind Turbines*. PhD thesis, Delf University of Technology, 01 2011.
68. M. Drela. Xfoil: An analysis and design system for low reynolds number airfoils. In *Conference on Low Reynolds Number Aerodynamics*, Notre Dame, Indiana, USA, 06 1989.
69. C. Hansen. NWTC Design Codes (AirfoilPrep by Dr. Craig Hansen). <http://wind.nrel.gov/designcodes/preprocessors/airfoilprep/>, 12 2005. arkusz kalkulacyjny.
70. J. Grzędziński and Mróz A. Feasibility study of a semi-active gust load reduction concept in wind turbines. In *37th Solid Mechanics Conference. Book of Abstracts*, pages 266–267. Instytut Podstawowych Problemów Techniki PAN, 2010.
71. M.O.L. Hansen. *Aerodynamics of wind turbines*. Earthscan, second edition, 2008.