



Eksperimentel bestemmelse af dæmpning for kantsvingninger

Thomsen, Kenneth; Thirstrup Petersen, J.; Nim, E.; Øye, S.; Pedersen, B.

Publication date:
2000

Document Version
Også kaldet Forlagets PDF

[Link back to DTU Orbit](#)

Citation (APA):

Thomsen, K., Thirstrup Petersen, J., Nim, E., Øye, S., & Pedersen, B. (2000). Eksperimentel bestemmelse af dæmpning for kantsvingninger. (Denmark. Forskningscenter Risøe. Risøe-R; Nr. 1169(DA)).

DTU Library

Technical Information Center of Denmark

General rights

Copyright and moral rights for the publications made accessible in the public portal are retained by the authors and/or other copyright owners and it is a condition of accessing publications that users recognise and abide by the legal requirements associated with these rights.

- Users may download and print one copy of any publication from the public portal for the purpose of private study or research.
- You may not further distribute the material or use it for any profit-making activity or commercial gain
- You may freely distribute the URL identifying the publication in the public portal

If you believe that this document breaches copyright please contact us providing details, and we will remove access to the work immediately and investigate your claim.

Eksperimentel bestemmelse af dæmpning for kantsvingninger

Kenneth Thomsen, Jørgen Thirstrup Petersen,
Erik Nim (Bonus Energy A/S),
Stig Øye (Danmarks Tekniske Universitet),
Bernt Pedersen (LM Glasfiber A/S)

Forskningscenter Risø, Roskilde

Februar 2000

Resumé Der er udviklet en metode til fastlæggelse af total effektiv dæmpning for kantsvingninger for vindmøller. Metoden består dels af en excitermekanisme, som kan excitere kantsvingninger fra maskinkabinen, dels af en analysemetode, som muliggør en enkel bestemmelse af dæmpningen. I analysemetoden udnyttes, at kantsvingninger generelt kan udtrykkes som lokale bladhvirvlinger og ved at analysere udklingningen af disse, når excitationen stoppes, kan dæmpningen identificeres.

Metoden er verificeret på en Bonus mølle og for denne konkrete mølle er der foretaget en kortlægning af dæmpningen for kantsvingninger. Resultaterne er kvalitativt sammenlignet med aeroelastiske beregninger og de samme tendenser ses i målinger og beregninger.

Metoden kan benyttes til at justere de betydende parametre i aeroelastiske modeller, så det ved hjælp af sådanne modeller er muligt af foretage præcise forudsigelser af risikoen for kantsvingninger på vindmøller.

Desuden kan metoden benyttes til eksperimentelt at belyse en konkret vindmølletypes sikkerhed mod kantvise svingninger.

Arbejdet er støttet af Energistyrelsen i kontrakten ENS 1363/98-0006. Arbejdet er udført som et samarbejde imellem Bonus Energy A/S, LM Glasfiber A/S, Danmarks Tekniske Universitet og Risø. Fremstillingen af excitermekanismen og gennemførelsen af målingerne er udført af Bonus Energy A/S.

Forsiden viser den udviklede excitermekanisme monteret i maskinkabinen af en Bonus 600 kW mølle.

ISBN 87-550-2671-0

ISBN 87-550-2672-9 (Internet)

ISSN 0106-2840

Afdelingen for Informationsservice · Risø · 2000

Indhold

1	Indledning	5
2	Kantsvingninger og bladhvirvling	7
3	Excitation af de lokale bladhvirvlinger	10
4	Eksperimentel verifikation af excitationsmetoden	12
5	Bestemmelse af dæmpning ved hjælp af hvirvlingsanalyse	19
6	Kortlægning af dæmpning for Bonus 600 kW/LM19.1	21
7	Sammenligning med aeroelastiske beregninger	23
8	Opsummering	33
A	Beregning af hvirvlingskomponenter	35
B	Beskrivelse af møllen	38
C	Oversigt over målinger	40

1 Indledning

Problemet med kantvise svingninger på visse stallregulerede vindmøller er velkendt og beskrevet i flere sammenhænge. Problemet, der opstår fordi den totale dæmpning af vingerne i kantvis retning bliver negativ, afhænger af en række parametre, bl.a. profilegenskaber [3], møllens egenfrekvenser [1] og vingernes strukturelle egenskaber [6].

I forbindelse med eksperimentel undersøgelse af de forskellige parametres betydning og verifikation af delmodeller i aeroelastiske beregningsprogrammer har det været et problem at bestemme dæmpningen for kantsvingninger. Dette skyldes dels at fænomenet har en karakter, hvor det kun optræder under bestemte sjældent forekomende forudsætninger, dels at feltnmålinger domineres af turbulens, hvorved forholdene for den kantvise svingningsform er stærkt varierende.

Formålet med projektet er, at udvikle og afprøve en metode til eksperimentel bestemmelse af dæmpning for kantsvingninger. Mange løsningsmuligheder har været på tale, men af flere forskellige grunde er valget faldet på en roterende arm med en excentrisk masse monteret i maskinkabinen. Dette valg er dels foretaget ud fra praktiske hensyn, dels ud fra en udnyttelse af koblingen imellem kantsvingninger og rotorsvingningsformerne, [5]. I denne kobling udnyttes, at inertikræfterne fra de kantvise svingningsformer kan udtrykkes som to modsat roterende kræfter i navet, begge roterende med den kantvise egenfrekvens. De tilhørende svingningsformer benævnes hhv. den forlæns bladhvirvling og den baglæns bladhvirvling og kan exciteres enkeltvis med en kraftpåvirkning svarende til bladhvirvlingen. Det vil f.eks. sige, at hvis det roterende nav påvirkes med en roterende kraft, der har samme omdrejningsretning som rotoren, vil kun den forlæns hvirvling exciteres. Det skal bemærkes, at den aerodynamiske dæmpning for de to hvirvlinger ikke er den samme.

Påvirkes derimod maskinkabinen med en roterende kraft skal transformationen imellem roterende og ikke-roterende komponenter medtages. Det betyder, at de to bladhvirvlingskomponenter kan exciteres med en kraft i nacellen, der roterer med kantegenfrekvensen plus (forlæns) hhv. minus (baglæns) rotorens omdrejningsfrekvens.

Netop dette er udnyttet ved konstruktion af excitermekanismen, som er afprøvet på en Bonus 600 kW mølle med LM19.1 vinger. Mekanismen er som beskrevet monteret i nacellen, og det er muligt at påvirke møllen med forskellige frekvenser og omdrejningsretninger. Ved eksperimenterne måles bl.a. de kantvise bladrodsmomenter, og disse danner grundlag for bestemmelsen af dæmpning for kantsvingninger.

Beskrivelsen af kantsvingninger som lokale bladhvirvlinger er i detaljer givet i Petersen *et al.*[5], og i Afsnit 2 refereres dette kort. I Afsnit 3 beskrives hvordan de lokale bladhvirvlinger kan exciteres og hvordan dette udnyttes til excitation af kantsvingningerne.

Metoden verificeres eksperimentelt i Afsnit 4, og i Afsnit 5 illustreres hvordan dæmpningen identificeres på baggrund af målte eller beregnede bladrodsmomenter.

På baggrund af målingerne er der i Afsnit 6 foretaget en kortlægning af den effektive dæmpning for kantsvingninger for den konkrete mølle. Disse resultater sammenlignes med aeroelastiske beregninger i Afsnit 7.

2 Kantsvingninger og bladhvirvling

I konstruktionen af excitermekanismen og den efterfølgende analyse til bestemmelse af total dæmpning er det udnyttet at kantsvingninger i en rotor kan beskrives som lokale bladhvirvlinger. Summeres inertikræfterne fra de kantvise svingninger kan det vises, at kantsvingningerne kan beskrives ved to modsat roterende kræfter i navet. Kræfterne, som ikke nødvendigvis er lige store, roterer begge med den kantvise egenfrekvens i forhold til navet. De tilhørende svingningsformer benævnes henholdsvis forlæns bladhvirvling og baglæns bladhvirvling – alt efter om kraftens omdrejningsretning er sammenfaldende med eller modsat rotorens omdrejningsretning. Svingningsformerne kan exciteres enkeltvis med en kraftpåvirkning svarende til den enkelte bladhvirvlingen. Det vil f.eks. sige, at hvis navet påvirkes med en roterende kraft, der har samme omdrejningsretning som rotoren, vil kun den forlæns hvirvling exciteres.

Disse forhold omkring beskrivelsen af kantsvingninger som lokale bladhvirvlinger er centrale i både excitationismetoden og analysen af effektiv dæmpning.

Grundlaget for beregningen af de lokale bladhvirvlinger er beskrevet i detaljer i [5] og skal blot gennemgås kort i dette afsnit. En alternativ beregningsmetode er givet i Appendix A.

Udgangspunktet for analysen er de kantvise tipudbøjninger som består af tre dele: et middelbidrag $u_m(R)$, et bidrag fra egenvægten $u_{1P}(R, t)$ og endelig et bidrag fra svingninger på den kantvise egenfrekvens $u_e(R, t)$:

$$\{u_R(R, t)\} = \{u_m(R)\} + \{u_{1P}(R, t)\} + \{u_e(R, t)\} \quad (1)$$

Bidragene fra egenvægten og fra svingninger på den kantvise egenfrekvens er tidsvarierende. Betragtes nu kun bidragene fra svingninger på den kantvise egenfrekvens $u_e(R, t)$ (vektor med de tre vingers bidrag), kan disse opdeles i normalkoordinater og modalformer:

$$\{u_e(R, t)\} = \begin{Bmatrix} u_{B1x}(R, t) \\ u_{B2x}(R, t) \\ u_{B3x}(R, t) \end{Bmatrix} = [\{\varphi_7(R)\} \quad \{\varphi_8(R)\}] \begin{Bmatrix} q_7(t) \\ q_8(t) \end{Bmatrix} \quad (2)$$

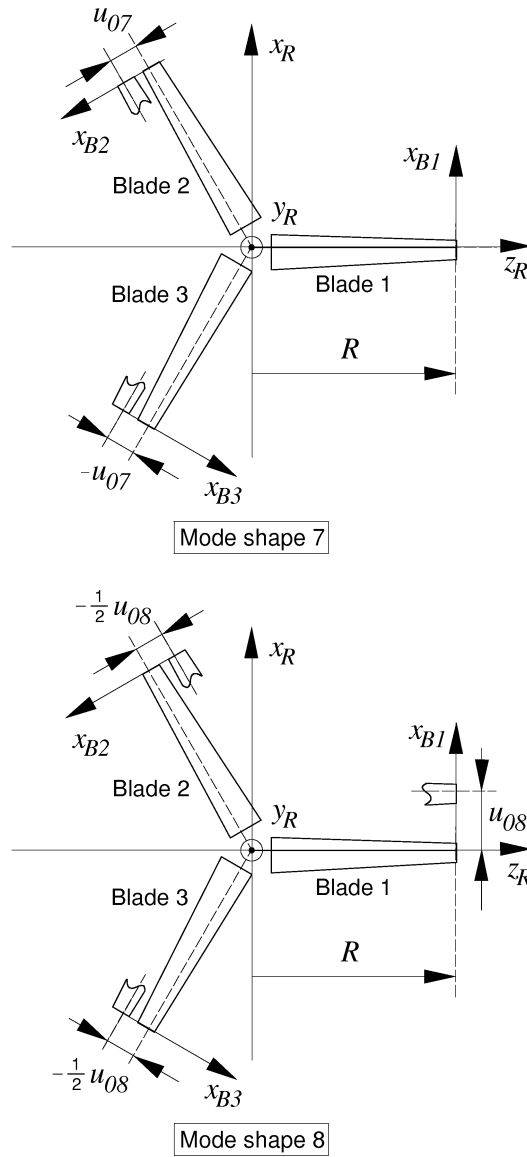
hvor modalformerne er givet ved

$$\{\varphi_7(r)\} = \begin{Bmatrix} \varphi_{B1,7}(r) \\ \varphi_{B2,7}(r) \\ \varphi_{B3,7}(r) \end{Bmatrix} = \varphi_B(r) \begin{Bmatrix} 0 \\ \frac{1}{\sqrt{2}} \\ -\frac{1}{\sqrt{2}} \end{Bmatrix} \quad (3)$$

og

$$\{\varphi_8(r)\} = \begin{Bmatrix} \varphi_{B1,8}(r) \\ \varphi_{B2,8}(r) \\ \varphi_{B3,8}(r) \end{Bmatrix} = \varphi_B(r) \begin{Bmatrix} \frac{2}{\sqrt{6}} \\ -\frac{1}{\sqrt{6}} \\ -\frac{1}{\sqrt{6}} \end{Bmatrix} \quad (4)$$

Modalformerne er illustreret i Figur 1



Figur 1. Tipudbøjninger i de to fundamentale kantvise svingningsformer.

Fra (2) kan normalkoordinaterne bestemmes:

$$\begin{Bmatrix} q_7(t) \\ q_8(t) \end{Bmatrix} = \frac{1}{\varphi_B(R)} \begin{bmatrix} \{\varphi_7(R)\}^T \\ \{\varphi_8(R)\}^T \end{bmatrix} \{u_e(R, t)\} \quad (5)$$

eller

$$\begin{Bmatrix} q_7(t) \\ q_8(t) \end{Bmatrix} = \frac{1}{\varphi_B(R)} \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{\sqrt{2}} & -\frac{1}{\sqrt{2}} \\ \frac{2}{\sqrt{6}} & -\frac{1}{\sqrt{6}} & -\frac{1}{\sqrt{6}} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_{B1x}(R, t) \\ u_{B2x}(R, t) \\ u_{B3x}(R, t) \end{Bmatrix} \quad (6)$$

Normalkoordinaterne kan beskrives som harmoniske funktioner med den kantvise egenfrekvens som karakteristisk frekvens:

$$\begin{cases} q_7(t) \\ q_8(t) \end{cases} = \begin{cases} u_{07} \sin(\omega_e t + \gamma_7) \\ u_{08} \sin(\omega_e t + \gamma_8) \end{cases} \quad (7)$$

og herfra kan amplituderne og faserne bestemmes ved en Fourierudvikling. Når disse amplituder og faser kendes, kan de dekomponeres til cirkulære komponenter (se [5]) som netop er de lokale bladhvirvlingskomponenter. Amplituderne (u_p for forlæns og u_r for baglæns) samt faserne kan beregnes fra:

$$u_p = \frac{1}{2} \sqrt{u_{07}^2 + u_{08}^2 + 2u_{07}u_{08} \sin(\gamma_8 - \gamma_7)} \quad (8)$$

$$u_r = \frac{1}{2} \sqrt{u_{07}^2 + u_{08}^2 - 2u_{07}u_{08} \sin(\gamma_8 - \gamma_7)} \quad (9)$$

$$\gamma_{up} = \arctan \left[\frac{u_{07} \sin \gamma_7 - u_{08} \cos \gamma_8}{u_{07} \cos \gamma_7 + u_{08} \sin \gamma_8} \right] \quad (10)$$

$$\gamma_{ur} = \arctan \left[\frac{u_{07} \sin \gamma_7 + u_{08} \cos \gamma_8}{u_{07} \cos \gamma_7 - u_{08} \sin \gamma_8} \right] \quad (11)$$

Dermed kan kantsvingninger i en rotor beskrives som to kræfter, der roterer i rotorplanet og giver anledning til udbøjningerne $\{u_p(t)\}$ og $\{u_r(t)\}$. Begge kræfter roterer med kantegenfrekvensen ω_e og den ene kraft roterer i samme retning som rotoren drejer, mens den anden roterer modsat retning. Ved hjælp af modalformerne (Figur 1) kan udbøjningerne formuleres som:

$$\{u_p\} = u_p \varphi_B(r) \sqrt{\frac{3}{2}} \begin{cases} \cos(\omega_e t + \gamma_{yp}) \\ \cos(\omega_e t + \gamma_{yp} + \frac{4\pi}{3}) \\ \cos(\omega_e t + \gamma_{yp} + \frac{2\pi}{3}) \end{cases} \quad (12)$$

og

$$\{u_r\} = u_r \varphi_B(r) \sqrt{-\frac{3}{2}} \begin{cases} \cos(\omega_e t + \gamma_{yr}) \\ \cos(\omega_e t + \gamma_{yr} + \frac{2\pi}{3}) \\ \cos(\omega_e t + \gamma_{yr} + \frac{4\pi}{3}) \end{cases} \quad (13)$$

I denne sammenhæng betegnes disse to udbøjninger som nævnt *lokale bladhvirvlinger*.

3 Excitation af de lokale blad-hvirvlinger

Beskrivelsen af kantsvingningerne i to modsat rettede roterende kræfter er meget nyttig i forbindelse med ydre excitation af kantsvingningerne, idet de to hvirvlingsformer, som tidligere beskrevet, kan exciteres hver for sig.

Ved excitation i navet kan hvirvlingsformerne exciteres med en kraft som har konstant størrelse og roterer med kantegenfrekvensen i forhold til navet i enten samme retning som rotorens omdrejningsretning (forlæns hvirvling) eller i modsat retning (baglæns hvirvling).

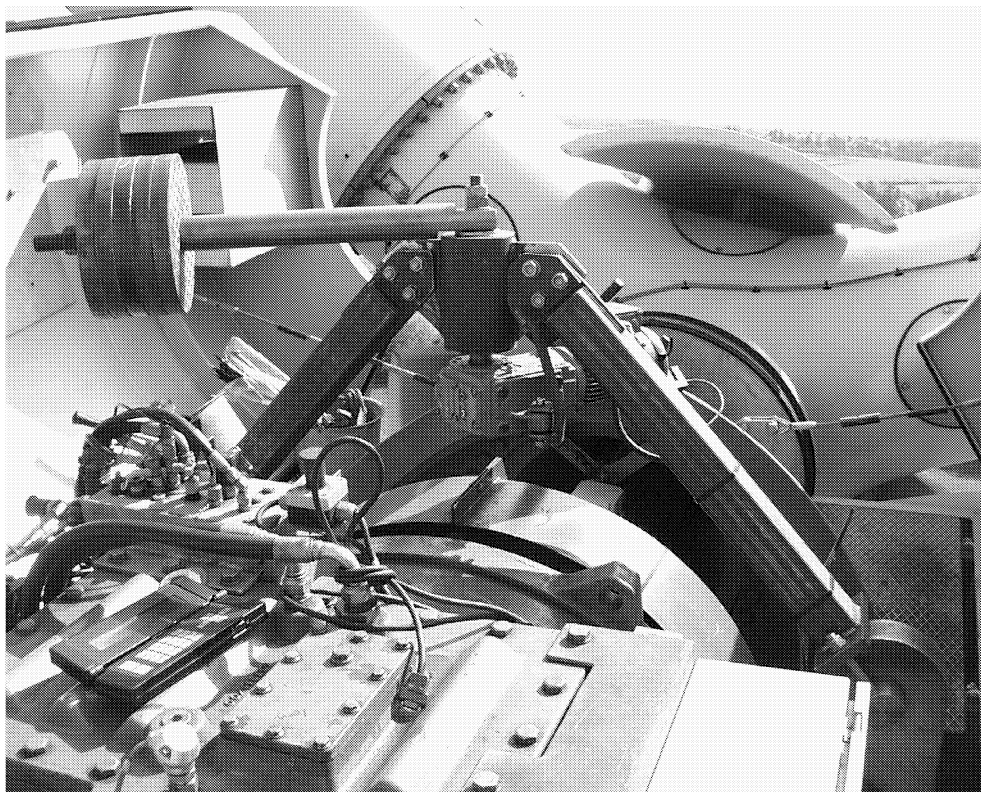
Ved excitation fra nacellen (det faste koordinatsystem) skal $\pm 1P$ transformationen imellem roterende og stillestående koordinatsystemer medtages. Dette bevirker, at excitationsfrekvensen ikke er kantegenfrekvensen, men derimod kantegenfrekvensen $+ 1P$ for excitation af den forlæns hvirvlingsform og kantegenfrekvensen $- 1P$ for excitation af den baglæns hvirvlingsform. Excitationen kan dog stadig foretages med en konstant roterende kraft og rotationsretningen har ikke betydning for hvilken hvirvlingsform, der exciteres. Der kan dog være forskel i forstærkningen og dermed i de opnåede hvirvlingsamplituder.

Der er af Bonus udviklet en forsøgsexciter, der som tidligere nævnt er installeret i en Bonus 600 kW mk 3 mølle. Hoveddata for denne mølle er givet i Appendix B. Der er på vingerne monteret 4 kantlister på 0.5 m.

Af forskellige praktiske hensyn er det valgt at foretage excitationen med en horisontalt roterende kraft i maskinkabinen. En roterende kraft i navet ville give den samme excitation, men forskellige praktiske forhold, som f.eks. strømforsyning, gør denne placering mindre hensigtsmæssig. En række aeroelastiske beregninger har ført frem til det endelige design af exciterens størrelse, udformning og placering, se Tabel 1 og Figur 2.

Tabel 1. Hoveddata for exciteren

parameter	værdi
rotationsplan	horisontal
horisontal placering	over tårncentrum
vertikal placering	1 m over hovedaksel
længde af arm	0.6 m
masse af arm	15 kg
tyngdepunkt af arm	300 mm
antal skiver	0-7
masse af en skive	13.4 kg



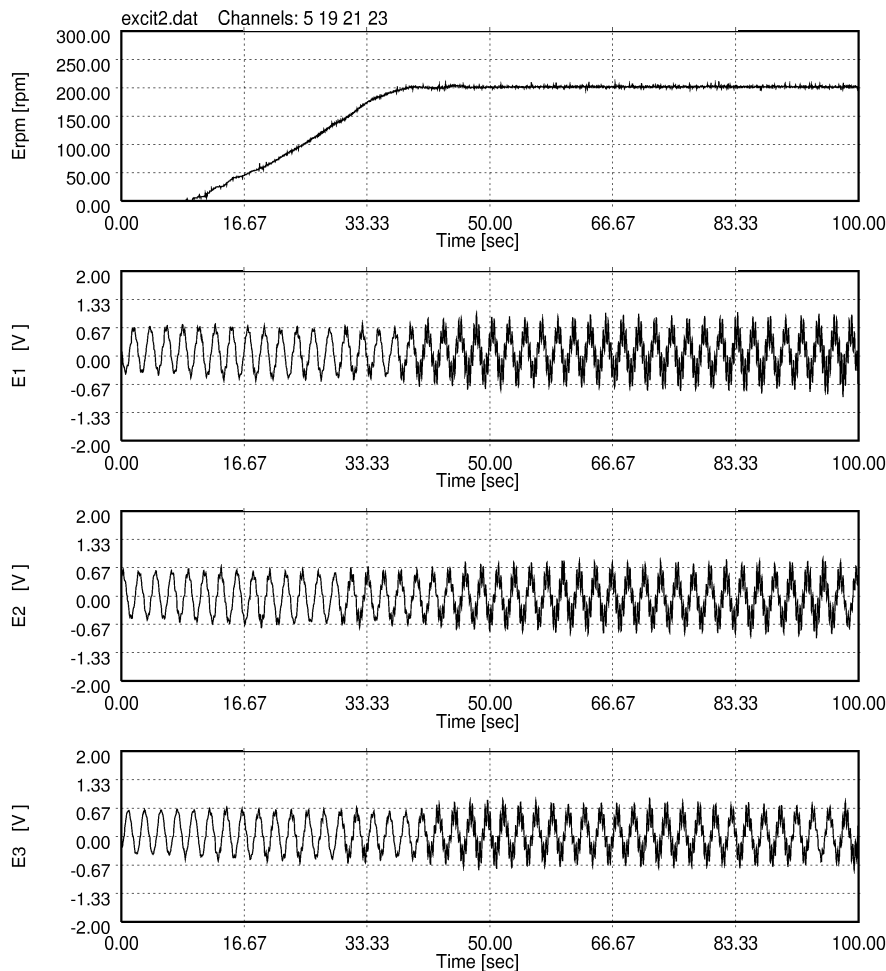
Figur 2. Exciteren monteret i møllen.

4 Eksperimentel verifikation af excitationismetoden

Der er gennemført en række målekampanjer med excitation af de lokale bladhvirvlinger på Bonus møllen. Formålet med disse målinger er dels at verificere metoden generelt, dels at foretage en kortlægning af dæmpningen for kantsvingninger for denne konkrete mølle. I dette afsnit behandles den generelle verifikation.

For at illustrere metoden og muligheden for excitation af de lokale bladhvirvlinger enkeltvis, betragtes nu to målinger, henholdsvis excit2 med excitation af den forlæns hvirvling, henholdsvis excit18 med excitation af den baglæns hvirvling (se oversigt over alle målinger i Appendix C).

Først analyseres målingen excit2.



Figur 3. Omdrejningshastighed på exciter og tre målte kantvise rodmomenter (bemærk at momenterne er i Volt). Der vises et udsnit fra målingen excit2 på 100 sekunder og exciteren kører med et omdrejningstal svarende til kantegefrekvensen + $1P$ fra $t=35$ s.

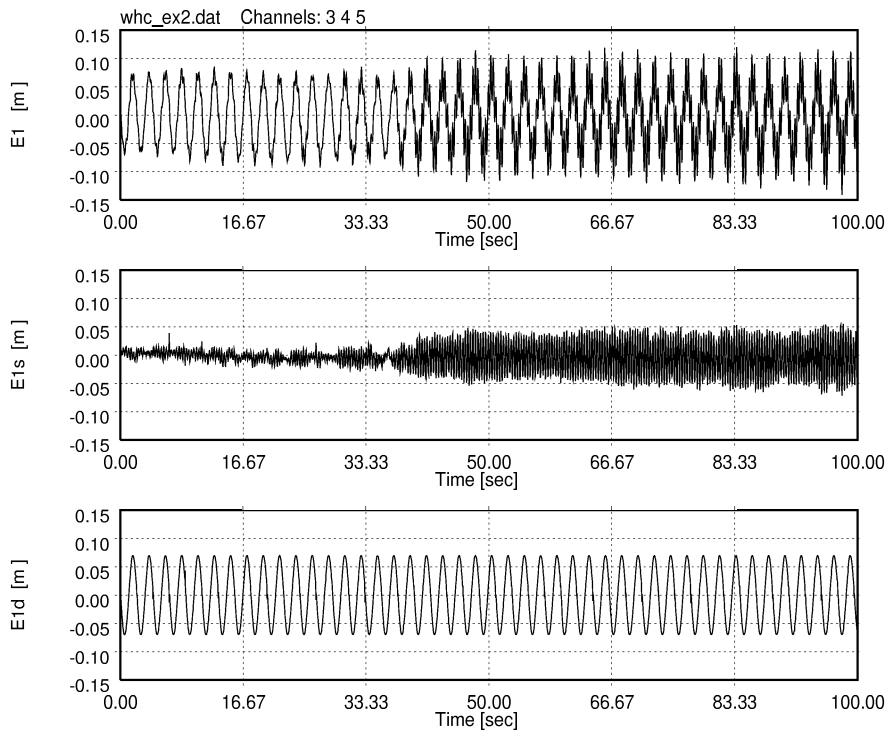
I denne måling kører exciteren med et omdrejningstal svarende til kantegefre-

kvensen + 1P og der er monteret 5 skiver, svarende til en roterende kraft på cirka 19 kN. Exciteren kører mod uret set oppefra. I denne måling var vindhastigheden ca. 7 m/s.

Udgangspunktet for analysen er tre målte kantmomenter, Figur 3.

De tre rodmomenter omregnes fra voltsignaler til udbøjninger i m vha. dels en kalibrering mod estimeret tyngdemoment, dels en estimeret sammenhæng imellem moment og tipudbøjning.

Herefter fratrækkes det periodiske tyngdebidrag til kantudbøjningerne. Dette er illustreret i Figur 4.



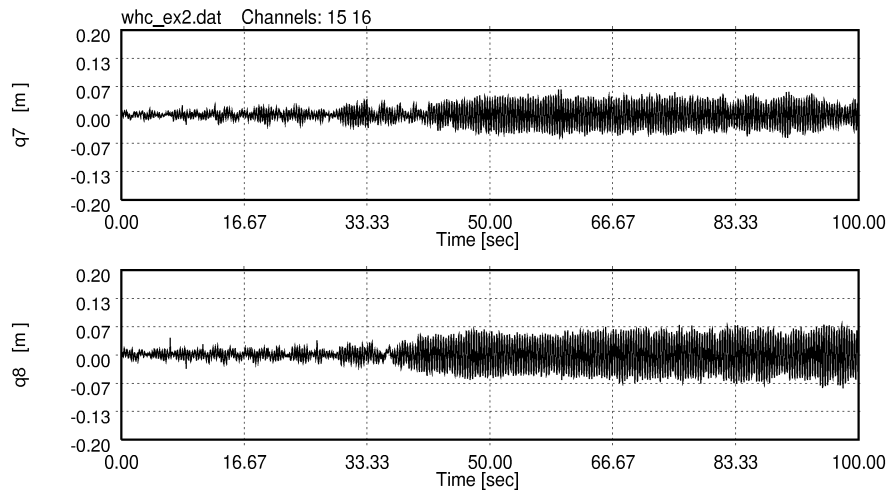
Figur 4. Beregnet kantvis udbøjning fra målingen excit2. Total signal, signal uden tyngdebidrag samt tyngdebidrag alene.

Kantudbøjningerne uden tyngdebidrag antages nu at komme alene fra svingninger på kantegefrekvensen. Dermed kan de tre udbøjningsandele nu omregnes til de to normalkoordinater, $q_7(t)$ og $q_8(t)$ (se (5)). Et eksempel på dette er illustreret i Figur 5.

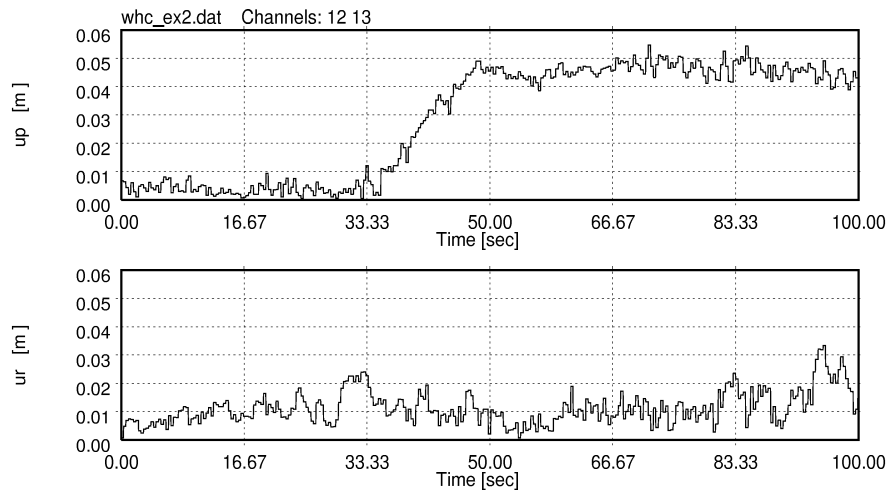
Tidsserien for de to normalkoordinater opdeles nu i intervaller svarende til en periodetid for en kantsvingning. For hvert interval bestemmes hhv. amplitude og fase ved hjælp af Fourierudvikling, og dermed kan amplituden og fasen af de to hvirvlingskomponenter findes ((8) og (9)).

De beregnede hvirvlingsamplituder fra målingen excit2 er vist i Figur 6.

Som det ses opnås der en god excitation af netop den forlæns hvirvlingskomponent ved excitation med et omdrejningstal på kantegefrekvensen + 1P.

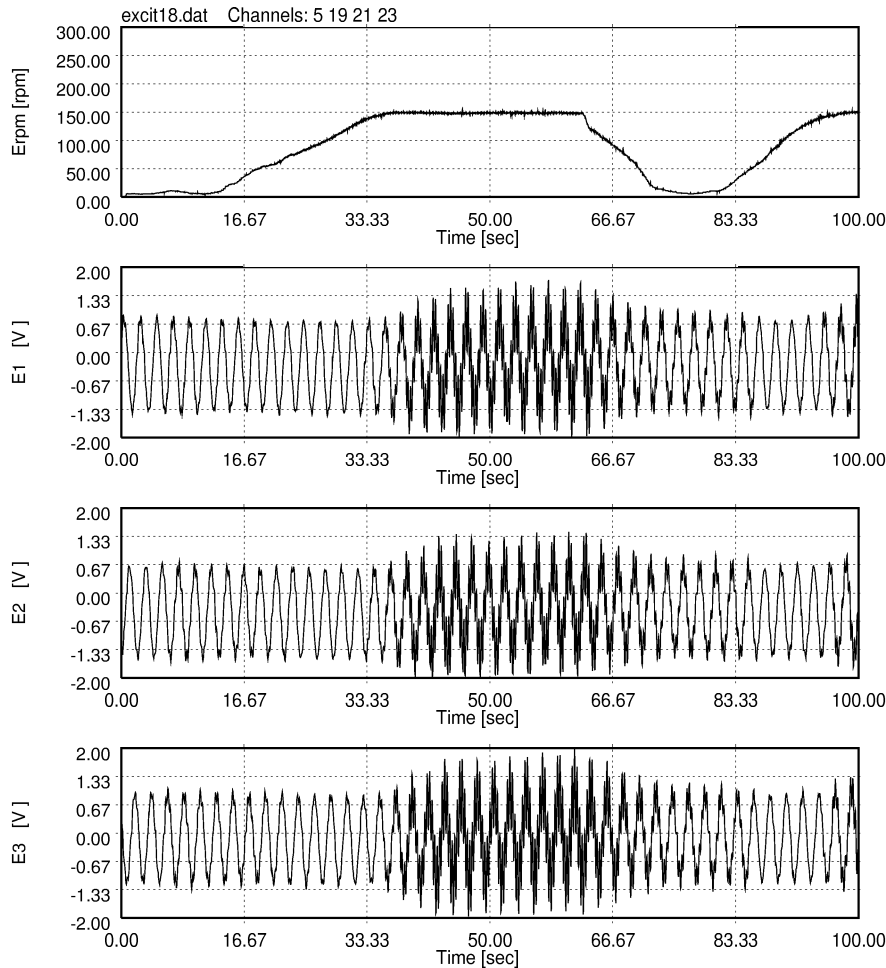


Figur 5. Beregnede normalkoordinater fra målingen excit2.



Figur 6. Beregnede hvirvlingsamplituder fra målingen excit2. u_p er forlæns og u_r er baglæns.

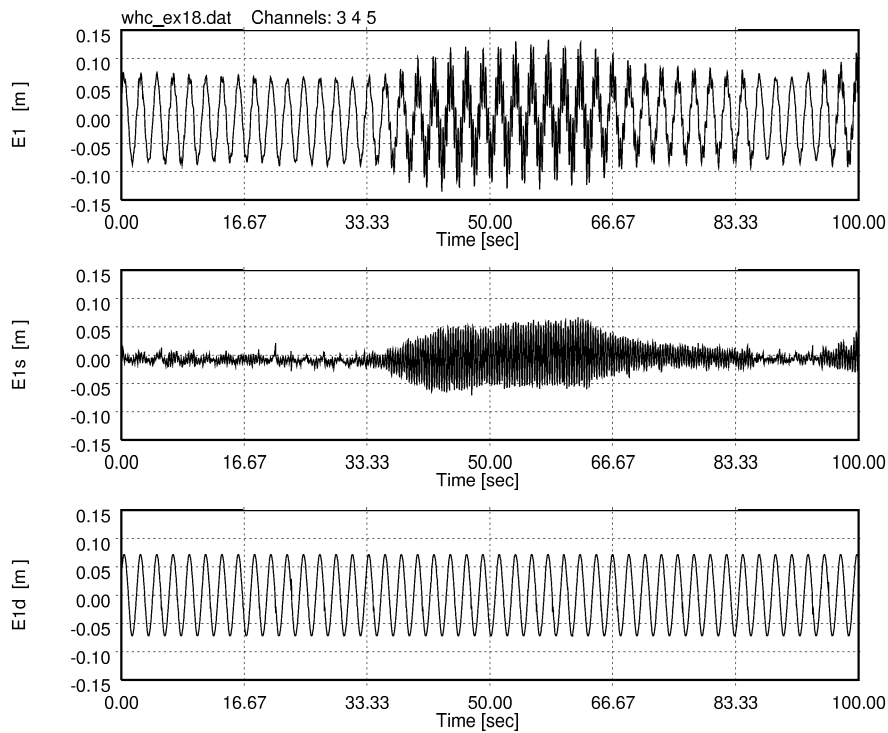
Hernæst analyseres målingen *excit18*. I denne måling kører exciteren med et omdrejningstal svarende til kantegefrekvensen – 1P og der er monteret 7 skiver, svarende til en roterende kraft på cirka 14 kN. Exciteren kører med uret set oppefra og i denne måling var vindhastigheden også ca. 7 m/s. Der vises i Figur 7 et udsnit fra målingen *excit2* på 100 sekunder og exciteren kører med et omdrejningstal svarende til kantegefrekvensen – 1P fra $t=40$ s. Exciteren stopper til $t=63$ s og i sidste del af udsnittet er exciteren ved at starte igen.



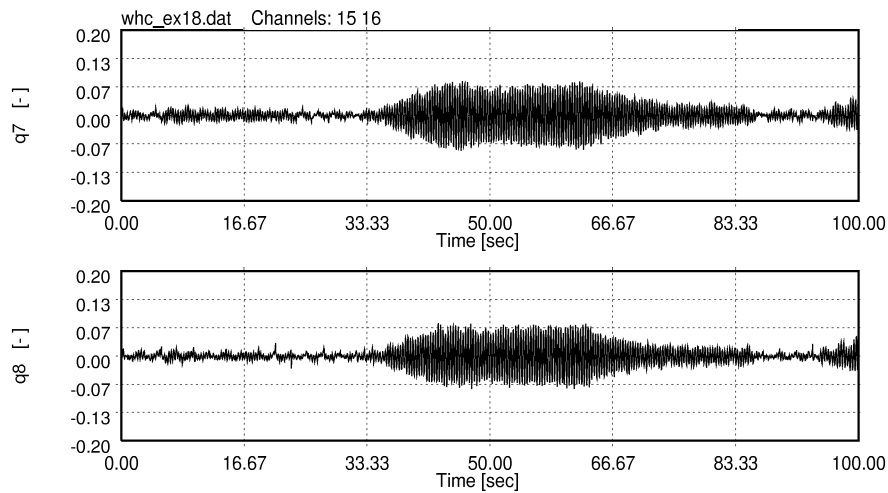
Figur 7. Omdrejningshastighed på exciter og tre målte kantvise rodmomenter fra målingen *excit18*.

Til sammenligning med målingen ved forlæns excitation, er hhv. kantsignalet uden tyngdebidrag og de beregnede normalkoordinater illustreret i Figurerne 8 og 9. Disse resultater kan direkte sammenlignes med Figurerne 4 og 5, og dette viser blandt andet en svag stigning i normalkoordinaternes amplitude ved baglæns hvirvling.

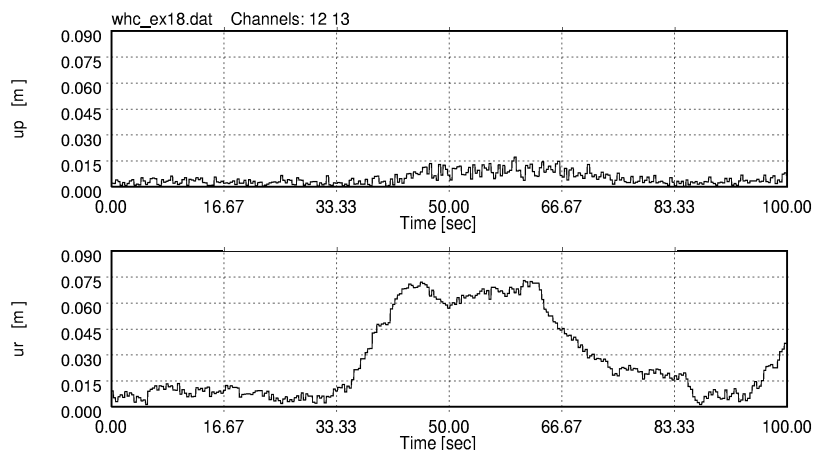
De beregnede hvirvlingsamplituder fra målingen *excit18* er vist i Figur 10.



Figur 8. Beregnede kantvis udbøjning fra målingen excit18. Total signal, signal uden tyngdebidrag samt tyngdebidrag alene.

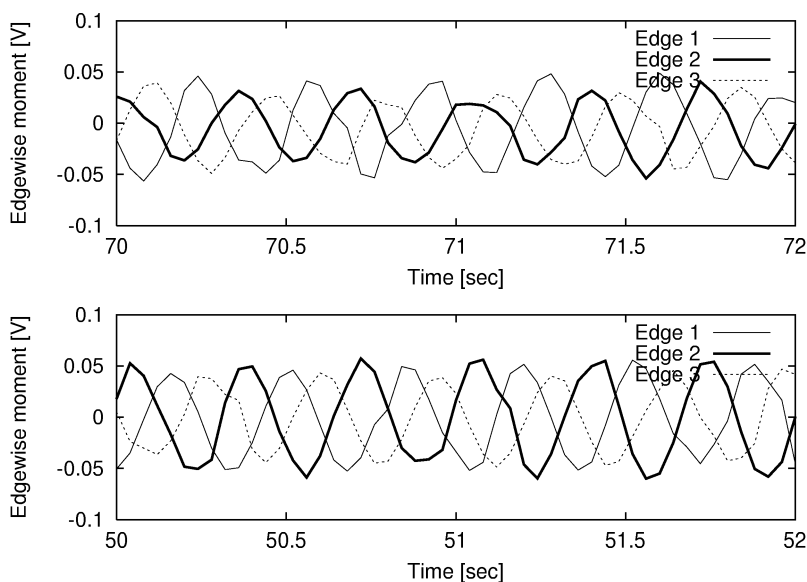


Figur 9. Beregnede normalkoordinater fra målingen excit18.



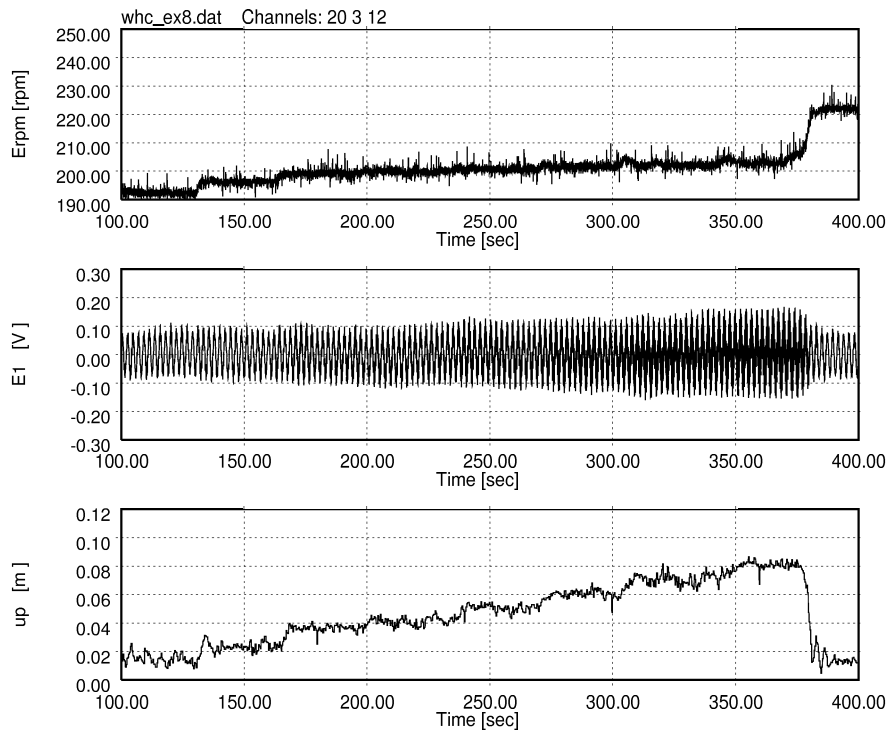
Figur 10. Beregnede hvirlingsamplituder fra målingen excit18. u_p er forlæns og u_r er baglæns.

Som det ses opnås der i denne måling en god excitation af den baglæns hvirlingskomponent ved excitation med et omdrejningstal på kantegefrekvensen – 1P. Sammenlignes den forlæns hvirvling fra Figur 6 med den baglæns hvirvling fra Figur 10 ses det, at den opnåede amplitude ved baglæns excitation er større end den amplitude der opnås ved forlæns excitation – på trods af at kraften er mindre (ca. 14 kN sammenlignet med ca. 19 kN). Dette skyldes – som det senere vises – at dæmpningen for de to hvirlingsformer ikke er ens. For at illustrere hvirvlingerne yderligere, er der i Figur 11 vist et kort udsnit af de tre kantsignaler uden tyngdebidrag for de to målinger excit2 og excit18. Her kan det ses, at forskellen imellem forlæns hvirvling og baglæns hvirvling netop er den tidslige rækkefølge af de tre kantsmomenters bidrag i kantsvingningen.



Figur 11. Udsnit af de målte kantvise signalers svingningsdel (uden tyngde). Øverst målingen excit2, hvor excitationen er forlæns, nederst målingen excit18, hvor excitationen er baglæns.

For at opnå en optimal excitation er det nødvendigt at excitationens frekvens præcist svarer til kantfrekvensen $+1P$ eller kantfrekvensen $-1P$. Dette er illustreret i Figur 12, som er fra målingen excit8. I denne måling er exciterens omdrejningstal varieret svagt omkring kantfrekvensen $+1P$, og den beregnede hvirlingsamplitude viser, at selv en ganske lille ændring af excitationens frekvens resulterer i en stor variation i hvirlingsamplitude. Er excitationens frekvens f.eks. 3% for lille bliver hvirlingsamplituden kun halvdelen af det mulige.



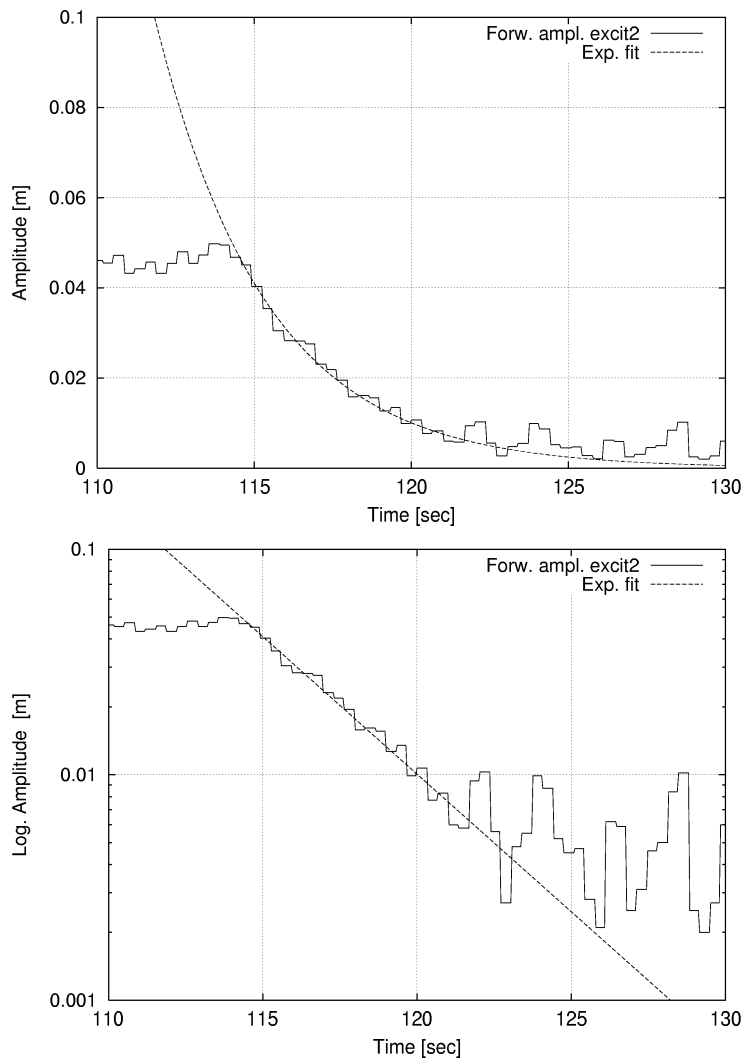
Figur 12. Målt exciteromdrejningshastighed, kantmoment og beregnet forlæns hvirlingsamplitude. Måling excit8.

5 Bestemmelse af dæmpning ved hjælp af hvirvlingsanalyse

I det forrige afsnit blev vist, at det med den udviklede exciter er muligt at excitere de to lokale bladhvirvlinger hver for sig. For at bestemme dæmpningen for disse stoppes exciteren og dermed excitationen af kantsvingningerne. Ved at bestemme 'udklingningen' af hvirvlingsamplituderne er det muligt at opnå et bud på den totale dæmpning i hvirvlingen og dermed for kantsvingninger.

Hvirvlingsamplituderne er netop amplituderne i en svingning med kantegenfrekvensen $f_e = \omega_e/2\pi$ og den totale effektive dæmpning δ_t kan – forudsat lav dæmpning – bestemmes ved at fitte til en exponentialfunktion af formen $a \exp(-\delta_t f_e t)$. Dette er illustreret i Figur 13, hvor det første stop af exciteren fra målingen excit2 er illustreret. Kurvetilpasningen er foretaget i tidsintervallet 114.5 s til 122.5 s og der er benyttet en χ^2 -metode til at estimere parametrene. For det viste eksempel er $a = 0.0499$ og $\delta_t = 0.095$.

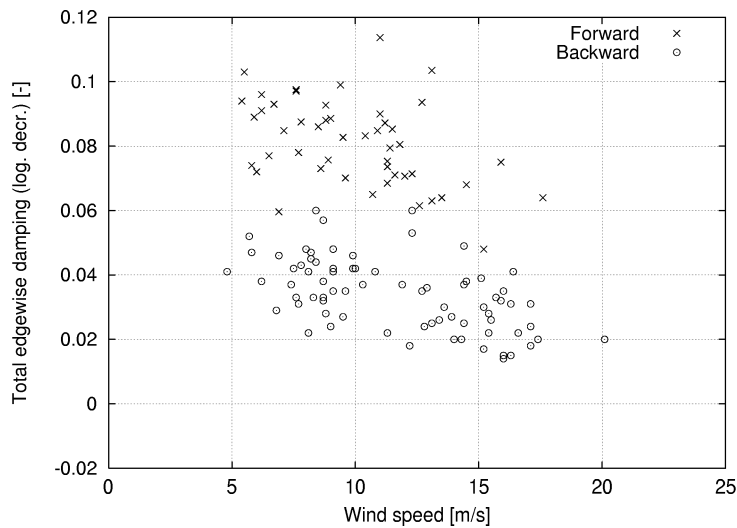
Da vinden – og dermed den aerodynamiske dæmpning – ændres af turbulensen igennem de målte tidsserier er det nødvendigt at foretage en midling over flere udklingninger.



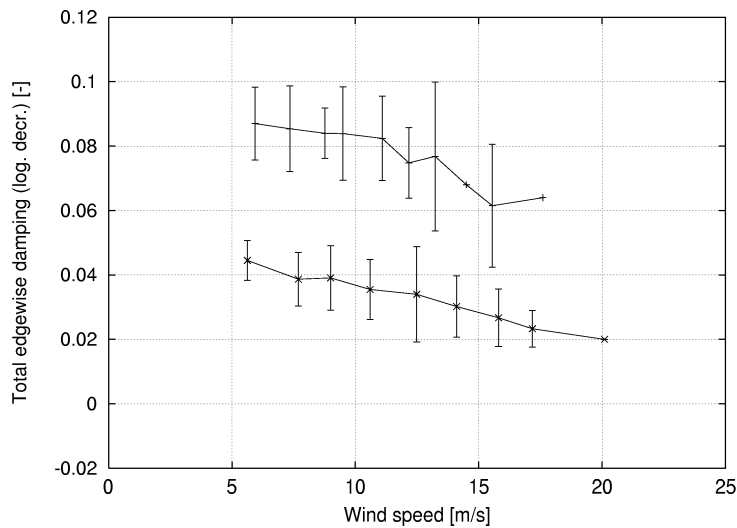
Figur 13. Fitning af hvirvlingsudklingning til exponentialfunktion.

6 Kortlægning af dæmpning for Bonus 600 kW/LM19.1

På baggrund af de foretagne målinger, er det muligt at kortlægge den effektive dæmpning af kantsvingninger for Bonus møllen. For samtlige målinger er alle stop af exciteren analyseret som illustreret i forrige afsnit, og resultaterne er vist i Figurerne 14 og 15.



Figur 14. Total dæmpning for alle exciterstop.



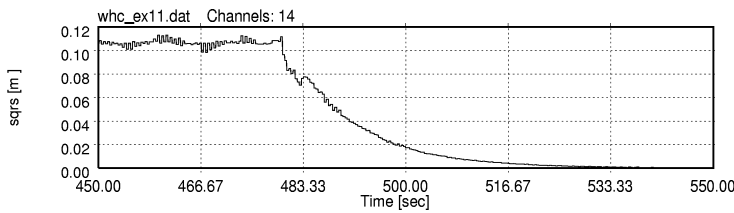
Figur 15. Total dæmpning for alle exciterstop. Middelværdier af binnede data samt middelværdi \pm én standardafvigelse er vist.

Fra Figur 14 ses en stor variation i de fastlagte effektive dæmpninger. Forskellen imellem forlæns og baglæns hvirvling er dog signifikant. Samtidig kan det ses, at dæmpningen er positiv for alle vindhastigheder, hvilket blandt andet skyldes, at vingerne som nævnt er monteret med 4 kantlister.

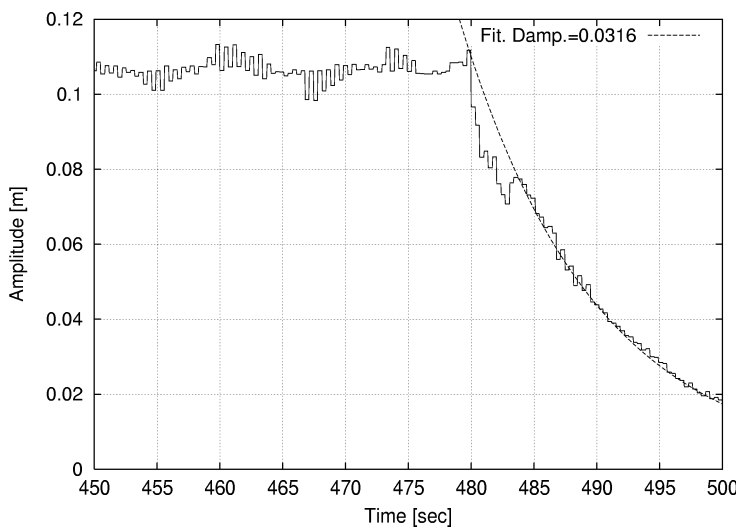
Dæmpningsbestemmelsen foretages i et tidsrum (typisk 5-10 sekunder), hvor driftsforholdene varierer en smule, og disse beskrives alene ved den målte vindhastighed på møllens nacelle. Dette bidrager til den variation, der er i resultaterne. Derudover har valget af tidsperiode for det eksponentielle fit indflydelse på de bestemte dæmpningsværdier, se Figur 13. De viste resultater er som nævnt den totale effektive dæmpning, dvs. bidrag fra både aerodynamik og fra strukturdæmpning.

Ved målingen excit11 er der foretaget en excitation af en række af møllens egenfrekvenser, blandt andet den kantvise egenfrekvens. Denne måling kan benyttes til at bestemme den strukturelle vingedæmpning, idet møllen har stået stille under målingen og der dermed ikke har været væsentlige aerodynamiske laster.

Den beregnede totale hvirvlingsamplitude ($\sqrt{u_p^2 + u_r^2}$) er vist i Figur 16 og fittet til exponentialfunktionen er vist i Figur 17. Den beregnede dæmpning er 3.16% hvilket stemmer godt overens med den forventede værdi fra Bonus og LM. Forskellen imellem de bestemte effektive dæmpninger og denne værdi kan antages at være den aerodynamiske dæmpning.



Figur 16. Hvirvlingsamplitude fra målingen excit11.

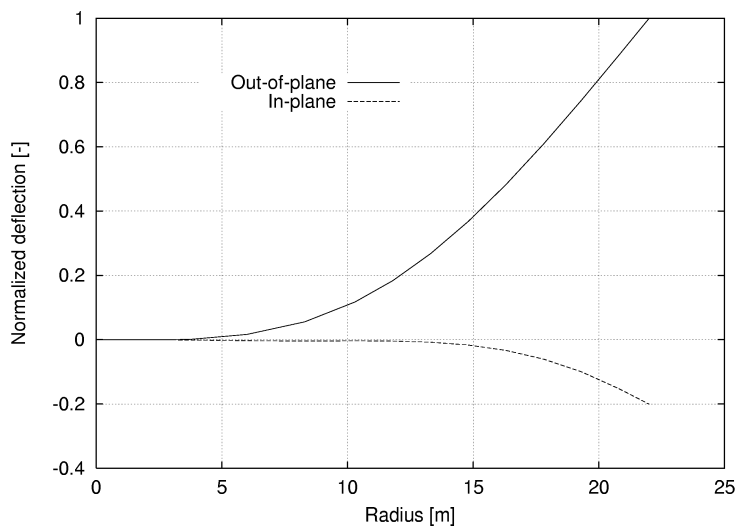


Figur 17. Fitning af hvirvlingsudklingning til exponentialfunktion for måling under stilstand.

7 Sammenligning med aeroelastiske beregninger

Dæmpningen for kantsvingninger kan beregnes på flere måder ved hjælp af aeroelastiske modeller, hvilket illustreres i dette afsnit og resultaterne sammenlignes med de eksperimentelt bestemte dæmpningsværdier. Alle resultater vist i afsnittet er beregnet med HawC modellen [2].

Den enkleste metode til bestemmelse af aerodynamisk dæmpning for kantsvingninger er en kvasi-stationær beregning af dæmpning ud fra profilkarakteristiker i et givet driftspunkt (lineariseret metode). De enkelte vingetværsnits bidrag til dæmpningen beregnes og vægtes med vingens svingningsform for at bestemme modal dæmpningen. Et eksempel på en beregnet svingningsform for LM19.1 vingen er illustreret i Figur 18.

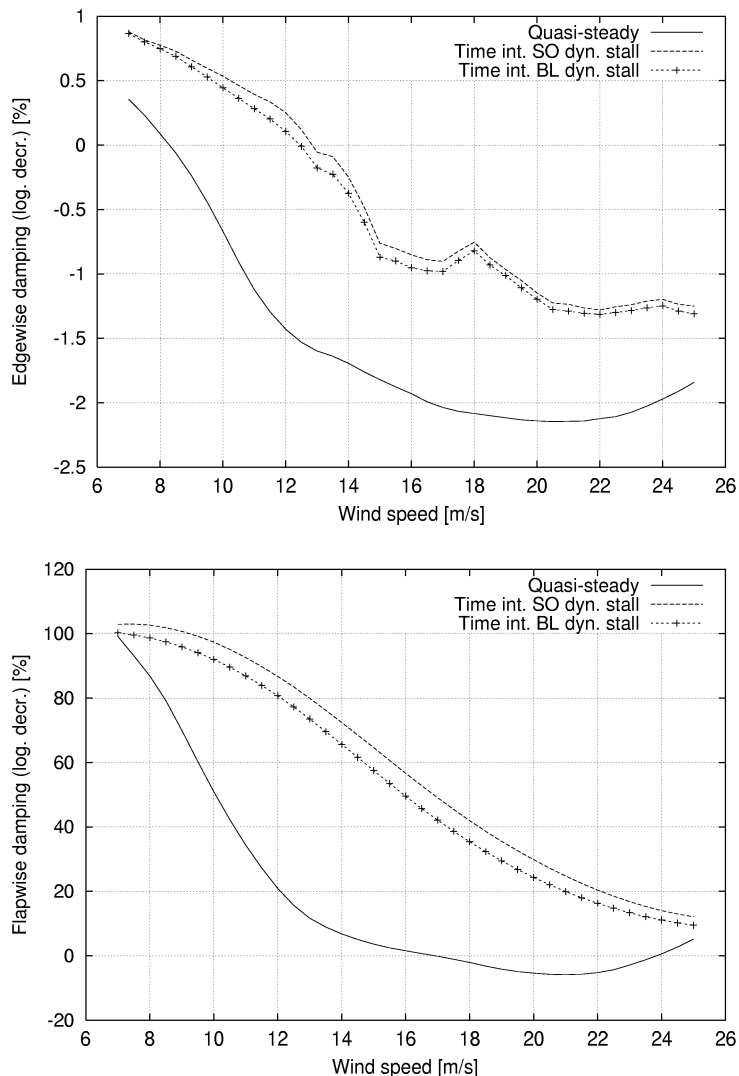


Figur 18. Benyttet modalform til dæmpningsberegningerne i kantvis retning.

Denne metode giver ikke mulighed for at medtage de instationære aerodynamiske effekter, der opstår, når indfaldsvinklen ændres hurtigt. De to væsentligste instationære effekter er dels, at der afkastes hvirvler fra bagkanten af profilet, når den bundne cirkulation omkring profilet ændres og dels, at der optræder en tidsforsinkelse i separationen af grænselaget, når indfaldsvinklen er høj. Effekten fra de afkastede hvirvler optræder i hele driftsområdet, mens den anden effekt (dynamisk stall) kun ses ved høje vindhastigheder, når vingen begynder at stalle. For at medregne disse er det nødvendigt at benytte en tidsintegrationsmetode til beregning af de aerodynamiske kræfters arbejde ved en tvungen svingning af en enkelt vinge (ikke-lineær metode).

Både den kvasi-stationære metode og tidsintegrationsmetoden er i detaljer beskrevet i [4]. Resultater fra begge metoder er illustreret i Figur 19 for LM19.1 vingen ved en tvungen svingning i kantvis og flapvis retning. I tidsintegrationsmetoden er benyttet to forskellige modeller for dynamisk stall. Disse er henholdsvis Øye-modellen [7] og Beddoes-Leishman modellen [4]. Begge de ovennævnte

instationære effekter modelleres med Beddoes-Leishman modellen, som er implementeret i HawC, mens Øye-modellen kun medtager forsinkelse i grænselags-separationen. Endvidere er der den forskel, at der i Beddoes-Leishman modellen også medtages hysteresis på modstandskoefficienten, hvor dette ikke er tilfældet i Øye-modellen.



Figur 19. Beregnet aerodynamisk dæmpning for svingning af én vinge i kantvis og flapvis retning. Kvasi-stationær beregning og tids-integration vha. to forskellige modeller for dynamisk stall (Øye SO og Beddoes-Leishman BL).

Sammenligningen viser en væsentlig forskel på den kvasi-stationære beregning og de to tidsintegrationsberegninger, hvilket betyder, at de instationære effekter er væsentlige for den aerodynamiske dæmpning i både kantvis og flapvis retning. Der er endvidere ingen markant forskel på, om den ene eller den anden dynamiske stallmodel benyttes.

Beregninger som disse er meget nyttige til at vurdere risikoen for lave aerodynamiske dæmpninger og dermed risikoen for f.eks. kantsvingninger. For at kunne sammenligne med de målte dæmpninger er det dog nødvendigt at medtage hele møllens dynamiske opførsel, det vil sige at foretage en fuld aeroelastisk modelle-

ring. Dermed medtages effekten af flapvise bevægelser for den kantvise dæmpning.

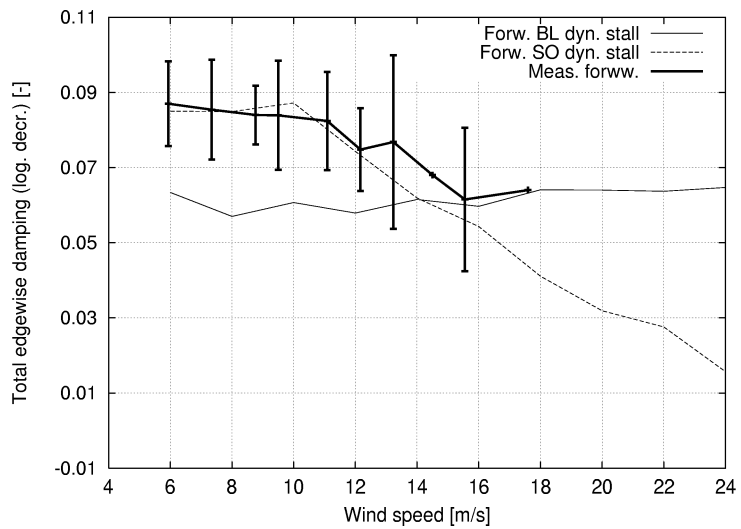
Til at bestemme dæmpning for kantsvingninger fra en aeroelastisk modellering af en hel mølle, kan benyttes præcist den samme metode som benyttet i eksperimenterne. I maskinkabinen (alternativt navet) påsættes en roterende kraft, som exciterer enten den forlæns hvirvling eller den baglæns hvirvling. Efterfølgende analyseres de beregnede kantvise momenter ved hjælp af hvirvlingsanalyse og dæmpningen bestemmes som udklingning af hvirvlingsamplituderne. Fordelen ved denne metode er, at det dermed er muligt at undersøge forlæns hvirvling og baglæns hvirvling hver for sig.

Resultater fra sådanne beregninger er sammenlignet med målinger i Figurerne 20 og 21. Der er ikke foretaget nogen tilpasning af de aerodynamiske modelforudsætningerne (f.eks. profildata) ud fra målingerne. Den strukturelle dæmpning er justeret til 3.2%, hvilket svarer til den målte værdi.

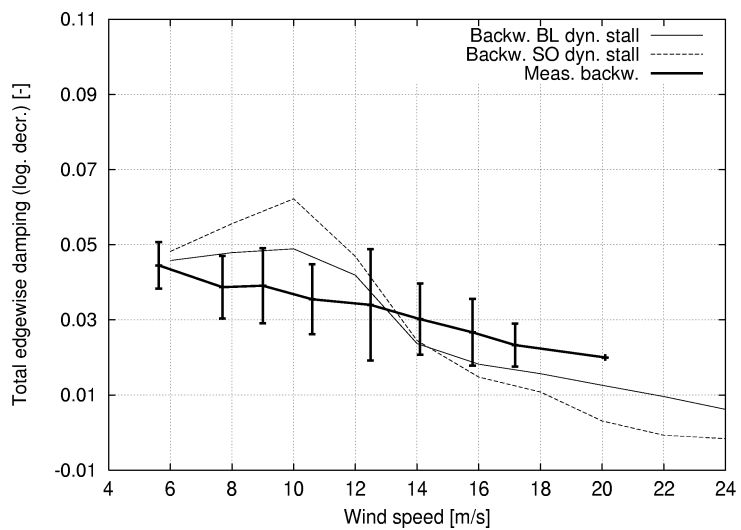
Igen er der regnet med to forskellige dynamiske stallmodeller, og nu kan det ses, at der specielt for den baglæns hvirvling er en markant forskel i dæmpning.

Det er generelt for både den forlæns og den baglæns hvirvling, at beregninger med Beddoes-Leishman modellen (BL) giver en lavere dæmpning ved vindhastigheder under stall og en højere dæmpning ved vindhastigheder over stall. Dette forklares ved at Beddoes-Leishman modellen, som før nævnt, medtager effekten af de afkastede hvirvler, som netop reducerer den aerodynamiske dæmpning under stall.

Som nævnt er der ikke foretaget en vurdering af de benyttede profilkaraktistikker ud fra målingerne. Dette bevirker, at det ikke er muligt at konkludere endeligt på modellernes forudsigtelse af dæmpning. Hvis det havde været muligt at foretage en tilpasning af de aerodynamiske forudsætninger ud fra målte snitmomenter i vingerne og andre middellaster kunne de enkelte vingesnits profilkaraktistika finjusteres og en mere direkte sammenligning være mulig. Der er dog ingen tvivl om at tendensen i de beregnede resultater passer med de målte tendenser, specielt for den baglæns hvirvling, som på grund af det lavere niveau er den i praksis mest betydningsfulde svingningsform.



Figur 20. Sammenligning af beregnet total kantvis dæmpning vha. exciter i aeroelastiske modeller med målinger. Forlæns hvirvling.



Figur 21. Sammenligning af beregnet total kantvis dæmpning vha. exciter i aeroelastiske modeller med målinger. Baglæns hvirvling.

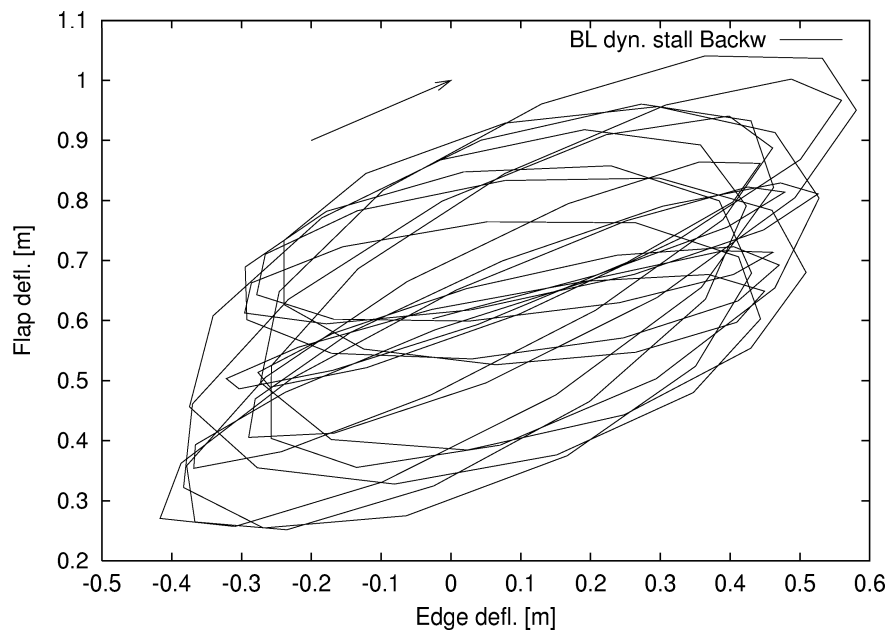
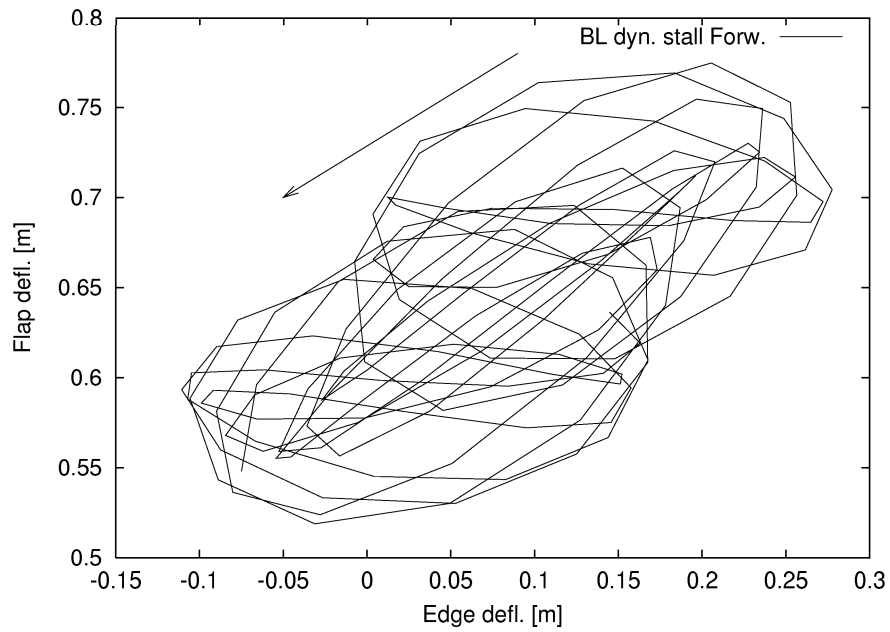
For at undersøge forskellen på den beregnede dæmpning af den forlæns hvirvling ved høje vindhastigheder ved de to forskellige stallmodeller undersøges nu dels vingernes bevægelse i de to forskellige hvirvlinger, dels de dynamiske profildata under hvirvlingerne.

I Figur 22 er tippens bevægelse ved hhv. forlæns hvirvling og baglæns hvirvling illustreret ved 22 m/s og ved anvendelse af Beddoes-Leishman modellen for dynamisk stall. De tilsvarende kurver for Øye-modellen er illustreret i Figur 23.

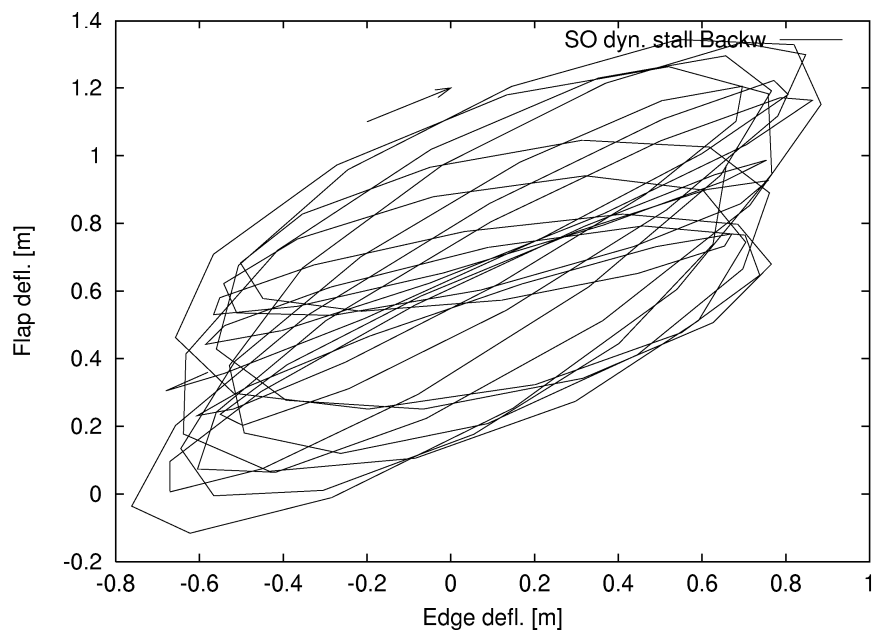
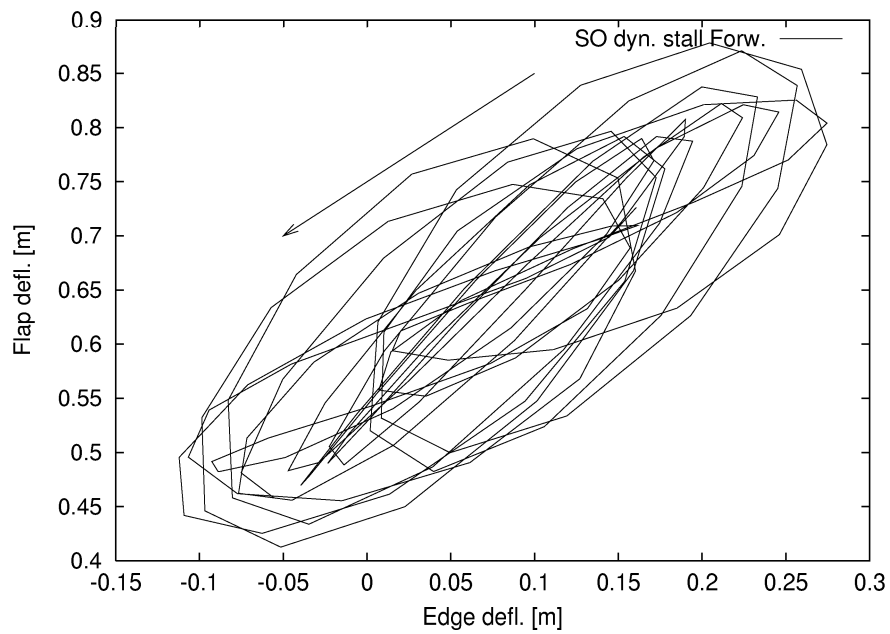
I figurerne er positiv flapvis udbøjning mod tårnet og positiv kantvis udbøjning er i rotorens omløbsretning. Der er optegnet ialt 5 sekunder og den primære bevægelsesretning er indikeret med pile. Det skal bemærkes, at de optegnede bevægelser er i forhold til navet. Til den totale bevægelse af vingerne skal yderligere adderes navets flytning i forhold til jorden.

Karakteren af tippens bevægelse er noget forskellig for forlæns hvirvling for de to stallmodeller, mens bevægelserne for baglæns hvirvling er næsten ens.

Vingens bevægelse forklarer forskellen i dæmpning bestemt ved excitermetoden i forhold til dæmpningen bestemt ved beregning af arbejdet i en tvungen kantvis svingning for et blad, Figur 19. I den tvungne svingning i en modalform bevæger hvert snit i vingen sig lineært i en kombination af i-planet og ud-af-planet bevægelse, hvilket bestemt ikke er tilfældet for excitermetoden (eller vingen i virkeligheden).



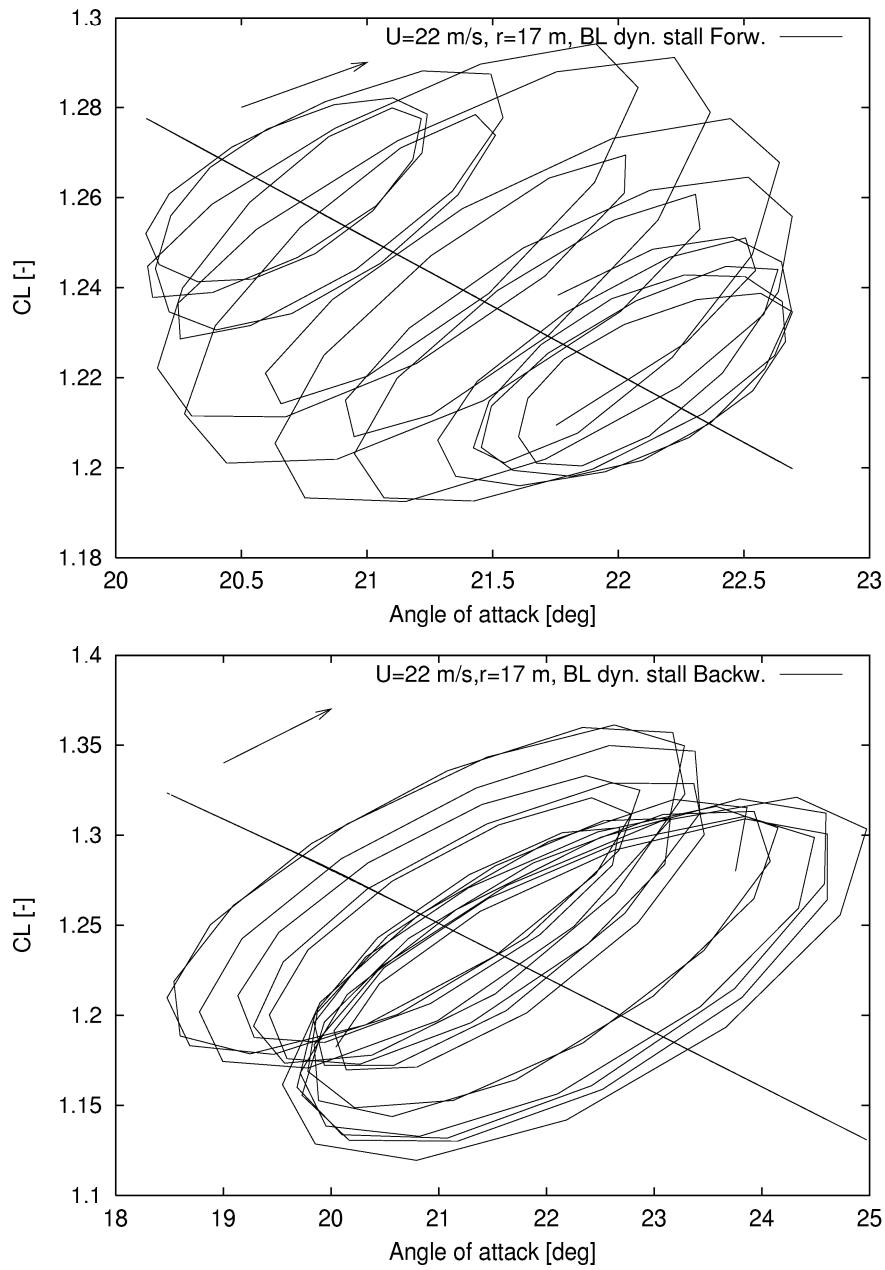
Figur 22. Udbøjning af tippen ved hhv. forlæns og baglæns hvirvling. Beddoes-Leishman dynamisk stall model.



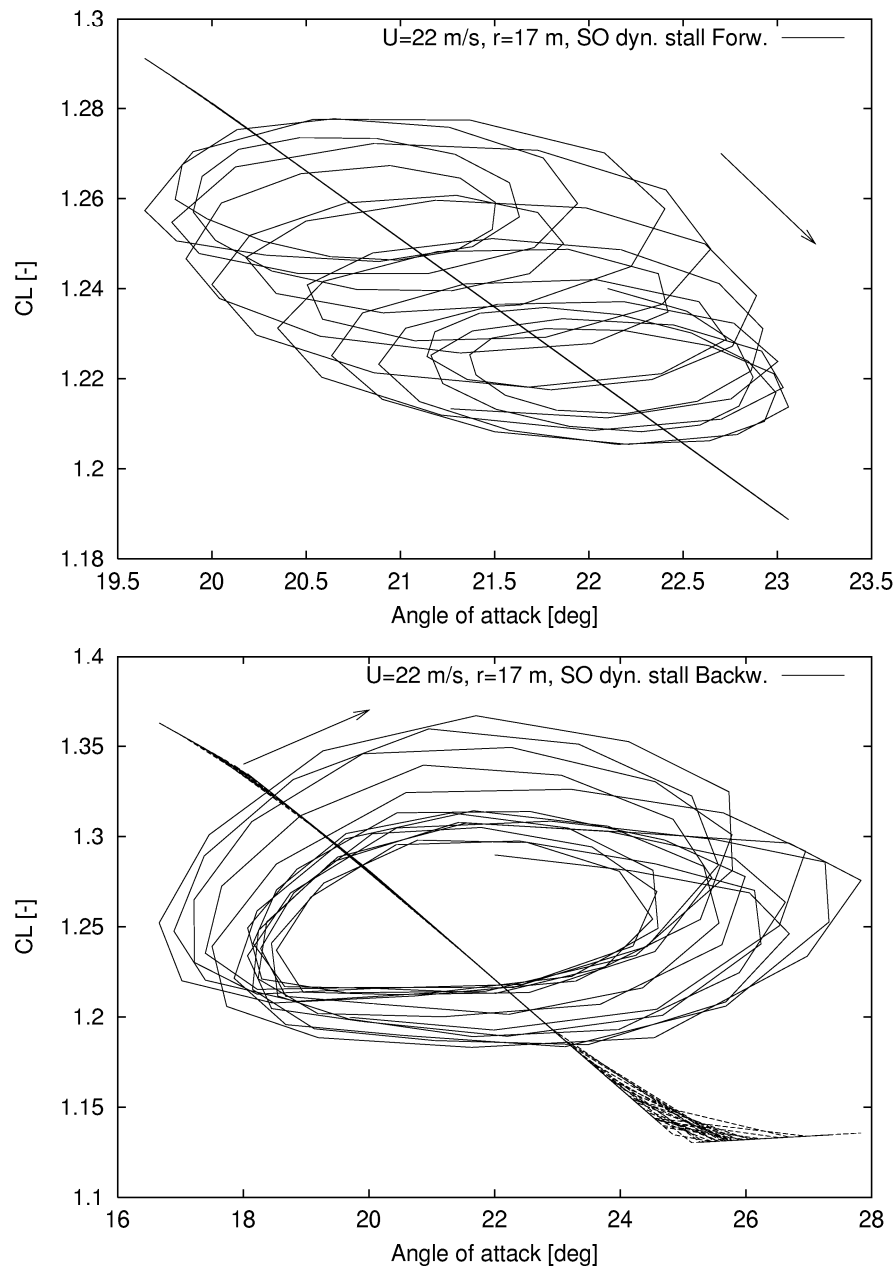
Figur 23. Udbøjning af tippen ved hhv. forlæns og baglæns hvirvling. Øye dynamisk stall model.

I Figurene 24 og 25 er de dynamiske liftkoefficienter ved forlæns og baglæns hvirvling i beregningerne med de to dynamiske stallmodeller optegnet. Igen er vindhastigheden 22 m/s og resultaterne er vist for radius 17 m.

For både den forlæns og den baglæns hvirvling er karakteren af de dynamiske liftkoefficienter meget afhængig af stallmodellen. Den primære parameter af betydning for kantsvingninger er den effektive hældning af de dynamiske loops, og denne er markant forskellig for de to stallmodeller – for både forlæns og baglæns hvirvling. Årsagen til denne forskel formodes at være vingernes bevægelsesform, som påvirker forholdet imellem de enkelte instationære aerodynamiske effekter, og dermed – i de to forskellige stallmodeller – giver anledning til forskellige aerodynamiske kræfter på vingerne.



Figur 24. Dynamisk liftkoefficient ved hhv. forlæns og baglæns hvirvling. Beddoes-Leishman dynamisk stall model.



Figur 25. Dynamisk liftkoefficient ved hhv. forlæns og baglæns hvirvling. Øye dynamisk stall model.

8 Opsummering

Baggrunden for dette arbejde er et ønske om at foretage præcise forudsigelser af risikoen for ustabile kantsvingninger på en vindmølle ved hjælp af aeroelastiske modeller. En sådan forudsigelse er kompliceret, idet mange forskellige aerodynamiske og strukturdynamiske forhold indgår. Samtidig baseres en forudsigelse af risikoen for kantsvingninger på forholdet imellem to næsten lige store men modsat rettede bidrag, den positive strukturelle dæmpning og den (negative) aerodynamiske dæmpning. Det har været formålet med arbejdet at udvikle en metode, der kan benyttes til at bestemme den totale dæmpning for kantsvingninger, og dermed danne grundlag for et mere præcist valg af parametre i aeroelastiske beregninger.

Hovedresultatet af arbejdet er, at der er udviklet en sådan metode. Den benyttede excitationemetode er en roterende arm med en excentrisk masse monteret i møllens maskinkabine. Ved hjælp af metoden er det muligt at excitere kantsvingningerne som lokale bladhvirvlinger, hvilket efterfølgende muliggør en enkel bestemmelse af dæmpningen som udklængningen af disse bladhvirvlingers amplitude, når excitationen stoppes.

Metoden er verificeret på en Bonus mølle med LM19.1 vinger og for denne mølle er der foretaget en kortlægning af den effektive dæmpning for kantsvingninger. Denne kortlægning viser, at dæmpningen for den forlæns hvirvlingskomponent er betydeligt højere end dæmpningen for den baglæns hvirvlingskomponent.

En kvalitativ sammenligning med aeroelastiske beregninger viser, at de målte dæmpningstendenser kan forudsiges. Der er dog ikke i denne sammenligning foretaget en præcis justering af de aerodynamiske forudsætninger, hvilket betyder, at en detaljeret sammenligning ikke kan retfærdiggøres.

De aeroelastiske beregninger er foretaget med to forskellige modeller for dynamisk stall og der er fundet en markant forskel på den beregnede dæmpning for forlæns hvirvling med disse to modeller. Den baglæns hvirvling forudsiges næsten ens med de to modeller, og i praksis er denne hvirvling den vigtigste, idet dæmpningen som nævnt er lavest for baglæns hvirvling. Årsagen til forskellen i beregnet dæmpning for den forlæns hvirvling er, at vingerne under en forlæns hvirvling bevæger sig på en måde, som påvirker forholdet imellem de enkelte instationære aerodynamiske effekter, og dermed – i de to forskellige stallmodeller – giver anledning til forskellige aerodynamiske kræfter på vingerne. I denne undersøgelse er disse forhold ikke undersøgt fuldstændigt.

Perspektivet for den udviklede metode er, at den dels kan være et væsentligt bidrag til verifikation af enkelte parametre i aeroelastiske modeller, dels kan udgøre dokumentation af risikoen for kantsvingninger for en konkret rotor, idet det ved hjælp af metoden er muligt at kortlægge risikoen for kantvise svingninger systematisk.

Litteratur

- [1] Petersen, J. T., F. Rasmussen, K. Thomsen (1994). *Kantsvingninger og rotdynamik*. Risø-I-791(DA). Forskningscenter Risø, Roskilde.
- [2] Petersen, J. T. (1996) The Aeroelastic Code HawC - Model and Comparisons. In proc. of the 28th IEA Expert Meeting 'state of the art of aeroelastic codes'. Lyngby, Danmark.
- [3] Petersen, J. T., K. Thomsen, H. Aa. Madsen (1998). *Kantlister kan kontrollere kantsvingninger*. Resultatblad AED-RB-6. Forskningscenter Risø, Roskilde.
- [4] Petersen, J. T., H. Aa. Madsen, A. Björck, P. Enevoldsen, S. Øye, H. Ganander, D. Winkelaar (1998). *Prediction of Dynamic Loads and Induced Vibrations in Stall*. Risø-R-1045(EN). Forskningscenter Risø, Roskilde.
- [5] Petersen, J. T., K. Thomsen, H. Aa. Madsen. *Local Blade Whirl and Global Rotor Whirl Interaction*. Risø-R-1067(EN). Forskningscenter Risø, Roskilde.
- [6] Thomsen, K., J. T. Petersen, M. Thøgersen (1999). *Vingers svingningsretning er vigtig for kantsvingninger*. Resultatblad AED-RB-8. Forskningscenter risø.
- [7] Øye, S. (1991). Dynamic stall - simulated as time lag of separation. In proc. of the 4th IEA Symposium on the Aerodynamics of Wind Turbines. McAnulty, K. F. (Ed.), Rome, Italy.

Bibliographic Data Sheet**Risø-R-1169(DA)**

Title and author(s)

Experimental investigation of damping for edgewise blade vibrations

Kenneth Thomsen, Jørgen Thirstrup Petersen, Erik Nim (Bonus Energy A/S), Stig Øye (Danmarks Tekniske Universitet), Bernt Pedersen (LM Glasfiber A/S)

ISBN

87-550-2671-0

87-550-2672-9 (Internet)

ISSN

0106-2840

Dept. or group

Wind Energy and Atmospheric Physics

Date

January 2000

Groups own reg. number(s)

1110013-00

Project/contract No.

ENS-1363/98-0006

Pages

73

Tables

1

Illustrations

26

References

7

Abstract (Max. 2000 char.)

The main result of the investigation is a newly developed method to identify the effective damping for the edgewise blade mode shape for wind turbines. The method consists of an exciter mechanism which makes it possible to excite the edgewise blade mode shapes from the wind turbine nacelle and furthermore of an analysis method, which enables a straightforward determination of the damping. The analysis method is based on a local blade whirl description of the edgewise blade vibrations.

The method is verified on a Bonus wind turbine and for this specific turbine the effective damping for edgewise blade vibrations has been determined. The results have been compared with aeroelastic simulations.

The potential of the method is that the results can support the further development of aeroelastic models and fine tuning of parameters of importance of the edgewise blade vibration problem and thus improve the certainty in the predicted risk of vibrations.

Furthermore, the method can be used for experimental investigation of the risk of edgewise blade vibrations for a specific turbine.

Descriptors INIS/EDB

AERODYNAMICS; DAMPING; EXCITATION SYSTEMS; HORIZONTAL AXIS TURBINES; MECHANICAL VIBRATIONS; STALL; TURBINE BLADES

Available on request from:

Information Service Department, Risø National Laboratory

(Afdelingen for Informationservice, Forskningscenter Risø)

P.O. Box 49, DK-4000 Roskilde, Denmark

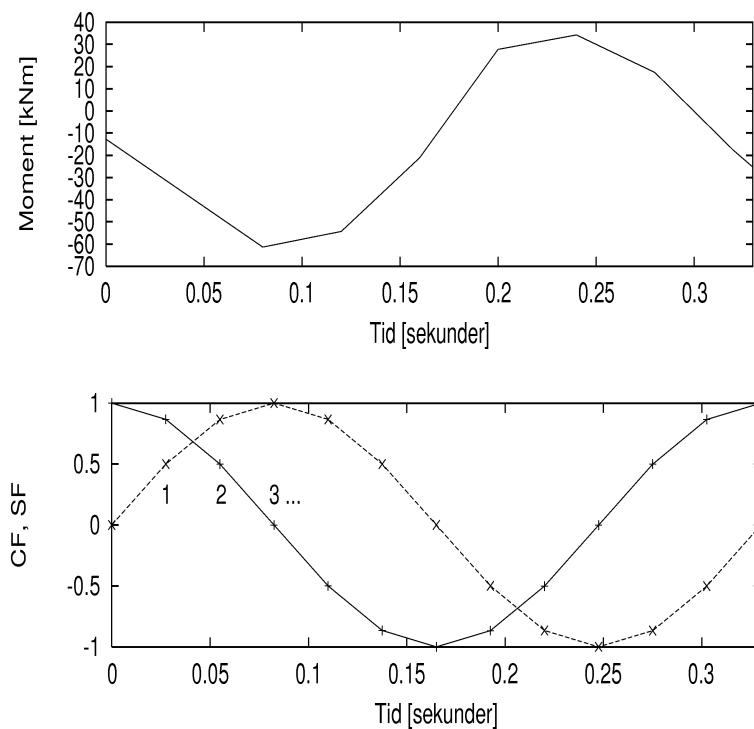
Telephone +45 46 77 40 04 · Telefax +45 46 77 40 13

A Beregning af hvirvlingskomponenter

I dette afsnit angives en alternativ metode til beregning af hvirvlingsamplituderne. Metoden har et andet udgangspunkt end den i afsnit 2 givne metode, men resultaterne er sammenlignelige.

A.1 Vinduesanalyse for given frekvens i tidsserie

Vi ønsker indledningsvis at bestemme øjebliksværdien for svingningsamplituden på en given frekvens (f.eks. kantfrekvensen). Det kan bl.a. gøres med følgende "12 punktsvægtning".



Figur 26. Udsnit af målt kantvis moment (kun bidrag hidrørende fra kantvis frekvens er medtaget). Nederst er de trigonometriske vægtfunktioner illustreret.

Signalet betragtes i et vindue der er en svingningstid T bredt (svarende til den søgte frekvens). I dette interval bestemmes værdien af signalet i de 12 tolvte-delspunkter. Disse signalværdier f_i , $i = 1..12$, vægtes med de viste cosinus- og sinusvægtfunktioner i de 12 punkter:

$$C_i^{VF} = \cos\left(\frac{2\pi}{12}i\right) \quad \text{cosinusvægte} \quad (\text{A.14})$$

og

$$S_i^{VF} = \sin\left(\frac{2\pi}{12}i\right) \quad \text{sinusvægte} \quad (\text{A.15})$$

Disse vægte indeholder kun 7 forskellige tal: $0, \pm 1/2, \pm\sqrt{3}/2$ og ± 1 .

Det søgte frekvensindhold findes nu som:

$$C = \frac{1}{6} \sum_{i=1}^{12} f_i C_i^{VF} \quad \text{cosinuskomponent} \quad (\text{A.16})$$

og

$$S = \frac{1}{6} \sum_{i=1}^{12} f_i S_i^{VF} \quad \text{sinuskomponent} \quad (\text{A.17})$$

Endelig findes amplitude A og fase ϕ :

$$A = \sqrt{C^2 + S^2} \quad (\text{A.18})$$

og

$$\phi = \arctan\left(\frac{S}{C}\right) \quad (\text{A.19})$$

hvor fasen dog har mindre interesse, da den refererer til det øjeblikkelige vindues begyndelsespunkt og derfor ændres med vinduets placering.

Denne '12 punktsmetode' er et slags digitalt filter og svarer til at finde grundtonen med en 12 punkts diskret fouriertransformation. For den søgte frekvens og alle harmoniske inklusive frekvensen 0 giver formlen eksakt det rigtige resultat. På 'skæve' frekvenser giver den en fejl, som er en funktion af frekvensen. Det betyder for kantsvingningsanalysen, at egenvægten giver et fejlbidrag idet dette ligger på frekvensen 0.15-0.2 gange den søgte frekvens. Dette problem løses bedst ved at fjerne egenvægtsmomentet i tidsserien før analysen. En mere 'skarp' filterfunktion kunne givetvis opnås med bredere vinduer, f.eks. $2T$ eller $3T$. Det er også muligt, at flere vægtningspunkter end 12 vil hjælpe.

I praksis er samplingstiden i en målt eller beregnet tidsserie normalt ikke sammenfaldende med den ønskede 12 punkts opløsning. Dette løses ved at finde funktionsværdierne i 12.-dels punkterne ved lineær interpolation.

A.2 Anvendelse på hvirvlingsproblemet

Vi ønsker at bestemme amplituden af de to hvirvlingsformer, hhv. forlæns og baglæns hvirvling. Dette kan nu gøres ved at udstrække vægtningen til alle tre

vingesignaler, idet vægtfaktorerne for vinge 2 og 3 faseforskydes svarende til den søgte svingningsform (j =vingenummer og $i=1..12$ (12.-delspunkt)):

$$C_F^{VF}(i, j) = \cos\left(\frac{2\pi}{12}i - \frac{2\pi}{3}(j-1)\right) \quad (\text{A.20})$$

$$S_F^{VF}(i, j) = \sin\left(\frac{2\pi}{12}i - \frac{2\pi}{3}(j-1)\right) \quad (\text{A.21})$$

$$C_B^{VF}(i, j) = \cos\left(\frac{2\pi}{12}i + \frac{2\pi}{3}(j-1)\right) \quad (\text{A.22})$$

$$S_B^{VF}(i, j) = \sin\left(\frac{2\pi}{12}i + \frac{2\pi}{3}(j-1)\right) \quad (\text{A.23})$$

C^{VF} er cosinuskomponenten af vægtfaktoren, S^{VF} er sinuskomponenten, nedre indeks F svarer til forlæns svingningsform og nedre indeks B svarer til baglæns svingningsform.

Bemærk at vægtfaktorerne for baglæpns hvirvling er de samme som for forlæns hvirvling, når faktorerne for vinge 2 og 3 byttes om.

De søgte hvirvlingsamplituder fås nu som (C for cosinusled, S for sinusled, F for forlæns og B for baglæns):

$$C_F = \frac{1}{18} \sum_{i=1}^{12} \sum_{j=1}^3 f_{i,j} C_F^{VF}(i, j) \quad (\text{A.24})$$

$$S_F = \frac{1}{18} \sum_{i=1}^{12} \sum_{j=1}^3 f_{i,j} S_F^{VF}(i, j) \quad (\text{A.25})$$

$$C_B = \frac{1}{18} \sum_{i=1}^{12} \sum_{j=1}^3 f_{i,j} C_B^{VF}(i, j) \quad (\text{A.26})$$

$$S_B = \frac{1}{18} \sum_{i=1}^{12} \sum_{j=1}^3 f_{i,j} S_B^{VF}(i, j) \quad (\text{A.27})$$

Bemærk at skaleringen af summen nu er $1/18$, da der summeres over tre vinger og resultatet skal give 1 ved en fælles amplitude på 1.

Endelig fås de søgte hvirvlingsamplituder som:

$$A_F = \sqrt{C_F^2 + S_F^2} \quad (\text{A.28})$$

og

$$A_B = \sqrt{C_B^2 + S_B^2} \quad (\text{A.29})$$

B Beskrivelse af møllen

C Oversigt over målinger

Exciter forsøg

Navn	Dato	Beskrivelse	Generator RPM	Skiver	Omløbsretning	Exciter frekvens	Frekvensomformer
Excit1	27.04.1999	Indledende forsøg. Start og stop af exciter	1500	4	Mod uret	Kant + 1P	
Startup1	20.05.1999	Opstart til kalibrering af Mby	0 – 1500	-	-	-	-
Excit2	20.05.1999	Måling af kantvis dæmpning. Ca. 10 start/stop	1500	5	Mod uret	Kant + 1 P	
Excit3	20.05.1999	Måling af kantvis dæmpning. Ca. 10 start/stop	1500	5	Mod uret	Kant + 1 P	
Excit4	20.05.1999	Måling af kantsvingningsamplitude under drift med exciter i ca. 30 min	1500	5	Med uret	Kant + 1 P	
Excit5	20.05.1999	Måling af kantvis dæmpning ved stor exciterbelastning	1500	7	Med uret	Kant – 1 P	31,55 Hz
Excit6	20.05.1999	Måling af kantvis dæmpning ved stor exciterbelastning	1500	7	Med uret	Kant + 1 P	44,5 Hz
Excit7	20.05.1999	Måling af kantvis dæmpning ved stor exciterbelastning	1500	7	Mod uret	Kant + 1 P	44,5 Hz
Excit8	20.05.1999	Måling af kantsvingningsamplitudens afhængighed af exciterfrekvens	1500	7	Mod uret	~Kant + 1 P	40 – 50 Hz
Excit11	20.05.1999	Excitering af samtlige møllens egenfrekvenser	0	7	Mod uret		
Excit13	03.11.1999	Måling af kantvis dæmpning ved lav vind	1500	7	Med uret	Kant – 1P	33,7 Hz
Excit14	03.11.1999	Måling af kantvis dæmpning ved lav vind	1500	5	Med uret	Kant + 1P	45,5 Hz
Excit18	29.11.1999	Måling af kantvis dæmpning ved lav vind	1500	7	Med uret	Kant – 1P	33,7 Hz
Excit21	30.11.1999	Måling af kantvis dæmpning ved høj vind	1500	7	Med uret	Kant – 1P	33,7 Hz
Excit22	30.11.1999	Måling af kantvis dæmpning ved høj vind	1500	7	Med uret	Kant – 1P	33,7 Hz
Excit23	30.11.1999	Måling af kantvis dæmpning ved høj vind	1500	5	Med uret	Kant + 1P	45,5 Hz
Excit24	30.11.1999	Måling af kantvis dæmpning ved høj vind	1500	5	Med uret	Kant + 1P	45,5 Hz

BONUS Energy A/S. 01.12.1999/EN