

Bladhoek geregelde damping van axiale torentrillingen bij windturbines

P. Schaak

Abstract

Er is een generieke werkwijze opgezet voor het ontwerpen van actieve axiale torendemping middels bladhoekverstelling bij naar vaanstand geregelde horizontale as turbines. De werkwijze is geïmplementeerd in ECN's ontwikkelomgeving voor windturbिनeregelingen. De potentie van aldus ontworpen dempende regelingen is aangetoond door het gedrag van een typische multi-megaWatt offshore turbine met dempende regeling te simuleren in de Matlab-omgeving. De weg tot implementatie is nog niet volledig geplaveid; de regeling heeft beproeving in Phatas nog niet doorstaan.

De regeling dempt de eerste axiale torenbuigmode op basis van proportionele snelheidsterugkoppeling plus band pass filtering, zoals voorgesteld in de literatuur. Hieraan toegevoegd is de fuzzy instelling van de dempende regelaar, waarmee het actieve dempen tot de noodzakelijkheid wordt beperkt.

Deze studie heeft aanleiding gegeven te veronderstellen dat de mate waarin axiale torenbuiging optreedt ook in hoge mate wordt bepaald (naast de bekende invloed van structurele - en natuurlijke aërodynamische demping) door de gevoeligheid van de axiaalkracht voor veranderingen in de bladhoek. Mogelijk kan deze hypothese ertoe leiden dat de dempende regeling in de toekomst beter op het van toepassing zijnde proces kan worden afgestemd. Nadere analyse van deze hypothese zou bovendien kunnen uitwijzen dat het zinvol is om de genoemde gevoeligheid bij het aërodynamisch bladontwerp in acht te nemen.

Verantwoording

Het hier beschreven werk is uitgevoerd binnen een project dat mede mogelijk is gemaakt door ondersteuning van het Programma Duurzame Energie in Nederland, dat wordt uitgevoerd door NOVEM in opdracht van het ministerie van Economische Zaken (contractnummer 2020-01-12-10-003).

INHOUDSOPGAVE

1	Introductie	5
2	Literatuur	6
3	Inventarisatie	7
4	Analyse	11
5	Ontwerp	14
6	Verificatie	19
7	Conclusies	22
8	Aanbevelingen	23

1 INTRODUCTIE

Dit rapport beschrijft de in ECN's ontwikkelomgeving opgenomen werkwijze voor torenbuiging dempende regelaars, van toepassing op de axiale beweging van pitch to vane geregelde horizontale as windturbines. De projecttaak waarbinnen deze methode is ontwikkeld, behelst een literatuur onderzoek naar de huidige stand der techniek, het opzetten en verifiëren van de ontwerpmethode en de integratie ervan in ECN's ontwikkelomgeving voor windturbineregelingen [10][11][4].

Door het opschalen van windturbines en de verschuiving naar lokaties met zware (offshore) omgevingscondities, stijgt het belang van actieve reductie van vermoeiingsbelastingen. Het doel van dergelijke regelingen is de levensduur van een windturbine te verlengen, zonder de turbine te verzwaken. Wanneer een turbine gevoelig is voor axiale torenbewegingen, kan de hier beschouwde dempende regeling met dit doel worden ingezet.

In hoofdstuk 2 worden de bevindingen van het literatuuronderzoek beschreven. Hoofdstuk 3 betreft de inventarisatie van het turbinegedrag waartoe de beschouwde ontwerpproblematiek zich beperkt, waarna dit gedrag in hoofdstuk 4 wordt geanalyseerd. De uiteindelijke ontwerpmethode is beschreven in hoofdstuk 5. Ter verificatie van de methode is een met ECN's ontwikkelomgeving ontworpen windturbineregeling getoetst middels simulatie in de Matlab-omgeving (hoofdstuk 6). De simulatie heeft betrekking op een typische multi-megaWatt offshore turbine, geregeld met - en zonder demping van axiale torenbuiging. De conclusies en aanbevelingen die uit dit onderzoek naar voren zijn gekomen zijn samengevat in hoofdstuk 7 en 8.

2 LITERATUUR

De eerste en meest gedetailleerde referentie naar het idee om axiale torentrillingen te dempen middels bladverstelling is van Kos, Patrick en Harner uit 1983 [2]. Hiernaast wordt in handboeken melding gemaakt van de wisselwerking tussen bladhoekregeling en torennodding (bijvoorbeeld [5]) en soms de theorie achter actieve damping van axiale torenbeweging ook beschreven [1]. Een referentie waarin de weg naar ontwerp en implementatie voor een commerciële turbine wordt geplaveid is echter niet gevonden.

In de gevonden referenties voor actieve torendamping in axiaalrichting, wordt gebruik gemaakt van een lineair tweede orde lumped parameter model voor de torenconstructie. Hiermee wordt de overdracht van axiaalkracht F_a naar noddingpositie x_{nd} van de torentop beschreven als:

$$\frac{F_a}{m_t} = \frac{d^2 x_{nd}}{dt^2} + 2\beta_{0t}\omega_{0t} \cdot \frac{dx_{nd}}{dt} + \omega_{0t}^2 \cdot x_{nd} \quad (1)$$

Hierin worden de toreneigenfrequentie en structurele dampingscoëfficiënt respectievelijk gegeven door:

$$\omega_{0t} = \sqrt{\frac{c_t}{m_t}} \quad (2)$$

$$\beta_{0t} = \frac{1}{2\omega_{0t}} \cdot \frac{k_t}{m_t} \quad (3)$$

Het gedrag van het torenmodel wordt bepaald door de torentop equivalente parameters m_t , k_t en c_t , respectievelijk de massa, dampingsconstante en veerconstante.

De beschreven actieve damping poogt in te grijpen op de toreneigenfrequentie (de eerste buigmode van de toren). Het uitgangspunt voor de toegepaste damping is klassieke snelheids terugkoppeling: proportionele feedback van de axiale torentopsnelheid $\dot{x}_{nd}$ naar axiaalkracht F_a . De meest logische realisatie hiervan is een component toe te voegen aan de bladhoekverstelsnelheid, dat proportioneel van de torentopversnelling $\ddot{x}_{nd}$ wordt afgeleid. Dit staat de eenvoudige toepassing van een versnellingsopnemer toe, hoewel de torentopversnelling eventueel ook zou kunnen worden benaderd uit reeds beschikbare meetsignalen (bijvoorbeeld door toepassing van een Kalman filter).

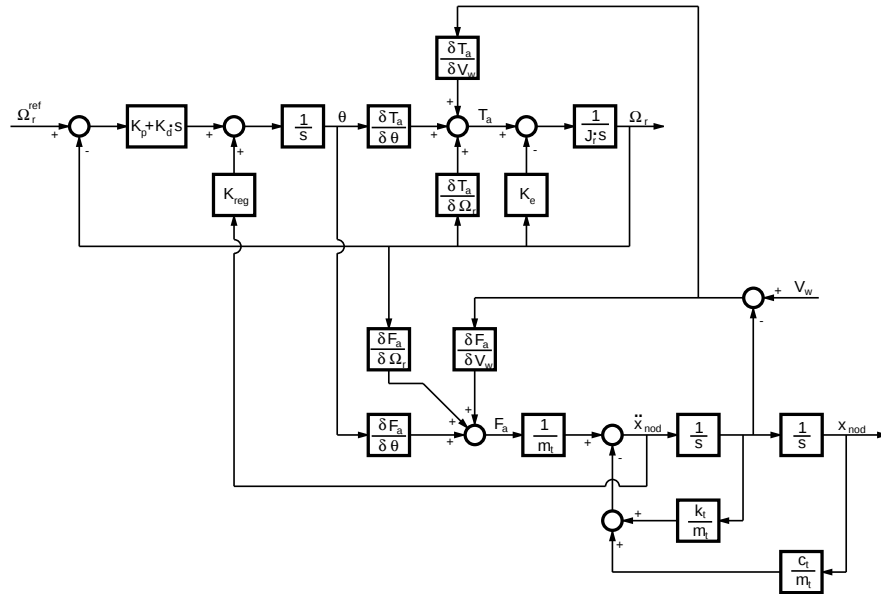
Het is bekend dat de natuurlijke damping van een voor-, achterwaarts bewegende turbine (i.e. $\delta F_a / \delta \dot{x}_{nd}$ t.g.v. het axiaal door luchtstroming bewegen van de rotor) een aanmerkelijke ‘extra’ bijdrage levert aan noddingdamping. De reactie die de rotorsnelheid-bladhoekregeling op deze beweging levert, werkt nodding echter juist enigszins in de hand: door het tegen de windrichting in bewegen van de rotor neemt de ondervonden windsnelheid, en dus de rotorsnelheid, toe. Hierop reageert de bladhoekregeling met een verstelling naar vaanstand, wat de voorwaartse beweging van de rotor vergemakkelijkt. In de literatuur is verder aangemerkt dat er in de dempende lus een zeer waarschijnlijke noodzaak tot Band Pass Filtering is.

Niet aangetroffen zijn ontwerpregels, waarmee op basis van desbetreffende turbine-eigenschappen een robuuste nodding dempende regeling (proportionele feedbackfactor en filtering) kan worden ontworpen die leidt tot gewenst turbinegedrag (zowel betreffende vermogen als structurele belastingen). Aan de niet-lineariteit van het windturbinesysteem is ook geen aandacht besteed.

3 INVENTARISATIE

Bij het ontwikkelen van windturbineregelingen met ECN's ontwikkelomgeving voor windturbineregelingen, wordt rekening gehouden met de noddingleversterking die zou kunnen ontstaan, doordat de bladhoekregeling op de axiaal door de luchtstroom bewegende rotor reageert. Met name met betrekking tot de bladverstelactie die door vooruitkoppeling van de snel reagerende windsnelheidsreconstructie [6] wordt toegevoegd, is het van belang dat 'negatieve demping' wordt voorkomen. Mede doordat hier rekening mee wordt gehouden, kan een eerste inventarisatie naar de mogelijkheden van noddingleversterking worden beperkt tot het analyseren van een sterk vereenvoudigd lineair model.

Het tijdens de inventarisatie gebruikte windturbinemodel, is afgeleid van het in de control tool toegepaste sterk niet-lineaire model van een typische offshore multi-megaWatt turbine [10]. Hiertoe is het model gelineariseerd in een representatief werkpunt en de bladhoekregeling beperkt tot een zuivere PD-regelaar, wat resulteert in het model van figuur 1.



Figuur 1: Blokschema lineaire windturbine met vermogensregeling en actieve demping van axiale torenbewegingen

Rechts onder in de figuur herkennen we het torenmodel van formule 1. De bij deze studie gehanteerde representatieve toren wordt gekarakteriseerd door de volgende waarden:

$$m_t = 265 \cdot 10^3 \text{ kg} \quad (4)$$

$$k_t = 5.9 \frac{kN}{m/s} \quad (5)$$

$$c_t = 1.3 \frac{MN}{m} \quad (6)$$

$$(7)$$

Met de formules 2 en 3 volgt hieruit voor eigenfrequentie en de structurele dampingscoëfficiënt

van de toren:

$$\omega_{0t} \approx 2.2 \frac{\text{rad}}{\text{s}} (\approx 0.35 \text{ Hz}) \quad (8)$$

$$\beta_{0t} \approx 0.005 \quad (9)$$

Verder zien we windsnelheid V_w , aerodynamisch koppel T_a , rotorsnelheid Ω_r , bladhoek Θ , versterkingsfactoren K_p en K_d van de rotorsnelheids-bladhoekregeling (respectievelijk voor een proportionele - en differentiërende actie van rotorsnelheid naar bladhoekverstelsnelheid) en de proportionele nodding dempende versterkingsfactor K_{reg} . Een andere regelparaameter is K_e , waarmee het generatorkoppel voor het desbetreffende werkpunt wordt bepaald. De overige versterkingsfactoren (gevoeligheden van T_a en F_a) representeren de gelineariseerde turbine-eigenschappen.

Daar de door Ω_r gevoede versterkingsfactoren $\delta T_a / \delta \Omega_r - K_e$ en $\delta F_a / \delta \Omega_r$ slechts een zeer kleine invloed hebben op het relevante systeemgedrag, kunnen deze voor de orde-grootte inventarisatie van axiale torendemping gelijk aan nul worden verondersteld.

Voor de overige parameters kiezen we de volgende waarden, overeenkomstig een representatief werkpunt van de typische voorbeeldturbine die we bij deze studie hebben gehanteerd:

$$\frac{\delta T_a}{\delta V_w} = 400 \frac{\text{kNm}}{\text{m/s}} \quad (10)$$

$$\frac{\delta T_a}{\delta \Theta} = -250 \text{ kNm}/^\circ \quad (11)$$

$$\frac{\delta F_a}{\delta V_w} = 25 \frac{\text{kN}}{\text{m/s}} \quad (12)$$

$$\frac{\delta F_a}{\delta \Theta} = -20 \text{ kN}/^\circ \quad (13)$$

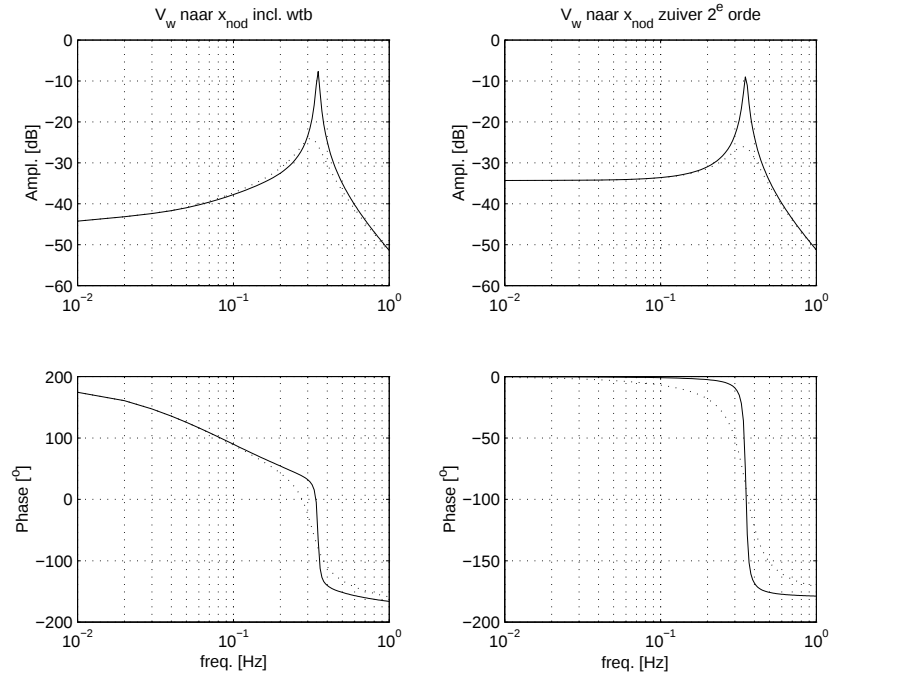
$$K_p = -5 \frac{^\circ/\text{s}}{\text{rad/s}} \quad (14)$$

$$K_d = -65 \frac{^\circ/\text{s}}{\text{rad/s}^2} \quad (15)$$

Om de dempende werking van K_{reg} te analyseren, is het voldoende slechts die lussen te beschouwen, die betrekking hebben op het zuivere tweede orde gedrag van de toren. Dit betekent dat axiale torendemping kan worden bestudeerd aan de hand van het torenmodel van formule 1, met daaraan toegevoegd de terugkoppelpaden met betrekking tot natuurlijke demping en actieve demping: respectievelijk $\frac{-\delta F_a}{\delta V_w}$ en $K_{\text{reg}} \cdot \frac{\delta F_a}{\delta \Theta}$. Hiermee wordt de ‘overall’ dempingscoëfficiënt van de toren:

$$\begin{aligned} \beta_{\text{tot}} &= \beta_{0t} + \frac{1}{2\sqrt{m_t c_t}} \cdot \left\{ \frac{\delta F_a}{\delta V_w} - K_{\text{reg}} \cdot \frac{\delta F_a}{\delta \Theta} \right\} \\ &= \frac{1}{2\sqrt{m_t c_t}} \cdot \left\{ k_t + \frac{\delta F_a}{\delta V_w} - K_{\text{reg}} \cdot \frac{\delta F_a}{\delta \Theta} \right\} \end{aligned} \quad (16)$$

Dat dit voldoende is om het dempen van axiale torenbeweging te bestuderen blijkt uit figuur 2, waarin de overdracht van windsignaal naar axiale torentoppositie middels bodediagrammen is afgebeeld.

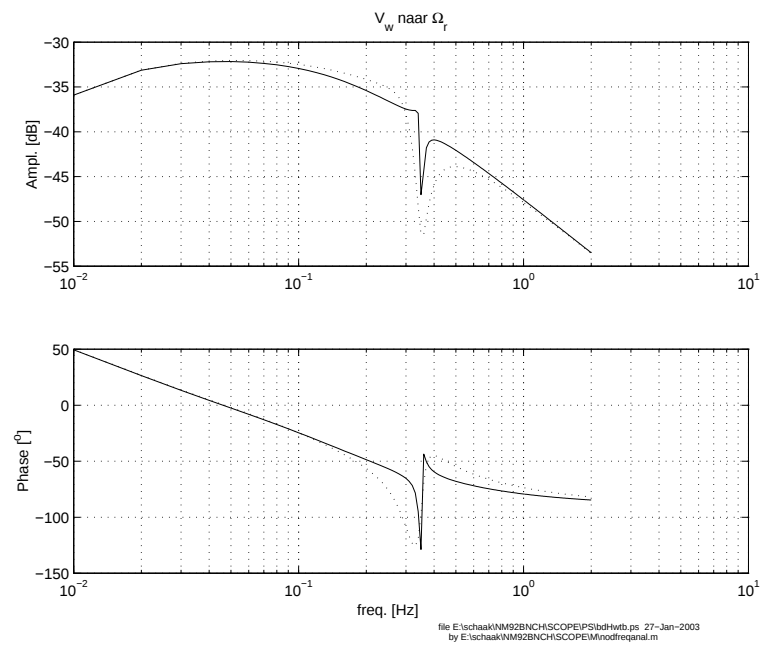


Figuur 2: Overdracht van windsnelheid naar axiale torenbeweging

Aan de linkerkant van de figuur zien we het amplitude- en fasegedrag voor het complete model van figuur 1. De rechterplots tonen dit voor het zuivere tweede orde model, waarin van het turbinegedrag alleen de lussen met natuurlijke - en actieve demping zijn opgenomen. De doorgetrokken lijnen betreffen de situatie dat er geen sprake is van aanvullende actieve demping ($K_{\text{reg}} = 0$); de gestippelde lijnen ontstaan wanneer $K_{\text{reg}} = 10^0 / (m/s)$ (wat een representatieve waarde zal blijken te zijn). In het frequentiegebied waar de aanvullende demping optreedt, zien we slechts een geringe afwijking tussen de 2 modellen. Bij beschouwing van de zuivere tweede orde overdracht wordt de effectiviteit van de actieve dempingsfactor iets overschat en heeft de resonantiefrequentie van de toren een iets te hoge waarde.

In figuur 3 beschouwen we voor dezelfde 2 waarden van K_{reg} het bodediagram van de overdracht van V_w naar Ω_r .

Hieruit blijkt dat het toevoegen van de nodding dempende regellus het turbinemodel buiten de toreneigenfrequentie niet relevant beïnvloedt. We concluderen dat het in eerste instantie volstaat, om actieve demping van axiale torenbewegingen apart van de vermogensregeling te beschouwen.



Figuur 3: Overdracht van windsnelheid naar rotorsnelheid

4 ANALYSE

Bij de analyse van axiale torenbewegingen, hanteren we een aantal karakteristieke gegevens:

- De kritische noddingversnelling $a_{nd,crit}$: de torentopversnelling in axiale richting waar-
bij al het mogelijke in het werk moet worden gesteld de noddingbeweging te onderdruk-
ken, opdat de turbine niet door het beveiligingssysteem wordt afgeschakeld.
- De maximale bladhoekverstelsnelheid $\dot{\Theta}_{max}$: de bladhoekverstelsnelheid die onder nor-
male bedrijfscondities niet mag worden overschreden.
- De in kritieke toestand toegestane bladhoekverstelsnelheid $\dot{\Theta}_{max,crit}$: de bladhoekver-
stelsnelheid die ‘in geval van nood’ wordt toegestaan (bijvoorbeeld wanneer de kritische
noddingversnelling wordt overschreden).

Voor de typische voorbeeldturbine uit het vorige hoofdstuk, zijn de volgende representatieve
waarden van toepassing:

$$a_{nd,crit} = 1 \text{ m/s}^2 \quad (17)$$

$$\dot{\Theta}_{max} = 4 \text{ }^\circ/\text{s} \quad (18)$$

$$\dot{\Theta}_{max,crit} = 10 \text{ }^\circ/\text{s} \quad (19)$$

Zolang de momentane axiale torentopversnelling beneden de drempelwaarde $\ddot{x}_{nd} \leq \xi \cdot a_{nd,crit}$
blijft (met bijvoorbeeld: $\xi = 0.9$), zullen we dempen met in acht name van de begrenzing
van $\dot{\Theta}$ onder normale bedrijfsomstandigheden. Bij sterkere nodding veronderstellen we dat
bladverstelacties tot en met $\dot{\Theta}_{max,crit}$ zijn toegestaan. Hierdoor wordt de maximale waarde van
 K_{reg} beperkt tot:

$$K_{reg} \leq \begin{cases} \frac{\dot{\Theta}_{max}}{\ddot{x}_{nd}} & , \ddot{x}_{nd} \leq \xi \cdot a_{nd,crit} \\ \frac{\dot{\Theta}_{max,crit}}{\ddot{x}_{nd}} & , \ddot{x}_{nd} > \xi \cdot a_{nd,crit} \end{cases} \quad (20)$$

Een ander fenomeen dat de maximale waarde van K_{reg} beperkt, is het gegeven dat het systeem
door het sluiten van de aanvullende dampingslus instabiel zou kunnen worden. Bij de beschou-
wing van een zuivere proportionele snelheidsterugkoppeling op een zuiver lineair tweede orde
model speelt dit geen rol. De werking van de extra lus is dan geconcentreerd rondom de eigen-
frequentie: verhoging van (de positieve) K_{reg} versterkt de demping van het systeem.

Een ander punt is dat het niet wenselijk is dat de actuator (bladverstelmotor) wordt aange-
stuurd met inbegrip van de in de torentopversnellingsmeting (of -reconstructie) aanwezige ho-
gere frequenties (waaronder $3p$). Bovendien blijkt een relatief lage waarde voor K_{reg} al tot een
verslechtering van de vermogensregeling te leiden. Dit laatste wordt veroorzaakt door de on-
gewenste beïnvloeding van de bladverstelsnelheid, welke uit het oogpunt van noddingdamping
niet nodig is. Te weten: bladverstelacties ten gevolge van *i*) geringe axiale verplaatsing rondom
de toreneigenfrequentie en *ii*) de axiale bewegingen wat verder buiten de toreneigenfrequentie.

Het eerste probleem kan worden opgelost door voorwaardelijke inschakeling van het dempingsmechanisme: alleen bij waarneming van aanmerkelijke axiale torenbeweging wordt de dempende lus ingeschakeld. Het tweede probleem is dat de toegevoegde actuatoracties buiten de te dempen frequentieband moeten worden onderdrukt; niet om de demping tot het van toepassing zijnde frequentiegebied te beperken (want dat gebeurt bij een snelheidsterugkoppeling van nature al), maar om de vermogensregeling niet onnodig te verstoren. Het ligt voor de hand dit te willen ondervangen met een band pass filter. Dit gebruikelijk toegepaste ‘notch-principe’ heeft echter een behoorlijke invloed op het fasegedrag van de dempende lus. Bij toepassing van een filter met voldoende onderdrukking beneden en boven de doorlaatband, blijkt (in)stabiliteit wel een issue te worden. De (maximale) waarde van K_{reg} wordt hierdoor verder beperkt en ook beneden de ‘instabiliteitswaarde’ is de faseverdraaiing rondom de toreneigenfrequentie problematisch. Ook als er nog geen instabiliteit optreedt, neemt de dempende werking van de lus af naarmate de faseverdraaiing de terugkoppeling verschuift van ‘proportioneel’ naar ‘differentiërend’ of ‘integrerend’ (ofwel: terugkoppeling van versnelling respectievelijk positie).

Op basis van control-tool simulaties met de gehanteerde typische voorbeeld turbine, lijkt het niet mogelijk een effectief dempende proportionele terugkoppeling te ontwerpen, welke middels een lineair notchfilter tot de band rondom de toreneigenfrequentie wordt beperkt. De faseverdraaiing binnen een dergelijke lus verloopt te sterk binnen de van toepassing zijnde frequentieband, om voor alle van toepassing zijnde frequenties een (bijna) zuivere snelheidsterugkoppeling te realiseren. Een oplossing voor dit probleem is gevonden in het feit dat een aanmerkelijke torentoposcillatie in hoofdzaak betrekking heeft op slechts één frequentiecomponent, welke relatief langzaam verandert. Hierdoor is het mogelijk om on-line te bepalen welke fasecorrectie momentaan moet worden toegepast, om het terugkoppelsignaal een snelheidsterugkoppeling te laten zijn.

We zullen in het volgende hoofdstuk een dempende terugkoppeling ontwerpen, welke afhankelijk van de waargenomen omstandigheden on-line wordt ingesteld. De basis is proportionele terugkoppeling van een bandgefilterd axiaal versnellingssignaal van de torentop. De door het bandfilter geïntroduceerde faseverdraaiing wordt gecorrigeerd op basis van de momentaan overheersende frequentiecomponent: eerst wordt de overheersende frequentie bepaald uit de meest recente trillingsperiode(n) van het noddingsignaal; vervolgens wordt het noddingsignaal zodanig vertraagd aan de terugkoppellus gevoed, dat de overheersende frequentiecomponent ‘proportioneel’ wordt tegengewerkt (in werkelijkheid: wordt tegengewerkt op basis van een halve - of hele trillingsperiode geleden). De terugkoppeling wordt verder nog voorzien van een voorwaardelijke inschakeling: alleen wanneer er sprake is van een aanzienlijke noddingbeweging, wordt dit middels bladhoekverstelling gedempt.

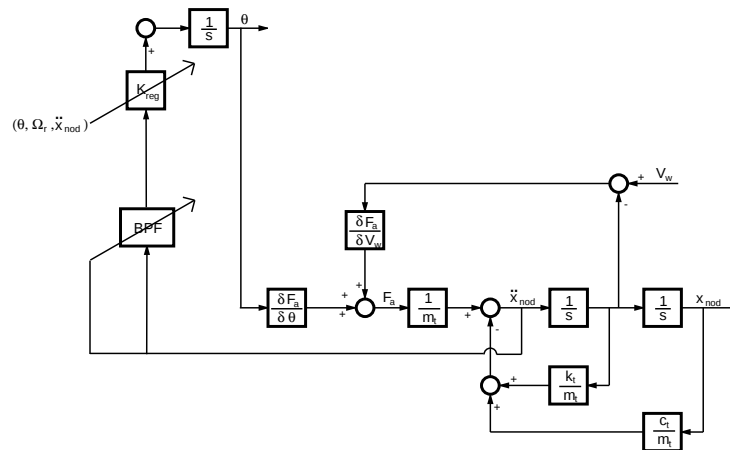
Hiermee realiseren we een ‘quasi-proportionele terugkoppeling’, waarbij de terugkoppelfactor wordt beperkt door de maximaal toegestane bladverstelsnelheid. Met dit kunstmatig proportioneel tegenwerken van de overheersende axiale torentoposcillatie verwachten we geen stabiliteitsproblemen.

Ook wordt er ten gevolge van de dempende regeling geen opbrengstderving verwacht, tenzij de actieve noddingdemping wordt ingezet tijdens deellastbedrijf. In het laatste geval zal er opbrengst verloren gaan, doordat de turbine niet bij de optimale bladhoek wordt bedreven en dus onbedoeld extra aërodynamisch vermogen moet laten passeren. Gelukkigerwijs valt deellastbedrijf samen met lage windsnelheden en dus geringe structurele belastingen, zodat er niet snel aanleiding zal zijn de noddingdemping bij deellast te activeren. Zolang de turbine bij vollast bedreven blijft, speelt het vermogensverlies niet. Met de combinatie van de koppel-vermogensregeling en bladhoek-rotorsnelheidsregeling wordt de bladhoek bijgesteld, opdat het vollastvermogen aan de luchtstroom wordt onttrokken, ongeacht de eventuele aanwezigheid van axiale torendemping. De vollastregeling blijft dan eenduidig opleggen hoeveel

aërodynamisch vermogen de turbine laat passeren.

5 ONTWERP

Het in hoofdstuk 3 gereduceerde model voor axiale torenbewegingen is inclusief de te ontwerpen nodding dempende regelaar afgebeeld in figuur 4. De pijl door K_{reg} symboliseert de fuzzy aanpassing op basis van de waargenomen turbinetoestand (betreffende het werkpunt en de mate van nodding); de pijl door het BPF staat voor de frequentieafhankelijke correctie voor de fase-mismatch tussen $\ddot{x}_{\text{nod}}$ en het uitgestuurde nodding dempende regelsignaal.



Figuur 4: Gereduceerd blokschema lineaire windturbine voor ontwerp van actieve demping van axiale torenbewegingen

Bij het ontwerp van de regeling dienen we rekening te houden met de sterk niet-lineaire turbinedynamica: per werkpunt waarin de turbine zich kan bevinden, zijn er verschillende gelineariseerde versterkingsfactoren van toepassing (gevoeligheden van T_a en F_a). Het ontwerp van de nodding dempende regeling wordt opgesplitst in 3 delen. Dit hoofdstuk beschrijft achtereenvolgens het ontwerp van:

1. band pass filtering met fasecorrectie;
2. voorwaardelijke (fuzzy) instelling van de terugkoppelfactor;
3. werkpuntsafhankelijke regelaarafstemming.

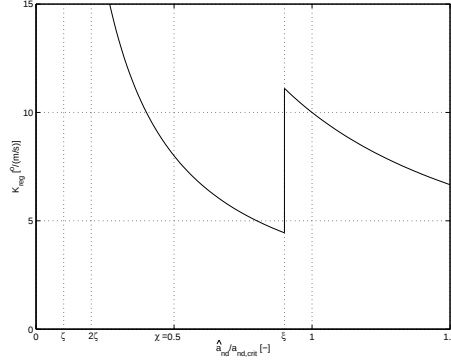
Band Pass Filter met fasecorrectie

Eén van de factoren die bepaalt of een Band Pass Filter geschikt is voor de beoogde toepassing, is natuurlijk de mate waarin frequenties buiten de doorlaatband worden onderdrukt. Daarnaast is het fasegedrag binnen de doorlaatband van belang. Naarmate de faseverdraaiing bij het doorlopen van de doorlaatband sneller verandert (in het frequentiedomein), is de berekening van de fasecorrectie kritischer: de toe te passen fasecorrectie wordt bepaald, door uit te rekenen hoeveel faseverdraaiing, ϕ , het Band Pass Filter introduceert bij de waargenomen (overheersende) frequentie, ω , van de noddingoscillatie; een afwijking in de frequentiewaarneming resulteert in een fout in de fasecorrectie, welke groter wordt als de absolute waarde van $\delta\phi/\delta\omega$ stijgt. Op empirische wijze is een Chebyshev ‘type 2’ filter van de vierde orde, met 40 dB onderdrukking buiten de doorlaatband, een geschikt BPF gebleken.

Voorwaardelijke instelling van de terugkoppelfactor

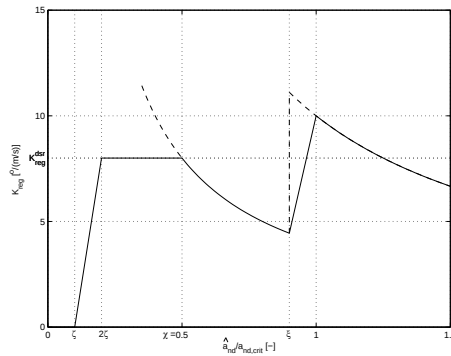
De fuzzy toekenning van een waarde aan terugkoppelfactor K_{reg} , vindt plaats op basis van de

waargenomen mate waarin een voor-achterwaartse torenoscillatie optreedt. Als maat hiervoor hanteren we de waargenomen maximale amplitude van de axiale torentopversnelling, die het BPF gedurende de laatste $2T_{0t}$ heeft doorgelaten (met T_{0t} = de periodetijd overeenkomstig de toreneigenfrequentie). We noemen deze maximale torentopversnelling $\hat{a}_{nd}$ en schetsen in figuur 5 waartoe de waarde van K_{reg} door $\hat{a}_{nd}$ en de maximaal toegestane bladhoekverstel-snelheden uit formule 20 wordt begrensd.



Figuur 5: Limitering van terugkoppelfactor K_{reg}

Deze figuur is de basis van de fuzzy instelling van K_{reg} : de te hanteren versterkingsfactoren moeten beneden de 2 krommen liggen. Zolang er geen sprake is van extreme nodding ($\hat{a}_{nd} \leq \xi \cdot a_{nd,crit}$), bevinden we ons links in de figuur. Voor dit gebied definiëren we een gewenste terugkoppelfactor, K_{reg}^{dsr} . In een reële configuratie zal deze waarde in een aanzienlijk bereik van $\hat{a}_{nd}$ gehanteerd kunnen worden, ofwel beneden de beperkende linker grafiek van figuur 5 liggen. Anderzijds willen we ook weer niet te veel van de dempingsmogelijkheden onbenut laten door een onnodig lage waarde voor K_{reg}^{dsr} te kiezen. Daarom nemen we hiervoor de waarde waartoe K_{reg} bij $\hat{a}_{nd} = \chi \cdot a_{nd,crit}$ door de linker lijn wordt beperkt, met $\chi = 0.5$. Tenslotte definiëren we nog dat de noddingbeweging niet actief wordt gedempt, zolang $\hat{a}_{nd} \leq \zeta \cdot a_{nd,crit}$. Inclusief lineaire overgangsgebieden tussen losliggende grafieken, krijgen we hiermee de in figuur 6 gepresenteerde fuzzy instelling van K_{reg} als functie van $\hat{a}_{nd}$.



Figuur 6: Fuzzy beschrijving van terugkoppelfactor K_{reg}

We zijn er hierbij van uitgegaan, dat in geval van ‘nood’ ($\hat{a}_{nd} > a_{nd,crit}$) de maximaal toegestane waarde voor K_{reg} zal worden gehanteerd.

Werkpuntsafhankelijke regelaarafstemming

Naast de fuzzy instelling op basis van de waargenomen noddingoscillatie, wordt bij de bepaling van de momentane waarde van K_{reg} ook rekening gehouden met het niet-lineaire karakter van de windturbine. De beperking van K_{reg} door $\dot{\theta}_{max}$ en $\dot{\theta}_{max,crit}$ zijn onafhankelijk van

het werkpunt waarin de turbine zich bevindt. De beperkende krommen zijn dan ook voor ieder werkpunt gelijk. Voor het gebied $2\zeta < \hat{a}_{nd}/a_{nd,crit} < \chi$ wordt echter een voor het hele werkgebied van de turbine gelijke ‘overall’ dampingscoëfficiënt voor aanmerkelijke axiale torenbewegingen nagestreefd: β_{dmp} (‘overall’ wil zeggen: structurele damping + aërodynamische damping + actieve damping. Dit heeft als doel dat de vermoeiingsbelasting van de toren niet wordt opgelegd door één minder sterk gedempt gebied, of in een bepaald gebied juist onnodig sterk wordt ontzien. Met formule 16 volgt dat K_{reg}^{dsr} hiervoor afhankelijk van de werkpuntswaarden voor de gevoeligheden van F_a moet worden ingesteld op:

$$K_{reg}^{dsr} = \frac{k_t + \frac{\delta F_a}{\delta V_w} - 2\beta_{dmp} \cdot \sqrt{m_t c_t}}{\frac{\delta F_a}{\delta \Theta}} \quad (21)$$

Hierom ontwerpen we een beschrijvende functie $K_{reg}^{dsr}(\Theta, \Omega_r)$, waarvolgens de terugkoppeling on-line kan worden ingesteld. De waarde van de nagestreefde β_{dmp} zullen we baseren op de maximaal toegestane waarde voor K_{reg} bij $\hat{a}_{nd} = \chi \cdot a_{nd,crit}$ en het ‘gemiddelde vollast werkpunt’ van de turbine: halverwege het te beschouwen bereik van de bladhoek en rotorsnelheid ($\Theta = \bar{\Theta}$ en $\Omega_r = \bar{\Omega}_r$):

$$\beta_{dmp} = \frac{1}{2\sqrt{m_t c_t}} \cdot \left\{ k_t + \frac{\delta F_a}{\delta V_w}(\bar{\Theta}, \bar{\Omega}_r) - K_{reg}^{max@x} \cdot \frac{\delta F_a}{\delta \Theta}(\bar{\Theta}, \bar{\Omega}_r) \right\} \quad (22)$$

Met:

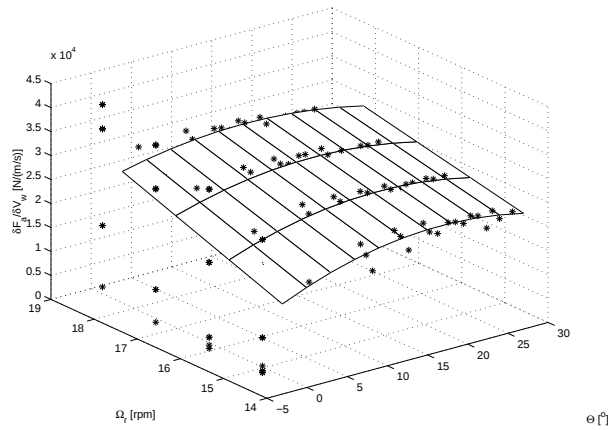
$$K_{reg}^{max@x} = \frac{\dot{\Theta}_{max}}{\chi \cdot \hat{a}_{nd}/a_{nd,crit}} \quad (23)$$

De on-line instelling betreft de waarde van K_{reg}^{dsr} , waardoor de verticale positie van het K_{reg}^{dsr} -lijnstuk bij $2\zeta < \hat{a}_{nd}/a_{nd,crit} < \chi$ verschilt per werkpunt. Hiermee veranderen de overgangen naar de aangrenzende gebieden op de horizontale as ook: de helling van het overgangsgebied tussen ζ en 2ζ wordt aan de waarde van K_{reg}^{dsr} aangepast; het rechter eindpunt van het K_{reg}^{dsr} -lijnstuk blijft aansluiten op de linker $\dot{\Theta}_{max}$ -kromme, maar zal dit bij toenemende K_{reg}^{dsr} bij lagere waarden voor $\hat{a}_{nd}$ doen (op het ‘gestreept doorgetrokken’ deel van de linker kromme in figuur 6).

We zullen nu beschouwen hoe we de beschrijvende functie $K_{reg}^{dsr}(\Theta, \Omega_r)$ uit het beschikbare turbinemodel samenstellen. Eerst fitten we twee 2-dimensionale polynomen op de modeldata van de van belang zijnde gevoeligheden van F_a : $\frac{\delta F_a}{\delta V_w}(\Theta, \Omega_r)$ en $\frac{\delta F_a}{\delta \Theta}(\Theta, \Omega_r)$. Van welke orde de polynomen moeten zijn voor een geschikte fitting, wordt tijdens het ontwerp van de regeling vastgesteld. Hierbij is de orde in Θ - en Ω_r -richting afzonderlijk instelbaar. Figuur 7 illustreert een polynoomfit voor de gevoeligheid van F_a voor V_w .

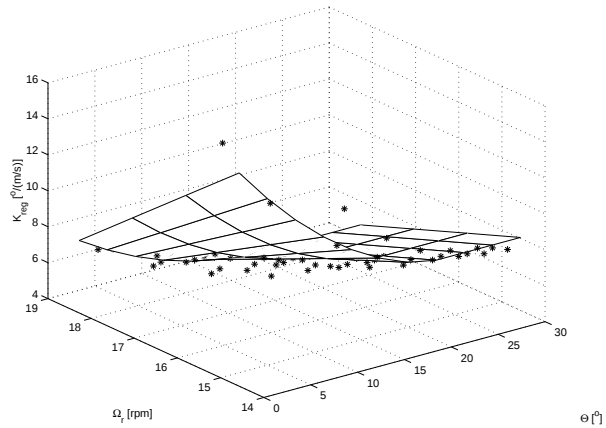
De figuur toont in de (Θ, Ω_r) -ruimte de modelwaarden van $\frac{\delta F_a}{\delta V_w}$ (de sterretjes), met daar doorheen de op de data gefitte 2D polynoom. Merk op dat hiermee de invloed van de windsnelheid op de werkpuntswaarden wordt uitgemiddeld: de polynoom ligt vast per combinatie (Θ, Ω_r) , waarbij de windsnelheid niet als ‘3D’ component aan de polynoom is toegevoegd. De ligging van de modelwaarden billijkt deze keuze, die voorkomt dat de moeilijk te bepalen windsnelheid een rol speelt in de fuzzy instelling van K_{reg} .

Uit de 2D polynomen bepalen we de gevoeligheden van F_a bij $(\bar{\Theta}, \bar{\Omega}_r)$, zodat we β_{dmp} met 22 kunnen berekenen. Door de aldus verkregen waarde voor β_{dmp} en de polynoombeschrijvingen voor de gevoeligheden in te vullen in 21, verkrijgen een beschrijvende functie voor K_{reg} . Op deze functie fitten we wederom een 2D-polynoom, waarna we de gezochte functie $K_{reg}(\Theta, \Omega_r)$ overhouden. In figuur 8 is deze polynoom afgebeeld, met daarbij de waarden die volgen uit



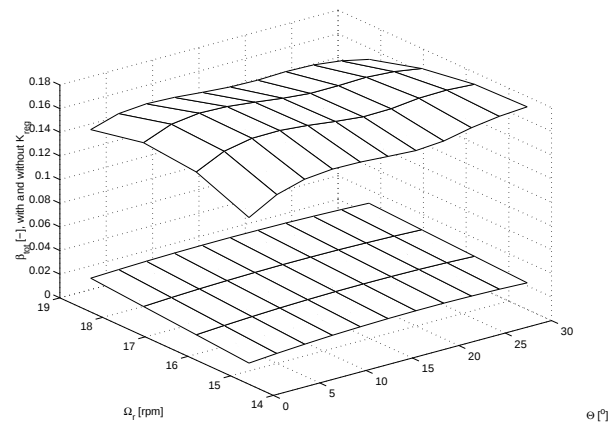
Figuur 7: Gevoeligheid van axiaalkracht F_a voor de windsnelheid: $\frac{\delta F_a}{\delta V_w}(\Theta, \Omega_r)$

de beschrijvende functie waarop de polynoom is gefit. Figuur 9 toont wat dit betekent voor de ‘overall’ dempingscoëfficiënt van de toren: de bovenste 2D-grafiek representeert β_{tot} met aanvullende damping volgens het ontwerp, de onderste geeft β_{tot} voor $K_{\text{reg}} = 0$.



Figuur 8: 2D polynoom-fit voor K_{reg}

De figuren hebben betrekking op de hier gehanteerde typische voorbeeld turbine. Voor dit geval is het zinvol de functie $K_{\text{reg}}(\Theta, \Omega_r)$ te beschrijven middels een 2D-polynoom van de 2^e en 1^e orde in Θ - respectievelijk Ω_r -richting, welke wordt afgekapt als $\Theta > \Theta_{\text{lim}} = 20^\circ$. Boven Θ_{lim} wordt de waarde $K_{\text{reg}}(\Theta_{\text{lim}}, \Omega_r)$ aangehouden.



Figuur 9: ‘Overall’ dempingscoëfficiënt $\beta_{tot}(\Theta, \Omega_r)$, met en zonder K_{reg}

6 VERIFICATIE

De werking van het hier ontworpen regelprincipe om axiale torenbewegingen actief te dempen, is geverifieerd aan de hand van de niet-lineaire windturbinemodellen zoals opgenomen in ECN's ontwikkelomgeving voor windturbineregelingen. Opdat een relevante mate van nodding in de turbine wordt geïntroduceerd, is er aan de modellen aanstroming door (zee)water parallel aan de rotor-as toegevoegd. Dit wordt gesimuleerd door een torentop equivalente kracht op het rotorhuis te laten aangrijpen [8].

De hier getoonde simulaties hebben betrekking op een turbinemodel, zoals we dat ook hebben gebruikt in [7]. We simuleren hiermee een typische multi-megaWatt turbine voor offshore toepassingen, bij hoge windsnelheid (gemiddeld 2 keer nominaal). Aan de rotorsnelheidsbladhoekregeling zijn alle optioneel te activeren progressieve toevoegingen hierbij toegepast :

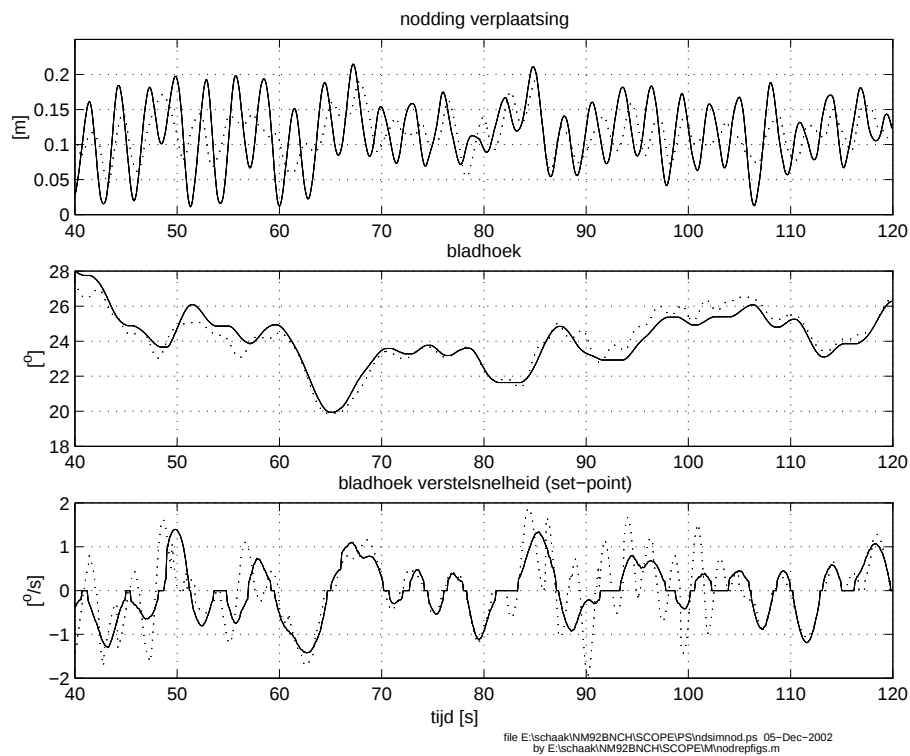
- de gereconstrueerde windsnelheid wordt gebruikt voor 'feedforward' aansturing [6];
- voor dynamic inflow wordt gecompenseerd [11];
- signaalvervuiling door blad- en torentrillingen wordt onderdrukt [11];
- bij overschrijding van een gestelde maximum omwentelingssnelheid wordt het onttrokken aërodynamisch vermogen beperkt middels gedwongen bladhoeksturing (maximale bladverstelling) [11].

Parallel aan de bladhoekregeling is ook nog de actieve damping van drive train resonanties tijdens de simulaties ingeschakeld (middels koppelsturing) [9]. De hiermee verkregen simulatieresultaten zijn afgebeeld in figuur 10 en 11. We zien de resultaten van 2 simulatie-runs voor gelijke wind en wateraanstroming. De doorgetrokken lijnen betreffen een conventionele situatie zonder nodding dempende regeling, de gestippelde lijnen zijn het resultaat van een simulatie met damping van axiale torenbewegingen.

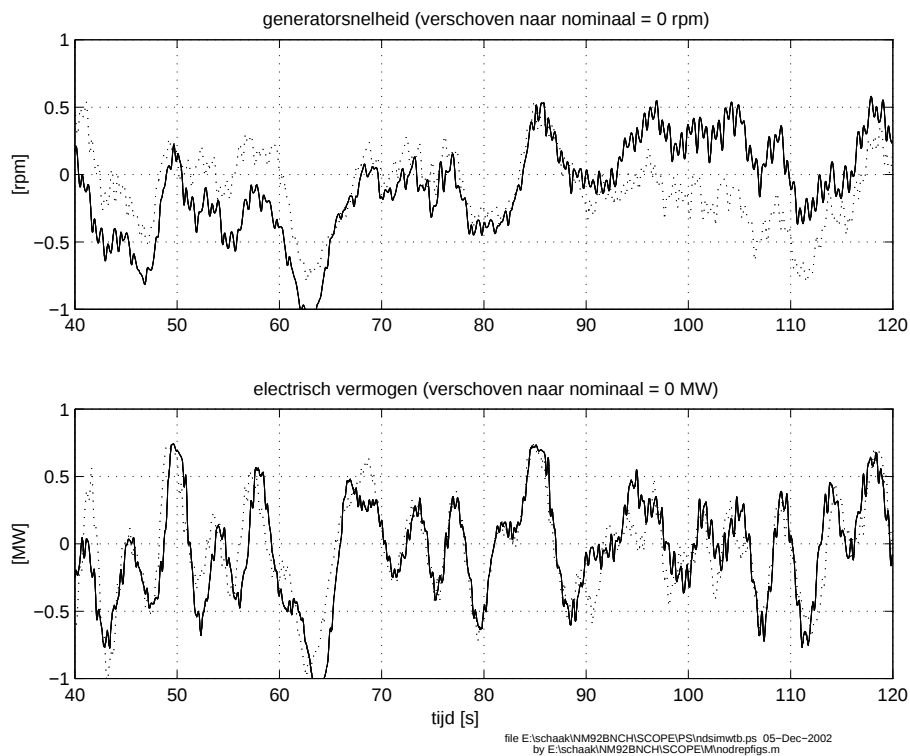
De eerste figuur betreft de noddingbeweging en bladverstelling. We zien dat relatief geringe bladhoekveranderingen, de axiale torentrillingen relevant kunnen dempen. De conditionele inschakeling van de dempende regeling is goed zichtbaar. Bij geringe verandering van de axiale verplaatsing wordt er in beide situaties een gelijk verloop van de bladhoekverstelsnelheid bewerkstelligd. In de intervallen met geactiveerde damping, is de corrigerende frequentiecomponent (de toreneigenfrequentie) duidelijk zichtbaar in de bladhoekverstelsnelheid.

Figuur 11 toont hoe de nodding dempende regeling de vermogensregeling beïnvloedt (opmerking: de snelle fluctuatie die in de signalen aanwezig is, is een gevolg van de resterende trilling in de aandrijfas). De vermogensregeling blijkt gevoelig voor gemorrel aan de bladhoek. De figuur laat zien dat de rotorsnelheid anders wordt bedreven, wanneer de noddingdempende regeling wordt toegevoegd. Hoewel dit gevoelsmatig juist lijkt te zijn, lijkt dit niet in overeenstemming met de uitkomst van hoofdstuk 3. De simulatieresultaten zijn dit echter wel, want in hoofdzaak blijft de vermogenslus zich gedragen zoals beoogd: de rotorsnelheid en het elektrisch vermogen blijven afgestemd op nominaal. De afwijking 'in detail' wijten we aan de niet-lineairiteiten in de vermogensregeling. De door de noddingdempende regelaar gesuperponeerde bladverstellingen kunnen er bijvoorbeeld toe leiden dat de regeling bij andere bladstanden in een hysteresis terechtkomt en de turbine zodoende bij een andere rotorsnelheid 'blijft hangen'.

Er is ook een eerste verificatie gedaan met Phatas [3]. Het betrof hier dezelfde typische offshore multi-megaWatt turbine, inclusief de torentop equivalente kracht ter simulatie van de



Figuur 10: Simulatieresultaten met en zonder K_{reg} m.b.t. damping van axiale torenbeweging



Figuur 11: Simulatieresultaten met en zonder K_{reg} m.b.t. de vermogensregeling

aanstroming door zeewater. Deze pre-implementatie beproeving bleek nog niet het gewenste

resultaat op te leveren. De nodding dempende regeling bleek juist een tegengesteld effect te bewerkstelligen. Door de beperkende randvoorwaarden waarmee het onderzoek te maken heeft (tijd en geld), hebben we dit vooralsnog laten rusten en prioriteit gegeven aan meer dringende werkzaamheden binnen de ontwikkeling van de control tool.

Voor de toekomstige voortzetting van het onderzoek naar axiale torendemping, vermelden we nog de volgende bevindingen:

- Het niet als beoogd presteren van de axiale torendemping bij toepassing op het in Phatas geïmplementeerde model, lijkt voort te komen uit het ontstaan van gekoppelde structurele systeemmoden. Bij inschakeling van de nodding dempende regeling blijkt ook de drive train tordering namelijk enigszins toe te nemen in het gebied rondom de toreneigenfrequentie.
- Nadat het band pass filter werd vervangen door een low pass filter, werd de axiale torenresonantie wel gedempt. Er bleek dan echter weer versterking van de axiale torentopversnelling en drive train tordering bij een lagere frequentie op te treden. Hierbij was de de axiale torentopbeweging bij de toreneigenfrequentie wel sterker afgenomen, dan dat deze bij de lagere frequentie toenam.

De optredende fenomenen zijn nog niet aan een analyse onderworpen en worden derhalve niet volledig begrepen. Alvorens we de axiale torendemping gereed kunnen maken voor implementatie, zullen we de optredende mechanismen eerst moeten doorgronden.

7 CONCLUSIES

Er is een generieke ontwerpmethodode voor actieve axiale torendemping middels bladhoekverstelling bij pitch to vane horizontale as turbines opgezet en geïmplementeerd in ECN's ontwikkelomgeving voor windturbineregelingen. De potentie van de dempende regeling is aangetoond door het gedrag van een typische multi-megaWatt offshore turbine te simuleren met regeltechnische modellen in de Matlab-omgeving. De weg tot implementatie is nog niet volledig geplaveid; de regeling heeft beproeving in Phatas [3] nog niet doorstaan.

De regeling dempt de eerste buigmode van het torenmodel op basis van proportionele snelheidsterugkoppeling (van torenversnelling naar bladhoekverstelsnelheid) plus band pass filtering, zoals voorgesteld in de literatuur. Hieraan toegevoegd is de fuzzy instelling van de dempende regelaar: de terugkoppelfactor wordt ingesteld op basis van de momentane mate van nodden en op basis van het werkpunt waarin de turbine zich bevindt. Met dit laatste wordt een over het hele werkgebied van de turbine nagegoeg gelijke dempingsfactor voor de toren bereikt. De in acht name van de momentane mate van torenbuiging leidt ertoe dat de vermogensregeling niet onnodig wordt verstoord: geen bladhoekverstelling door onbeduidend kleine axiale torenbeweging en maximale demping als dit nodig is.

Bij de band pass filtering is een fasecorrigerend mechanisme nodig gebleken. Dit wordt gerealiseerd door de frequentie van de momentaan optredende axiale torenoscillatie te bepalen en de hierbij door het band pass filter geïntroduceerde faseverdraaiing middels een verschuiving in de tijd te corrigeren.

Voor het huidige model in het ontwerpgereedschap is het voldoende gebleken, om de regelaar te ontwerpen op basis van zuiver tweede orde gedrag van de toren. Hiervoor moeten de structurele dempingsfactor en eigenfrequentie van de toren bekend zijn. De rotordynamica die moet worden inbegrepen, ligt besloten in de werkpuntsafhankelijke waarden voor de gevoeligheden van de axiaalkracht voor *i*) de windsnelheid en *ii*) de bladhoek.

Uit de verificatieslag met Phatas is gebleken dat dit niet per definitie voldoende is voor overdracht naar de praktijk. De in Phatas aangebrachte detaillering van het model toont aan dat toegevoegde turbine-specifieke details in acht moeten worden genomen bij het ontwerp van een axiaal dempende regeling voor de gehanteerde voorbeeldturbine.

8 AANBEVELINGEN

De volgende stap in de ontwikkeling van een axiaal dempende regeling, is de uitbreiding tot correcte werking in Phatas. Hiervoor is het aanbevolen een typische voorbeeldturbine te hanteren, met als randvoorwaarde een sterke gevoeligheid voor axiale torenbuiging. Het dempen van de axiale torenbuiging is slechts zinvol als deze buiging daadwerkelijk een (laterale buiging overheersend) probleem vormt. Mogelijk kan bij een turbine met een sterke gevoeligheid voor axiale torenbuiging reeds een aanmerkelijke reductie worden bewerkstelligd, zonder dat de bij de Phatas-simulatie geconstateerde negatieve verschijnselen relevant worden aangeslagen.

Tot op heden is het niet gelukt voorafgaand aan simulatie vast te stellen of een toren al dan niet sterk in axiaal richting zal worden aangestoten. We veronderstellen nu dat de mate waarin axiale torenbuiging optreedt ook in hoge mate wordt bepaald door de gevoeligheid van de axiaalkracht voor veranderingen in de bladhoek (naast de bekende invloed van structurele - en natuurlijke aërodynamische demping). Dit is namelijk de enige F_a bepalende gevoeligheidsfactor die bij toename een aanmerkelijke aanstoting van de toren kan introduceren, zonder de torendemping te verhogen. Voor de 2 overige gevoeligheidsfactoren ligt dit anders: de invloed van $\frac{\delta F_a}{\delta \Omega_r}$ is veruit ondergeschikt; ferme aanstoting als gevolg van een grote $\frac{\delta F_a}{\delta V_w}$ wordt teniet gedaan door een hiermee samenhangende sterke aërodynamische demping.

Bij een hoge waarde voor $\frac{\delta F_a}{\delta \Theta}$ echter, komen bladverstellingen relatief hard door in F_a , terwijl de ordegrrootte van de vermogenregelende bladverstellingen hier los van staat. Dit vermoeden wordt bevestigd door de gevoeligheden van T_a en F_a in het eenvoudige lineaire turbine model van hoofdstuk 3 te variëren (figuur 1).

De kracht van de hier voorgestelde dempende regeling hangt ook samen met $\frac{\delta F_a}{\delta \Theta}$. Als deze gevoeligheid toeneemt, stijgt de lusversterking van de aangebrachte torendemping. Daar de voor torendemping geïntroduceerde bladhoekverstelsnelheid niet door deze lusversterking wordt beperkt, lijkt het erop dat axiale torenbuiging beter te dempen is, naarmate een turbine hier grotere problemen mee ondervindt.

Het wordt aanbevolen de veronderstelde invloed van $\frac{\delta F_a}{\delta \Theta}$ bij een vervolgonderzoek in acht te nemen. Hiermee kunnen we de dempende regeling beter gericht ontwerpen op het van toepassing zijnde proces. Een nevenuitkomst zou de aanbeveling kunnen zijn om $\frac{\delta F_a}{\delta \Theta}$ mee te nemen bij het aërodynamisch bladontwerp.

REFERENTIES

- [1] T. Burton, D. Sharpe, N. Jenkins, and E. Bossanyi. *Wind Energy - Handbook*. Number ISBN 0-471-48997-2. John Wiley & Sons, England, 2001.
- [2] J.M. Kos, J.P. Patrick, and K.I. Harner. Motion responsive wind turbine tower damping. (patent 4,420,692), 1983.
- [3] C. Lindenburg and J.G. Schepers. Phatas-iv aeroelastic modelling: Program for horizontal axis wind turbine analysis and simulation, version iv. Technical Report (Draft), Energy research Centre of the Netherlands, Petten, The Netherlands, 2001.
- [4] P. Schaak, T.G. van Engelen, E.L. van der Hooft, and E.J. Wiggelinkhuizen. Wind turbine control - industrial support (flyer). ECN Wind Energy, Petten, The Netherlands, 2003.
- [5] D.A. Spera. *Wind Turbine Technology - Fundamental Concepts of Wind Turbine Engineering*. ASME PRESS, New York, 1994.
- [6] E.L. van der Hooft. Feed forward of wind speed reconstruction. Technical Report ECN-C-03-137, ECN Wind Energy, Petten, The Netherlands, 2003.
- [7] E.L. van der Hooft, P. Schaak, and T.G. van Engelen. Wind turbine control algorithms dowec wp 1 - task 3. Technical Report ECN-C-03-111, ECN Wind Energy, Petten, The Netherlands, 2003.
- [8] T.G. van Engelen, L.D. Hofland, and J.H. Vugts. Turbu offshore - programma voor frequentiedomein analyse van horizontale as offshore windturbines - fase i: modelbeschrijving. Technical Report ECN-C-02-073, Energy research Centre of the Netherlands, Petten, The Netherlands, 2002.
- [9] T.G. van Engelen, P. Schaak, and C. Lindenburg. Control for damping the fatigue relevant deformation modes of offshore wind turbines. In *Proc. EWEC 2003*, number ECN-RX-03-037, Petten, The Netherlands, 2003.
- [10] T.G. van Engelen, P. Schaak, and E.L. van der Hooft. Ontwerpgereedschappen voor de regeling van windturbines. Technical Report ECN-C-01-070, ECN Wind Energy, Petten, The Netherlands, 2001.
- [11] T.G. van Engelen, E.L. van der Hooft, and P. Schaak. Development of wind turbine control algorithms for industrial use. In *Proc. EWEC 2001*, pages 1098–1101, 2001.

	Date: december 2003	Report No.: ECN-C-03-134	
Title	Bladhoek geregelde demping van axiale torentrillingen bij windturbines		
Author	P. Schaak		
Principal(s)	NOVEM		
ECN project number Principal's order number	7.4153 2020-01-12-10-003		
Programmes	BSE-DEN 2001		
Abstract Er is een generieke werkwijze opgezet voor het ontwerpen van actieve axiale torendemping middels bladhoekverstelling bij naar vaanstand geregelde horizontale as turbines. De werkwijze is geïmplementeerd in ECN's ontwikkelomgeving voor windturbिनeregelingen. De potentie van aldus ontworpen dempende regelingen is aangetoond door het gedrag van een typische multi-megaWatt offshore turbine met dempende regeling te simuleren in de Matlab-omgeving. De weg tot implementatie is nog niet volledig geplaveid; de regeling heeft beproeving in Phatas nog niet doorstaan. De regeling dempt de eerste axiale torenbuigmode op basis van proportionele snelheidsterugkoppeling plus band pass filtering, zoals voorgesteld in de literatuur. Hieraan toegevoegd is de fuzzy instelling van de dempende regelaar, waarmee het actieve dempen tot de noodzakelijkheid wordt beperkt. Deze studie heeft aanleiding gegeven te veronderstellen dat de mate waarin axiale torenbuiging optreedt ook in hoge mate wordt bepaald (naast de bekende invloed van structurele - en natuurlijke aërodynamische demping) door de gevoeligheid van de axiaalkracht voor veranderingen in de bladhoek. Mogelijk kan deze hypothese ertoe leiden dat de dempende regeling in de toekomst beter op het van toepassing zijnde proces kan worden afgestemd. Nadere analyse van deze hypothese zou bovendien kunnen uitwijzen dat het zinvol is om de genoemde gevoeligheid bij het aërodynamisch bladontwerp in acht te nemen.			
Keywords belastingreductie, bladhoekregeling, demping, regeltechniek, torenbuiging, windturbine, windturbिनeregeling			
Authorisation	Name	Signature	Date
Checked	E.L. van der Hooft		
Approved	H.B. Hendriks		
Authorised	H.J.M. Beurskens		