

Mathematisches Modell zur Simulation von Schwingungen an Horizontalachs-Windkraftanlagen

M. Thiemke, O. Mahrenholtz, R. Scherer

Windkraftanlagen (WKA) werden von aerodynamischen Belastungen, von Massen- und von Betriebskräften zu Schwingungen angeregt. Zur Simulation des Schwingungsverhaltens wird ein mathematisches Modell auf der Basis der Lagrangeschen Gleichungen zweiter Art aufgebaut. Zielsetzung ist die Integration dieses Modells in die kontinuierliche Überwachung der Windkraftanlagen während ihres Betriebs zur Früherkennung von Schäden. Aus dem Vergleich der Schwingungssimulationen im Stillstand und während des Betriebes mit konstanter Drehzahl ergibt sich, daß Störungen bereits im Stillstand durch Frequenzverschiebungen erkannt werden können.

1 Einleitung

Bedingt durch die Förderung der Energieerzeugung aus regenerativen Energiequellen durch das Stromeinspeisegesetz aus dem Jahr 1991 sowie durch öffentliche Fördermaßnahmen hat sich die Windenergie in den letzten Jahren als neuer Industriezweig entwickelt. Zur Zeit sind in Deutschland ca. 3000 Windkraftanlagen mit einer Gesamtleistung von 1000 MW installiert. Zur Steigerung des Energieertrags pro Windkraftanlage werden die Nennleistung, der Rotordurchmesser und die Turmhöhe stetig erhöht. Hierzu sei angemerkt, daß noch keine aussagekräftigen Erfahrungen zum Langzeitverhalten, wie Betriebsfestigkeit und dynamisches Verhalten, von Windkraftanlagen der 500-600 kW-Klasse vorliegen. Damit die prognostizierte Lebensdauer von 20 Jahren erreicht werden kann, müssen grundlegende Untersuchungen zum Schwingungsverhalten der Anlagen bei verschiedenen Betriebszuständen durchgeführt werden. Durch Schwingungen verursachte Schäden an Rotorblättern, an der Nabe sowie an Schweiß- und Schraubenverbindungen werden immer wieder festgestellt.

Schwingungen müssen an Windkraftanlagen kontinuierlich erfaßt werden, die Meßsignale verarbeitet und mit einem zulässigen Grenzwert verglichen werden (Germanischer Lloyd, 1993). Die Schwingungen können durch Unwuchten, Montageungenauigkeiten, Schädigungen sowie durch Lastwechsel hervorgerufen werden. Bereits während des Stillstands wird das System Windkraftanlage durch aerodynamische Belastungen, wie Böen, zu Schwingungen angeregt. Auch während eines störungsfreien Betriebs treten Schwingungen auf. Beispielsweise werden Torsionsschwingungen des Turms während des Betriebs durch ungleichmäßige Anströmung der Flügel und des damit verbundenen "Gegeneinanderschwingens" der drei Rotorblätter hervorgerufen. Periodische Anregungen ergeben sich aus der Rotordrehung (Germanischer Lloyd, 1993; Gasch, 1991; Gasch und Knothe, 1989).

Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Aufbereitung eines mathematischen Modells zur Simulation des Schwingungsverhaltens einer Windkraftanlage (Thiemke, 1995). Auf der Grundlage dieser Modellierung soll aufgezeigt werden, daß eine kontinuierliche, differenzierte Schwingungsüberwachung der Anlage, sei es im Stillstand oder im Betrieb, möglich ist.

2 Methoden und Nachweisverfahren der Schwingungsanalyse

Zur Simulation des Schwingungsverhaltens einzelner Bauteile stehen mehrere Hilfsmittel, wie die Finite-Elemente-Methode (Kraft, 1992; Fa. Sigma, 1994), die Modalanalyse und die Modellbildung auf Basis der Lagrangeschen Gleichungen zweiter Art zur Verfügung (Thiemke, 1995). Die hier verwendete Modellbildung auf Basis der Lagrangeschen Gleichungen zweiter Art ermöglicht durch ein "Baukastenprinzip" den modularen Aufbau des Gesamtsystems "Windkraftanlage" aus Einzelsystemen. Durch gezielte Veränderungen der Ein-

gangsgrößen, wie Eigenschaften und Freiheitsgrade der Einzelsysteme, können auf einfache Weise Parameterstudien durchgeführt werden.

Durch die Anwendung linearer Verschiebungsansätze werden Eigenfrequenzen einzelner Bauteile, wie z. B. Biege- und Torsionseigenfrequenzen der Rotorblätter und des Turms, berechnet. Wegen der Resonanzgefahr dürfen die ersten Biegeeigenfrequenzen des Turms nicht mit den Erregerfrequenzen aus der Rotordrehung zusammenfallen (Germanischer Lloyd, 1993).

Bei der Konstruktion des Turms wurden die Eigenfrequenzen des Turms mit der Finite-Elemente-Methode ermittelt (Fa. Sigma, 1994). Auf der Basis eines vereinfachten Balkenmodells wurden die ersten vier Eigenfrequenzen bestimmt (Bild 1).

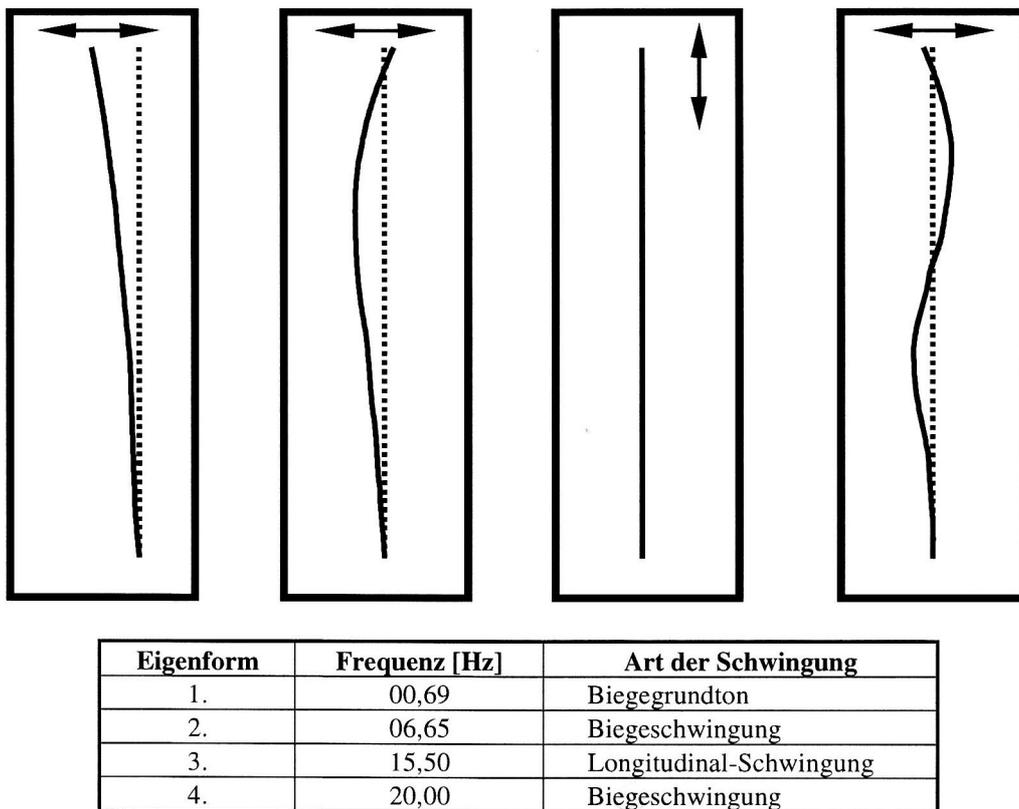


Bild 1. Die ersten vier Eigenformen des Turms

Bekannt sind weiterhin die jeweiligen Eigenfrequenzen für die wichtigsten Einzelsysteme, wie Rotorblätter und Drehantrieb.

Die Vielzahl der möglichen Anregungen sowie die Abbildung einer Windkraftanlage als System von Koppelschwingern läßt kein vereinfachtes Nachweisverfahren in der Entwurfs- und Konstruktionsphase zu. Das jetzige Nachweisverfahren für die o.g. Einzelsysteme wird als nicht ausreichend bewertet. Durch zunehmende Betriebserfahrungen mit Windkraftanlagen ist die Forderung nach der Erweiterung der Prüfungsrichtlinien hinsichtlich des Nachweises des dynamischen Verhaltens des Gesamtsystems Windkraftanlage offensichtlich.

Während des Betriebs der Windkraftanlage dient ein "Rüttelschalter" als nicht differenzierender Schwingungswächter, der beim Überschreiten unzulässig hoher Amplituden das Abschalten der Windkraftanlage auslöst.

3 Modellbildung

Im ersten Schritt werden zur Bestimmung der Lagrangeschen Funktion L die maximalen potentiellen und kinetischen Energien der Einzelsysteme bestimmt

$$L = E_{kin} - E_{pot} \quad (1)$$

Hierbei werden einzelnen Bauteilen mit Hilfe der Modalanalyse die jeweils wesentlichen Eigenformen als Freiheitsgrade zugewiesen. Als wesentlich gelten dabei die Freiheitsgrade, die zu Eigenfrequenzen im betrachteten Spektrum von 0 bis 50 Hz führen.

Zur Vereinfachung werden die Flügel als senkrecht zur Nabe angeordnete, einseitig starr eingespannte Balken ohne den tatsächlich vorhandenen Anstellwinkel modelliert. Aufgrund ihrer relativ niedrigen ersten Eigenfrequenzen in Schwenk- und Schlagrichtung ist es erforderlich, je Richtung zwei Freiheitsgrade in Form von generalisierten Koordinaten $q_i(t)$ einzurichten. Auf diese Weise lassen sich auch die zweiten Eigenfrequenzen der Flügel in das Modell aufnehmen, um so das gewünschte Frequenzspektrum abzudecken. Dabei geben die generalisierten Koordinaten den zeitlichen Verlauf der Schwingung in einer festgelegten Eigenform wieder.

Mit zwei generalisierten Koordinaten je Flügelbiegerichtung ergeben sich für den Rotor insgesamt zwölf Freiheitsgrade (Bild 2). Longitudinal- und Torsionsschwingungen der Flügel werden als vernachlässigbar angesehen und sind deshalb im Modell nicht vorgesehen.

Der in der Realität aus einer großen Anzahl von Drehschwingern bestehende Antriebsstrang zwischen Nabe und Generator kann auf zwei für das untere Frequenzspektrum wichtige Freiheitsgrade verringert werden (Bild 2). Hier spielt zum einen die Nabendrehträge in Verbindung mit der Hauptwellentorsionssteifigkeit und zum anderen die reduzierte Getriebedrehträge in Verbindung mit der elastischen Kupplung eine wesentliche Rolle.

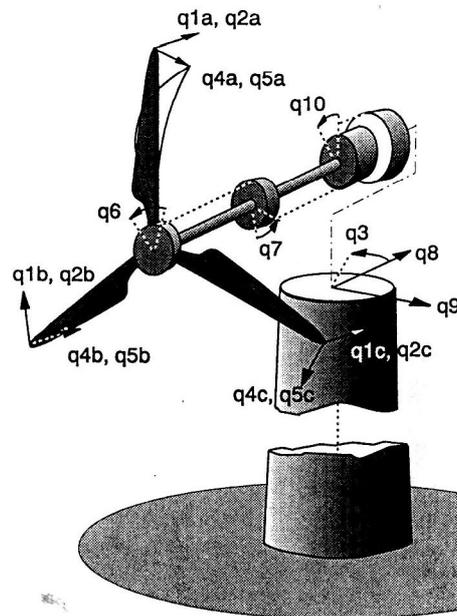


Bild 2. Modellierung des Gesamtsystems Windkraftanlage aus Teilsystemen (Thiemke, 1995)

Die Modellierung des Asynchrongenerators berücksichtigt dessen Drehträge und die dämpfend wirkenden Feldeinflüsse unter Verwendung der Generatorkennlinie. Eine Federwirkung kann auf Basis der zur Verfügung stehenden Kenndaten des Asynchrongenerators nicht definiert werden. Das in einer Simulation berechnete Verhalten des Generators wird in Bild 3 dargestellt. Dabei gibt γ die Winkeldifferenz zwischen dem Drehfeld und dem schneller drehenden Läufer an. Magnetische Rückstellkräfte in Verbindung mit der an den Antriebsstrang gekoppelten Drehträge führen zu gedämpften Schwingungen um einen mittleren Schlupf. Der mittlere Schlupf stellt sich in Bild 3 in Form einer konstanten negativen Steigung dar.

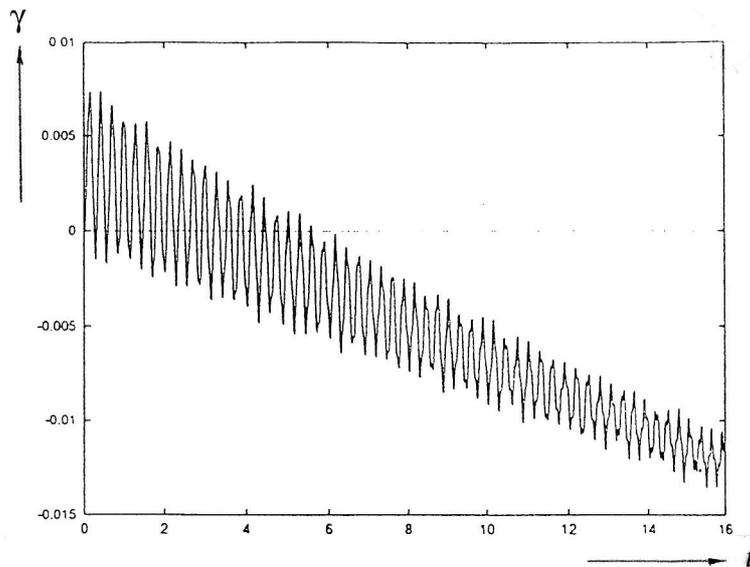


Bild 3. Drehschwingungen im Generatorläufer (Thiemke, 1995)

Wie in Bild 2 dargestellt, setzen sich die Freiheitsgrade des Turms aus der jeweils ersten Biegeeigenform in beiden Richtungen sowie der linearen Turmtorsion zusammen. Longitudinalschwingungen des Turms werden in dem verwendeten Modell nicht betrachtet.

Das Gesamtsystem "Windkraftanlage" wird in die in Tabelle 1 beschriebenen Teil- und Einzelsysteme untergliedert, Bild 2. Die generalisierten Koordinaten $q_i(t)$ geben die Amplituden der zugehörigen Eigenformen der verschiedenen Einzelsysteme an.

Teilsystem	Einzelsystem	Ersatzmodell	Freiheitsgrade (FHG)
Rotorblätter	3	einseitig eingespannter Balken (Kontinuum) mit variabler Steifigkeit und Massenbelegung	je 2 Biege-FHG in Schlag- und Schwenkrichtung
Drehantrieb	1 Nabe	Drehschwinger aus Drehträgheit und Drehfedersteifigkeit der Hauptwelle	1 FHG in Torsion
	1 Getriebe	vereinfachter Drehschwinger mit reduzierten Massen und Drehfedersteifigkeit	1 FHG in Torsion
	1 Generator	äußere generalisierte Kraft wirkt dämpfend	1 FHG in Rotation
Turm		Balken als Feder ohne Massenbelegung	2 FHG für Biegung und 1 FHG für Torsion
Fundament			0 FHG (starr)

Tabelle 1. Einzel- und Teilsysteme

Außer beim Generator wird Dämpfung in keinem der Teilsysteme berücksichtigt. Die Dämpfung muß im Modell gemäß dem Aufbau der Lagrangeschen Gleichungen zweiter Art als äußere generalisierte Kraft Q_i angefügt werden.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i \quad (2)$$

Die Kopplung zwischen den Einzelsystemen wird durch starre, elastische oder mit einer konstanten Drehzahl beaufschlagte Transformationsmatrizen definiert.

$$\begin{bmatrix} -\frac{1}{2} & 0 & \frac{\sqrt{3}}{2} \\ 0 & 1 & 0 \\ -\frac{\sqrt{3}}{2} & 0 & -\frac{1}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos(q_3(t)) & -\sin(q_3(t)) & 0 \\ \sin(q_3(t)) & \cos(q_3(t)) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos(\omega \cdot t) & 0 & \sin(\omega \cdot t) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin(\omega \cdot t) & 0 & \cos(\omega \cdot t) \end{bmatrix} \quad (3.1, 2, 3)$$

Als Beispiel für eine starre Kopplung ist mit (3.1) die Transformation des Koordinatensystems eines Flügels auf das Koordinatensystem der Nabe aufgeführt. Durch eine drehelastische Kopplung vom Typ (3.2) wird die Verdrehung des Turmkopfes um die Turmlängsachse bezogen auf das ruhende Fundament beschrieben. Die konstante Drehgeschwindigkeit des Generator Drehfeldes wird durch eine starre Kopplung mit überlagerter konstanter Drehzahl zwischen Ständer und dem Magnetfeld des Generators in dem Modell umgesetzt (3.3).

Die analytische Bearbeitung der Lagrangeschen Gleichungen mit Hilfe des Programms Maple V führt zu umfangreichen Bewegungsgleichungen. Die abschließende numerische Auswertung unter Verwendung von NAG (Numerical Algorithm Group)-Routinen in einem Fortran-Programm führt zur Lösung der Gleichungen im Zeitbereich und zu einer Transformation in den Frequenzbereich.

Als Randbedingungen werden Anfangswerte, wie die Geschwindigkeit und Auslenkung der Blattspitzen, zur Initiierung der Schwingungen vorgegeben. Im Modell ist weiterhin der zeitliche Verlauf der Anregung durch den Turmvorstau während des Betriebs berücksichtigt. Als Turmvorstau wird die verringerte Windgeschwindigkeit in dem Gebiet unmittelbar vor dem Turm bezeichnet. Aufgrund fehlender Meßdaten und der komplizierten strömungsmechanischen Zusammenhänge wird für die Simulation des Turmvorstaues im Modell ein aus Kraft (1992) entliehener vereinfachter Kraftverlauf in Form einer sich periodisch wiederholenden Dreiecksfunktion verwendet.

4 Simulation und Plausibilität

Das dynamische Verhalten der gesamten Windkraftanlage wird bei unterschiedlichen Betriebszuständen untersucht. Ausgangspunkt ist die Simulation des Schwingungsverhaltens bei stillstehender Anlage, wobei das Verhalten jeweils mit und ohne Störungen untersucht wird. Im weiteren Verlauf wird das Anlagenverhalten bei verschiedenen Drehzahlen simuliert. Das Ziel der Simulationsrechnungen ist ein vereinfachtes Nachweisverfahren zur Früherkennung von Schäden anhand der Schwingungsanalyse im Frequenz- und Zeitbereich. Die Simulation des Anlagenverhaltens bei den verschiedenen Betriebszuständen läßt einen Vergleich mit dem Verhalten bei Stillstand und den Auswirkungen der Störungen zu.

Für Windkraftanlagen typische Erreger- und Eigenfrequenzen mit hohem Energieanteil lassen sich auf einen Bereich zwischen 0 und 50 Hz, eher noch zwischen 0 und 5 Hz, eingrenzen.

In den Simulationsrechnungen wurden folgende Parameter betrachtet:

- Rotordrehzahl ($n = 0$ U/min, $n = 20$ U/min, $n = 30$ U/min),
- Massenträgheit des Flügels (Bild 4 a),
- Flügelsteifigkeit (Bild 4 b).

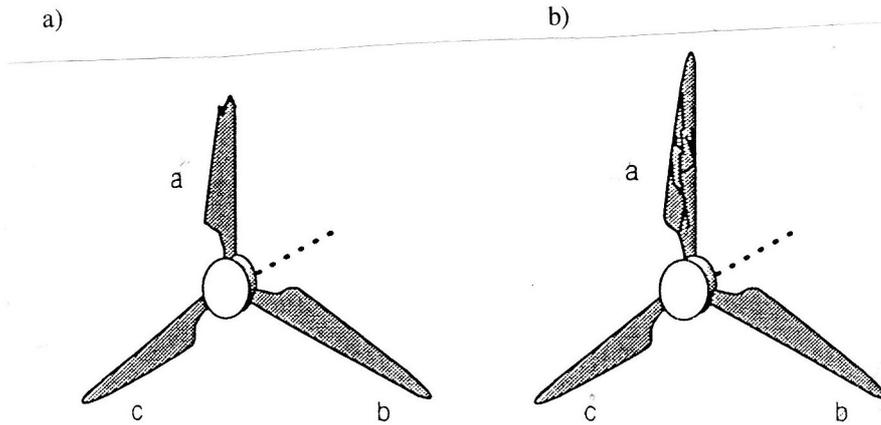


Bild 4a) Veränderung der Massenträgheit durch Abriß einer Flügelspitze
 4b) Veränderung der Flügelsteifigkeit durch Schädigungen im Laminat (Thiemke, 1995)

Als Ausgangszustand wird das Frequenzspektrum bei Rotorstillstand ermittelt. Der Vergleich der Frequenzspektrn mit und ohne Schädigungen ergibt, daß die Simulation eines Flügelbruches bzw. Abriß einer Flügelspitze aufgrund der verringerten Massenträgheit des Flügels zu einer meßbaren Frequenzerhöhung im gesamten betrachteten Spektralbereich führt (Bild 5 a). Eine gegenläufige Tendenz, d.h. eine Frequenzerniedrigung, ergibt sich bei Simulation einer verringerten Rotorblattsteifigkeit, wie sie durch Ermüdung und Beschädigung des Flügelaminats hervorgerufen werden könnte (Bild 5 b).

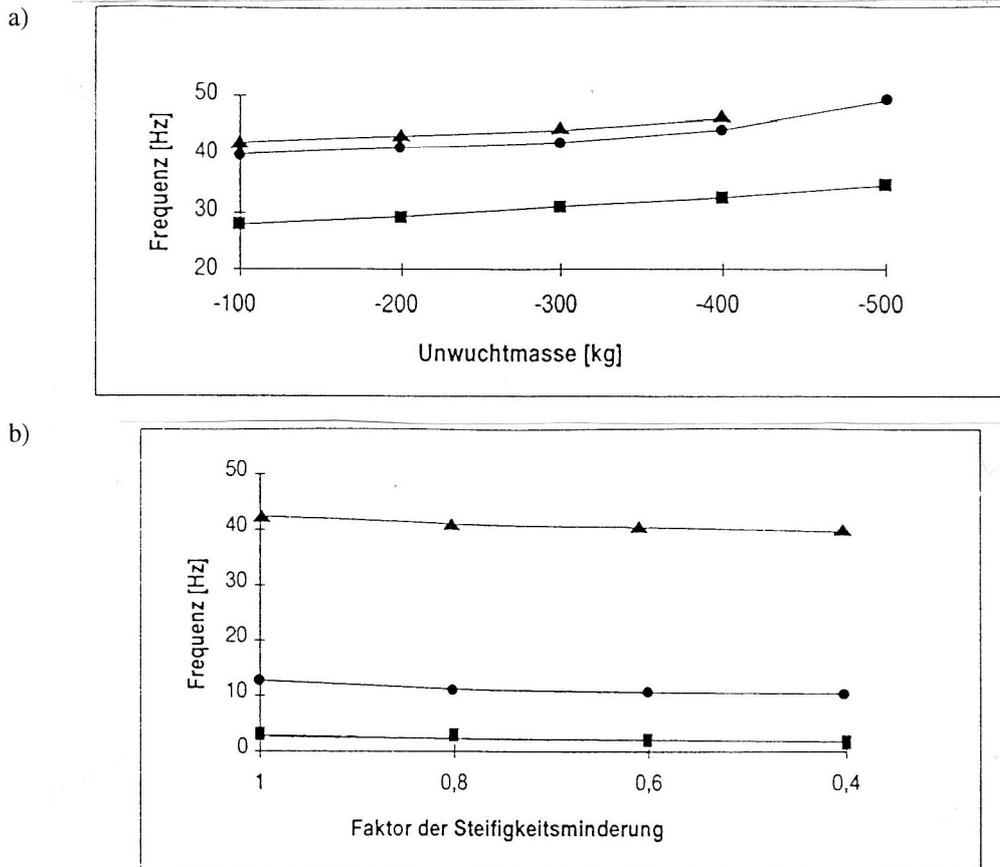


Bild 5a) Verschiebung der Spektralanteile in Abhängigkeit von der Größe der Unwucht
 5b) Verschiebung der Spektralanteile in Abhängigkeit von der Änderung der Flügelsteifigkeit
 (Thiemke, 1995)

Bei drehendem Rotor wird dem Frequenzspektrum bei Stillstand die Anregung durch den Turmvorstau überlagert. Bei dieser Simulation ist der Rechenzeitbedarf deutlich höher als beim stillstehenden Modell, wohingegen die Aussagekraft der Ergebnisse qualitativ gleichwertig ist. Die am stillstehenden System gewonnenen Erkenntnisse werden bestätigt.

Das dynamische Verhalten des Gesamtsystems ist nicht ohne weiteres auf Plausibilität überprüfbar. Die Plausibilitätsprüfung an Einzelsystemen ist erforderlich, um die Gültigkeit des Gesamtmodells zu überprüfen. Somit wird das Verhalten der Einzelsysteme als mathematische Einzelmodelle sowie deren Kopplung mit anderen Einzelsystemen zum Gesamtsystem schrittweise nachvollziehbar.

Die Plausibilitätsprüfung an vereinfachten Modellen ergibt unter anderem, daß die Erhöhung der Eigenfrequenzen durch die Fliehkraftversteifung der Flügel vernachlässigt werden darf. Weiterhin wird die Zulässigkeit der modellmäßigen Vereinfachung des Getriebes nachgewiesen.

Im Rahmen der durchgeführten Simulationen wurden Ein-, Aus- und Umschaltvorgänge, das "Durchfahren" von Resonanzbereichen und nichtperiodische Anregungen, wie z. B. die Wirkung von Böen, nicht betrachtet.

5 Meßtechnische Überprüfung

Die meßtechnische Überwachung sieht die Installation geeigneter Sensoren in der Gondel exzentrisch zur Turmachse vor (Germanischer Lloyd, 1993). Aus dieser Überwachung können Rückschlüsse, zumindest qualitativ, auf den Zustand der Windkraftanlage gezogen werden.

Die vorliegende Arbeit stellt den theoretischen Hintergrund für eine schwingungstechnische "on-line"-Überwachung der Windkraftanlage bei Stillstand und während des normalen Betriebes dar. Im nachfolgenden Schritt werden Schwingungen an einer Anlage gemessen und anschließend die Meßdaten in das Betriebsführungssystem eingearbeitet.

Zur meßtechnischen Überprüfung des dynamischen Verhaltens wurden bereits erste Messungen auf der Turmmantelfläche an unterschiedlichen Meßpunkten und in unterschiedlichen Höhen bestimmt (Kötter Beratende Ingenieure, 1995). Die Frequenzanalyse der gemessenen Schwinggeschwindigkeiten am Turmkopf ist in Bild 6 dargestellt. Aus dieser meßtechnischen Überprüfung geht hervor, daß dort stärkere Amplituden zwischen 0 und 160 Hz gemessen wurden.

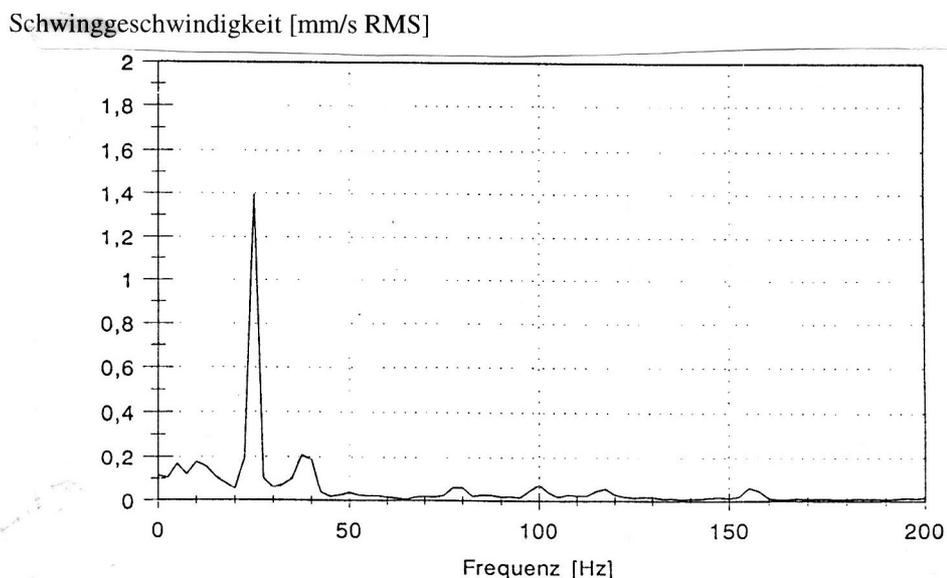


Bild 6. Schwinggeschwindigkeiten auf der Turmoberfläche (Kötter Beratende Ingenieure, 1994)

Zur meßtechnischen Überprüfung der Gültigkeit des vorgestellten Modells soll im Praxisversuch ein Flügel in unterschiedlichen Positionen bei Stillstand definiert ausgelenkt und die Turmtorsion und -biegung gemessen werden.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Auf der Basis des vorgestellten Modells können grundlegende Erkenntnisse über das Schwingungsverhalten verschiedener Anlagentypen gewonnen werden. Dabei kann das Schwingungsverhalten der Einzelsysteme sowie des Gesamtsystems „Windkraftanlage“ durch den modularen Aufbau des Modells untersucht werden. Dazu wird das Anlagenverhalten bei verschiedenen Betriebszuständen, wie Stillstand und Betrieb mit und ohne Störungen, sowie bei Variation der Parameter Rotordrehzahl, Steifigkeit und Massenträgheit der Flügel bestimmt. Als wichtiges Ergebnis der durchgeführten Simulationen wird ermittelt, daß Schäden durch Frequenzverschiebungen bereits bei Stillstand der Anlage erkennbar sind.

Als nicht ausreichend wird die zur Zeit undifferenzierte Schwingungsüberwachung durch einen Rüttelschalter eingestuft. Werden hier unzulässig hohe Schwingungsamplituden ohne Kenntnis der Frequenz ermittelt, die zum Abschalten der Anlage führen, können keine Rückschlüsse auf die Ursachen geschlossen werden. Im Gegensatz dazu bietet eine differenzierte „on-line“-Meßwerterfassung und -auswertung den Vorteil, daß durch den kontinuierlichen Vergleich von Soll- und Ist-Werten bei unterschiedlichen Frequenzen die kritischen Bereiche (Resonanznähe) eingegrenzt werden.

Zur Optimierung der Betriebssicherheit sowie der Erhöhung des Nutzungsgrades der Anlage ist eine differenzierte Betrachtung der Frequenzen und Amplituden erforderlich. Die zur Zeit seitens der Prüfinstitutionen geforderten Nachweise des dynamischen Verhaltens bei der Konstruktion und bei Betrieb werden als nicht ausreichend bewertet.

Die meßtechnische Überprüfung des hier erarbeiteten Modells wird vorbereitet. In diesem Zusammenhang sollen die geeigneten Meßstellen und Sensoren ermittelt sowie die Verarbeitung der Meßsignale in der computerunterstützten Betriebsführung vorbereitet werden.

Literatur

1. Fa. Sigma: Finite Elemente Analyse und statischer Festigkeitsnachweis eines 40 m-Stahlrohrturms. Hamburg, 1994.
2. Gasch, R.: Windkraftanlagen. Teubner Verlag, Stuttgart, 1991.
3. Gasch, R.; Knothe, K.: Strukturmechanik, Band 2. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1989.
4. Germanischer Lloyd: Richtlinien für die Zertifizierung von Windkraftanlagen. Hamburg, 1993.
5. Kötter Beratende Ingenieure: Schalltechnischer Bericht 11, 925-1.003, Rheine, 1995.
6. Kraft, R.: Dynamische Analyse des Last-Verformungsverhaltens einer stallgeregelten 500 kW-Windkraftanlage. Diplomarbeit Gesamthochschule Kassel, 1992.
7. Thiemke, M.: Schwingungen einer Windkraftanlage. Studienarbeit Technische Universität Hamburg-Harburg, Arbeitsbereich Meerestechnik II - Strukturmechanik, 1995.

Anschriften: Prof. Dr. Dr. h.c. mult. O. Mahrenholtz, Technische Universität Hamburg-Harburg, Arbeitsbereich Meerestechnik II - Strukturmechanik, Eißendorfer Straße 40, D-21073 Hamburg; cand. mach. M. Thiemke, Technische Universität Hamburg-Harburg, Schwarzenbergstraße 93c, D-21073 Hamburg; R. Scherer, Hanseatische Aktiengesellschaft, Abteilung Windenergie, Schloßmühlendamm 1, D-21073 Hamburg