

Einfluß von Welle-Nabe-Verbindungen auf das dynamische Verhalten von Rotoren

Rübbelke, L., Schäfer, H.*

Am Beispiel eines Abweiseradsichterrotors wird mit Hilfe einer Finite-Elemente-Untersuchung gezeigt, daß dieser bei Betrachtung der unteren Eigenfrequenzen als Starrkörper aufgefaßt und dadurch eine Analyse mit dem Programmsystem MADYN vorgenommen werden kann. Zugehörige Prüfstandsversuche ergeben, daß sich durch ungenügendes Tragverhalten der Kegelpreßverbindung zusätzliche Steifigkeiten im Modell ergeben, die u.U. einen großen Einfluß auf das dynamische Verhalten des Rotorsystems bewirken.

1. Einleitung

Für die Bestimmung der dynamischen Eigenschaften von Rotoren werden verschiedene Verfahren zur Klärung des Eigenverhaltens und der Eigenfrequenzen herangezogen. Hierbei stellt sich die Frage, inwieweit die einzelnen Bauteile getrennt betrachtet werden können, oder ob bei der Analyse der Rotoren die Welle und die Lagerungen als auch Kontakt- bzw. Verbindungsstellen mit in Betracht gezogen werden müssen. Im Vergleich verschiedener numerischer Verfahren mit experimentellen Untersuchungen soll geklärt werden, inwieweit der Rotor als starrer Körper angesehen werden kann, um die Verläufe für die Betriebsdrehzahlen relevanten

Eigenfrequenzen dann vereinfacht berechnen zu können. Die Untersuchungen wurden an einem neu konzipierten Abweiseradsichterrotor für hohe Umfangsgeschwindigkeiten im Rahmen des Sonderforschungsbereiches "Konstruktionsverfahrenstechnischer Maschinen bei besonderen mechanischen, thermischen oder chemischen Belastungen" durchgeführt.

2. Analytische und numerische Methoden

Die Methode der Finiten Elemente erlaubt die dynamische Analyse von Bauteilen hinsichtlich ihrer Eigenfrequenzen und Moden. Hierbei kann jedoch nur die Stillstandseigenfrequenz des Rotors ermittelt werden, da es zur Zeit kein Finite-Element-System gibt, welches die gyroskopischen Momente von rotierenden Massesystemen berücksichtigt. Es ist jedoch möglich die Fragestellung zu erörtern, inwieweit der Rotor als starrer Körper aufgefaßt werden kann.

Um eine dynamische Analyse mit der Methode der Finiten Elemente zu ermöglichen, können entgegen statischen Analysen mit FEM keine Körpersymmetrien ausgenutzt werden, so daß der Rotor komplett als Finite-Element-Netz generiert werden muß.

Das Netz besteht aus isoparametrischen 20 Knotenpunktelementen mit einem quadratischen Verschiebungsansatz. Die Berechnung mit der Methode der Finiten Elemente /1/ ergibt die in **Bild 2.1** dargestellte, zur niedrigsten Eigenfrequenz gehörende Eigenform bei 77 Hz.

Die Kontrolle der Verformungsbeteiligungen ergibt, daß sich bei dieser Eigenform im wesentlichen die Welle durchbiegt, der Rotor aber nahezu nicht verformt wird. Dies Ergebnis kann nun ausgenutzt werden, um näher

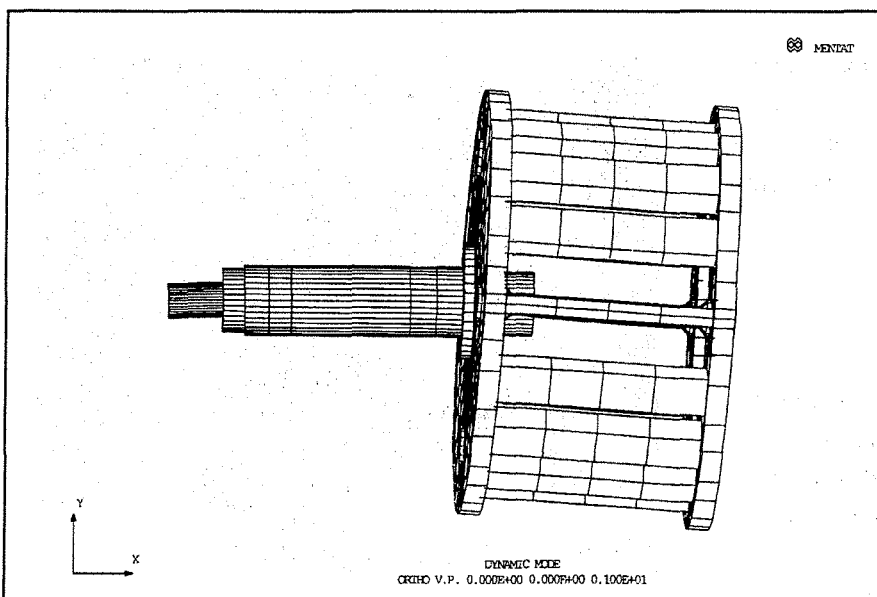


Bild 2.1 Eigenform des Rotors bei 77 Hz.

rungsweise den Verlauf der Eigenfrequenzen in Abhängigkeit von der Drehfrequenz des Rotors zu berechnen (Campbell-Diagramm).

Setzt man einen starren Rotor voraus, so ist eine Modellierung des Systems mit Hilfe des Programmsystems MADYN [2] möglich. Bei Berücksichtigung der verschiedenen Wellenquerschnitte und der Schubabsenkung der Wellenelemente ergibt sich auch in MADYN eine untere Eigenfrequenz von 77 Hz. Diese gute Übereinstimmung verdeutlicht recht stark die korrekte Annahme des Rotors als starren Körper. Es ist somit ohne Einschränkungen möglich das Campbell-Diagramm zu berechnen (Bild 2.2).

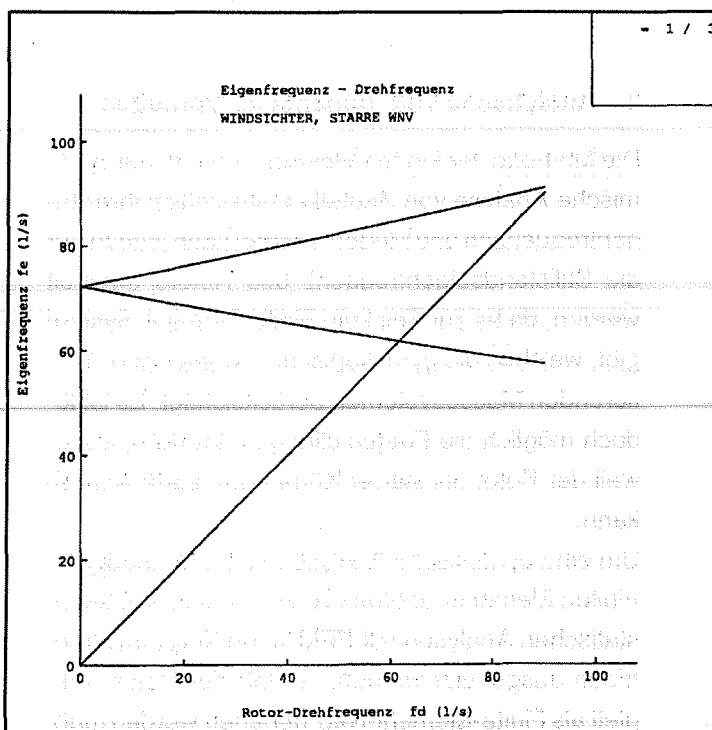


Bild 2.2 Campbell-Diagramm des Rotors.

Es wird ersichtlich, daß bis zum Erreichen der Betriebsdrehzahl keine Resonanz auftritt, wobei der verbleibende Abstand zwischen Eigenfrequenz und Betriebsfrequenz allerdings nur noch recht gering ist.

3. Meßtechnische Untersuchungen

Um die bei numerischen und analytischen Berechnungen gefundenen Ergebnisse zu verifizieren wurde der Abweiseradsichterrotor auf dem Schleuderprüfstand des Institut für Maschinenwesen der TU Clausthal untersucht (Bild 3.1).

Zur Messung der Eigenfrequenzen wurde der Rotor

sowohl im Stillstand als auch bei verschiedenen Drehzahlstufen durch vorgegebene Impulse ange-regt, um aus der Impulsantwort und einer nachfolgenden FFT-Analyse die Eigenfrequenzen des Systems zu bestimmen. Bei der Messung der Eigenfrequenzen im Stillstand des Abweiseradsichterrotors ergeben sich zunächst Abweichungen vom berechneten Modellverhalten. Als untere Eigenfrequenzen werden die in Bild 3.2 dargestellten Frequenzen von 61 Hz gemessen, die mit dem Modellverhalten zunächst nicht in Einklang zu bringen sind. Die Frequenzen von 100,5 Hz, 133 Hz und 145,5 Hz sind nicht relevante Eigenfrequenzen des

Schleuderprüfstandes. Eine systematische Suche der Ursache für die verantwortliche Abweichung zwischen Modell und realen Abweiseradsichterrotor führt auf die Welle-Nabe-Verbindung zwischen Antriebswelle und Abweiseradsichterrotor, die hier als Kegelpreßverband ausgeführt ist. Durch systematische Versuche konnte ermittelt werden, daß die Steifigkeit der Kegelverbindung durch unterschiedliche Anzugsmomente variiert werden kann. Die im Berechnungsmodell verwendete Annahme der unendlichen Steifigkeit der Welle-Nabe-Verbindung ist somit nicht gerechtfertigt und kann demnach nicht aufrecht erhalten werden. Diese Annahme wird durch das in Bild 3.3 dargestellte Frequenzspektrum des Rotors ohne Welle-Nabe-Verbindung fest auf den Boden montiert erhärtet.

Hier steigen die Eigenfrequenzen des Abweiseradsichterrotors erheblich an, während sie bei

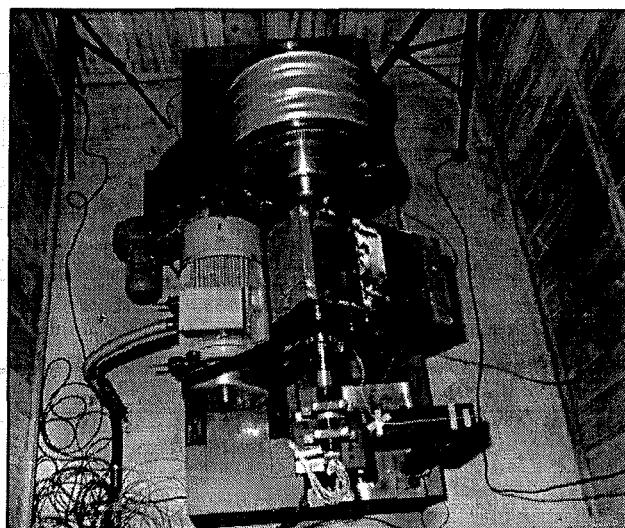


Bild 3.1 Schleuderprüfstand mit Abweiseradsichterrotor

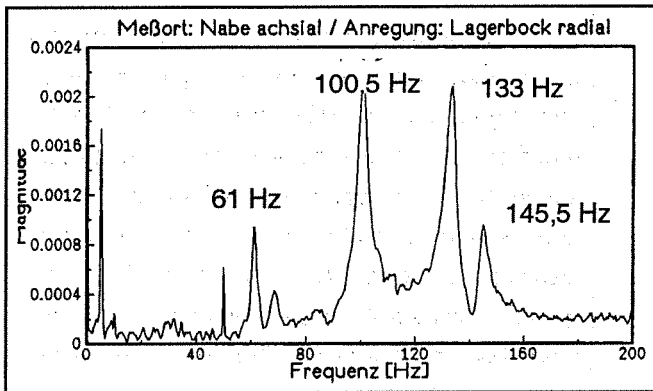


Bild 3.2 Antwortspektrum des im Stillstand angeregten Abweiseradsichterrotors.

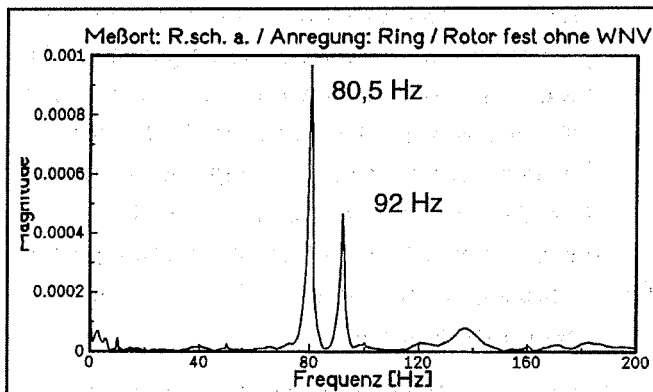


Bild 3.3 Antwortspektrum des auf dem Boden ohne WNV montierten und angeregten Rotors.

montierter WNV im Bereich von 65 Hz liegen. Ebenso ist vor einer Erhöhung des Anzugsmomentes zur Erhöhung der Steifigkeit zu warnen, da sonst die zulässigen Spannungen bei ordnungsgemäßer Festigkeitsauslegung überschritten werden und zu einem späteren Versagen der Welle-Nabe-Verbindung unter Drehmomentenlast führt.

Soll nun im Bereich der Welle-Nabe-Verbindung eine entsprechende Federung berücksichtigt werden, so ergibt sich aufgrund der Kegelsteigung automatisch ein zusätzlicher Freiheitsgrad in Richtung der Rotordrehachse. Somit ergibt sich auch eine zugeordnete weitere Eigenfrequenz des Systems, die sich auch in entsprechenden Messungen bestätigt.

4 Berücksichtigung der Welle-Nabe-Verbindung

Die Tatsache, daß sich die im starren Modell vorhandene Eigenfrequenz von 77 Hz durch Einfügen einer weiteren Feder nur zu kleineren Frequenzen hin verschieben läßt, klärt somit die Zugehörigkeit der in Bild 3.2 dargestellten Eigenfrequenzen zu den jeweiligen Eigenformen; es wird sich somit im wesent-

lichen bei der unteren Eigenform um eine Rotorneigung (entsprechend den ursprünglichen 77 Hz des starren Modelles) handeln, die darüberliegende wird im wesentlichen einer Auslenkung des Rotors in Richtung seiner Drehachse entsprechen.

Die aufgezeigten Ergebnisse der zusätzlichen Federung lassen einen punktuellen bzw. linienhaften Kontakt zwischen Welle und Nabe vermuten, gegenüber einem gewünschten Flächenkontakt auf dem gesamten Kegel. Dieser gewünschte Traganteil wird in der Regel zwar nicht definiert, in Ausnahmefällen werden aber sehr wohl Flächentraganteile für Kegelerbindungen (z.B. $\approx 75\%$ bei den Klemmsitzen für Ein- oder Auslaßventile im Automobilbau) angegeben. Farbuntersuchungen an der Welle-Nabe-Verbindungen bestätigen die o. g. Vermutung, daß es sich allenfalls um Linienkontakte in der Verbindung handelt (siehe Bild 4.1).

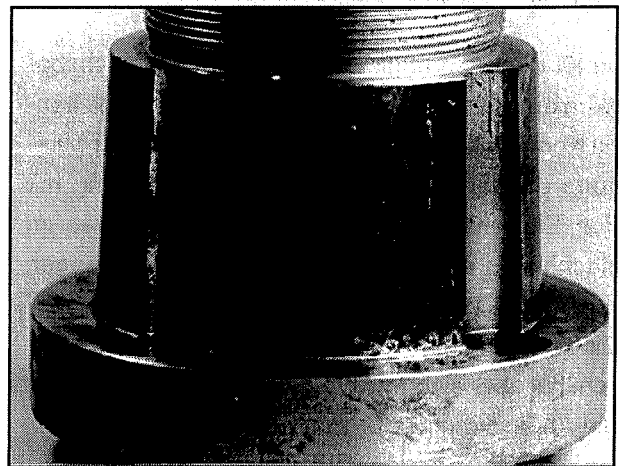


Bild 4.1 Farbuntersuchung an der Kegelverbindung des Rotors.

Um nicht eine aufwendige Identifikation der Welle-Nabe-Verbindung hinsichtlich der Steifigkeitsparameter vornehmen zu müssen, wurde vereinfachend die o.g. Argumentation hinsichtlich der Verschiebung der Eigenfrequenzen genutzt und die Steifigkeitsgrößen der Verbindung an die gemessenen Größen angepaßt. Es ergaben sich für die vorhandene Verbindung Steifigkeiten in der Größenordnung von 2200 Nm/rad als zusätzliche Steifigkeit.

Das mit diesen Steifigkeiten erweiterte MADYN-Modell weist natürlich in etwa die gemessenen Eigenfrequenzen im Stillstand des Abweiseradsichterrotors auf. Interessant ist das Campbell-Diagramm für das korrigierte Modell (Bild 4.2), welches nun gera-

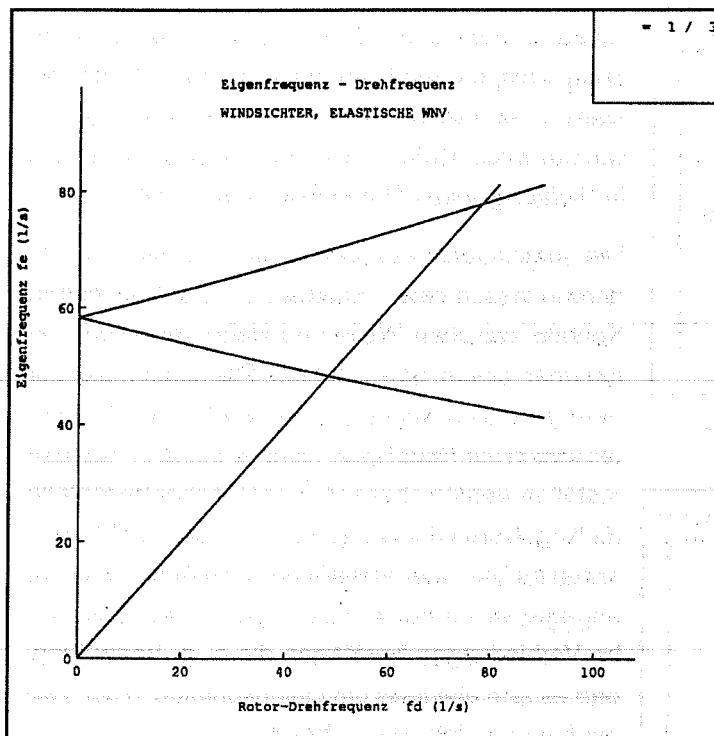


Bild 4.2 Campbell-Diagramm des korrigierten Rotormodells.

de für den ursprünglich vorgesehenen Betriebsbereich eine Resonanzstelle aufweist. Eine begleitende Kontrolle der Eigenfrequenzverläufe in der Messung ergibt eine recht gute Übereinstimmung mit den Ergebnissen des MADYN-Modelles, was im Nachhinein die dort getroffenen Vereinfachungen rechtfertigt.

Eine Korrektur im FE-Modell ist zwar generell möglich, hat aber einen größeren Aufwand zur Folge als die Anpassung des MADYN-Modelles.

5. Zusammenfassung

Es wurde gezeigt, daß auch bei der Konstruktion und Auslegung von Abweiseradsichterrotoren für bisher kaum erreichte Durchsätze und Umfangsgeschwindigkeiten neben der gewissenhaften Auslegung der Festigkeiten sowie der dynamischen Eigenschaften ebenso den Bauteilen verstärkte Aufmerksamkeit geschenkt werden muß, die lange bekannt, oft verwendet und daher vermeintlich unkritisch nutzbar sind. Im Hinblick auf die hier dargestellte Welle-Nabe-Verbindung war die Tatsache der zusätzlichen Federsteifigkeit um so mehr von Nachteil, als daß hierdurch der nutzbare Betriebsbereich (bei der verwendeten Auflagerung im Prüfstand) eingeschränkt wurde.

Die Analyse des zunächst starren Systems mit unterschiedlichen Verfahren führt jeweils zur Ermittlung von zu hohen Eigenfrequenzen. Die Berücksichtigung dieser zusätzlichen Federsteifigkeiten ist bei den vorwiegend bekannten Methoden vielfach nur recht schwierig zu realisieren. Desweiteren sind zur Abschätzung der Eigenfrequenzen keine auf die geometrische Form bzw. Gestaltung normierten Steifigkeiten von Kegelpreßverbänden bekannt.

Die dargestellte Problematik kann dabei in anderen Fällen noch zu weitaus größeren Problemen führen; müssen Rotoren mit derartigen Mängeln, wie dem hier vorliegenden Linienkontakt des Kegelpreßverbandes, trotzdem überkritisch betrieben werden, so können aufgrund der im drehenden System auftretenden Reibkontakte selbsterregte bzw. entdämpfte Schwingungen auftreten, die durchaus zur Zerstörung des Systems führen können.

Aus den o.g. Gründen erscheint es daher notwendig, in dieser Form nochmals auf die Problematik beim Einsatz reibschlüssiger Welle-Nabe-Verbindungen hinzuweisen.

6. Literatur

- /1/ MARC: MARC-K5, MARC Analysis Research Corporation, 260 Sheridan Avenue, Palo Alto, CA 94306
- /2/ MADYN: Beschreibung des Programmsystems MADYN, Ingenieurbüro Klement, Darmstadt
- /3/ Sonderforschungsbereich 180, Arbeitsbericht zur Förderungsphase 1991 - 1993, TU Clausthal

* H. Schäfer ist Mitarbeiter am Institut für Technische Mechanik der TU Clausthal. Die hier dargestellten Ergebnisse sind in Zusammenarbeit der Teilprojekte A1 und A4 des Sonderforschungsbereiches 180 "Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen unter besonderen mechanischen, thermischen oder chemischen Belastungen" entstanden.