

# Drehschwingungsberechnung von Antrieben mit Hydro- dynamischer Kupplung

Dr. Ing. A Menne VDI, Crailsheim

©VDI Verlag GmbH, Düsseldorf 2004  
Sonderdruck aus VDI-Berichte Nr. 1786 (2003)

## 1. Einleitung

Um eine hohe Zuverlässigkeit und Sicherheit eines Antriebssystems zu gewährleisten, ist eine Vorausberechnung von Resonanzstellen und Bauteilbelastungen notwendig. Dieses wird durch Simulationsrechnungen erreicht, die mit mehr oder weniger starken Vereinfachungen des realen Systemverhaltens durchgeführt werden. Das vereinfachte Systemverhalten wird dabei durch mathematische Modelle beschrieben. Für viele Antriebsstrangelemente existieren derartige Modelle, wobei diese meist auf einfachen physikalischen Grundlagen, wie z. B. dem Hookesches Gesetz beruhen.

Hydrodynamische Kupplungen sind in ihrer Wirkungsweise dagegen sehr komplex. Eine Modellierung über größere Betriebsbereiche ist daher sehr aufwendig [1, 2, 3]. In den meisten Fällen reicht es jedoch aus, die mathematische Beschreibung auf einen Betriebsbereich, den Nennbetriebspunkt zu beschränken. Unter dieser Voraussetzung wurde eine recht einfache Beschreibung von hydrodynamischen Kupplungen in Form eines Kelvin Modells entwickelt [4], die leicht zu bestimmen ist und zudem mit jeder Standard-Simulationssoftware abgebildet werden kann.

Die Gültigkeit dieser Kelvin Modellierung soll an dieser Stelle nochmals unter Beweis gestellt und die grundlegenden Eigenschaften von hydrodynamischen Kupplungen daraus abgeleitet werden.

Weiterhin werden zwei grundlegende Problemstellungen aus der Praxis zur Auslegung und Simulation von Antrieben mit hydrodynamischer Kupplung, insbesondere von Schiffsantrieben, erläutert.

- Bei Simulationsrechnungen im Resonanzbereich (zweiter oder höhere Mode) zeigen sich immer wieder sehr große Abweichungen zwischen Theorie (Simulation) und Messungen, so dass in diesem Bereich Unsicherheiten bezüglich der Gültigkeit der Kupplungsmodellierung bestehen.
- In der Vergangenheit war es Praxis, Antriebe mit hydrodynamischer Kupplung getrennt auszulegen. Der primär- und sekundärseitige Antriebsstrang wurde separat betrachtet, Eigenfrequenzen und Torsionsbeanspruchungen getrennt bestimmt. Im Laufe der Zeit sind jedoch Zweifel darüber aufgetaucht, ob die hydrodynamische Kupplung möglicherweise nicht doch einen größeren Einfluss auf die Eigenfrequenzen und Torsionsbeanspruchungen vom primär- und sekundärseitigen Antriebsstrang hat und somit eine getrennte Auslegung zu größeren Fehlern führen kann. Aus diesem Grund werden derartige Systeme zur Zeit nicht mehr getrennt, sondern als Gesamtsystem ausgelegt.

## 2. Die hydrodynamische Kupplung als Kelvin Modell

Eine stationäre Auslegung hydrodynamischer Kupplungen erfolgt nach der Beschreibung in Gl. 1.

$$M = \lambda \cdot \rho \cdot D_p^5 \cdot \omega_p^2 \quad \text{Gl. 1}$$

Die dimensionslose Leistungszahl  $\lambda$  ist dabei abhängig vom Schlupf, den Profilparametern sowie dem Füllungsgrad und wird experimentell ermittelt. Sie geht, wie auch die Dichte des Betriebsmediums  $\rho$ , linear in die Berechnung des übertragbaren Kupplungsmomentes ein.

Bei geometrisch ähnlichen Kupplungen ändert sich der Verlauf

der Leistungszahl  $\lambda$  nicht, so dass dieses Moment mit dem Durchmesser des Pumpenrades  $D_p$  und der Pumpendrehzahl  $\omega$  auch für andere Baugrößen und Antriebsdrehzahlen theoretisch bestimmt werden kann.

Stationäre Vorgänge können mit Gl. 1 jedoch nicht berechnet werden. Hierzu ist eine andere Beschreibung erforderlich, die in [4] in Form eines Kelvin Modells entwickelt wurde.

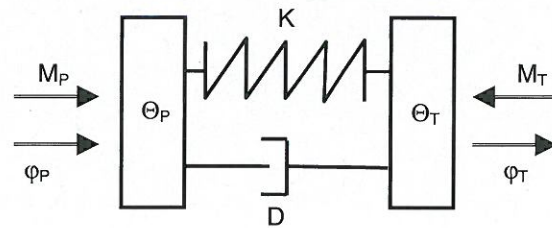


Bild 1: Kelvin Modell

(Indizes: P = Pumpe; T = Turbine)

Wie allgemein bekannt, besteht dieses Modell aus einer Parallelschaltung von Hookescher Feder K und viskosem Dämpfers D (Bild 1) und ist analog zur Beschreibung von hochelastischen Kupplungen [5]. Bei dieser Kupplungsart werden die Federrate und Dämpferwert als konstante Werte angenommen.

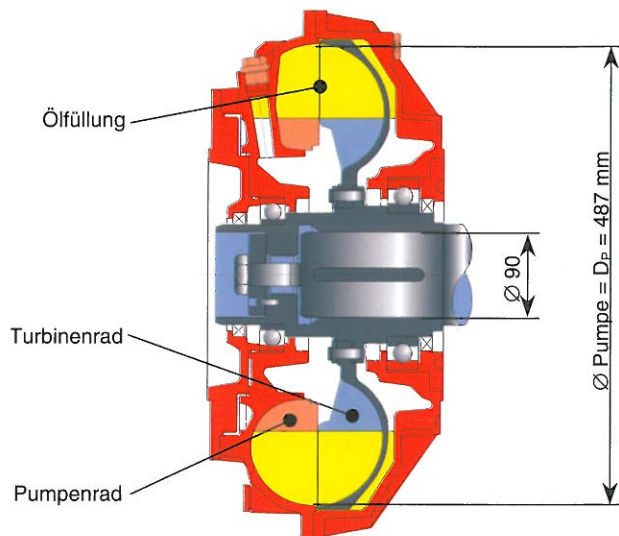


Bild 2: VTK 487 T Kupplung im Schnitt

Die hydrodynamische Kupplung weist dagegen auch im Nennbetriebspunkt ein nichtlineares Verhalten auf, wodurch sich frequenzabhängige Werte für K und D ergeben. Diese sind für die Kupplungsgröße VTK 487 T (Bild 2) bei einer Pumpendrehzahl von 1500 rpm und einem Nennmoment von 800 Nm beispielhaft in Bild 3 und Bild 4 dargestellt. Bei niedrigen Erregerfrequenzen ist die Steifigkeit klein und die Dämpfung groß. Mit zunehmender Frequenz kehrt sich dieses um. Dabei strebt die Steifigkeit und Dämpfung jeweils gegen einen Grenzwert. Verglichen mit anderen Antriebsselementen ist der Grenzwert der Steifigkeit sehr gering. Hier liegt dieser Wert bei 3500 Nm / rad und entspricht beispielsweise der einer Stahlwelle mit einem Durchmesser von 30 mm und einer Länge von 1863 mm. In einem Antriebssystem sind in der Regel die Steifigkeiten der anderen Antriebsselemente um mindestens eine Zehnerpotenzen größer als die der hydrodynamischen Kupplung. Selbst hochelastische Kupplungen liegen bei gleichem Nennmoment noch um einem Faktor >3 höher. Hieraus folgt, dass die erste Eigenfrequenz eines Antriebs von der hydrodynamischen Kupplung bestimmt wird.



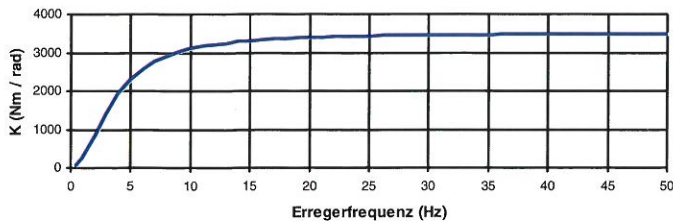


Bild 3: Steifigkeit K

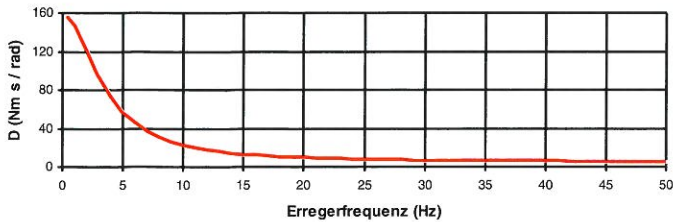


Bild 4: Dämpfung D

Die Modellierung nach [4] verliert ihre Gültigkeit außerhalb des Nennschlupfbereiches (von 0% bis ca. 10%) und kann somit nicht für Berechnungen von An- und Auslaufvorgängen genutzt werden. Hier müssen andere Modellansätze gewählt werden [1, 2, 3], die jedoch zum Teil sehr komplex sind. In den meisten Fällen ist es ausreichend, diese meist quasistatischen An- und Auslaufvorgängen mit der stationären Kupplungskennlinie zu berechnen.

### 3. Eigenschaften hydrodynamischer Kupplungen

#### 3.1 Tiefpassverhalten

Aus der Steifigkeit K und der Dämpfung D lässt sich für hydrodynamische Kupplungen das Übertragungsverhalten in Form einer Vergrößerungsfunktion V ableiten. Sie ist definiert als Quotient von Kupplungsmoment  $M_K$  zu Erregermoment  $M_E$  (Gl. 2) [5].

$$V = \frac{M_K}{M_E} \quad \text{Gl. 2}$$

mit  $M_K = D \cdot \dot{\Delta\varphi} + K \cdot \Delta\varphi$

und  $M_E = M_P \cdot \frac{\Theta_T}{\Theta_P + \Theta_T}$  bzw.  $M_E = M_T \cdot \frac{\Theta_P}{\Theta_P + \Theta_T}$

In Bild 5 ist eine solche Funktion für die oben schon betrachtete VTK 487 T Kupplung dargestellt. Die Eigenfrequenz wurde in diesem Beispiel mit 5 Hz vorgegeben und soll dem erste Mode des gesamten Antriebssystems entsprechen. Dieser Mode wird aufgrund der sehr geringen Steifigkeit und der Massenverteilung im Antriebssystem durch die hydrodynamische Kupplung bestimmt.

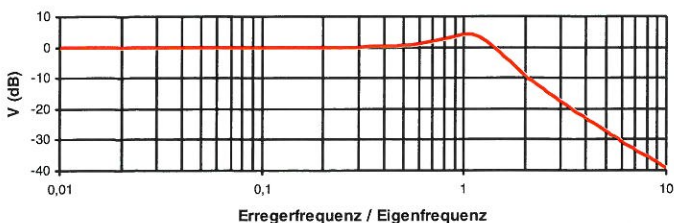


Bild 5: Vergrößerungsfunktion

Aus Bild 5 lässt sich ein Tiefpassverhalten mit geringer Resonanzüberhöhung ableiten. Bis zur ersten Eigenfrequenz werden die Erregermomente von der hydrodynamischen Kupplung zwar übertragen, aber stark gedämpft. Das Kupplungsmoment  $M_K$  nimmt mit zunehmender Frequenz jedoch schnell ab. Bei der 6-fachen Eigenfrequenz (30 Hz) beträgt es gerade mal noch -30,5 dB ( $V = 3\%$ ) des Erregermomentes  $M_E$ . Es erfolgt also eine weitgehende Entkoppelung bzw. Trennung von Drehmoment-schwankungen. Die Resonanzüberhöhung ist unkritisch, da sie hier mit +4,2 dB ( $V = 160\%$ ) sehr niedrig ist.

Interessant ist die Höhe der max. ersten Eigenfrequenz (erster Mode). Sie liegt aufgrund der geringen Steifigkeit bei allen gängigen KupplungsbaufORMen, -größen und Anlagen < 20 Hz, meist sogar unter 10 Hz. Die Eckfrequenz des Tiefpassverhaltens von hydrodynamischen Kupplungen liegt in den meisten Fällen mit Drehzahlen < 600 rpm also sehr niedrig. Für Schwingungsanregungen zweiter und höherer Ordnung, wie sie z.B. von Verbrennungsmotoren erzeugt werden, stellt sie ein echtes Hindernis dar.

Dieser Sachverhalt wird deutlicher, wenn man sich Messwerte in Bild 6 anschaut. Sie entstanden aus Prüfstandsmessungen an der VTK 487 T Kupplung. Bei einer Pumpendrehzahl von 1500 rpm wurde ein Nennbetriebspunkt von 790 Nm eingestellt und die Pumpenseite harmonisch mit steigender Frequenz und Amplitude erregt. Das An- und Abtriebssystem bestand aus jeweils einer umrichter gesteuerten Asynchronmaschine. Die primär- bzw. sekundärseitige Momente und Drehzahlen wurden vor bzw. hinter der hydrodynamischen Kupplung gemessen.

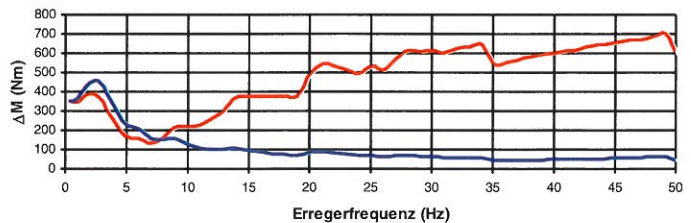


Bild 6: Messwerte – Momentenamplituden von Pumpenseite (rot) und Turbinenseite (blau)

In Bild 6 sind die Momentenamplituden der erregenden Pumpenseite  $M_P$  und die der sich einstellenden Turbinenseite  $M_T$  über die Erregerfrequenz aufgetragen. Bis zu einer Frequenz von 7 Hz liegt das Turbinenmoment über dem des Pumpenrades. Dieses ist der Bereich der Resonanzüberhöhung. Der maximale Quotient ( $M_T / M_P$ ) dieser Überhöhung liegt bei 5 Hz, der ersten Eigenfrequenz des Systems. Oberhalb von 7 Hz. nehmen die Momentenamplituden des Turbinenrades trotz steigender Erregeramplituden auf der Pumpenseite kontinuierlich ab. Bei der maximalen Erregeramplitude von 700 Nm (49 Hz) beträgt die sekundärseitig gemessene Momentenamplitude gerade noch 62 Nm.

#### 3.2 Drehzahlproportionale erste Eigenfrequenz

Bei Antrieben mit hydrodynamischer Kupplung tritt meist der Fall ein, dass die erste Eigenfrequenz proportional zur Antriebsdrehzahl ist. Dieses ist zunächst verblüffend, kann aber relativ leicht erklärt werden. Bei einem konstanten Frequenzverhältnis  $\Omega$  (Gl. 3)

$$\Omega = \frac{\text{Erregerfrequenz}}{\text{Antriebsdrehzahl}} = \text{konst.} \quad \text{Gl. 3}$$



ergibt aus der Modellierung nach [4], dass die Kupplungssteifigkeit proportional dem Quadrat der Antriebsdrehzahl (Gl. 4) ist. Da sich die Eigenfrequenz bekanntermaßen mit der Quadratwurzel aus der Steifigkeit ändert (Gl. 5), ist sie auch proportional zur Antriebsdrehzahl (Gl. 6).

$$K \sim \text{Antriebsdrehzahl}^2 \quad \text{Gl. 4}$$

$$\text{Eigenfrequenz} \sim \sqrt{K} \quad \text{Gl. 5}$$

$$\text{Eigenfrequenz} \sim \text{Antriebsdrehzahl} \quad \text{Gl. 6}$$

Das Frequenzverhältnis  $\Omega$  in Gl. 3 ist bei den meisten Antriebssystemen konstant. Man denke da z.B. an das Erregerspektrum eines Verbrennungsmotors, Propeller oder den Rotor einer Windkraftanlage. Die Erregerfrequenzen sind hier immer proportional zur Antriebsdrehzahl und das Frequenzverhältnis  $\Omega$  somit konstant.

Üblicherweise sind Torsionseigenfrequenzen keine Funktion der Drehzahl sondern konstant (Bild 7). Der Umstand, dass sie es dennoch sein können, ist nicht bedenklich sondern sogar von Vorteil. Wie leicht einsichtig ist, existieren über der Antriebsdrehzahl (außer bei 0 rpm) keine weiteren Schnittpunkte der Erreger- mit dieser Eigenfrequenzgeraden. Eine wie in Bild 7 ausgelegte Anlage liegt damit bei jeder Antriebsdrehzahl im überkritischen Bereich.

Aber selbst der Fall, dass die 1-te Eigenfrequenzgerade nahe bei einer Erregergeraden liegt, kann durchaus zulässig sein. Dieses soll später anhand eines Schiffsantriebes verdeutlicht werden.

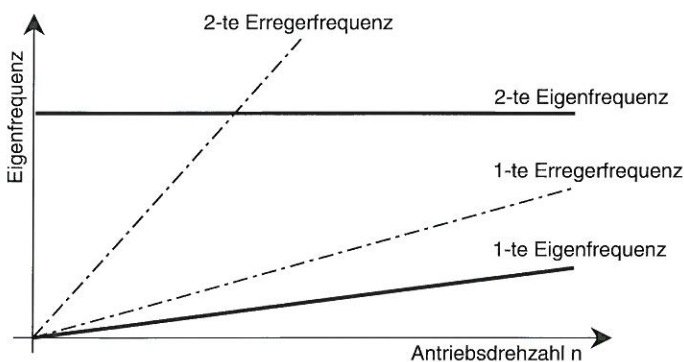


Bild 7: Beispielhaftes Resonanzschaubild

#### 4. Verifikation der Kelvin Modells für hydrodynamische Kupplungen

Die wichtigsten Einflussparameter auf das Torsionsschwingungsverhalten von hydrodynamischen Kupplungen sind die Kupplungsgröße und -ausführung, der Füllungsgrad, das verwendete Betriebsmedium sowie die Antriebsdrehzahl, der Nennbetriebspunkt und die Erregerfrequenz.

Eine Modellverifikation kann bei dieser Anzahl von Einflussparameter und deren Variationsmöglichkeiten nur punktuell durchgeführt werden. Bei einer vollständigen, experimentellen Untersuchung würde der Aufwand ins Unermessliche steigen. Das Kupplungsverhalten muss also auf andere Zustände extrapoliert werden.

Mit der Beschreibung nach [4] und den oben genannten Einflussparameter sind die beiden Parameter Steifigkeit und

Dämpfung des Kelvin Modells relativ einfach zu bestimmen, so dass diese Extrapolation sehr leicht durchgeführt werden kann. Es lassen sich somit auch schnell die Einflüsse einzelner Parameter und deren Auswirkung auf das Antriebssystem untersuchen.

Die hier vorgestellten Modellverifikationen erfolgen an einem Schiffsantrieb mit einer Nennleistung von 1800 kW und hydrodynamischer Doppelkupplung der Größe 1150 (VTK 1150 DTM) sowie Prüfstandsmessungen an einer 487 Kupplungsgröße (VTK 487 T) bei einer Leistung von 125 kW.

#### 4.1 Modellverifikation anhand von Prüfstandsmessungen

Die Momentenamplituden in Bild 6 stammen von den Prüfstandsmessungen an der VTK 487 T. Wie oben bereits beschrieben, wurde bei einer Pumpendrehzahl von 1500 rpm ein Betriebspunkt von 790 Nm eingestellt (Schlupf = 3,3 %) und die Pumpenseite harmonisch mit steigender Frequenz und Momentenamplitude erregt. In Bild 8 sind die gemessenen Drehzahlamplituden dargestellt.

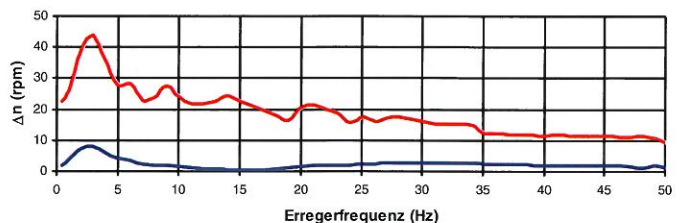


Bild 8: Messwerte - Drehzahlamplituden von Pumpenseite (rot) und Turbinenseite (blau)

Aus den vier Messgrößen in Bild 6 und Bild 8 lassen sich mit den hier nicht dargestellten Phaseninformationen die Steifigkeits- und Dämpfungswerte für die einzelnen Erregerfrequenzen bestimmen. Diese sind in Bild 9 und Bild 10, und zum direkten Vergleich auch die theoretisch bestimmten Werte nach [4] abgebildet. Die Übereinstimmung ist sehr gut und bestätigt somit einmal mehr die Theorie der Kupplungsmodellierung. Eine experimentelle Bestimmung der Steifigkeits- und Dämpfungswerte über 20 Hz Erregerfrequenz ist sehr schwierig, da die Differenzwinkel und -geschwindigkeiten, aus denen die Kelvinparameter bestimmt werden, mit zunehmender Frequenz sehr klein werden. Ungenauigkeiten in der Messwerterfassung können das Ergebnis sehr stark beeinflussen so dass hier darauf verzichtet wurde.

Eine Modellverifikation für Erregerfrequenzen über 20 Hz auf der anderen Seite aber auch nicht notwendig. Wie eingangs schon beschrieben, wird die erste Eigenfrequenz eines Antriebssystems durch die hydrodynamische Kupplung bestimmt und liegt bei allen gängigen Kupplungsbauformen, -größen und Anlagen < 20 Hz, meist sogar unter 10 Hz. Die höheren Eigenfrequenzen liegen im primär- bzw. sekundärseitigen Antriebsstrang und werden durch die hydrodynamische Kupplung kaum beeinflusst. Hierauf wird später noch näher eingegangen. Eine Verifikation des Kupplungsmodells für Erregerfrequenzen über 20 Hz ist für dessen Beurteilung demnach irrelevant.



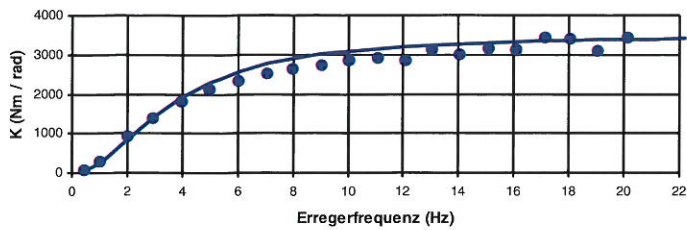


Bild 9: Steifigkeit  $K$  - Messungen (Punkte);  
Theorie (durchgezogen)



Bild 10: Dämpfung  $D$  - Messungen (Punkte),  
Theorie (durchgezogen)

## 4.2 Modellverifikation an einem Schiffsantrieb

Der in Bild 11 dargestellte Schiffsantrieb stammt von dem Wassertrecker „M.V. Taurus“. Dieses Schiff ist mit zwei 1812 kW starken 8 Zylinder Dieselmotoren ausgestattet, die jeweils über eine hydrodynamische Voith Kupplung einen Voith Schneider Propeller antreiben.

Im Gegensatz zu den Prüfstandsmessungen ist es hier nicht möglich, gezielt einzelne Erregerfrequenzen zu erzeugen und so Steifigkeit und Dämpfung zu bestimmen. Die Überprüfung der Kupplungsmodellierung erfolgt anhand der berechneten und gemessenen Eigenfrequenzen.

Die Momentenmessung erfolgte mittels DMS auf der Verbindungswelle der Bogenzahnkupplung. An dieser Stelle konnten die erste und dritte Eigenfrequenz bestimmt werden, die im sekundärseitigen System liegen. Aufgrund des Tiefpassverhaltens der hydrodynamischen Kupplung waren primärseitige Moden nicht zu messen.

Bei dem Schiffsantrieb in Bild 11 erfolgt die Hauptanregung vom Propeller, und zwar hauptsächlich mit 5- und 10-facher Propellerdrehzahl (Blattzahl = 5). Unter Berücksichtigung der Getriebestufe ist die erste Propellererregerfrequenz gleich die 0,39-te Ordnung der Antriebsdrehzahl, dieser also proportional.

$$\text{Erregerfrequenz Propeller} = 0,39 \text{ Ordnung der Motordrehzahl}$$

Gl. 3 ist somit erfüllt. Aus der Berechnung [4] ergibt sich, dass die erste Eigenfrequenz des Antriebs gleich die 0,37-te Ordnung der Motordrehzahl ist.

$$\text{Berechnete erste Eigenfrequenz} = 0,37 \text{ Ordnung der Motordrehzahl}$$

Erregerfrequenz und Eigenfrequenz liegen also nahe beieinander. Im Frequenzspektrum ergibt sich genau in diesem Bereich (0,37-te bis 0,39-te Ordnung) eine Überhöhung, die mit der Motordrehzahl und Pitchverstellung des Propellers ansteigt. Bei den verschiedenen Einsatzfällen des Wassertreckers wurden in der Verbindungswelle der Bogenzahnkupplung unterschiedlich hohe Wechselmomente gemessen. Im ungünstigsten Fall betrug dieses  $\pm 3,86$  kNm. Der Germanische Lloyd gibt für das maximal zulässige Wechselmoment einen Wert von  $\pm 30\%$  des mittleren Nennmomentes im Drehzahlbereich von 90% bis

105% an. Mit maximal  $\pm 22,3\%$  des Nennmomentes liegen wir bei diesem Antrieb also innerhalb des zulässigen Bereiches. Wie dieses Beispiel zeigt, kann ein Betrieb nahe der, durch die hydrodynamische Kupplung verursachten, ersten Eigenfrequenz durchaus zulässig sein. Diese Aussage kann jedoch nicht verallgemeinert werden und muss in jedem Einzelfall überprüft werden.

Die dritte Eigenfrequenz wurde anhand der Messungen mit 31,8 Hz bestimmt und liegt im sekundärseitigen Antriebssystem. Mit einer Frequenz von 30,4 Hz. liegt die Simulationsrechnung gerade mal 4,4% unter dem Messwert, was ein sehr gutes Ergebnis ist. Es sei noch angemerkt, dass die Steifigkeit der hydrodynamischen Kupplung auf diese Eigenfrequenz keinen großen Einfluss hat. Ohne sie berechnet sich der dritte Mode zu 29,8 Hz (siehe auch nachfolgendes Kapitel 5).

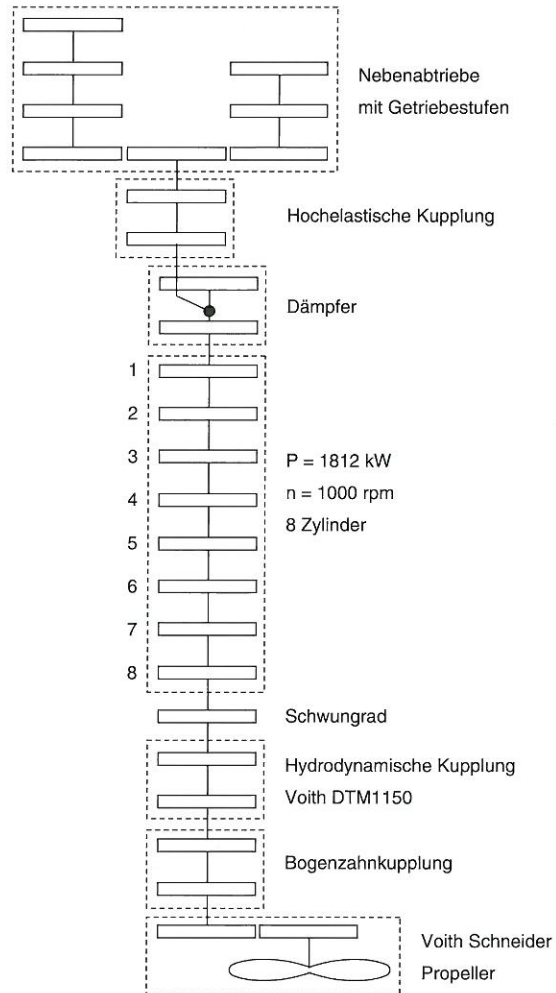


Bild 11: Massenschema Schiffsantrieb

## 5. Getrennte Auslegung vom primär- und sekundärseitigen Antriebsstrang

Eine getrennte Auslegung vom primär- und sekundärseitigen Antriebsstrang kann von großem Vorteil sein, wenn in einer frühen Projektierungsphase noch nicht alle Antriebselemente bekannt sind. Hierbei geht es weniger um eine stationäre Auslegung sondern um die Bestimmung von Eigenfrequenzen und die Frage nach möglichen Resonanzanregungen. In der Vergangenheit wurde eine getrennte Auslegung z.B. bei Schiffsantrieben durchgeführt. Hier kann der Fall eintreten, dass in der Projektierungsphase der Antriebsmotor oder die

Propelleranlage noch nicht bekannt sind. Um dennoch das jeweilige andere, primär- oder sekundärseitige Antriebssystem bestimmen zu können, wurde in der Vergangenheit die gesamte Anlage gedanklich durch die hydrodynamische Kupplung getrennt. Eine Beeinflussung der Primär- auf die Sekundärseite und umgekehrt wurde somit ausgeschlossen.

Dieses Vorgehen wurde im Laufe der Zeit jedoch in Zweifel gezogen, so dass heute eine getrennte Auslegung nicht mehr praktiziert wird. Dieses erschwert die Arbeit des Projektierungsingenieurs aus oben genannten Gründen, so dass von ihm immer wieder die Frage nach der Gültigkeit der alten Auslegungspraxis gestellt wird.

Bei Antrieben mit großen Unterschieden in der Massen- und/oder Steifigkeitsverteilung können einzelne Eigenformen auch direkt einzelnen Bauelementen wie Gelenkwellen, elastischen Kupplungen oder Getrieben zugeordnet werden. Antriebssysteme mit hydrodynamischer Kupplung weisen in der Steifigkeitsverteilung große Unterschiede auf, wobei die Kupplungssteifigkeit in der Regel um mindestens ein Zehnerpotenz kleiner ist als die Steifigkeiten der übrigen Elemente.

Daraus ergibt sich, dass die erste Eigenform bzw. -frequenz durch die Turbokupplung bestimmt wird und bei allen gängigen Antriebssystemen unter 20 Hz., meist sogar unter 10 Hz. liegt. Zur Bestimmung der ersten Eigenfrequenz ist es daher ausreichend, dass gesamte Antriebssystem auf ein Zweimassenschwinger zu reduzieren und diese mit der Kupplungssteifigkeit [4] zu berechnen. Die so berechnete Frequenz liegt höher als die tatsächlich. Die minimale, erste Eigenfrequenz kann mit Hilfe des Neuberschen Grenzwertes bestimmt werden [6]. Die höheren Eigenformen bzw. -frequenzen können im ersten Ansatz durch eine getrennte Betrachtungsweise vom primär- und sekundärseitigen Antriebsstrang bestimmt werden. Die Steifigkeit der hydrodynamischen Kupplung wird dabei vernachlässigt. Die so bestimmten Moden stimmen recht gut mit den realen Werten überein. In Tabelle 1 ist ein Vergleich von Eigenfrequenzen dargestellt, die mit und ohne Kupplungssteifigkeit berechnet wurden. Es handelt sich hierbei um eine Torsionsschwingerkette mit 6 Massen und den in Tabelle 2 hinterlegten Werten.

Tabelle 1: Eigenfrequenzvergleich Rechnung mit und ohne Kupplungssteifigkeit

	mit hydrodynamische Kupplung		ohne hydrodynamische Kupplung	
	primär	sekundär	primär	sekundär
Mode 1	4,030 Hz (4,135 Hz) <sup>1</sup>		0,000 Hz	
Mode 2		19,922 Hz		19,461 Hz
Mode 3	73,552 Hz		73,431 Hz	
Mode 4		90,241 Hz		90,179 Hz
Mode 5	1219,6 Hz		1219,6 Hz	

<sup>1</sup> Klammerwert ergibt sich nach Reduktion auf einen Zweimassenschwinger

Bei der getrennten Auslegung ist jedoch Vorsicht geboten. Es muss sichergestellt sein, dass die Kupplungssteifigkeit mindestens um eine Zehnerpotenz kleiner ist als die der anderen Antriebselemente. Für den Fehler bei der getrennten Frequenzbestimmung kann als Erfahrungswerte ein Wert von  $\pm 6\%$  angenommen werden. Da die Gültigkeit der hier beschriebenen Vorgehensweise theoretisch nicht hinterlegt ist und zudem auch von der Massenverteilung abhängt, empfiehlt sich auf jeden Fall eine Überprüfung am Gesamtsystem. Dieses gilt vor allem für den Fall, wenn sich aus der „getrennten“ Rechnung eine resonanznahe Betriebsweise ergibt.

Die Frage, ob eine sekundärseitige Eigenfrequenz von der Primärseite (oder umgekehrt) durch die hydrodynamische Kupp-

Tabelle 2: Wertetabelle Torsionsschwingerkette

Massenträgheiten	Steifigkeiten mit hydrodynamische Kupplung	Steifigkeiten ohne hydrodynamische Kupplung
$\Theta_1 = 6 \text{ kg m}^2$	$K_{12} = 5,0 \cdot 10^7 \text{ Nm / rad}$	$K_{12} = 5,0 \cdot 10^7 \text{ Nm / rad}$
$\Theta_2 = 1 \text{ kg m}^2$	$K_{23} = 4,5 \cdot 10^5 \text{ Nm / rad}$	$K_{23} = 4,5 \cdot 10^5 \text{ Nm / rad}$
$\Theta_3 = 3 \text{ kg m}^2$	$K_{34} = 3,0 \cdot 10^3 \text{ Nm / rad}$	$K_{34} = 0,0 \text{ Nm / rad}$
$\Theta_4 = 2 \text{ kg m}^2$	$K_{45} = 2,0 \cdot 10^5 \text{ Nm / rad}$	$K_{45} = 2,0 \cdot 10^5 \text{ Nm / rad}$
$\Theta_5 = 1 \text{ kg m}^2$	$K_{56} = 3,0 \cdot 10^4 \text{ Nm / rad}$	$K_{56} = 3,0 \cdot 10^4 \text{ Nm / rad}$
$\Theta_6 = 5 \text{ kg m}^2$		

lung hindurch angeregt wird und wie hoch die Amplituden sind, kann nur am Gesamtsystem geklärt werden. Systemanregungen mit hohen Frequenzen werden von einer hydrodynamische Kupplung zwar stark abgeschwächt, aber dennoch übertragen. Dieses tragen in der Regel aber nicht zu einer nennenswerten Erhöhung der Gesamtbelastung bei. Bei schwach gedämpften Moden kann es jedoch zu Problemen kommen. Größere Resonanzüberhöhungen sind hier auch schon mit geringen Erregeramplituden möglich.

Zu beachten ist auch, dass sich die Gesamtbelastung des Systems aus der Summe aller Einzelbelastungen zusammensetzt. Es reicht also nicht aus, nur die Amplituden jeder einzelnen Erregerfrequenz zu betrachten um eine Überschreitung zulässiger Werte festzustellen. Vor allem bei dicht benachbarten Resonanzen kann die Superposition der Einzelerregungen schnell zu einer Verdopplung der Belastung führen.

## 6. Simulationsrechnungen im Resonanzbereich

In der Theorie sind Simulationsrechnungen im Resonanzbereich durchaus möglich. Dabei geht es um eine Amplitudenbestimmung bei einer Erregung nahe oder auch direkt im Resonanzpunkt. Was in der Theorie gut funktioniert, stellt sich in der Praxis manchmal als sehr schwierig dar. Es treten zum Teil erhebliche Unterschiede zwischen den simulierten und gemessenen Amplituden auf, die durchaus mehrere 100% betragen können.

In erster Linie sind falsche oder fehlerbehaftete Angaben bzw. Annahmen bezüglich des Antriebssystems oder der Systemerregungen die Ursache hierfür. Dabei können schon geringe Abweichungen zwischen den berechneten und realen Eigenfrequenzen oder falsche Annahmen bezüglich der Systemerregung ausreichen, um die Simulationsergebnisse stark zu verfälschen. Ähnlich verhält es sich auch mit Ungenauigkeiten in den Dämpfungswerten von z.B. Verzahnungen, Wellen oder Verbindungselementen.

Allgemein sind Simulationsrechnungen im Resonanzbereich mit sehr großer Sorgfalt durchzuführen und kritisch zu bewerten. Entscheidend ist hier, welches Teilsystem (Gelenkwelle, Getriebe, Turbokupplung etc.) den Mode, d.h. die Eigenfrequenz maßgeblich bestimmt.

Wird eine Resonanz durch ein schwach gedämpftes Teilsystem bestimmt (z.B. Gelenkwelle oder drehsteife Verbindungskupplung), treten die größten Probleme auf. Geringe Verschiebungen der angenommenen Erreger- oder auch berechneten Eigenfrequenz wirken sich hier besonders stark aus. Aber auch die Erregeramplitude hat im Zusammenhang mit der Systemdämpfung einen großen Einfluss. Als Richtgröße sollten Simulationsrechnungen im Frequenzbereich  $\pm 20\%$  um eine solche Resonanzstelle entweder ganz vermieden oder zumindest sehr kritisch betrachtet werden.

In Bild 12 sind die Vergrößerungsfunktionen eines schwach und



stark gedämpften Systems dargestellt. Wie hieraus ersichtlich ist, steigt die Funktion innerhalb des Bereiches  $\pm 20\%$  um die Eigenfrequenz (Punkte im Diagramm) stark an. Beispielsweise hätte eine Frequenzverschiebung von  $\eta = 0,92$  auf  $\eta = 0,96$ , das sind 4,3%, eine Amplitudenverdoppelung zur Folge. Hieraus wird schnell ersichtlich, wie empfindlich eine Rechnung in diesem Bereich ist.

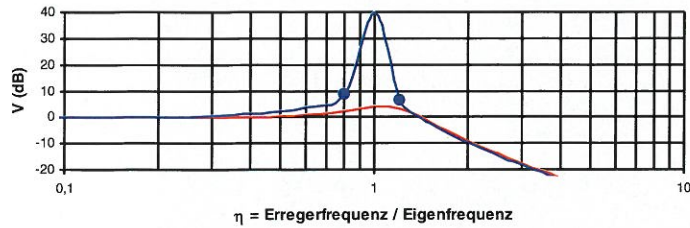


Bild 12: Vergrößerungsfunktion. Rot – stark gedämpft ( $D = 0,4$ ); Blau – schwach gedämpft ( $D = 0,005$ )

Wird eine Eigenfrequenz durch ein stark gedämpftes Teilsystem bestimmt (z. B. hydrodynamische und hochelastische Kupplung), treten dagegen weniger Probleme auf. Eine Amplitudenbestimmung ist hier mit einer ausreichenden Genauigkeit sogar direkt in ihrem Resonanzpunkt möglich. Ungenauigkeiten bei der angenommenen Erreger- oder auch berechneten Eigenfrequenz wirken sich hier kaum aus. Das gleich gilt auch für Variationen der Erregeramplituden.

Die Begriffe stark bzw. schwach gedämpftes System soll anhand des Lehrschen Dämpfungsmaßes  $D$  quantifiziert werden. Streng genommen ist dieses nur für ein Einmassensystem definiert. Die Transformation eines Mehrgrößensystems auf mehrere Einmassensysteme ist mit Hilfe der Modalanalyse möglich. Genau genommen reden wir hier also von einem modalen Lehrschen Dämpfungsmaß. In Tabelle 3 sind Erfahrungswerte für  $D$  aufgelistet. Als Faustformel kann angenommen werden:

- $D > 0,1$  stark gedämpftes System
- $D < 0,1$  schwach gedämpftes System

Tabelle 3: Erfahrungswerte für das Lehrsche Dämpfungsmaß

Übertragungselement	Lehrsches Dämpfungsmaß
Stahlwelle $d < 100$ mm	0,005
Stahlwelle $d > 100$ mm	0,01
Getriebeverzahnung $P < 100$ kW	0,02
Getriebeverzahnung $100$ kW $< P < 1000$ kW	0,04
Getriebeverzahnung $P > 1000$ kW	0,06
Hochelastische Kupplung	bis 0,13 (bei 10 Hz) <sup>1</sup>
Turbokupplung bei $n = 1500$ rpm	0,19 (bei 10 Hz) <sup>1</sup> 3,58 (bei 0,5 Hz) <sup>1</sup>

<sup>1</sup> Abgeleitet aus der relativen Dämpfung mit Erregerfrequenz = Eigenfrequenz des ungedämpften System

Wie diese Ausführungen zeigen, sind die zum Teil erheblichen Unterschied zwischen Messung und Rechnung im Resonanzbereich nicht zwangsläufig auf ein fehlerhafte Kupplungsmodellierung zurück zu führen. Es liegt vielmehr in der Natur von Simulation, die immer unter Annahmen und Vereinfachungen durchgeführt werden, dass Eigenfrequenzen und Systemerregungen nie exakt bestimmbar sind. Dieses, in Kombination mit großen Systemempfindlichkeiten, kann dann schnell zu falschen Ergebnissen und Schlussfolgerungen führen, die meist auch erhebliche Folgekosten beinhalten.

## 7. Zusammenfassung

Für das Torsionsschwingungsverhalten hydrodynamischer Kupplungen wurde eine einfache Beschreibung in Form eines Kelvin Modells mit frequenzabhängiger Steifigkeit und Dämpfung vorgestellt und daraus zwei grundlegende Eigenschaften abgeleitet.

Zum einen zeigt sich ein Tiefpassverhalten mit geringer Resonanzüberhöhung, die auf eine hohe Kupplungsdämpfung zurückzuführen ist. Die maximale Eigenfrequenz, also die maximale Eckfrequenz dieses Tiefpassverhaltens liegt bei allen gängigen Antriebssystemen, Kupplungsgrößen und -bauformen unter 20 Hz, meist sogar kleiner 10 Hz. Hierdurch werden Anregungen höhere Frequenz bei einer Übertragung durch die Kupplung hindurch stark abgeschwächt. Doch Vorsicht ist geboten. Vor allem bei schwach gedämpften Moden können diese Anregungen dennoch zu größeren Resonanzüberhöhungen führen. Die zweite grundlegende Eigenschaft ist die drehzahlproportionale erste Eigenfrequenz von Antrieben mit hydrodynamischer Kupplung. Voraussetzung hierfür ist allerdings ein konstantes Verhältnis von Erregerfrequenz zur Antriebsdrehzahl. Dieses ist für die meisten Antriebe gegeben (z. B. Verbrennungsmotor, Propeller oder Rotor einer Windkraftanlage).

Anhand von Prüfstandsmessungen sowie theoretischen und experimentellen Untersuchung eines Schiffsantriebes konnte die Gültigkeit der Kelvin Modellierung verifiziert werden. Unter der Voraussetzung, dass die Steifigkeit der hydrodynamischen Kupplung um mindestens eine Zehnerpotenz kleiner ist als die Steifigkeiten der übrigen Antriebselemente, ist eine getrennte Auslegung vom primär- und sekundärseitigen Antriebsstrang zulässig. Diese Auslegung ist jedoch auf die Betrachtung stationärer Belastungen sowie die Bestimmung von Eigenfrequenzen beschränkt. Die Berechnung von Torsionsbeanspruchungen infolge von Systemanregungen muss immer am Gesamtsystem durchgeführt werden. Das gleich gilt auch für die dringend empfohlene Überprüfung der „getrennt“ bestimmten Moden.

Simulationsrechnungen im Resonanzbereich oder auch sogar direkt im Resonanzpunkt sind nur für stark gedämpfte Moden zulässig. Bei schwach gedämpften Eigenformen sollten Rechnungen im Bereich  $\pm 20\%$  um eine Resonanzstelle entweder ganz vermieden oder zumindest sehr kritisch betrachtet werden. Hier sind Fehler von mehreren 100% möglich.

## 8. Literatur

- [1] Folchert, U.: Identifikation der dynamischen Eigenschaften Hydrodynamischer Kupplungen, Mitteilung aus dem Institut für Mechanik Nr. 87 der Ruhr Universität Bochum, 1994
- [2] Behrens, H.: Nichtlineare Modellierung und Identifikation hydrodynamischer Kupplungen mit allgemeinen diskreten Modellansätzen, Mitteilung aus dem Institut für Mechanik Nr. 107 der Ruhr Universität Bochum, 1997
- [3] Herbertz, R.: Untersuchung des dynamischen Verhaltens von Föttinger Getrieben, Dissertation Technische Universität Hannover, 1973
- [4] Worsch, H.: Drehschwingungsverhalten von hydrodynamischen Kupplungen, Sonderdruck aus Voith Forschung und Konstruktion, Heft 33 (1989), Aufsatz 2
- [5] DIN 740, Teil 2: Nachgiebige Wellenkupplungen, Beuth-Verlag, Berlin, August 1986
- [6] Holzweißig / Dresig, Lehrbuch der Maschinendynamik, Fachbuchverlag Leipzig - Köln, 1994

Voith Turbo GmbH & Co. KG  
Anfahrkomponenten  
Postfach 1555  
74555 Crailsheim, Germany  
Tel. +49 7951 32-409  
Fax +49 7951 32-213  
anfahrkomponenten@voith.com  
voith.de/turbokupplung

**VOITH**  
Engineered Reliability