

DIN ISO 22266-1



ICS 17.160; 29.160.40

Einsprüche bis 2024-02-01

Entwurf

**Mechanische Schwingungen –
Torsionsschwingungen bei rotierenden Maschinen –
Teil 1: Bewertung der Schwingungen aus elektrischer Anregung bei
Dampf- und Gasturbinen-Generatorsätzen (ISO 22266-1:2022,
korrigierte Fassung 2022-08);
Text Deutsch und Englisch**

Mechanical vibration –
Torsional vibration of rotating machinery –
Part 1: Evaluation of steam and gas turbine generator sets due to electrical excitation
(ISO 22266-1:2022, Corrected version 2022-08);
Text in German and English

Vibrations mécaniques –
Vibration de torsion des machines tournantes –
Partie 1: Évaluation des groupes électrogènes à turbine à vapeur et à gaz due à l'excitation
électrique (ISO 22266-1:2022, Version corrigée 2022-08);
Texte en allemand et anglais

Anwendungswarnvermerk

Dieser Entwurf mit Erscheinungsdatum 2023-12-01 wird der Öffentlichkeit zur Prüfung und Stellungnahme vorgelegt.

Weil das beabsichtigte Dokument von der vorliegenden Fassung abweichen kann, ist die Anwendung dieses Entwurfs besonders zu vereinbaren.

Stellungnahmen werden erbeten

- vorzugsweise online im Norm-Entwurfs-Portal von DIN unter www.din.de/go/entwuerfe bzw. für Norm-Entwürfe der DKE auch im Norm-Entwurfs-Portal der DKE unter www.entwuerfe.normenbibliothek.de, sofern dort wiedergegeben;
- oder als Datei per E-Mail an nals@din.de möglichst in Form einer Tabelle. Die Vorlage dieser Tabelle kann im Internet unter www.din.de/go/stellungnahmen-norm-entwuerfe oder für Stellungnahmen zu Norm-Entwürfen der DKE unter www.dke.de/stellungnahme abgerufen werden;
- oder in Papierform an den DIN/VDI-Normenausschuss Akustik, Lärminderung und Schwingungstechnik (NALS), 10772 Berlin oder Am DIN-Platz, Burggrafenstr. 6, 10787 Berlin.

Es wird gebeten, mit den Kommentaren zu diesem Entwurf jegliche relevanten Patentrechte, die bekannt sind, mitzuteilen und unterstützende Dokumentationen zur Verfügung zu stellen.

Gesamtumfang 92 Seiten

DIN/VDI-Normenausschuss Akustik, Lärminderung und Schwingungstechnik (NALS)

Inhalt

	Seite
Nationales Vorwort	4
Nationaler Anhang NA (informativ) Literaturhinweise	5
Vorwort	6
Einleitung	8
1 Anwendungsbereich	9
2 Normative Verweisungen	9
3 Begriffe	9
4 Abkürzungen und Symbole	12
4.1 Abkürzungen	12
4.2 Symbole	12
5 Wellenstrangmodellierung und Unsicherheiten	13
5.1 Allgemeines	13
5.2 Modellierung von Wellenstrang und elektrischem System	13
5.2.1 Allgemeines	13
5.2.2 Modellierung elastischer Schaufeln	14
5.2.3 Modellierung von Generatorrotorwicklungen	15
5.2.4 Netz-/Anregungsmodellierung	15
5.2.5 Dämpfungsmodellierung	15
5.2.6 Getriebemodellierung	15
5.2.7 Modellierung flexibler Kupplungen	16
5.3 Unsicherheiten bei Konstruktionselementen	16
5.4 Bestimmung der Berechnungsunsicherheiten	17
6 Bewertung von Wellensträngen	18
6.1 Allgemeines	18
6.2 Beurteilung der Eigenfrequenz	20
6.2.1 Allgemeines	20
6.2.2 Drehschwingungsfrequenzabstände	22
6.2.3 Eigenfrequenzkriterien	24
6.3 Beurteilung von Beanspruchungen	26
6.3.1 Allgemeines	26
6.3.2 Erfahrungskriterium	27
6.3.3 Beanspruchungs-/Ermüdungskriterium	27
7 Berechnung der Drehschwingungen von Wellensträngen	27
7.1 Allgemeines	27
7.2 Daten für die Berechnung	28
7.3 Berechnungsergebnisse	28
7.4 Berechnungsbericht	28
8 Messung der Wellenstrang-Drehschwingungen	28
8.1 Allgemeines	28
8.2 Messverfahren	29
8.3 Messbericht	29
9 Allgemeine Anforderungen	29
9.1 Verantwortlichkeiten des Lieferanten und des Kunden	29
9.2 Abnahmekriterium	30
Anhang A (informativ) Verfahren zur Drehschwingungsmessung	31
A.1 Allgemeines	31
A.2 Drehschwingungsaufnehmer und -messsysteme	31
A.2.1 Inkrementelle Messungen	33
A.2.2 Messungen mit Dehnungsmessstreifen	34
A.2.3 Beschleunigungsmessungen	35
A.2.4 Magnetostriktive Messungen	36

A.3	Messbericht	36
A.4	Werksprüfungen an Rotoren bei Stillstand	37
A.5	(Dynamische) Werksprüfungen mit voller Drehzahl	38
A.6	Vor-Ort-Torsionsprüfungen	39
A.7	Überwachung von Drehschwingungen	41
Anhang B (informativ)	Beispiele für Frequenzabstände von Wellenstrang-Eigenformen zur einfachen und doppelten Netzfrequenz	43
Anhang C (informativ)	Häufig auftretende elektrische Störungen	45
Literaturhinweise		49

Bilder

Bild 1	Wellenstrang, bestehend aus sechs Rotoren	10
Bild 2	Schematische Darstellung verschiedener Knotendurchmesser	11
Bild 3	Schematische Darstellung der dynamischen Welle-Scheibe-Schaufel-Kopplung	11
Bild 4	Flussdiagramm für die Beurteilung von Drehschwingungen bei rotierenden Maschinen	20
Bild 5	Drehschwingungsfrequenz-Ausschlussbereiche und -abstände	22
Bild A.1	Inkrementelles Messverfahren	34
Bild A.2	Messung mit Dehnungsmessstreifen (hier mit Redundanz)	35
Bild A.3	Umfangspositionen zur Befestigung der Beschleunigungsaufnehmer	36
Bild A.4	Messung mit magnetostriktivem Sensor	36
Bild A.5	Werksprüfung bei Stillstand	38
Bild A.6	Schematische Darstellung eines Prüfaufbaus für die dynamische Rotor-Werksprüfung	39
Bild A.7	Beispiel für einen Aufbau zur Torsionsprüfung vor Ort	41

Tabellen

Tabelle 1	Abstände zur einfachen und doppelten Netzfrequenz	23
Tabelle A.1	Vergleich üblicher Drehschwingungsaufnehmer und -messsysteme	32
Tabelle B.1	Beispiele für Frequenzabstände in Relation zur einfachen und doppelten Netzfrequenz	43
Tabelle C.1	Störungsarten	46

Nationales Vorwort

Dieses Dokument enthält die deutsche Übersetzung der Internationalen Norm ISO 22266-1:2022, die vom Technischen Komitee ISO/TC 108, „Mechanical vibration, shock and condition monitoring“, erarbeitet wurde, dessen Sekretariat von ANSI (Vereinigte Staaten von Amerika) gehalten wird.

Das zuständige nationale Gremium ist der Arbeitsausschuss NA 001-03-03 AA „Messung und Beurteilung von Maschinenschwingungen“ im DIN/VDI-Normenausschuss Akustik, Lärminderung und Schwingungstechnik (NALS).

Um Zweifelsfälle in der Übersetzung auszuschließen, ist die englische Originalfassung beigelegt. Die Nutzungsbedingungen für den deutschen Text des Norm-Entwurfes gelten gleichermaßen auch für den englischen Text.

Für die in diesem Dokument zitierten Dokumente wird im Folgenden auf die entsprechenden deutschen Dokumente hingewiesen:

ISO 20816-2	siehe	DIN ISO 20816-2
IEC 60034-3	siehe	DIN EN IEC 60034-3 (VDE 0530-3)

Aktuelle Informationen zu diesem Dokument können über die Internetseiten von DIN (www.din.de) durch eine Suche nach der Dokumentennummer aufgerufen werden.

Nationaler Anhang NA (informativ)

Literaturhinweise

DIN EN IEC 60034-3 (VDE 0530-3), *Drehende elektrische Maschinen — Teil 3: Besondere Anforderungen an Synchrongeneratoren, angetrieben durch Dampfturbinen oder Gasturbinen, und an synchrone Phasenschieber*

DIN ISO 20816-2, *Mechanische Schwingungen — Messung und Bewertung der Schwingungen von Maschinen — Teil 2: Stationäre Gasturbinen, Dampfturbinen und Generatoren über 40 MW mit Gleitlagern und Nenndrehzahlen von 1500 min^{-1} , 1800 min^{-1} , 3000 min^{-1} und 3600 min^{-1}*

Vorwort

ISO (die Internationale Organisation für Normung) ist eine weltweite Vereinigung nationaler Normungsinstitute (ISO-Mitgliedsorganisationen). Die Erstellung von Internationalen Normen wird üblicherweise von Technischen Komitees von ISO durchgeführt. Jede Mitgliedsorganisation, die Interesse an einem Thema hat, für welches ein Technisches Komitee gegründet wurde, hat das Recht, in diesem Komitee vertreten zu sein. Internationale staatliche und nichtstaatliche Organisationen, die in engem Kontakt mit ISO stehen, nehmen ebenfalls an der Arbeit teil. ISO arbeitet bei allen elektrotechnischen Normungsthemen eng mit der Internationalen Elektrotechnischen Kommission (IEC) zusammen.

Die Verfahren, die bei der Entwicklung dieses Dokuments angewendet wurden und die für die weitere Pflege vorgesehen sind, werden in den ISO/IEC-Direktives, Teil 1 beschrieben. Es sollten insbesondere die unterschiedlichen Annahmekriterien für die verschiedenen ISO-Dokumentenarten beachtet werden. Dieses Dokument wurde in Übereinstimmung mit den Gestaltungsregeln der ISO/IEC-Direktives, Teil 2 erarbeitet (siehe www.iso.org/directives).

Es wird auf die Möglichkeit hingewiesen, dass einige Elemente dieses Dokuments Patentrechte berühren können. ISO ist nicht dafür verantwortlich, einige oder alle diesbezüglichen Patentrechte zu identifizieren. Details zu allen während der Entwicklung des Dokuments identifizierten Patentrechten finden sich in der Einleitung und/oder in der ISO-Liste der erhaltenen Patenterklärungen (siehe www.iso.org/patents).

Jeder in diesem Dokument verwendete Handelsname dient nur zur Unterrichtung der Anwender und bedeutet keine Anerkennung.

Für eine Erläuterung des freiwilligen Charakters von Normen, der Bedeutung ISO-spezifischer Begriffe und Ausdrücke in Bezug auf Konformitätsbewertungen sowie Informationen darüber, wie ISO die Grundsätze der Welthandelsorganisation (WTO, en: World Trade Organization) hinsichtlich technischer Handelshemmnisse (TBT, en: Technical Barriers to Trade) berücksichtigt, siehe www.iso.org/iso/foreword.html.

Dieses Dokument wurde vom Technischen Komitee ISO/TC 108, *Mechanical vibration, shock and condition monitoring*, Unterkomitee SC 2, *Measurement and evaluation of mechanical vibration and shock as applied to machines, vehicles and structures* erarbeitet.

Diese zweite Ausgabe ersetzt die erste Ausgabe (ISO 22266-1:2009), die technisch überarbeitet wurde.

Die wesentlichen Änderungen im Vergleich zur Vorgängerausgabe sind folgende:

- die Begriffe wurden überarbeitet, um in anderen Normen angegebene Definitionen zu berücksichtigen;
- das Bewertungskonzept wurde verfeinert und begründet, widersprüchliche Angaben wurden entfernt;
- ein Leitfaden zur Modellierung von Unsicherheiten wurde hinzugefügt;
- der Anhang wurde um einen Leitfaden für die Messausrüstung zum Überwachen von Drehschwingungen erweitert;
- an einigen Stellen wurde der Wortlaut überarbeitet, um den Inhalt unmissverständlich zu machen.

Eine Auflistung aller Teile der Normenreihe ISO 22266 ist auf der ISO-Internetseite abrufbar.

Rückmeldungen oder Fragen zu diesem Dokument sollten an das jeweilige nationale Normungsinstitut des Anwenders gerichtet werden. Eine vollständige Auflistung dieser Institute ist unter www.iso.org/members.html zu finden.

Diese korrigierte Version der ISO 22266-1:2022 enthält die folgende Korrektur:

- Im zweiten Absatz von Anhang B wurde im dritten Satz die Verbform „muss“ zurück in „muss“ geändert und lautet jetzt: „Um eine signifikante Drehschwingung zu verursachen, muss die Erregerfrequenz ausreichend lange nahe einer Dreheigenfrequenz des Wellenstrangs liegen, so dass sich die Schwingungseigenform einstellt.“

Einleitung

Während der 1970er Jahre ereigneten sich in Kraftwerken einige größere Störfälle, als deren Ursache Rotor-drehschwingungen galten oder die diesen zugeschrieben wurden. Bei diesen Störfällen wurden Generatorroto-ren und einige der langen elastischen ND-Rotorturbinenschaufeln beschädigt. In der Regel waren die Störfälle durch Schwingungseigenformen des gekoppelten Wellen- und Schaufelsystems verursacht, die in Resonanz mit den Frequenzen der elektrischen Anregung durch das Stromnetz waren. Es wurden detaillierte Untersuchungen durchgeführt, und es zeigte sich, dass die zu dieser Zeit verwendeten mathematischen Modelle zur Vorhersage der Rotor-Dreheigenfrequenzen nicht ausreichend waren. Insbesondere berücksichtigten sie nicht mit ausreichender Genauigkeit die Kopplung zwischen den langen elastischen Turbinenschaufeln und dem Wellenstrang. Daher wurden weiterführende Forschungsarbeiten durchgeführt, um die Kopplungseffekte zwischen Schaufel, Scheibe und Welle genauer zu analysieren, und es wurden Verzweigungsmodelle entwickelt, um diese Effekte bei der Berechnung der Dreheigenfrequenzen von Wellensträngen angemessen zu berücksichtigen.

In den 1980er Jahren wurden Werksprüfungen entwickelt, um die vorhergesagten Dreheigenfrequenzen von ND-Rotoren zu verifizieren. Diese Werksprüfungen waren sehr nützlich, um vor der Inbetriebnahme des Produkts erforderliche Korrekturmaßnahmen zu erkennen. Es ist aber nicht immer möglich, alle Elemente des zusammengebauten Rotors zu prüfen. Wenn also keine Vor-Ort-Prüfung des Wellenstrangs durchgeführt wird, könnten immer noch Diskrepanzen zwischen dem Modell des Gesamtsystems und der installierten Maschine vorhanden sein.

Eine gewisse Unsicherheit bezüglich der Genauigkeit der berechneten und gemessenen Dreheigenfrequenzen ist unvermeidlich. Daher ist es erforderlich, die Dreheigenfrequenzen von Wellensträngen mit einem ausreichenden Sicherheitsabstand zu den Netzfrequenzen auszulegen, um solche Ungenauigkeiten zu kompensieren, es sei denn, die Eigenformen sind unempfindlich gegenüber Anregungsmomenten. Die akzeptablen Abstände unterscheiden sich je nach dem Umfang der durchgeführten experimentellen Validierung der berechneten Drehfrequenzen. Bei den Abständen sollten in Bezug auf Unsicherheiten bei der Modellierung auch die Empfindlichkeit der Dreheigenfrequenzen und die modale Anregbarkeit berücksichtigt werden. Die Hauptzielsetzung dieses Dokuments besteht darin, einen Leitfaden für die Auswahl von Frequenzabständen während der Entwurfsphase und für den vollständig gekoppelten Wellenstrang vor Ort bereitzustellen.

Im Allgemeinen ist das Vorhandensein einer Dreheigenfrequenz nur von Belang, wenn sie mit einer Erregerfrequenz zusammenfällt und wenn es aufgrund ihrer modalen Verteilung möglich ist, dass der entsprechenden Schwingungseigenform Energie zugeführt wird (Resonanz). Wenn eine dieser Bedingungen nicht erfüllt ist, hat das Vorhandensein einer Eigenfrequenz keine praktischen Auswirkungen (z. B. ist eine bestimmte Schwingungseigenform nicht von Belang, wenn sie nicht angeregt werden kann). Im Kontext dieses Dokuments wird die Anregung durch Schwankungen des im Luftspalt des Generators induzierten elektromechanischen Drehmoments verursacht. Alle Torsionseigenformen des Wellenstrangs, die unempfindlich gegenüber diesen induzierten Anregungsmomenten sind, stellen kein Risiko für die Integrität des Turbinengenerators daher, unabhängig vom Wert der Eigenfrequenz dieser Eigenform.

1 Anwendungsbereich

Dieses Dokument stellt einen Leitfaden für die Beurteilung der Dreheigenfrequenzen und der Bauteilfestigkeit des gekoppelten Wellenstrangs von Dampf- und Gasturbinengeneratorsätzen (einschließlich langer elastischer Rotorscheufeln) unter Normalbetriebsbedingungen bereit. Insbesondere gilt der Leitfaden für das Torsionsansprechverhalten des gekoppelten Wellenstrangs auf die einfache und die doppelte Netzfrequenz infolge der elektrischen Anregung durch das Stromnetz, mit dem der Turbinengeneratorsatz verbunden ist. Die Anregung bei anderen Frequenzen (z. B. subharmonischen Frequenzen) wird in diesem Dokument nicht behandelt.

Es werden keine Anleitungen bezüglich des Ansprechverhaltens auf Drehschwingungen angegeben, die durch Dampfanzfachung oder andere, nicht mit dem Stromnetz in Verbindung stehenden Anregungsmechanismen verursacht werden.

Wenn die Wellenquerschnitte und -kupplungen nicht die erforderlichen Festigkeitskriterien erfüllen und/oder die Dreheigenfrequenzen die festgelegten Frequenzabstände nicht einhalten, müssen andere Maßnahmen festgelegt werden, um das Problem zu lösen.

Die in diesem Dokument festgelegten Anforderungen gelten für

- a) an das Stromnetz angeschlossene Dampfturbinengeneratorsätze und
- b) an das Stromnetz angeschlossene Gasturbinengeneratorsätze.

Es werden auch die derzeit verfügbaren Verfahren für die gleichzeitige Durchführung einer analytischen Bewertung und einer Validierungsprüfung von Wellenstrang-Dreheigenfrequenzen beschrieben.

ANMERKUNG Die Radial- (Quer-, Transversal-) und Axialschwingungen von Dampf- und/oder Gasturbinengeneratorsätzen werden in ISO 20816-2 behandelt.

2 Normative Verweisungen

Die folgenden Dokumente werden im Text in solcher Weise in Bezug genommen, dass einige Teile davon oder ihr gesamter Inhalt Anforderungen des vorliegenden Dokuments darstellen. Bei datierten Verweisungen gilt nur die in Bezug genommene Ausgabe. Bei undatierten Verweisungen gilt die letzte Ausgabe des in Bezug genommenen Dokuments (einschließlich aller Änderungen).

ISO 2041, *Mechanical vibration, shock and condition monitoring — Vocabulary*

ISO 11086, *Gas turbines — Vocabulary*

IEC 60050-602, *International Electrotechnical Vocabulary — Chapter 602: Generation, transmission and distribution of electricity — Generation*

3 Begriffe

Für die Anwendung dieses Dokuments gelten die Begriffe nach ISO 2041, ISO 11086, IEC 60050-602 und die folgenden Begriffe.

ISO und IEC stellen terminologische Datenbanken für die Verwendung in der Normung unter den folgenden Adressen bereit:

- ISO Online Browsing Platform: verfügbar unter <https://www.iso.org/obp>
- IEC Electropedia: verfügbar unter <https://www.electropedia.org/>

3.1

elastische Schaufel

an einer Welle oder Scheibe befestigte Schaufel, zu deren Eigenschaften mindestens eine Eigenfrequenz gehört, die die Berechnung der Dreheigenfrequenz des Wellenstrangs beeinflusst

3.2

Welle

im Wesentlichen zylindrische, drehbare Komponente, die ein oder mehrere Bauteil(e) trägt (z. B. Scheibe, Kupplung, Schaufel)

3.3

Rotor

rotierende Baugruppe (z. B. HD-, MD-, ND-Dampfturbine, Gasturbine, Generator oder Erreger), die ein oder mehrere Bauteil(e) (z. B. Welle, Scheibe, Kupplung, Schaufel) umfasst

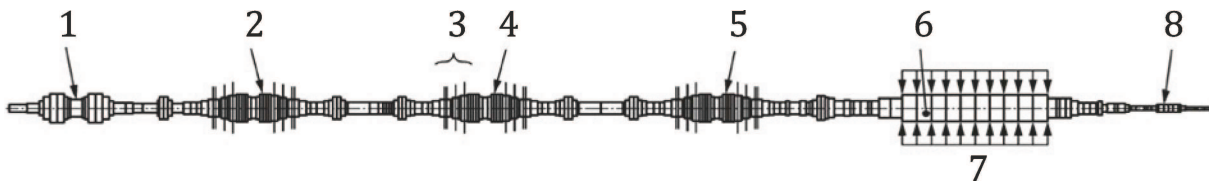
Anmerkung 1 zum Begriff: Üblicherweise sind an einem Wellenstrang des Turbinengeneratorsatzes mehrere Rotoren montiert.

3.4

Wellenstrang

vollständig verbundene Baugruppe aller Rotoren, die üblicherweise aus mindestens einem Antriebsrotor und einem Generatorrotor besteht (siehe Bild 1)

Anmerkung 1 zum Begriff: Bei der Berechnung der Dreheigenfrequenzen wird der vollständige Wellenstrang betrachtet.



Legende

- | | |
|--------------|---------------------------------|
| 1 HD-Rotor | 5 ND-Rotor 3 |
| 2 ND-Rotor 1 | 6 Generatorrotor |
| 3 Schaufeln | 7 aufgebrachtes Anregungsmoment |
| 4 ND-Rotor 2 | 8 Erregerrotor |

Bild 1 — Wellenstrang, bestehend aus sechs Rotoren

3.5

Drehschwingungsgröße

maximale oszillierende Winkelauslenkung, gemessen in einer Querschnittsebene, die senkrecht zur Drehachse des Wellenstrangs verläuft

3.6

Anregungsmoment

vom Generator, vom Erreger oder von angetriebenen Komponenten erzeugtes Drehmoment, das die Drehschwingungsform(en) des Wellenstrangs erregt

3.7

Knotendurchmesser-Null-Eigenform (KD0)

Schwingungseigenform, bei der alle elastischen Schaufeln einer bestimmten Reihe gleichphasig schwingen (siehe Bild 2)

Anmerkung 1 zum Begriff: Wenn die Welle/Scheibe und die elastischen Schaufeln im dynamischen Zustand gekoppelt sind, erzeugt das kombinierte System mehrere Frequenzen mit Beteiligung einer Schaufelschwingungsform mit null Knotendurchmesserlinien, die sich von den Frequenzen der einzelnen Welle und der einzelnen Schaufeln unterscheiden (siehe Bild 3). Diese Eigenformen werden häufig als gleichphasige oder Schirm-Eigenformen bezeichnet.

Anmerkung 2 zum Begriff: Zur Berechnung der Eigenfrequenzen von Schaufelreihen sollte ein Abschnitt der Welle oder Scheibe in das Schaufelreihenmodell einbezogen werden.

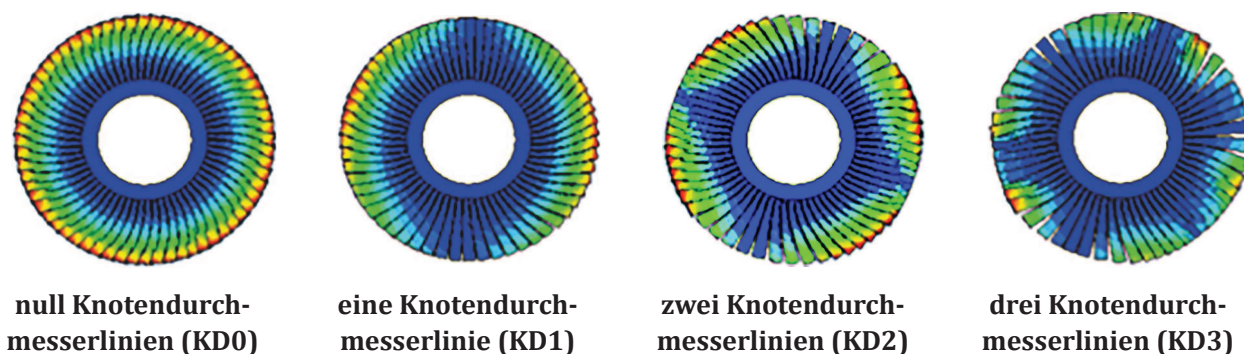
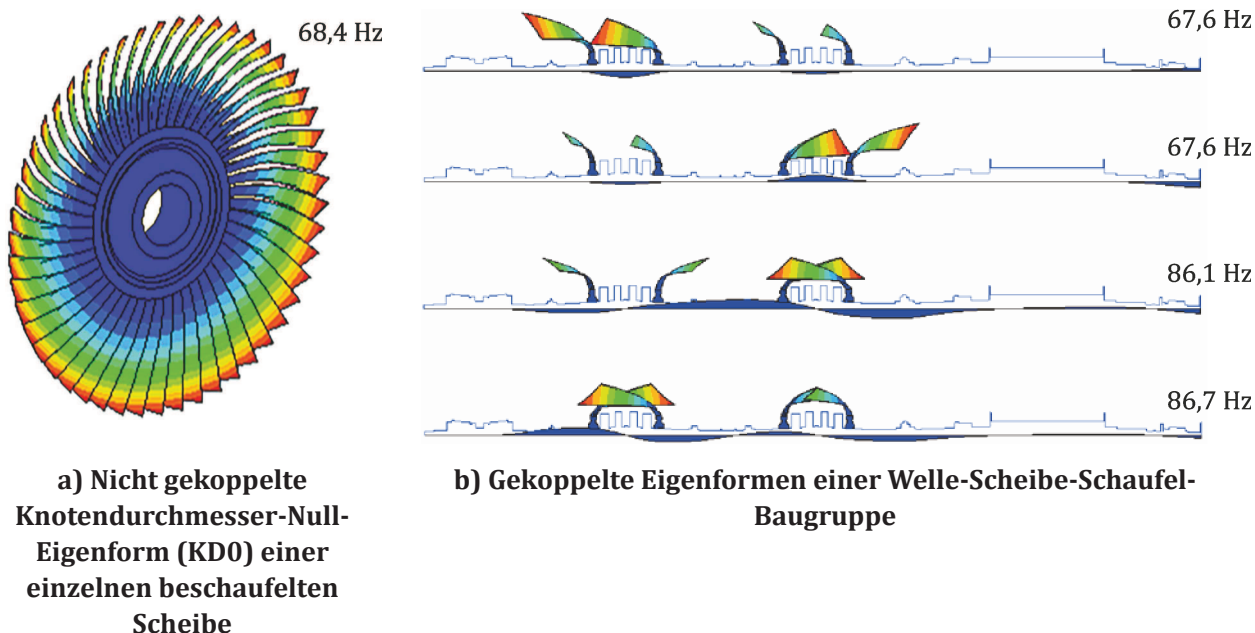


Bild 2 — Schematische Darstellung verschiedener Knotendurchmesser



Anmerkung 3 zum Begriff: Was die Frequenzen der Welle-Scheibe-Schaufel-Baugruppe anbelangt, so treten die ersten beiden Eigenformen aufgrund der angegebenen Dezimalstellen bei der gleichen Frequenz auf. Identische Eigenfrequenzen sind theoretisch möglich, wenn der Wellenstrang von links nach rechts vollkommen symmetrisch ist. In der Praxis ist dies nie der Fall, und es wird immer einen kleinen Unterschied bei den Frequenzen geben.

Bild 3 — Schematische Darstellung der dynamischen Welle-Scheibe-Schaufel-Kopplung

3.8

statische Torsionsbeanspruchung

Beanspruchung im betrachteten Abschnitt des Wellenstrangs aufgrund des mittleren übertragenen Drehmoments

3.9

dynamische Torsionsbeanspruchung

Beanspruchung im betrachteten Abschnitt des Wellenstrangs aufgrund von Drehschwingungen, die der übertragenen statischen Torsionsbeanspruchung überlagert sind

4 Abkürzungen und Symbole

4.1 Abkürzungen

AC	Wechselstrom (en: alternating current)	EF	Eigenfrequenz
DC	Gleichstrom (en: direct current)	OEM	Erstausrüster (en: original equipment manufacturer)
HD	Hochdruck	SSR	untersynchrone Resonanz (en: sub-synchronous resonance)
MD	Mitteldruck	SSTI	untersynchrone Drehschwingungswechselwirkung (en: sub-synchronous torsional interaction)
ND	Niederdruck		

4.2 Symbole

A_l	untere Netzfrequenzabweichung
A_u	obere Netzfrequenzabweichung
$B_{l,i}$	eigenformspezifischer unterer Trennabstand der Eigenform i
$B_{u,i}$	eigenformspezifischer oberer Trennabstand der Eigenform i
$C_{l,i}$	eigenformspezifische untere Berechnungsunsicherheit der Eigenform i
$C_{u,i}$	eigenformspezifische obere Berechnungsunsicherheit der Eigenform i
$D_{l,i}$	eigenformspezifische untere reduzierte Berechnungsunsicherheit der Eigenform i
$D_{u,i}$	eigenformspezifische obere reduzierte Berechnungsunsicherheit der Eigenform i
i	Eigenformzahl
x	Netzfrequenz-Multiplikationsfaktor
Ω	Drehfrequenz
Ω_n	Nenndrehfrequenz
Ω_e	Nennfrequenz des Netzes
$\Omega_{e,1}$	Netzfrequenz-Achse
$\Omega_{e,2}$	Doppelte-Netzfrequenz-Achse
$\omega_i (\Omega)$	berechnete Eigenfrequenz der Eigenform i (kann drehzahlabhängig sein)
$\tilde{\omega}_i (\Omega)$	gemessene Eigenfrequenz der Eigenform i (kann drehzahlabhängig sein)

5 Wellenstrangmodellierung und Unsicherheiten

5.1 Allgemeines

Aufgrund der möglichen Anregung durch das Stromnetz ist es erforderlich, bei der Auslegung der Dreheigenfrequenzen des Gesamtsystems sowohl die einfache als auch die doppelte Netzfrequenz zu berücksichtigen. Bei Eigenformen, die durch Drehschwingungen des Generators angeregt werden können und die als kritisch für die Integrität des Wellenstrangs eingestuft werden, muss ein ausreichender Frequenzabstand zur einfachen und doppelten Netzfrequenz eingehalten werden. Dies ist der wichtigste Aspekt, um Drehschwingungsprobleme bei großen Turbinengeneratoren zu vermeiden.

Die folgenden Parameter müssen bei der Festlegung der Frequenzabstände berücksichtigt werden:

- a) Berechnungsunsicherheiten aufgrund von Ungenauigkeiten der verwendeten mathematischen Modelle;
- b) experimentelle Validierung der Dreheigenfrequenzen des Systems bei Nenndrehfrequenz;
- c) der erforderliche Abstand zwischen den Dreheigenfrequenzen des Wellenstrangs und den Erregerfrequenzen (einfache und doppelte Netzfrequenz);
- d) etwaige festgelegte/festgestellte Abweichungen der Netzfrequenz;
- e) Auswirkungen der Betriebstemperatur.

Mit der Welle verbundene mechanische Bauteile (z. B. aufgeschrumpfte Kupplungen, Kupplungsbolzen und Turbinenschaufeln) können zur Drehschwingung des Systems beitragen, wenn sie nicht mit ausreichender Stärke ausgelegt und/oder so abgestimmt sind, dass ihre Eigenfrequenzen einen Abstand zu den Netzfrequenzen haben. In 5.2 sind Einzelheiten zur Modellierung mechanischer Bauteile angegeben.

Starke Drehschwingungen können zu einer plastischen Verformung im Wellenstrang führen, die zu Werkstoffermüdung führt, wodurch schlimmstenfalls Risse in den Rotorkomponenten (z. B. Welle, Schaufelkupplungen) entstehen können. Je nach Ausmaß der Verformung kann das Betriebsverhalten des Turbinengeneratorsatzes dauerhaft beeinträchtigt sein.

5.2 Modellierung von Wellenstrang und elektrischem System

5.2.1 Allgemeines

Drehschwingungen im Wellenstrang werden am häufigsten durch Schwankungen des im Generatorluftspalt erzeugten elektromechanischen Drehmoments verursacht, aber sie können auch durch Rotor-Stator-Interaktionen im Turbinengeneratorsystem und durch Interaktionen zwischen Fluid und Struktur in der Turbine induziert werden.

In der Praxis bilden der Turbinengeneratorsatz und das elektrische System, an das er angeschlossen ist, ein gekoppeltes elektromechanisches System. Zum Berechnen des im Luftspalt des Generators induzierten elektromechanischen Drehmoments wird das gekoppelte elektromechanische System in getrennte Systeme, nämlich das mechanische System und das elektrische System, zerlegt, die üblicherweise unabhängig voneinander modelliert werden.

Das Modell des elektrischen Systems enthält üblicherweise nur grundlegende Informationen über das mechanische System (z. B. Gesamtträgheit des Wellenstrangs oder Punktlastmodell des Wellenstrangs mit einigen Freiheitsgraden). Mit diesem Modell wird das am Generatorrotor wirkende Luftspaltmoment berechnet und dann als Erregungseingangsgröße für das Gesamtmodell des mechanischen Systems verwendet. Das mechanische Modell wird verwendet, um die Eigenfrequenzen des Systems sowie die durch die Anregung des Luftspaltmoments verursachte Beanspruchung und Ermüdung zu berechnen.

Eine getrennte Modellierung ist für Lastfälle geeignet, bei denen das elektrische System und das mechanische System nicht oder nur marginal interagieren. Diese Situation liegt bei Lastfällen vor, bei denen der Wellenstrang mit der einfachen und der doppelten Netzfrequenz angeregt wird (z. B. Fehlsynchronisation, Schiefelast). Sie ist jedoch nicht bei Lastfällen mit starker Interaktion (z. B. bei untersynchroner Resonanz) anwendbar, bei denen der Vorgang nicht oder nur mit unzureichender Genauigkeit modelliert werden kann.

Wenn der Turbinengeneratorsatz unter idealen stationären Bedingungen, d. h. bei symmetrischen dreiphasigen Strömen und Spannungen, betrieben wird, sind die Auswirkungen von Oberwellen vernachlässigbar, und das im Luftspalt des Generators auf den Rotor einwirkende elektromagnetische Drehmoment ist im Grunde ein konstantes, sich nicht änderndes Drehmoment, das die mechanische Turbinenleistung über den Generator und elektrisch zum Stromversorgungssystem überträgt. Unter solchen idealen Bedingungen treten üblicherweise wenige oder keine Rotordreherschwingungen auf. Rotordreherschwingungen treten als Ergebnis von transienten oder unsymmetrischen stationären Störungen im Stromversorgungssystem auf, die Änderungen bei dem Magnetfeld des Generatorluftspalts und damit auch beim Ausgangsdrehmoment verursachen.

5.2.2 Modellierung elastischer Schaufeln

Bei der Knotendurchmesser-Null-Eigenform (KD0) elastischer Schaufelreihen schwingen alle Schaufeln einer Reihe gleichphasig. Daher kann eine auf den Wellenstrang einwirkende Tangentialkraft Schaufel-Eigenformen mit einer tangentialen Komponente anregen. Zusätzlich findet eine modale Interaktion zwischen Schaufeln, Scheiben und Welle statt, so dass die resultierenden Eigenfrequenzen des zusammengebauten Rotors oder Wellenstrangs sich von denen der einzelnen Komponenten unterscheiden (siehe Bild 3). Es ist wichtig zu beachten, dass bei anderen Schaufel-Eigenformen, die eine von null verschiedene Anzahl von Knotendurchmesserlinien aufweisen, verschiedenen Sektoren der Schaufelreihe in Gegenphase zu angrenzenden Sektoren schwingen und daher von der Drehschwingung des Wellenstrangs nicht angeregt werden.

Bei Reihen von kurzen und mittellangen Schaufeln (z. B. bei HD-/MD-Turbinen, den ersten Stufen von ND-Turbinen oder den letzten Stufen von Gasturbinenverdichtern) liegen die Frequenzen der niedrigsten Knotendurchmesser-Null-Eigenformen (KD0) im Allgemeinen weit von den für die Torsionsanalyse interessierenden Frequenzen entfernt. Daher können solche Schaufeln bei der Berechnung der Eigenfrequenzen des Wellenstrangs als steif betrachtet werden, und es muss nur ihre Torsionsträgheit berücksichtigt werden.

Bei längeren Schaufeln (z. B. den letzten und vorletzten Stufen der ND-Turbine oder der ersten Gasturbinenverdichterstufe) können die Frequenzen der Knotendurchmesser-Null-Eigenformen (KD0) im Bereich der oder hinreichend nahe bei der einfachen und/oder doppelten Netzfrequenz liegen, um in signifikanter Weise die resultierenden Systemeigenformen zu beeinflussen, was dann kritische Auswirkungen bezüglich der Torsion haben kann. Diese Eigenformen interagieren mit denen der anderen Komponenten, so dass bei verschiedenen Kombinationen von Schaufelschwingungen, die gleichphasig oder gegenphasig zum Wellenstrang sein können, zusätzliche gekoppelte Eigenformen entstehen. Unter ungünstigen Bedingungen könnten solche Eigenformen die Wellen-/Schaufelbeanspruchungen infolge von externen Drehmomenten verstärken, die durch Netzstörungen verursacht sind. Daher ist es erforderlich, bei der Berechnung der Eigenfrequenzen von Wellenstrang und Schaufeln die langen Schaufeln elastisch zu modellieren, um deren Knotendurchmesser-Null-Eigenformen (KD0) (alle gleichphasig) vollständig zu replizieren.

Wenn die niedrigste Knotendurchmesser-Null-Eigenform (KD0) der Schaufelreihe und Scheibe (oder, bei Trommelrotoren, des Wellenabschnitts, an dem sich die Schaufelreihe befindet) weniger als das 2,5-Fache der Nennfrequenz des Stromnetzes beträgt (z. B. 125 Hz in Ländern, in denen die Nennfrequenz 50 Hz beträgt, und 150 Hz in Ländern, in denen die Nennfrequenz 60 Hz beträgt), muss eine elastische Modellierung der Schaufeln in Betracht gezogen werden.

Andernfalls können die Schaufeln anhand ihrer Torsionsträgheit modelliert werden, und es ist nur erforderlich, die Gesamtträgheit einer Schaufelreihe am entsprechenden Punkt im Wellen-Scheiben-Modell zu modellieren.

Die Fliehkraftbelastung der rotierenden Schaufeln ist drehzahlabhängig; daher sind deren Eigenfrequenzen ebenfalls drehzahlabhängig. Wenn lange Schaufeln elastisch modelliert werden, werden folglich die Eigenfrequenzen des gesamten Wellenstrangs ebenfalls drehzahlabhängig. Wenn das Schaufelmodell die Drehzahlabhängigkeit nicht berücksichtigt, sollte es die Eigenfrequenz bei Nenndrehzahl modellieren. In diesem Fall

müssen die Abstände B und C auf die berechneten Eigenfrequenzen bei Nenndrehzahl angewendet werden (siehe 6.2).

5.2.3 Modellierung von Generatorrotorwicklungen

Die genaue Modellierung der Steifigkeit von Generatorrotoren erfordert detaillierte Kenntnisse über deren konstruktive Auslegung. Es müssen auch die Auswirkungen des Rotorkörperabschnitts mit den Kupferwicklungen und Keilen berücksichtigt werden.

5.2.4 Netz-/Anregungsmodellierung

Zum Berechnen des auf den Wicklungsabschnitt des Generators einwirkenden Anregungsmoments werden üblicherweise analytische Kurzschlussgleichungen oder numerische Netzwerkmodelle verwendet. Üblicherweise haben numerische Netzwerkmodelle eine höhere Genauigkeit, sofern alle relevanten Systemparameter bekannt sind; damit ermöglichen sie die Berechnung des Luftspaltmoments für Lastfälle, für die keine analytischen Gleichungen verfügbar sind.

Abhängig von den einzelnen Torsionseigenformen des Wellenstrangs in dem Bereich der Generatorrotorwicklungen, wo das Luftspaltmoment auf den Wellenstrang einwirkt, können möglicherweise während des Betriebs einige Dreheigenfrequenzen aufgrund von SSR-/SSTI-Phänomenen angeregt werden. Dieses Verhalten basiert auf der Wechselwirkung zwischen einer oder mehreren Eigenfrequenz(en) des mechanischen Systems und einer oder mehreren Eigenfrequenz(en) des elektrischen Systems. Um SSR-/SSTI-Phänomene zu analysieren, ist ein genaueres numerisches Modell des Netzsystems erforderlich, einschließlich einer angemessenen Darstellung der entsprechenden Wellenstrang-Eigenformen (z. B. Punktmassenmodell des Wellenstrangs mit einigen Freiheitsgraden). Die Modellierung und die Beurteilung von SSR-/SSTI-Phänomenen liegen außerhalb des Anwendungsbereichs dieses Dokuments.

5.2.5 Dämpfungsmodellierung

Die Gesamtdämpfung des gekoppelten elektromechanischen Systems hängt von einer großen Zahl von Parametern ab, die üblicherweise nur in sehr begrenztem Umfang bekannt sind. Daher variieren die in der Literatur angegebenen Dämpfungsgrade erheblich zwischen ungefähr 0,01 % und 1,0 % [4]. Die Berechnungen müssen aber mit konservativen Dämpfungsgraden durchgeführt werden, die üblicherweise kleiner als 0,1 % sind. Während eines Schwingungsvorgangs können sich die Dämpfungsgrade mit der Zeit und der Last ändern [5].

Üblicherweise wird die Dämpfung proportional zu den Masse- und Steifigkeitseigenschaften gewählt oder es werden modale Dämpfungswerte verwendet. Für den Modellierungsansatz und die zu verwendenden Dämpfungswerte kann kein allgemeiner Leitfaden angegeben werden, da die Dämpfungswerte von der Rotorkonstruktion, der Fertigungsgenauigkeit und von elektrischen und Stromnetz-Bedingungen abhängen, die sich während des Betriebs ändern können.

5.2.6 Getriebemodellierung

Getriebe koppeln die Quer-, Dreh- und (bei einstufigen Stirnradgetrieben) Axialschwingungen von Wellensträngen, was zu einer Interaktion zwischen der Quer- und Torsionsdynamik führt. In diesem Fall kann mit Gleitlagern eine erhebliche Dämpfung der Drehschwingung erreicht werden. Aufgrund der Interaktion der Getriebezahnräder hängt die Steifigkeit des Getriebes von der Winkelstellung der Wellen und dem übertragenen Drehmoment ab. Die Berücksichtigung dieser Effekte kann dazu führen, dass sehr komplexe nichtlineare Modelle erforderlich sind, die einen enormen Aufwand bei der Bewertung des dynamischen Verhaltens des Wellenstrangs verursachen.

In vielen Fällen (z. B. bei Verwendung von flexiblen Kupplungen) kann die Interaktion zwischen Dreh-, Quer- und Axialschwingungen vernachlässigt werden. In diesem Fall müssen beim Getriebemodell das Übersetzungsverhältnis und die Steifigkeits- und Trägheitseigenschaften des Getriebes berücksichtigt werden.

5.2.7 Modellierung flexibler Kupplungen

Wenn zwischen den beiden Kupplungsflanschen große Unterschiede bei der Winkeljustierung vorhanden sind (z. B. bei Kardangelenken für flexible Kupplungen), wird die Eingangsrotation nichtlinear in die Ausgangsrotation umgesetzt. Allerdings sind bei Wellensträngen die Ausrichtungsunterschiede sehr klein, und daher können Nichtlinearitäten vernachlässigt werden, und die lineare Modellierung von flexiblen Kupplungen ist ausreichend.

Die Steifigkeit der flexiblen Kupplung kann in signifikanter Weise die Dreheigenfrequenzen beeinflussen und muss sorgfältig bestimmt werden. Abhängig von den Eigenformen kann die Einstellung der Dreheigenfrequenzen einfach durch Änderung der Steifigkeit der flexiblen Kupplung erreicht werden. Üblicherweise ist die Trägheit der flexiblen Kupplung im Vergleich zum übrigen Wellenstrang signifikant kleiner, und Änderungen daran haben verhältnismäßig insignifikante Auswirkungen auf die Gesamtdreheigenfrequenzen.

5.3 Unsicherheiten bei Konstruktionselementen

Im Torsionsmodell des Wellenstrangs gibt es einige Komponenten und Konstruktionselemente, die in der Regel größere Modellierungsunsicherheiten aufweisen als andere. Die Liste gibt einen Überblick über typische Modellierungsunsicherheiten:

a) Unsicherheiten bei Rotor- und Wellenstrangverbindungen und -schnittstellen:

- 1) Werte der Schrumpfpassung;
- 2) Kontaktsteifigkeit der Schaufelverbindung;
- 3) Steifigkeit der Kupplungen.

Die Fertigungstoleranzen (z. B. Durchmesser der Schrumpfpassungen) und die letztendlich erreichte Fertigungsqualität (z. B. Oberflächenqualität) dieser Verbindungen und Schnittstellen können einen signifikanten Einfluss auf die Steifigkeitseigenschaften des Modells haben. Die Massen-/Trägheitseigenschaften dieser Konstruktionselemente sind im Allgemeinen gut bekannt und werden nur geringfügig durch Fertigungs- und Montagetoleranzen beeinflusst.

b) Unsicherheiten bei langen Schaufeln:

Bei langen elastischen Schaufeln von Gasturbinenverdichtern und ND-Dampfturbinen kann eine Streuung der dynamischen Eigenschaften (Eigenfrequenzen) der Schaufeln auftreten. In manchen Fällen ist die Streuung teilweise beabsichtigt, um etwaigen strömungsinduzierten Schwingungsanregungen entgegenzuwirken. Daher können bei innerhalb der Fertigungstoleranzen hergestellten Schaufeln die Eigenfrequenzen im Stillstand um mehrere Hertz abweichen. Bei Modellen von langen elastischen Schaufeln muss berücksichtigt werden, dass sich die Steifigkeitseigenschaften der Schaufeln aufgrund des durch die Fliehkraftbelastung verursachten Versteifungseffekts mit der Drehzahl ändern (siehe 5.2.2).

c) Unsicherheiten bei Generatorwicklungen:

Ähnlich wie bei Schrumpfpassungen und anderen Verbindungsarten können die Steifigkeitseigenschaften des Rotormodells durch die Interaktion zwischen Generatorwelle und den Wicklungen signifikant beeinflusst werden, abhängig von den Fertigungstoleranzen und der letztendlich erreichten technischen Fertigungsqualität. Die Massen-/Trägheitseigenschaften sind im Allgemeinen gut bekannt und werden nur geringfügig durch Fertigungs- und Montagetoleranzen beeinflusst.

d) Unsicherheiten bei den Werkstoffeigenschaften:

Üblicherweise sind die Oberflächentemperaturen von Komponenten aufgrund anderer (z. B. thermodynamischer) Berechnungen oder Messungen mit hinreichender Genauigkeit bekannt, so dass deren Körpertemperaturen genau bestimmt werden können. Allerdings kann die Temperaturverteilung während tran-

sienter Vorgänge (z. B. Laständerungen) oder beim Auftreten von Fehlfunktionen (z. B. unterschiedliche Kühlung von Generatorwicklungen) signifikant variieren. Folglich verursachen die Werkstoffeigenschaften eine gewisse Unsicherheit, die sich auf die Steifigkeit und die Masse-/Trägheitseigenschaften des Wellenstrangs auswirkt.

5.4 Bestimmung der Berechnungsunsicherheiten

Alle bekannten Modellierungsunsicherheiten müssen bewertet werden, da sie sich in der Regel nicht gegenseitig aufheben und die einzelnen Wellenstrang-Eigenformen unterschiedlich beeinflussen. Die drei hier beschriebenen Verfahren eignen sich, um die Unsicherheiten bei der Erstberechnung des Nennmodells zu bestimmen; außerdem können die Verfahren, falls erforderlich, kombiniert werden. Besondere Aufmerksamkeit muss den Unsicherheiten bei Frequenzen gelten, die nahe bei der einfachen Netzfrequenz bzw. der doppelten Netzfrequenz liegen. Unsicherheiten können folgende Ursachen haben:

a) Berechnung:

Bei diesem Ansatz werden alle Unsicherheiten der Modellierung der einzelnen Rotoren kombiniert, was dazu führt, dass höhere/niedrigere Eigenfrequenzen im Vergleich zum Nennmodell berechnet werden. Anschließend können alle Rotormodelle, die höhere/niedrigere Eigenfrequenzen ergeben, zu Wellenstrangmodellen kombiniert werden, was zu höheren/niedrigeren Eigenfrequenzen führt. Anhand des Unterschieds zwischen den mit einem Mindestwert/Höchstwert berechneten Eigenfrequenzen des Wellenstrangs und dem Nennmodell kann die Unsicherheit für jede Eigenform bestimmt werden.

b) Messung der Eigenfrequenzen der Schaufeln:

Bei Rotorstillstand durchgeführte Messungen von Schaufeleigenfrequenzen können dazu verwendet werden, das Modell der stillstehenden Schaufel mit Daten zu untersetzen, und die Tatsache, dass die Frequenzen bei Stillstand der Schaufel sich von Schaufel zu Schaufel unterscheiden, kann berücksichtigt werden. Mit zunehmender Drehzahl verringert sich die Variation der Frequenz zwischen den Schaufeln, und daher können die an stillstehenden Schaufeln bestimmten Unsicherheiten nur eingeschränkt auf die Ergebnisse der Berechnung für den Wellenstrang übertragen werden.

c) Messungen der Eigenfrequenzen des Rotors:

Die für den Rotor im Fertigungszustand bestimmten Unsicherheiten können nur im begrenzten Umfang auf die Ergebnisse der Wellenstrangberechnung übertragen werden. Bei Schwingungseigenformen von Wellensträngen, die von einem Rotor dominiert werden, können die bei der Fertigungsprüfung des Rotors ermittelten Unsicherheiten mit annehmbarer Genauigkeit verwendet werden. Vorzugsweise werden die Fertigungsmessungen zur Validierung der Unsicherheiten der Konstruktionselemente verwendet. Diese Werte können dann verwendet werden, um die Unsicherheiten für die Eigenfrequenzen anderer Rotoren durch Berechnung zu ermitteln.

ANMERKUNG 1 Es ist eine statistisch relevante Anzahl von Messungen an verschiedenen Rotoren mit (annähernd) gleicher Konstruktion erforderlich, um die Unsicherheiten der Konstruktionselemente zu bestimmen.

WICHTIG Bei der Interpretation der bei statischen Rotorprüfungen ermittelten Eigenfrequenzen ist Vorsicht geboten, wenn die Steifigkeitseigenschaften signifikant von der Drehzahl abhängen (z. B. bei beschaufelten Rotoren, und siehe Abschnitt A.4).

Wenn für ein spezifisches Projekt eine Prüfung bei Stillstand oder eine Fertigungsmessung bei voller Drehzahl an einem Rotor durchgeführt wurde, dann kann das Modell des Rotors direkt aktualisiert werden, sodass es mit den Ergebnissen der Fertigungsmessung in Übereinstimmung ist. Daher können die Modellierungsunsicherheiten für diesen spezifischen Rotor (für das tatsächliche Projekt, bei dem der Rotor eingesetzt wird) bei der Bestimmung der Unsicherheiten des Wellenstrangs auf der Grundlage von Berechnungen vernachlässigt werden.

Um die Eigenfrequenzunsicherheiten ordnungsgemäß zu bestimmen, ist es wichtig, alle Berechnungen unter Zugrundelegung der gleichen Temperatur (üblicherweise Raumtemperatur) durchzuführen, bei der die Fer-

tigungsmessungen durchgeführt wurden, so dass die beiden Ergebnissätze direkt verglichen werden können und das Modell zuverlässig aktualisiert werden kann.

d) Von ähnlichen Wellensträngen übernommene Messungen:

Wenn genügend Dreheigenschwingungsmessungen an Wellensträngen mit sehr ähnlicher Konstruktion vorliegen (z. B. mit den gleichen Konstruktionselementen, gleichen Fertigungstoleranzen und vom gleichen Hersteller), können statistische Informationen zu den gemessenen Dreheigenschwingungen direkt zur Bestimmung der Berechnungsunsicherheit jeder Eigenform herangezogen werden.

Es ist Vorsicht geboten, wenn sehr ähnliche Rotoren in unterschiedlichen Kombinationen in verschiedene Wellenstränge eingebaut werden. Wenn genügend gemessene Dreheigenschwingungen von ähnlichen Wellensträngen zur Verfügung stehen, können nur die Informationen zu Eigenformen, die durch sehr ähnliche Rotoren bestimmt sind, zur Bestimmung der Berechnungsunsicherheit herangezogen werden. Wenn beispielsweise ein sehr ähnlicher Gasturbinenrotor in verschiedene Turbinengeneratorsätze mit unterschiedlichen Generatorrotorkonstruktionen eingebaut wird, können Berechnungsunsicherheiten nur für die Dreheigenfrequenzen bestimmt werden, bei denen die zugehörigen Eigenformen durch den Gasturbinenrotor bestimmt sind.

ANMERKUNG 2 Zur Bestimmung der Modellierungsunsicherheiten für den Wellenstrang ist eine statistisch relevante Anzahl von Messungen an verschiedenen Wellensträngen mit (annähernd) gleicher Konstruktion erforderlich.

6 Bewertung von Wellensträngen

6.1 Allgemeines

Zur Bewertung der Wellenstrang-Drehschwingungscharakteristik müssen bis zu drei Analysen durchgeführt werden, um sicherzustellen, dass

- a) der Frequenzabstand zwischen den berechneten Eigenfrequenzen und den entsprechenden Stromnetzfrequenzen ausreicht (siehe 6.2), und/oder
- b) bei kritischen Abschnitten des Wellenstrangs die durch transiente Fehlerzustände induzierten Spitzenbeanspruchungen zufriedenstellend sind (siehe 6.3), und
- c) eine stationäre Anregung bei den entsprechenden Stromnetzfrequenzen nicht infolge einer dauerhaften, zulässigen asymmetrischen Strombelastung der verschiedenen Leiter Ausfälle durch hochzyklische Ermüdung (High Cycle Fatigue) verursacht (siehe 6.3).

Das Ziel besteht darin sicherzustellen, dass keine Wellenstrang-Schwingungseigenformen mit Eigenfrequenzen in unmittelbarer Nähe der einfachen Netzfrequenz bzw. der doppelten Netzfrequenz auftreten, die durch Änderungen des Generatorluftspaltements angeregt werden können. Bild 4 gibt einen Leitfaden für die Art der durchzuführenden Analyse in Abhängigkeit von der Erfüllung der in 6.2 und 6.3 festgelegten Kriterien vor. Die Wellenstrangkonstruktion ist annehmbar, wenn die durch elektrische Anregung verursachten Beanspruchungen/Ermüdungsschäden innerhalb der zulässigen Grenzen liegen. Eine Trennung zwischen den Dreheigenfrequenzen der Welle und den Erregerfrequenzen aus dem Netz trägt in großem Umfang dazu bei, annehmbare Beanspruchungs-/Ermüdungsgrenzen sicherzustellen.

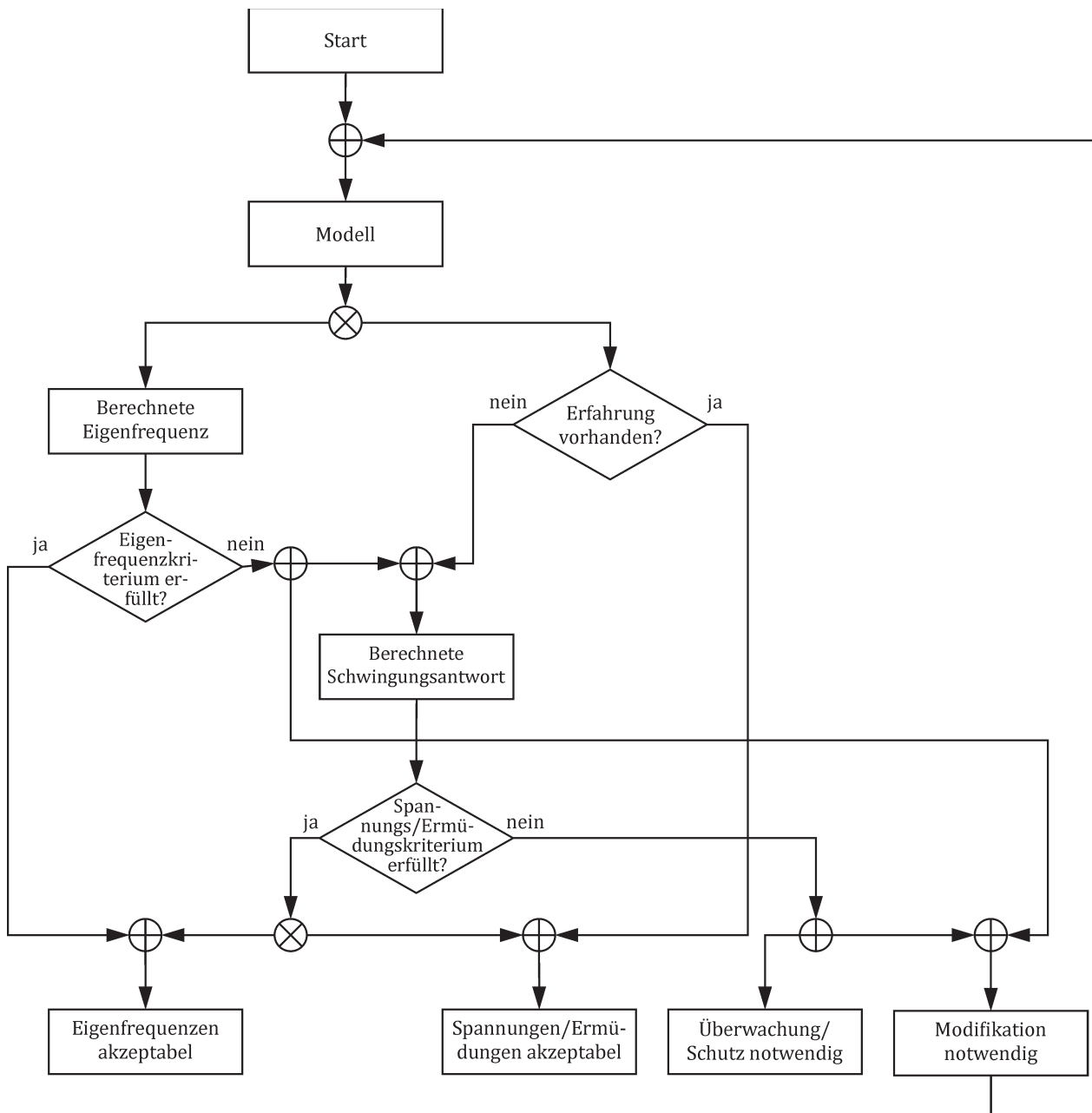
Beginnend mit einem Modell des Wellenstrangs müssen die Dreheigenfrequenzen berechnet und anhand der in 6.2 angegebenen Kriterien beurteilt werden. Falls notwendig, um die in diesem Abschnitt genannten Eigenfrequenzkriterien zu erfüllen, können Messergebnisse von einzelnen Rotoren oder Wellensträngen zur Reduzierung der Berechnungsunsicherheit verwendet werden.

Erfahrungen mit ähnlichen Wellensträngen können verwendet werden, um eine ausreichende Festigkeit des Wellenstrangs bei elektrischer Schiefast und in Fehlerfällen sicherzustellen. Wenn positive Erfahrungen vorliegen, ist es nicht erforderlich, die durch elektrische Anregung verursachten Beanspruchungen und Ermüdungsschäden des Wellenstrangs weiter zu untersuchen.

Wenn die Dreheigenfrequenzkriterien nicht erfüllt werden können oder keine Erfahrungen mit ähnlichen Wellensträngen vorliegen, muss eine Analyse transienter Störungen durchgeführt werden. Die auftretenden Beanspruchungs-/Ermüdungsschäden müssen für jede Störung im Vergleich zu den zulässigen Werten beurteilt werden. Es sollte beachtet werden, dass innerhalb des Frequenzausschlussbereichs Dreheigenfrequenzen des Wellenstrangs zulässig sind, die unempfindlich gegenüber induzierten Torsionskräften sind (siehe 6.3). Die vom Anlagenlieferanten durchgeführten Berechnungen müssen zeigen, ob eine Eigenform auf eine Anregung aus dem Netz anspricht oder nicht.

Ein Leitfaden zur Bestimmung, ob die Ergebnisse der Wellenstrangfrequenz-, Beanspruchungs- und Ermüdungsanalysen annehmbar sind, ist in 6.2 und 6.3 angegeben. Wenn als Ergebnis dieser Analysen eines der festgelegten Kriterien nicht erfüllt werden kann, muss die Konstruktion des Wellenstrangs oder einzelner darin verbauter Rotoren so abgeändert werden, dass die Kriterien erfüllt werden können. In manchen Fällen, wenn zur Erfüllung von Spezifikationswerten erforderliche Abänderungen aus wirtschaftlicher Sicht nicht gerechtfertigt werden können, müssen die Wellenschwingung oder elektrische Messgrößen (z. B. der Gegensystemstrom) während des Betriebs überwacht werden, damit die Bedienungspersonen Gegenmaßnahmen ergreifen können, falls eine übermäßige Schwingung des Wellenstrangs auftritt.

Weitere Informationen zur Berechnung von Drehschwingungen sind in Abschnitt 7 angegeben.



Legende

- ⊕ oder
- ⊗ und

Bild 4 — Flussdiagramm für die Beurteilung von Drehschwingungen bei rotierenden Maschinen

6.2 Beurteilung der Eigenfrequenz

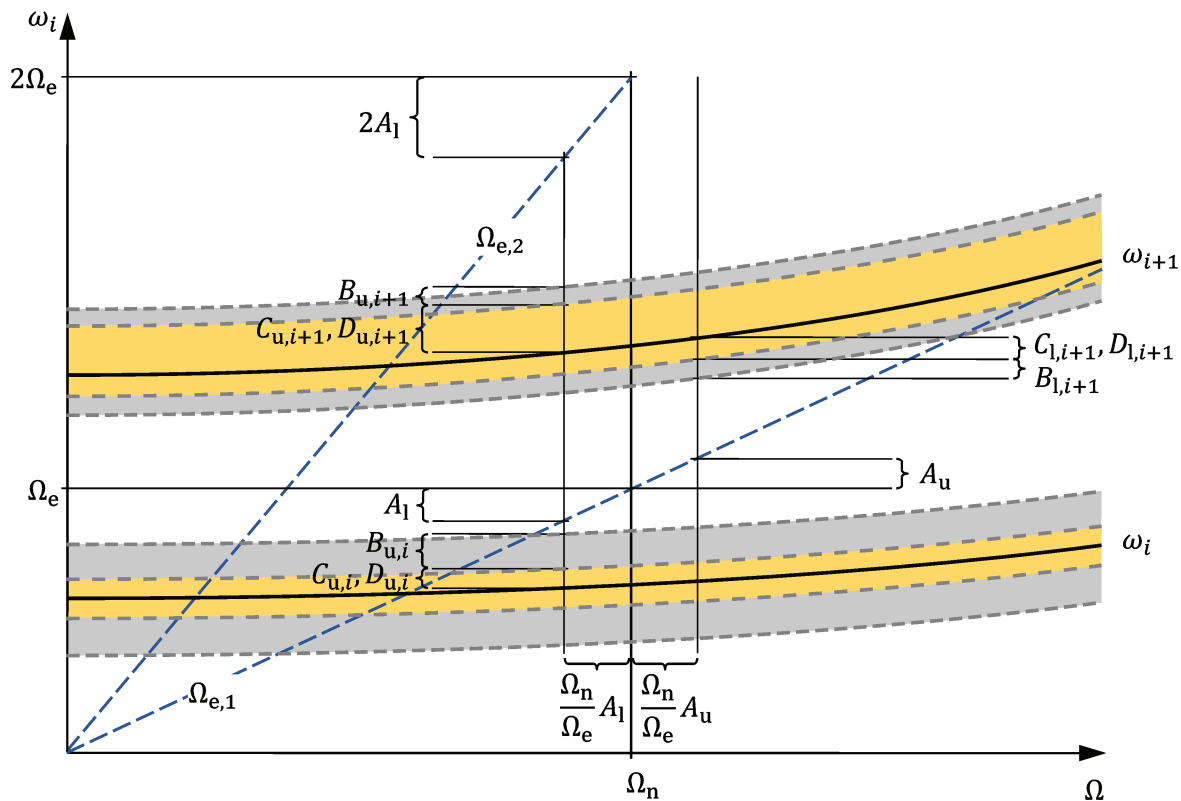
6.2.1 Allgemeines

Dreheigenfrequenzen von Wellensträngen, die weniger als das 2,5-Fache der Nennfrequenz des Stromnetzes betragen (z. B. 125 Hz in Ländern, in denen die Nennfrequenz 50 Hz beträgt, und 150 Hz in Ländern, in denen die Nennfrequenz 60 Hz beträgt), müssen bei der Beurteilung der Frequenzausschlussbereiche berücksichtigt werden.

Üblicherweise weisen die einzelnen Rotoren eines Wellenstrangs unterschiedliche Modellierungsunsicherheiten auf, und abhängig von ihrem Beitrag zu den Schwingungsmoden des Wellenstrangs ist die Unsicherheit bei der Berechnung der Dreheigenfrequenzen abhängig von der Eigenform.

Der Beitrag der unterschiedlichen Schwingungsmoden zur Drehschwingung des Wellenstrangs hängt von deren Anfälligkeit für eine Anregung durch den Generator ab. Eigenformen, die nur eine geringe Anfälligkeit für eine Anregung durch den Generator aufweisen, sind weniger empfindlich als Eigenformen, die eine signifikante Anfälligkeit für eine Anregung durch den Generator aufweisen. Daher ist der erforderliche Abstand zwischen der Eigenfrequenz und der Erregerfrequenz des Wellenstrangs von der Schwingungseigenform abhängig.

Daher ist es möglich, für jede Schwingungseigenform andere Berechnungsunsicherheiten und Trennabstände heranzuziehen. Es ist aber auch machbar, bei allen Dreheigenfrequenzen gleiche Trennabstände $B_{u/1}$ und Berechnungsunsicherheiten $C_{u/1}$ oder $D_{u/1}$ anzuwenden. Es ist nicht erforderlich, zwischen den oberen und unteren Werten zu unterscheiden; sie können als gleich angenommen werden. Die Drehschwingungsfrequenzabstände sind in Bild 5 dargestellt, in Tabelle 1 zusammengefasst und detaillierter in 6.2 a) bis d) beschrieben.



Legende

Ω	Drehfrequenz	A_u	obere Netzfrequenzabweichung
Ω_n	Nenndrehfrequenz	$B_{l,i+1}$	unterer Trennabstand der Eigenform $i + 1$
ω_i, ω_{i+1}	Eigenfrequenz der Eigenform $i, i + 1$	$B_{u,i}, B_{u,i+1}$	oberer Trennabstand der Eigenform $i, i + 1$
Ω_e	Nennfrequenz des Netzes	$C_{l,i+1}$	untere Berechnungsunsicherheit der Eigenform $i + 1$
$\Omega_{e,1}$	Netzfrequenz	$C_{u,i}, C_{u,i+1}$	obere Berechnungsunsicherheit der Eigenform $i, i + 1$
$\Omega_{e,2}$	doppelte Netzfrequenz	$D_{l,i+1}$	untere reduzierte Berechnungsunsicherheit der Eigenform $i + 1$
A_l	untere Netzfrequenzabweichung	$D_{u,i}, D_{u,i+1}$	obere reduzierte Berechnungsunsicherheit der Eigenform $i, i + 1$

ANMERKUNG 1 Die Definition der Frequenzabstände A bis D kann Tabelle 1 entnommen werden.

Bild 5 — Drehschwingungsfrequenz-Ausschlussbereiche und -abstände

6.2.2 Drehschwingungsfrequenzabstände

Die Grenzwerte für Netzfrequenzabweichungen (Frequenzschwankungen des Stromnetzes, die zu Abweichungen bei der einfachen und der doppelten Netzfrequenz führen) sind als A_u und A_l definiert. Diese Werte ermöglichen zusammen mit den in Tabelle 1 angegebenen zusätzlichen Abständen, die Bewertung der erforderlichen Frequenzabstände für das jeweilige Stromnetz vorzunehmen. Die Grenzwerte für Netzfrequenzabweichungen variieren für verschiedene Regionen weltweit und müssen zwischen dem Kunden und dem Rotor-/Wellenstrang-Lieferanten vereinbart werden. In vielen Fällen werden unterschiedliche obere und untere Grenzfrequenzen A_u und A_l festgelegt.

Es ist ein Abstand B zwischen der Eigenfrequenz des Wellenstrangs und der höchsten/niedrigsten zulässigen Netzfrequenz erforderlich, um eine signifikante dynamische Verstärkung nahe der Resonanz zu vermeiden. Da die modale Dämpfung von Dreheigenfrequenzen üblicherweise gering ist, sind die Werte von B_u und B_l in den meisten Fällen gleich.

Die Abstände C_u und C_l berücksichtigen mögliche Berechnungsungenauigkeiten in den Fällen, in denen die Dreheigenfrequenzen eines gekoppelten Wellenstrangs rechnerisch ermittelt werden. Der Abstand entfällt, wenn die Beurteilung auf den Ergebnissen einer am vollständig installierten Wellenstrang durchgeführten Feldprüfung beruht.

Das Vertrauen in die berechneten Frequenzwerte nimmt zu, wenn sie durch experimentelle Validierung gestützt werden; dies ermöglicht, die Unsicherheitsabstände C_u und C_l zu reduzieren. Wie weit der Frequenzabstand reduziert werden kann, hängt vom Niveau der durchgeführten Prüfungen und der verwendeten Prüfkonfiguration ab. Beispielsweise liefert eine Feldprüfung an einem vollständig eingebauten Wellenstrang ein höheres Konfidenzniveau als mehrere Fertigungsprüfungen auf verschiedenen Stufen, die an einzelnen Rotoren des Wellenstrangs durchgeführt werden.

Die Validierung sollte sich auf Rotoren konzentrieren, die die interessierende Dreheigenfrequenz signifikant beeinflussen. Die Validierung von Rotoren, die an der entsprechenden Eigenform nicht beteiligt sind, bringt keinen signifikanten Vorteil. Die Abstände D_u und D_l sind die jeweils reduzierten Abstände für C_u und C_l , abhängig von den angewendeten Validierungsmaßnahmen.

Tabelle 1 — Abstände zur einfachen und doppelten Netzfrequenz

Abstand	Beschreibung	Frequenzabstand
A	Obere Netzfrequenzabweichung	A_u
	Untere Netzfrequenzabweichung	A_l
B	Oberer Abstand zwischen Eigenfrequenz und Netzfrequenz	B_u
	Unterer Abstand zwischen Eigenfrequenz und Netzfrequenz	B_l
C	Eigenformabhängige obere Berechnungsunsicherheit (führt zu höheren Eigenfrequenzen) des Nennmodells	C_u
	Eigenformabhängige untere Berechnungsunsicherheit (führt zu niedrigeren Eigenfrequenzen) des Nennmodells	C_l
D	Eigenformabhängige reduzierte obere Berechnungsunsicherheit des aufgrund einer Validierung (z. B. Fertigungsprüfungsmessung(en), Messungen an ähnlichen Wellensträngen) überarbeiteten Modells	D_u
	Eigenformabhängige reduzierte untere Berechnungsunsicherheit des aufgrund einer Validierung (z. B. Fertigungsprüfungsmessung(en), Messungen an ähnlichen Wellensträngen) überarbeiteten Modells	D_l

Die Frequenzabstände A bis D können von etlichen anderen Faktoren abhängen (z. B. dem Standort des Kraftwerks, der Integrität des Stromnetzes, der Genauigkeit der Beurteilung und der Betriebsvorgeschichte der gelieferten Maschinenausrüstung); daher würde die Spezifikation von Zahlenwerten dafür den Rahmen dieses Dokuments sprengen. Zu Informationszwecken sind in Anhang B Beispiele für übliche Werte zusammen mit den entsprechenden Frequenzabständen angegeben. Es ist aber zu betonen, dass diese je nach Anwendung abweichen können. Die tatsächlich zu verwendenden Werte unterliegen der Vereinbarung zwischen dem Kunden und dem Lieferanten des Rotors/Wellenstrangs.

6.2.3 Eigenfrequenzkriterien

6.2.3.1 Allgemeines

Die Berechnung der Dreheigenfrequenzen muss für den Temperaturzustand einer stabilen Grundlast des Turbinengeneratorsatzes durchgeführt werden. Die Dreheigenfrequenzen sind annehmbar, wenn eines der Kriterien EF 1 (siehe 6.2.3.2), EF 2 (siehe 6.2.3.3) oder EF 3 (siehe 6.2.3.4) erfüllt ist (siehe Bild 5). Um die Kriterien anzuwenden, müssen die Dreheigenfrequenzen bei der Drehzahl berechnet werden, die der oberen bzw. unteren Netzfrequenzabweichung entspricht. Solange jedoch nur Versteifungseffekte in das Modell (üblicherweise elastische Rotorscheufeln) einbezogen werden, ist die Überprüfung des Kriteriums für Dreheigenfrequenzen, die bei Nennfrequenz berechnet wurden, konservativ und daher zulässig.

ANMERKUNG Die Durchführung der Analysen bei stabiler Temperatur des Turbinengeneratorsatzes bei Grundlast kann dazu führen, dass die Dreheigenfrequenzen für einen begrenzten Zeitraum während des Aufwärmvorgangs nicht die Kriterien erfüllen. Die Temperatur beeinflusst in erster Linie die Steifigkeitseigenschaften (Elastizitätsmodul) von heißen Turbinenabschnitten. Diese Abschnitte haben üblicherweise größere Durchmesser, und die Verformung ist bei den niedrigeren Eigenformen begrenzt. Bei den niedrigeren Eigenformen hat üblicherweise die Steifigkeit von dünnen und kühleren Querschnitten (z. B. Lagerstellen) einen viel größeren Einfluss auf die Eigenfrequenzen. Da der thermische Effekt temporär ist, ist sein Einfluss auf die Steifigkeit (Elastizitätsmodul) bei niedrigeren Eigenformen zweitrangig, und in Kombination mit der eher geringen Wahrscheinlichkeit des Betriebs direkt bei den Grenzwerten von A ist eine geringfügige Unterschreitung der Abstände B für eine begrenzte Zeit, während sich der Turbinengeneratorsatz von seiner Ursprungstemperatur auf die stabile Temperatur unter Last vollständig durcherwärmt, annehmbar.

6.2.3.2 Eigenfrequenzkriterium 1 (EF 1)

Die mithilfe eines nicht verifizierten Modells berechneten Dreheigenfrequenzen des Wellenstrangs müssen die in Gleichung (1) und Gleichung (2) angegebenen Kriterien erfüllen:

$$x \cdot (\Omega_e + A_u) \leq \omega_i \left(\Omega_n + \frac{\Omega_n}{\Omega_e} A_u \right) - C_{l,i} - B_{l,i} \quad (1)$$

und

$$x \cdot (\Omega_e - A_l) \geq \omega_i \left(\Omega_n - \frac{\Omega_n}{\Omega_e} A_l \right) + C_{u,i} + B_{u,i} \quad (2)$$

Dabei ist

$\omega_i \left(\Omega_n + \frac{\Omega_n}{\Omega_e} A_u \right)$ die i -te berechnete Eigenfrequenz bei Drehzahl $\Omega_n + \frac{\Omega_n}{\Omega_e} A_u$;

$\omega_i \left(\Omega_n - \frac{\Omega_n}{\Omega_e} A_l \right)$ die i -te berechnete Eigenfrequenz bei Drehzahl $\Omega_n - \frac{\Omega_n}{\Omega_e} A_l$;

$x = 1$ für Dreheigenfrequenzen bei Netzfrequenz;

$x = 2$ für Dreheigenfrequenzen bei doppelter Netzfrequenz.

Wenn die in Gleichung (1) und Gleichung (2) angegebenen Kriterien erfüllt sind, sind keine weiteren Maßnahmen oder Berechnungen erforderlich, um die Anforderungen an die Dreheigenfrequenzen zu erfüllen, und die in 6.2.3.3 und 6.2.3.4 genannten Kriterien können ignoriert werden. Werden die Kriterien nicht erfüllt, muss entweder

- a) die Berechnungsunsicherheit reduziert werden oder
- b) eine Vor-Ort-Prüfung bei voller Drehzahl am vollständig eingebauten Wellenstrang unter thermisch stabilen Grundlastbedingungen durchgeführt werden oder

- c) eine detailliertere Beanspruchungsanalyse durchgeführt werden, um zu bestätigen, dass die dynamischen Beanspruchungen die festgelegten Werte nicht überschreiten (siehe 6.3), oder
- d) die Wellenstrangkonstruktion geändert werden, um die Dreheigenfrequenzen zu verschieben, oder
- e) die Drehschwingungen der Welle müssen überwacht werden.

6.2.3.3 Eigenfrequenzkriterium 2 (EF 2)

Wenn die berechneten Dreheigenfrequenzen durch an ähnlichen Rotoren oder ähnlichen Wellensträngen durchgeführte Messungen validiert werden, kann die Berechnungsunsicherheit reduziert werden, und es gelten Gleichung (3) und Gleichung (4):

$$x \cdot (\Omega_e + A_u) \leq \omega_i \left(\Omega_n + \frac{\Omega_n}{\Omega_e} A_u \right) - D_{l,i} - B_{l,i} \quad (3)$$

und

$$x \cdot (\Omega_e - A_l) \geq \omega_i \left(\Omega_n - \frac{\Omega_n}{\Omega_e} A_l \right) + D_{u,i} + B_{u,i} \quad (4)$$

Wenn die in Gleichung (3) und Gleichung (4) angegebenen Kriterien erfüllt sind, sind keine weiteren Maßnahmen oder Berechnungen erforderlich, um die Anforderungen des Dreheigenfrequenzkriteriums zu erfüllen, und die in 6.2.3.4 genannten Kriterien können ignoriert werden. Werden die Kriterien nicht erfüllt, muss entweder

- a) eine Vor-Ort-Prüfung bei voller Drehzahl am vollständig eingebauten Wellenstrang unter thermisch stabilen Grundlastbedingungen durchgeführt werden oder
- b) eine detailliertere Beanspruchungsanalyse durchgeführt werden, um zu bestätigen, dass die dynamischen Beanspruchungen die festgelegten Werte nicht überschreiten (siehe 6.3), oder
- c) die Wellenstrangkonstruktion geändert werden, um die Dreheigenfrequenzen zu verschieben, oder
- d) die Drehschwingungen der Welle müssen überwacht werden.

WICHTIG Bei der Interpretation der Ergebnisse von an beschauelten Rotoren im Stillstand durchgeführten Messungen ist Vorsicht geboten (siehe Abschnitt A.4).

6.2.3.4 Eigenfrequenzkriterium 3 (EF 3)

Wenn eine Vor-Ort-Prüfung bei voller Drehzahl am vollständig eingebauten Wellenstrang unter thermisch stabilen Grundlastbedingungen durchgeführt wird, müssen die Dreheigenfrequenzen die Kriterien nach Gleichung (5) und Gleichung (6) erfüllen:

$$x \cdot (\Omega_e + A_u) \leq \tilde{\omega}_i \left(\Omega_n + \frac{\Omega_n}{\Omega_e} A_u \right) - B_{l,i} \quad (5)$$

und

$$x \cdot (\Omega_e - A_l) \geq \tilde{\omega}_i \left(\Omega_n - \frac{\Omega_n}{\Omega_e} A_l \right) + B_{u,i} \quad (6)$$

Dabei ist

$\tilde{\omega}_i \left(\Omega_n + \frac{\Omega_n}{\Omega_e} A_u \right)$ die i -te gemessene Eigenfrequenz bei Drehzahl $\Omega_n + \frac{\Omega_n}{\Omega_e} A_u$;

$\tilde{\omega}_i \left(\Omega_n - \frac{\Omega_n}{\Omega_e} A_l \right)$ die i -te gemessene Eigenfrequenz bei Drehzahl $\Omega_n - \frac{\Omega_n}{\Omega_e} A_l$.

Da die Eigenfrequenzen $\tilde{\omega}_i$ des Wellenstrangs bei Grundlast und bei den Drehzahlen, die den oberen $\left(\Omega_n + \frac{\Omega_n}{\Omega_e} A_u \right)$ und unteren $\left(\Omega_n - \frac{\Omega_n}{\Omega_e} A_l \right)$ Netzfrequenzabweichungen entsprechen, in der Regel nicht gemessen werden können, können die durch Gleichung (7) und Gleichung (8) angegebenen Näherungen verwendet werden:

$$\tilde{\omega}_i \left(\Omega_n + \frac{\Omega_n}{\Omega_e} A_u \right) \approx \tilde{\omega}_i (\Omega_n) + \omega_i \left(\Omega_n + \frac{\Omega_n}{\Omega_e} A_u \right) - \omega_i (\Omega_n) \quad (7)$$

und

$$\tilde{\omega}_i \left(\Omega_n - \frac{\Omega_n}{\Omega_e} A_l \right) \approx \tilde{\omega}_i (\Omega_n) + \omega_i \left(\Omega_n - \frac{\Omega_n}{\Omega_e} A_l \right) - \omega_i (\Omega_n) \quad (8)$$

Dabei ist

$\omega_i (\Omega_n)$ die i -te berechnete Eigenfrequenz bei Nennfrequenz Ω_n ;

$\tilde{\omega}_i (\Omega_n)$ die i -te gemessene Eigenfrequenz bei Nennfrequenz Ω_n .

Die Berechnungen können entweder anhand des Nennmodells durchgeführt werden oder anhand eines auf Grundlage von Messungen an ähnlichen Rotoren oder Wellensträngen validierten Modells. Wenn die in Gleichung (7) und Gleichung (8) angegebenen Kriterien erfüllt sind, sind keine weiteren Maßnahmen oder Berechnungen erforderlich.

Werden die Kriterien EF 3 nicht erfüllt, muss entweder

- a) eine detailliertere Beanspruchungsanalyse durchgeführt werden, um zu bestätigen, dass die dynamischen Beanspruchungen die festgelegten Werte nicht überschreiten (siehe 6.3), oder
- b) die Wellenstrangkonstruktion geändert werden, um die Dreheigenfrequenzen zu verschieben, oder
- c) die Drehschwingungen der Welle müssen überwacht werden.

Zu Informationszwecken sind in Anhang B Beispiele für übliche Frequenzabstandswerte zusammen mit den entsprechenden Frequenzabständen angegeben.

6.3 Beurteilung von Beanspruchungen

6.3.1 Allgemeines

Eine Beurteilung der Torsionsbeanspruchungen des Rotors/Wellenstrangs muss durchgeführt werden,

- a) wenn keine Erfahrungen mit ähnlichen Anwendungen vorliegen und
- b) um die Annehmbarkeit berechneter oder gemessener Dreheigenfrequenzen zu bestätigen, die nicht die in 6.2.3.2, 6.2.3.3 oder 6.2.3.4 genannten Kriterien erfüllen. Demzufolge ist der Wellenstrang annehmbar, wenn die interessierenden Schwingungsformen unempfindlich hinsichtlich der Erregerfrequenz sind und daher kein Problem für die Systemintegrität darstellen.

Es liegt in der Verantwortung des Rotor-/Wellenstrangleieferanten, durch Berechnung nachzuweisen, dass die dynamischen Beanspruchungen die festgelegten Werte nicht überschreiten, oder zu zeigen, dass gleiche oder ähnlich konstruierte Maschinen unter vergleichbaren Netzbedingungen erfolgreich betrieben werden. Besondere Aufmerksamkeit muss Bereichen mit hoher möglicher Beanspruchung (z. B. Kupplungsbolzen, Schaufel-füße oder die Wellenbereiche mit den kleinsten Durchmessern) geschenkt werden.

Die Beurteilung der dynamischen Beanspruchung muss Störungen berücksichtigen, die die einfache und die doppelte Netzfrequenz erregen, dabei eingeschlossen eine stationäre Anregung infolge einer asymmetrischen Strombelastung der Leiter. Bei den meisten Lastfällen tritt eine sprunghafte Änderung auf, die alle Frequenzen erregt, unabhängig von ihrem Trennabstand, was eine Mindestkomponentenfestigkeit erforderlich macht. Die Auswirkung einer Anregung durch elektrische Störungen auf den Wellenstrang kann sich abhängig von Fehlerart und -ort signifikant unterscheiden. Die Beanspruchungsbeurteilung muss berücksichtigen, dass eine statische Torsionsbeanspruchung aufgrund der statischen Drehmoment-/Kraftübertragung vorhanden ist, der die dynamische Torsionsbeanspruchung überlagert wird.

6.3.2 Erfahrungskriterium

Dieses Kriterium ist erfüllt, wenn Erfahrungen mit einem ähnlichen Wellenstrang vorhanden sind. Ob ein Wellenstrang als einer früheren Einheit ähnlich angesehen werden kann, muss bewertet werden, und zwar anhand

- a) des elektrischen Systems (z. B. Anregungsmomente), an das der Turbinengeneratorsatz angeschlossen werden soll,
- b) der Dreheigenfrequenzen und Eigenformen (z. B. Trennung der Dreheigenfrequenzen von den Erregerfrequenzen, Eigenformen, modaler Erregungsfaktor [6]), und
- c) des Wellendurchmessers und der Rotorträgheit.

Wenn diese Kriterien erfüllt sind, ist keine dynamische Drehmomentanalyse erforderlich, um die Torsionsbeanspruchung und die Ermüdung der Welle zu bewerten. Wenn diese Parameter nicht erfüllt werden können, muss eine dynamische Drehmomentanalyse durchgeführt werden, um zu ermitteln, ob der Turbosatz für die Anwendung, für die er vorgesehen ist, geeignet ist.

6.3.3 Beanspruchungs-/Ermüdungskriterium

Die induzierte Beanspruchung und die hochzyklische Ermüdung im Wellenstrang, die als Ergebnis der sich durch Änderungen des elektromechanischen Drehmoments ergebenden Drehschwingungen auftreten, dürfen Grenzwerte nicht überschreiten. Bei der Bestimmung der anzuwendenden Grenzwerte je Störungsanlass muss berücksichtigt werden, wie oft elektrische Störungen auftreten, wie groß der größtmögliche Ermüdungsschaden je elektrischer Störung ist und wie hoch die Wahrscheinlichkeit ist, dass der größtmögliche Ermüdungsschaden auftritt.

Die berechnete Spitzenbeanspruchung, die sich aus der Anregung des Wellenstrangs durch das elektromechanische Drehmoment ergibt, muss unterhalb der Grenzwerte liegen. Wenn die Spitzenbeanspruchungswerte die Grenzwerte überschreiten, muss die durch das elektromechanische Drehmoment verursachte Ermüdung beurteilt werden.

Die Modellierungstechniken, das Berechnungsverfahren und die Abnahmekriterien, die angewendet werden, unterliegen der Vereinbarung zwischen dem Kunden und dem Lieferanten (siehe 7.1).

Eine umfassende Beschreibung der Ermüdungsbeurteilung ist in Literaturhinweis [7] und Literaturhinweis [8] zu finden.

7 Berechnung der Drehschwingungen von Wellensträngen

7.1 Allgemeines

Wenn die Einzelheiten des jeweiligen Wellenstrangs bekannt sind, ist es möglich, die (ungedämpften) Dreheigenfrequenzen und Eigenformen bei unterschiedlichen Drehzahlen (z. B. bei Nennfrequenz und oberer/unterer Netzfrequenzabweichung), einschließlich der Schaufel-Scheiben-Wellen-Kopplungseffekte (freien Schwingung), zu berechnen. Wenn die Frequenzabstände in 6.2 nicht eingehalten werden, muss die Reaktion des Systems auf Mechanismen der erzwungenen Erregung (siehe Tabelle C.1) (erzwungene Schwingung) für ein System mit Dämpfung bewertet werden, um sicherzustellen, dass die induzierten Beanspruchungen und Welle-

ermüdungen betragsmäßig die festgelegten Werte nicht überschreiten und im Einklang mit den Erfahrungen des Rotor-/Wellenstrang-Lieferanten stehen.

7.2 Daten für die Berechnung

Die bei der Berechnung von Wellenstrang-Drehschwingungen zu berücksichtigenden Daten sind

- a) das polare Massenträgheitsmoment und die Torsionssteifigkeitseigenschaften jedes Rotors im Wellenstrang,
- b) die Rotorscheufel elastizität (falls zutreffend),
- c) die spezifischen Betriebsparameter und,
- d) falls eine Berechnung der erzwungenen Schwingung erforderlich ist, die Kenntnis der Drehschwingungsdämpfung und der relevanten erregenden Kräfte.

7.3 Berechnungsergebnisse

Das verwendete Berechnungsverfahren muss in der Lage sein, für den Wellenstrang die folgenden Ergebnisse zu liefern:

- a) Eigenfrequenzen und die entsprechenden Eigenformen;
- b) dynamische Torsionsbeanspruchungen oder Drehmomente;
- c) Wellenermüdungslast.

7.4 Berechnungsbericht

Wenn laut Vertrag die Berechnung der Wellenstrang-Drehschwingung gefordert ist, muss vom Lieferanten ein geeigneter Bericht zur Verfügung gestellt werden. Der Inhalt des Berichts muss zwischen Kunde und Lieferant vereinbart werden, und muss mindestens Folgendes enthalten:

- a) die wichtigsten Angaben zum Wellenstrang (z. B. Trägheit der Rotoren, Länge der Rotoren, Lagerdurchmesser);
- b) die Konfiguration des Wellenstrangs (einschließlich einer Zusammenfassung, welche Schaufelreihen elastisch modelliert wurden);
- c) Berechnungsergebnisse;
- d) wenn der Lieferant die Berechnung unterbeauftragt hat, dann muss dies im Berechnungsbericht eindeutig angegeben sein.

8 Messung der Wellenstrang-Drehschwingungen

8.1 Allgemeines

Wenn eine erste Berechnung zeigt, dass innerhalb des in Kriterium EF 1 festgelegten Bereichs Dreheigenfrequenzen auftreten, müssen weitere Maßnahmen ergriffen werden. Diese umfassen entweder das Abändern der wichtigsten rotierenden Komponenten oder die Durchführung von Prüfungen, um die Berechnungsergebnisse zu validieren und um zu bestätigen, dass die Anwendung der in 6.2 festgelegten reduzierten Frequenzabstände zulässig ist. Je nach den jeweiligen Umständen können solche Messungen entweder an einzelnen Rotoren im Werk oder am vollständig eingebauten Wellenstrang vor Ort durchgeführt werden. Das Erfordernis solcher Prüfungen und deren Umfang muss zwischen Lieferant und Kunde vereinbart werden.