

DIN ISO 22266-1



ICS 17.160; 29.160.40

**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)**

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)

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)

Gesamtumfang 49 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 Modellierung des Wellenstrangs 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 Wicklungen des Generatorrotors	15
5.2.4 Netz-/Anregungsmodellierung	15
5.2.5 Modellierung der Dämpfung	15
5.2.6 Modellierung des Getriebes	15
5.2.7 Modellierung flexibler Kupplungen	16
5.3 Unsicherheiten bei Konstruktionselementen	16
5.4 Ermittlung 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 Frequenzabstände der Torsionsschwingung	22
6.2.3 Eigenfrequenzkriterien	24
6.3 Beurteilung von Spannungen	26
6.3.1 Allgemeines	26
6.3.2 Erfahrungskriterium	27
6.3.3 Spannungs-/Ermüdungskriterium	27
7 Berechnung der Torsionsschwingungen des Wellenstrangs	27
7.1 Allgemeines	27
7.2 Daten für die Berechnung	28
7.3 Berechnungsergebnisse	28
7.4 Berechnungsbericht	28
8 Messung der Torsionsschwingung des Wellenstrangs	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 Messung der Torsionsschwingung	31
A.1 Allgemeines	31
A.2 Torsionsschwingungssensor 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	Werksmessungen an Rotoren bei Stillstand	37
A.5	(Dynamische) Werksmessung bei voller Drehzahl	38
A.6	Torsionsmessungen auf der Anlage	39
A.7	Überwachung von Torsionsschwingungen	41
Anhang B (informativ)	Beispiele für Frequenzabstände von Eigenformen des Wellenstrangs zur einfachen und doppelten Netzfrequenz	43
Anhang C (informativ)	Übliche 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 Kopplung von Welle, Scheibe und Schaufel	11
Bild 4	Flussdiagramm für die Beurteilung von Torsionsschwingungen bei rotierenden Maschinen	20
Bild 5	Ausschlussbereiche und -abstände der Torsionsschwingungsfrequenz	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	Werksmessung bei Stillstand	38
Bild A.6	Schematische Darstellung eines Messaufbaus für die dynamische Werksmessung des Rotors	39
Bild A.7	Beispiel für einen Aufbau zur Torsionsmessung auf der Anlage	41

Tabellen

Tabelle 1	Abstände zur einfachen und doppelten Netzfrequenz	23
Tabelle A.1	Vergleich üblicher Torsionsschwingungssensoren 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“ (Sekretariat: BSI, Großbritannien), Unterkomitee SC 2 „Measurement and evaluation of mechanical vibration and shock as applied to machines, vehicles and structures“ erarbeitet wurde, dessen Sekretariat von DIN (Deutschland) 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).

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 und Definitionen wurden überarbeitet, um in anderen Dokumenten angegebene Definitionen zu berücksichtigen;
- das Bewertungskonzept wurde verfeinert und konkretisiert, widersprüchliche Angaben wurden entfernt;
- ein Leitfaden zur Modellierung von Unsicherheiten wurde hinzugefügt;
- der Anhang wurde um einen Leitfaden für die Messausrüstung zum Überwachen von Torsionsschwingungen 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 im englischen Referenztext die Verbform „shall“ zurück in „must“ geändert, sodass es jetzt lautet: „Um eine bedeutende Torsionsschwingung zu verursachen, muss die Erregerfrequenz ausreichend lange nahe an einer Torsionseigenfrequenz des Wellenstrangs liegen, so dass sich die Schwingungseigenform einstellt.“

Einleitung

Während der 1970er Jahre ereigneten sich in Kraftwerken einige größere Störfälle, im Zusammenhang mit Torsionsschwingungen von Rotoren. Bei diesen Störfällen wurden Generatorläufer und einige der langen elastischen Rotorschaukeln der ND-Turbine beschädigt. In der Regel wurden die Schäden durch Schwingungseigenformen des gekoppelten Wellen- und Schaufelsystems verursacht, welche durch die Anregung aus dem Stromnetz in Resonanz angeregt wurden. Es wurden detaillierte Untersuchungen durchgeführt, und es zeigte sich, dass die zu dieser Zeit verwendeten mathematischen Modelle zur Prognose von Torsionseigenfrequenzen von Rotoren nicht ausreichend waren. Insbesondere berücksichtigten sie die Kopplung zwischen den langen elastischen Turbinenschaufeln und dem Wellenstrang nicht mit ausreichender Genauigkeit. Daher wurden weiterführende Forschungsarbeiten durchgeführt, um die Effekte der Kopplung zwischen Schaufel, Scheibe und Welle genauer zu analysieren, und verzweigte Torsionsmodelle wurden entwickelt, um diese Effekte bei der Berechnung der Torsionseigenfrequenzen von Wellensträngen angemessen zu berücksichtigen.

In den 1980er Jahren wurden Werksmessungen entwickelt, um die prognostizierten Torsionseigenfrequenzen von ND-Rotoren zu überprüfen. Diese Werksmessungen waren sehr nützlich, um vor der Inbetriebnahme des Produkts notwendige Korrekturmaßnahmen zu erkennen. Es ist aber nicht immer möglich, alle Elemente des zusammengebauten Rotors zu prüfen. Wenn also keine Messungen am Wellenstrang auf der Anlage durchgeführt wird, können immer noch Unterschiede zwischen dem Modell des Gesamtsystems und der installierten Maschine vorhanden sein.

Eine gewisse Unsicherheit bezüglich der Genauigkeit der berechneten und gemessenen Torsionseigenfrequenzen ist unvermeidlich. Daher ist es notwendig, die Torsionseigenfrequenzen von Wellensträngen mit einem ausreichenden Abstand zu den Netzanregfrequenzen auszulegen, um solche Ungenauigkeiten zu kompensieren, es sei denn, die Eigenformen sind unempfindlich gegenüber Anregungsdrehmomenten. Die akzeptablen Abstände unterscheiden sich je nach dem Umfang der durchgeführten experimentellen Validierung der berechneten Torsionseigenfrequenzen. Die Abstände sollten auch die Empfindlichkeit der Torsionseigenfrequenzen und der modalen Anregbarkeit bezüglich Modellunsicherheiten berücksichtigen. Die Hauptzielsetzung dieses Dokuments besteht darin, einen Leitfaden für die Auswahl von Frequenzabständen während der Entwurfsphase und für den vollständig gekoppelten Wellenstrang auf der Anlage bereitzustellen.

Im Allgemeinen ist das Vorhandensein einer Torsionseigenfrequenz 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 Rahmen dieses Dokuments ist die Anregung auf Schwankungen des elektromechanischen Drehmoments zurückzuführen, das am Generatorluftspalt induziert wird. Alle Torsionseigenformen des Wellenstrangs, die unempfindlich gegenüber diesen induzierten Anregungsmomenten sind, stellen kein Risiko für die Integrität des Turbinengenerators dar, unabhängig vom Wert der Eigenfrequenz dieser Eigenform.

1 Anwendungsbereich

Dieses Dokument stellt einen Leitfaden für die Beurteilung der Torsionseigenfrequenzen und der Bauteilfestigkeit des gekoppelten Wellenstrangs von Dampf- und Gasturbinengeneratorsätzen (einschließlich langer elastischer Rotorscheufeln) unter üblichen Betriebsbedingungen bereit. Insbesondere ist der Leitfaden anzuwenden für die Torsionsschwingungsantwort des gekoppelten Wellenstrangs infolge von Anregung bei einfacher und doppelter Netzfrequenz durch das Stromnetz, mit dem der Turbinen-Generatorsatz verbunden ist. Die Anregung bei anderen Frequenzen (z. B. subharmonischen Frequenzen) wird in diesem Dokument nicht behandelt.

Es werden keine Anleitungen bezüglich der Torsionsschwingungsantwort angegeben, die durch Dampf oder andere, nicht mit dem Stromnetz in Verbindung stehende Anregungsmechanismen verursacht werden.

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

Die in diesem Dokument festgelegten Anforderungen sind anwendbar für

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

Es werden auch die derzeit verfügbaren Verfahren für eine analytische Bewertung und eine Validierungsmessung von Torsionseigenfrequenzen des Wellenstrangs beschrieben.

ANMERKUNG Die Biege- (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 Torsionseigenfrequenz 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

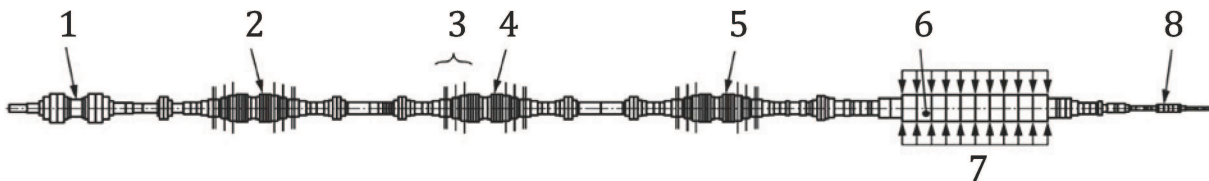
Anmerkung 1 zum Begriff: Üblicherweise werden mehrere Rotoren zu einem Wellenstrang des Turbinen-Generatorsatzes montiert.

3.4

Wellenstrang

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

Anmerkung 1 zum Begriff: Bei der Berechnung der Torsionseigenfrequenzen 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

Torsionsschwingungsamplitude

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 Eigenform(en) der Torsionsschwingung des Wellenstrangs anregt

3.7

Null-Knotendurchmesser-Eigenform

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 dynamisch gekoppelt sind, besitzt das kombinierte System mehrere Eigenfrequenzen bei der die Schaufeln mit ihrer Null-Knotendurchmesser-Eigenform beteiligt sind. Diese Eigenfrequenzen unterscheiden sich von denen der einzelnen Welle und der einzelnen Schaufeln (siehe Bild 3). Diese Eigenformen werden häufig als gleichphasige oder Schirm-Eigenformen (en: umbrella modes) bezeichnet.

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

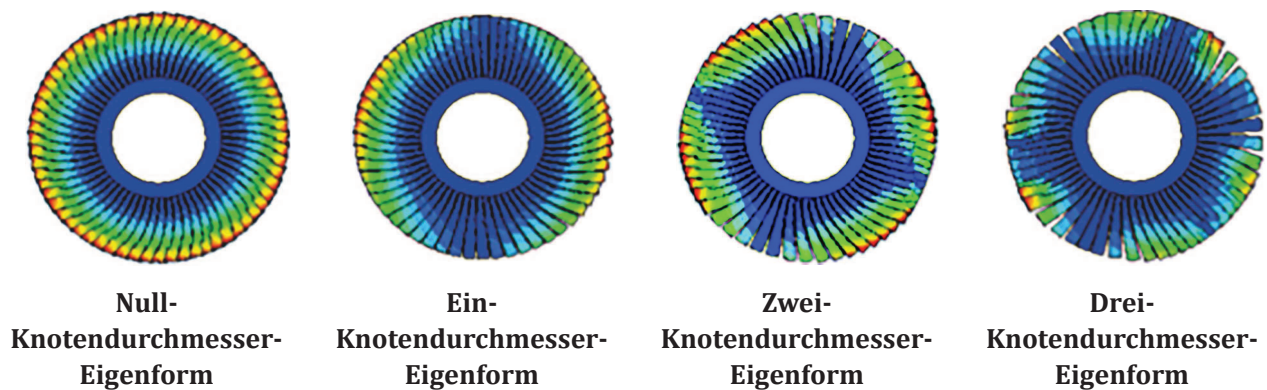
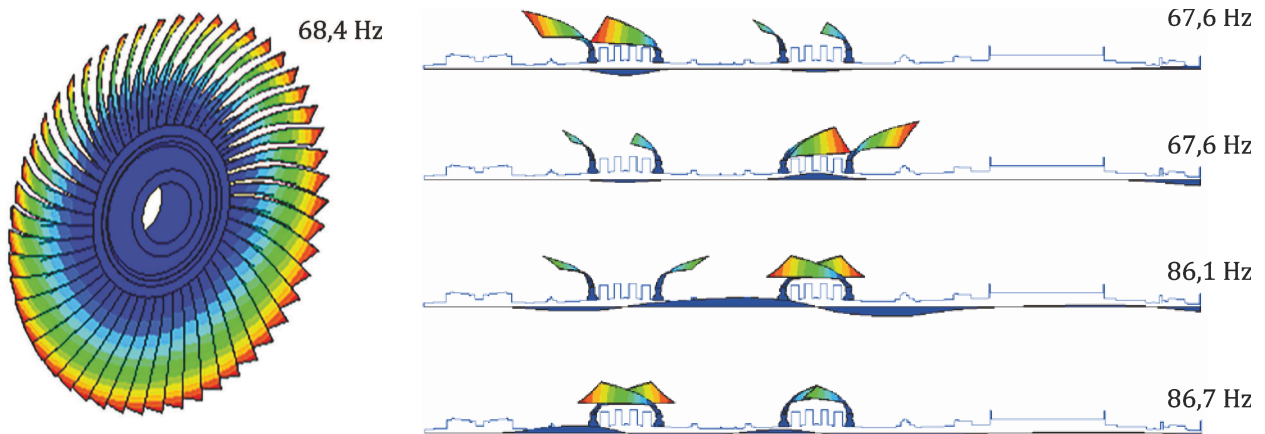


Bild 2 — Schematische Darstellung verschiedener Knotendurchmesser



a) Nicht gekoppelte Null-Knotendurchmesser-Eigenform einer einzelnen beschaufelten Scheibe

b) Gekoppelte Eigenformen einer Baugruppe aus Welle, Scheibe und Schaufel

Anmerkung 3 zum Begriff: Die beiden ersten Eigenformen der Baugruppe aus Welle, Scheibe und Schaufel treten 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 Kopplung von Welle, Scheibe und Schaufel

3.8

statische Torsionsspannung

Spannung im betrachteten Abschnitt des Wellenstrangs aufgrund des mittleren übertragenen Drehmoments

3.9

dynamische Torsionsspannung

Spannung im betrachteten Abschnitt des Wellenstrangs aufgrund von Torsionsschwingungen, die der übertragenen statischen Torsionsspannung überlagert sind

4 Abkürzungen und Symbole

4.1 Abkürzungen

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

4.2 Symbole

A_l	untere Abweichung der Netzfrequenz
A_u	obere Abweichung der Netzfrequenz
$B_{l,i}$	eigenformspezifischer unterer Sicherheitsabstand der Eigenform i
$B_{u,i}$	eigenformspezifischer oberer Sicherheitsabstand 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	Eigenformnummer
x	netzanregungsfrequenzabhängiger Multiplikationsfaktor
Ω	Drehfrequenz
Ω_n	Nenndrehfrequenz
Ω_e	Nennnetzfrequenz ^{N1}
$\Omega_{e,1}$	Achse der Netzfrequenz
$\Omega_{e,2}$	Achse der doppelten Netzfrequenz
$\omega_i (\Omega)$	berechnete Eigenfrequenz der Eigenform i (kann drehzahlabhängig sein)
$\tilde{\omega}_i (\Omega)$	gemessene Eigenfrequenz der Eigenform i (kann drehzahlabhängig sein)

5 Modellierung des Wellenstrangs und Unsicherheiten

5.1 Allgemeines

Aufgrund der möglichen Anregung durch das Stromnetz ist es notwendig, bei der Auslegung der Torsionseigenfrequenzen des Gesamtsystems sowohl die einfache als auch die doppelte Netzfrequenz zu berücksichtigen. Bei Eigenformen, die durch Torsionsschwingungen 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 Probleme mit Torsionsschwingungen 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 Torsionseigenfrequenzen des Systems bei Nenndrehfrequenz;
- c) der erforderliche Abstand zwischen den Torsionseigenfrequenzen des Wellenstrangs und den Netzanregfrequenzen (einfache und doppelte Netzfrequenz);
- d) etwaige spezifizierte/festgestellte Abweichungen der Netzfrequenz;
- e) Einflüsse der Betriebstemperatur.

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

Signifikante Torsionsschwingungen können zu einer plastischen Verformung im Wellenstrang führen, die zu Werkstoffermüdung führt, wodurch schlimmstenfalls Risse in den Rotorkomponenten (z. B. Welle, Schaufeln, Kupplungen) entstehen können. Je nach Ausmaß der Verformung kann das Betriebsverhalten des Turbinen-Generatorsatzes dauerhaft beeinträchtigt sein.

5.2 Modellierung von Wellenstrang und elektrischem System

5.2.1 Allgemeines

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

In der Praxis bilden der Turbinen-Generatorsatz und das elektrische System, an das er angeschlossen ist, ein gekoppeltes elektromechanisches System. Zum Berechnen des im Generatorluftspalt 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.

N1 Nationale Fußnote: In diesem Dokument werden die Begriffe „Netzfrequenz“ und „Nennnetzfrequenz“ verwendet. „Nennnetzfrequenz“ wird verwendet, wenn etwas direkt von der Netzfrequenz abhängt, z. B. der Frequenzbereich bis zu dem die Schaufeln elastisch modelliert werden. Der Begriff „Netzfrequenz“ wird verwendet, wenn ein Bezug zur eventuell schwankenden Frequenz des Stromnetzes besteht.

Das Modell des elektrischen Systems enthält üblicherweise nur grundlegende Informationen über das mechanische System (z. B. Gesamtträgheit des Wellenstrangs oder Feder-Masse-Modell des Wellenstrangs mit einigen Freiheitsgraden). Mit diesem Modell wird das am Generatorrotor wirkende Luftspaltpmoment berechnet und dann als Eingangsgröße der Anregung für das Gesamtmodell des mechanischen Systems verwendet. Das mechanische Modell wird verwendet, um die Eigenfrequenzen des Systems sowie die durch die Anregung des Luftspaltpmoments verursachte Spannungen und Ermüdung zu berechnen.

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

Wenn der Turbinen-Generatorsatz unter idealen stationären Bedingungen, d. h. bei symmetrischen dreiphasigen Strömen und Spannungen, betrieben wird, sind die Auswirkungen von höheren Harmonischen vernachlässigbar, und das im Generatorluftspalt 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 Torsionsschwingungen des Rotors auf. Torsionsschwingungen des Rotors treten als Ergebnis von transienten oder asymmetrischen stationären Störungen im Stromversorgungssystem auf, die Änderungen im Magnetfeld des Luftspalts des Generators und damit auch des Abtriebsdrehmoments verursachen.

5.2.2 Modellierung elastischer Schaufeln

Bei der Null-Knotendurchmesser-Eigenform elastischer Schaufelreihen schwingen alle Schaufeln einer Reihe gleichphasig. Daher kann eine auf den Wellenstrang einwirkende Tangentialkraft Eigenformen der Schaufel 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 Eigenformen der Schaufel, die eine von null verschiedene Anzahl von Knotendurchmesserlinien aufweisen, verschiedenen Sektoren der Schaufelreihe gegenphasig zu angrenzenden Sektoren schwingen und daher von der Torsionsschwingung des Wellenstrangs nicht angeregt werden.

Bei Schaufelreihen mit 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 Null-Knotendurchmesser-Eigenformen 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 den ersten Gasturbinenverdichterstufen) können die Frequenzen der Null-Knotendurchmesser-Eigenformen im Bereich der, oder hinreichend nahe bei der einfachen und/oder doppelten Netzfrequenz liegen, um in bedeutender 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-/Schaufelspannung infolge von durch externe Netzstörungen verursachten Drehmomenten verstärkt werden. Daher ist es notwendig, bei der Berechnung der Eigenfrequenzen von Wellenstrang und Schaufeln, die langen Schaufeln elastisch zu modellieren, um deren Null-Knotendurchmesser-Eigenformen (alle gleichphasig) vollständig abzubilden.

Wenn die niedrigste Null-Knotendurchmesser-Eigenform der Schaufelreihe und Scheibe (oder, bei Trommelrotoren, des Wellenabschnitts, an dem sich die Schaufelreihe befindet) weniger als das 2,5-Fache der Nennnetzfrequenz beträgt (z. B. 125 Hz in Ländern, in denen die Nennnetzfrequenz 50 Hz beträgt, und 150 Hz in Ländern, in denen die Nennnetzfrequenz 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 notwendig, die Gesamtträgheit einer Schaufelreihe am entsprechenden Punkt im Wellen-/Scheiben-Modell zu modellieren.

Da die Fliehkraftbelastung der rotierenden Schaufeln drehzahlabhängig ist, 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 Grenzen B und Grenzen C auf die berechneten Eigenfrequenzen bei Nenndrehzahl angewendet werden (siehe 6.2).

5.2.3 Modellierung von Wicklungen des Generatorrotors

Die genaue Modellierung der Steifigkeit von Generatorrotoren erfordert detaillierte Kenntnisse über deren konstruktive Auslegung. Der Einfluss des Generatorballes mit den Kupferwicklungen und Klemmkeilen muss auch berücksichtigt werden.

5.2.4 Netz-/Anregungsmodellierung

Zum Berechnen des auf den Wicklungsabschnitt des Generators einwirkenden Anregungsmoments werden üblicherweise analytische Kurzschlussgleichungen oder numerische Netzmodelle verwendet. Üblicherweise haben numerische Netzmodelle 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 im Bereich der Generatorwicklungen, wo das Luftspaltmoment auf den Wellenstrang einwirkt, können möglicherweise während des Betriebs aufgrund von SSR-/SSTI-Phänomenen einige Torsionseigenfrequenzen 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 Eigenformen des Wellenstrangs (z. B. Feder-Massen-Modell des Wellenstrangs mit einigen Freiheitsgraden). Die Modellierung und die Beurteilung von SSR-/SSTI-Phänomenen liegen außerhalb des Anwendungsbereichs dieses Dokuments.

5.2.5 Modellierung der Dämpfung

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 Lehr'schen Dämpfungen erheblich von ungefähr 0,01 % bis 1,0 % [4]. Die Berechnungen müssen aber mit konservativen Lehr'schen Dämpfungen durchgeführt werden, die üblicherweise kleiner als 0,1 % sind. Während eines Schwingungsvorgangs kann sich die Dämpfung 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 vom elektrischen Zustand und Netzzustand abhängen, die sich während des Betriebs ändern können.

5.2.6 Modellierung des Getriebes

Getriebe koppeln die Biege-, Torsions- und (bei einstufigen Stirnradgetrieben) Axialschwingungen von Wellensträngen, was zu einer Interaktion zwischen der Biege- und Torsionsdynamik führt. In diesem Fall kann mit Gleitlagern eine erhebliche Dämpfung der Torsionsschwingung 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 notwendig sind, die einen enormen Aufwand bei der Bewertung des dynamischen Verhaltens des Wellenstrangs verursachen.