

Rainer Schicker
Georg Wegener

Drehmoment richtig messen

Alle Rechte vorbehalten.

© Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, 2002

Die Vervielfältigung und Übertragung einzelner Textabschnitte, Zeichnungen oder Bilder sowie jede Art der Speicherung ist nur nach vorheriger schriftlicher Genehmigung durch den Herausgeber zulässig.

Satz und Druck: Bentrup Druckdienste KG, Bielefeld
Printed in Germany

ISBN 3-00-008945-4

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	10
1.1	Die Bedeutung der Messgröße Drehmoment	11
2	Methoden zum Messen von Drehmoment	14
2.1	Ermittlung aus der elektrischen Leistung	14
2.2	Messen des Reaktionsdrehmoments	14
2.2.1	Messen der Reaktionskraft am Hebelarm	14
2.2.2	Reaktionsmomentaufnehmer	16
2.3	Messen des Aktionsdrehmoments	18
2.4	DMS in der Drehmomentmesstechnik	19
3	Aufbau von Drehmomentaufnehmern	21
3.1	Mechanischer Aufbau	21
3.1.1	Bauformen der Messkörper	21
3.1.2	Drehmomenteinleitungen	25
3.1.3	Drehmoment-Messwellen mit Lagern	26
3.1.4	Lager- und berührungslose Drehmomentaufnehmer	27
3.2	Messsignalübertragung	27
3.2.1	Messsignalübertragung mittels Schleifringen	28
3.2.2	Berührungslose Energie- und Messsignalübertragung	29
3.3	Drehzahl- und Drehwinkel-Messsysteme	33
3.3.1	Magnetische Drehzahlerfassung	33
3.3.2	Optische Drehzahl- und Drehwinkelerfassung	34
3.3.3	Referenzimpuls	36
3.4	Elektrische Schnittstellen	36
3.4.1	Drehmomentschnittstelle mV/V	36
3.4.2	Drehmoment-Frequenzschnittstelle	37
3.4.3	Drehmoment-Analogausgang + 10 V	39
3.4.4	Drehzahl- und Drehwinkel-Frequenzschnittstelle	39

4	Auswahl und Einsatzumfeld von Drehmomentaufnehmern	42
4.1	Abmessungen und mechanische Grundeigenschaften	43
4.1.1	Mechanischer Einbau	43
4.1.2	Masse, Massenträgheitsmomente	43
4.1.3	Steifigkeiten	45
4.2	Einsatzumfeld und Ausstattungsmerkmale	47
4.2.1	Maximale Betriebsdrehzahl	47
4.2.2	Drehzahl- und Drehwinkelmessung	47
4.2.3	Wartungsaufwand	47
4.3	Messbereich und Grenzmoment	48
4.3.1	Erste grobe Abschätzung des Drehmoments in einer Anwendung	48
4.3.2	Dynamisches Drehmoment	49
4.3.3	Parasitäre Belastungen	58
4.4	Genauigkeit	62
4.5	Umwelteinflüsse	62
4.5.1	Staub und Fremdkörper	63
4.5.2	Flüssigkeiten	63
4.5.3	Chemikalien	63
4.5.4	Temperaturbedingungen	64
4.5.5	Luftfeuchte	65
4.5.6	Elektromagnetische Verträglichkeit (EMV)	65
4.6	Schwingungen	66
4.6.1	Torsionsschwingungen	67
4.6.2	Biegeschwingungen	79
4.6.3	Axialschwingungen	89
5	Einsatz und Einbau von Drehmomentaufnehmern	90
5.1	Mechanische Voraussetzungen	90
5.1.1	Prinzipieller Einbau	90
5.1.2	Überprüfen von Drehmomentaufnehmern	93
5.1.3	Abmessungen	95
5.1.4	Mechanische Anschlussarten	96
5.1.5	Auswuchten	101

5.2	Einbau im Wellenstrang	104
5.2.1	Ausgleichselemente im Wellenstrang	104
5.2.2	Auswirkungen von geometrischen Fehlern des Wellenstrangs	111
5.2.3	Gestaltung des Wellenstrangs zur Aufnahme von Drehmomentaufnehmern	118
5.2.4	Ausrichten des Strangs	125
5.3	Elektrischer Anschluss	127
5.3.1	Schutz gegen elektromagnetische Störungen	127
5.3.2	Schirmungskonzept	128
5.4	Elektronik für die Signalübertragung	130
5.4.1	Merkmale von Messverstärkern	132
5.4.2	Kombiniertes Frequenzzähl-Periodendauer- Verfahren von HBM	133
5.5	Abgleich der Messkette	137
5.5.1	Aufgabe des Abgleichs der Messkette	137
5.5.2	Grundlegende Einstellungen am Messverstärker	137
5.5.3	Eingabe der Kennlinie für die Drehmomentmessung	139
5.5.4	Eingabe der Kennlinie für die Drehzahl- und Drehwinkelmessung	144
6	Analyse von Schwingungsvorgängen	146
6.1	Ziel der Schwingungsanalyse	146
6.2	Messen von Schwingungen rotierender Maschinen	147
6.2.1	Geeignete Messgrößenaufnehmer und ihre Anordnung .	147
6.2.2	Messdatenkonditionierung und -aufzeichnung	149
6.3	Datenanalyse	152
6.3.1	Zeitbereich	152
6.3.2	Frequenzbereich	157
6.4	Diagnosetabelle, Schwingungsprobleme	166
6.5	Beurteilungen von Schwingungen	176

7	Kalibrieren von Drehmomentaufnehmern	177
7.1	Begriffsabgrenzung	177
7.1.1	Das Kalibrieren	177
	Zweck des Kalibrierens	177
	Gültigkeit der Kalibrierung	178
7.1.2	Begriffe, die oft mit dem Kalibrieren verwechselt werden	179
	Die Prüfung	179
	Die Justierung	179
	Die Eichung	180
	Abgleich der Messkette	180
	Shuntkalibrierung	180
7.2	Bauformen von Kalibrieranlagen für Drehmomentaufnehmer	180
7.3	Hierarchiestufen des Kalibrierens – die Kalibrierpyramide	182
	Kalibrierung durch die PTB	183
	Kalibrierung im Rahmen des DKD	183
	Werkskalibrierung	184
	Werksprüfung beim Messtechnikhersteller	184
7.4	Prüfprotokolle und Kalibrierscheine der verschiedenen Hierarchiestufen	185
7.4.1	Prüfung in der Produktion und Herstellerprüfprotokoll	185
	Prüfablauf	185
	Inhalt des Protokolls	186
	Verwendung zum Abgleich der Messkette	188
7.4.2	Werkskalibrierung und Werkskalibrierschein	188
	Kalibrierablauf	188
	Wahl der Anzeigeeinheit	189
	Angaben auf dem Werkskalibrierschein	190
	Verwendung zum Abgleich der Messkette	195
7.4.3	DKD-Kalibrierung und DKD-Kalibrierschein	195
	Einsatzbereich und Nutzen einer DKD-Kalibrierung	195
	Kalibrierablauf	196
	Wahl der Anzeigeeinheit	198
	Angaben auf dem DKD-Kalibrierschein	198
7.4.4	Mathematisch-statistische Deutung zu Messunsicherheit und Vertrauensbereich	208
	Verwendung zum Abgleich der Messkette	208

7.5	Kalibrieren im Prüfstand	209
7.5.1	Aufgabenstellung und Lösungsansätze	209
	Transfer der Messgröße in die Anwendung	209
	Kalibrieren im Kalibrierlabor oder vor Ort im Prüfstand	209
	Klären der Genauigkeitsanforderungen an die Kalibrierung	210
7.5.2	Techniken und Vorrichtungen zum Kalibrieren im Prüfstand	211
	Kalibriereinrichtungen auf Basis von Hebelarm-Masse-Systemen	211
	Kalibriereinrichtungen mit Drehmoment- Referenz- oder Transferaufnehmern	214
	Kalibriereinrichtungen mit Kraft-Referenz- oder Kraft-Transferaufnehmern	216
	Qualifizierung von Kalibriereinrichtungen für Vor-Ort-Kalibrierungen	216
	Bewertungskriterien	217
7.5.3	Einsatz von Transfer- und Referenzaufnehmern im industriellen Umfeld	217
	Unterscheidung zwischen Transfer- und Referenzaufnehmern	217
	Optimierung des Transfers der Messgröße	218
7.6	Dynamisches Kalibrieren	219
7.6.1	Bedeutung	219
7.6.2	Begriffsabgrenzung des dynamischen Kalibrierens	219
7.6.3	Zügiges Kalibrieren	220
A	Begriffe zur Spezifikation von Drehmomentaufnehmern	221
A.1	Messtechnische Eigenschaften des Drehmomentmesssystems	221
	Relative Standardabweichung der Wiederholbarkeit σ_{rel}	230
A.2	Einsatzbereich und Belastungsgrenzen	232
B	Kurzer Abriss der Schwingungstechnik	239
B.1	Beispielhafte schwingungsfähige Systeme	239
B.2	Freie Schwingungen	241
B.3	Freie ungedämpfte Schwingungen	242
B.4	Freie gedämpfte Schwingungen	243
B.5	Erzwungene Schwingungen	244
B.6	Ausblick auf Systeme mit mehreren Freiheitsgraden	249

B.7	Freie Schwingungen	251
B.8	Erzwungene Schwingungen	253
B.9	Weitere Mechanismen der Schwingungserregung	254
B.9.1	Schwingungen nichtlinearer Systeme	254
	Freie Schwingungen	254
	Erzwungene Schwingungen	254
B.9.2	Schwingungen nichtlinearer Systeme	255
	Selbsterregte Schwingungen	255
C	Formeln und Tabellen	257
C.1	Moment und Drehmoment	257
C.2	Leistung in einer rotierenden Welle	258
C.3	Mechanischer Wirkungsgrad	258
C.4	Torsionssteifigkeit elastischer Wellen oder Wellenabschnitte	258
	Definition der Torsionssteifigkeit	258
	Berechnung der Torsionssteifigkeit für gerade Wellenabschnitte mit konstantem Querschnitt	258
	Berechnung der Torsionssteifigkeit für zusammengesetzte Wellenabschnitte	259
C.5	Biegesteifigkeit elastischer Wellen	259
	Definition der Biegesteifigkeit	259
	Tabelle der Biegesteifigkeiten in Abhängigkeit von Wellengeometrie und Position der Radialkraft	259
C.6	Flächenträgheitsmomente und Torsionsträgheitsmomente	260
C.7	Massenträgheitsmomente	260
	Bedeutung und Definition des Massenträgheitsmoments	260
	Tabelle der Massenträgheitsmomente homogener symmetrischer Körper	262
	Berechnung von Massenträgheitsmomenten zusammengesetzter Körper	263
C.8	Physikalische Größen und ihre Einheiten	263
C.9	Materialkonstanten gebräuchlicher Werkstoffe	265
	Literatur	266
	Schlagwortverzeichnis	268

1 Einleitung

Eine wichtige mechanische Größe, nicht nur im Maschinenbau, ist das Drehmoment. Das präzise Messen von Drehmomenten, insbesondere an rotierenden Teilen, stellt hohe Anforderungen an den Prüfstandhersteller und den Anwender. Erschwerend hinzu kommen der Trend, bei modernen Motoren mechanische Leistungssteigerungen durch Erhöhen der Drehzahl zu verwirklichen, und der Wunsch nach höherer Genauigkeit, etwa bei Wirkungsgradmessungen.

Dem wird durch eine konsequente Weiterentwicklung der Drehmomentmess-technik Rechnung getragen. Die früheren Drehmoment-Messwellen wurden durch Drehmoment-Messnaben und Drehmoment-Messflansche ergänzt. Neuigkeiten bei den berührungslosen Drehmomentaufnehmern gibt es auch auf dem Gebiet der Leistungsübertragung vom Stator zum Rotor und bei der Messsignalübertragung.

Aber auch die moderne Messtechnik kann nur dann ihre Stärken zeigen, wenn vorgegebene Spielregeln beachtet werden. Das vorliegende Buch ist eine umfassende Überarbeitung der 1989 erschienenen HBM-Druckschrift „Drehmomentmeßwellen richtig einsetzen“. Es gibt einen Überblick über die wesentlichen Gesichtspunkte beim Einsatz von Drehmomentaufnehmern und bietet als Nachschlagewerk Hilfestellung in Anwendungsfragen.

Die Hinweise sind so gehalten, dass sie auf die Messaufgaben des Anwenders übertragbar sind. Es ist nicht möglich, an dieser Stelle Konstruktionsvorschläge zu geben, die auf spezielle Probleme eingehen. Viele Aufgaben bei Drehmomentmessungen sind nur bei klar definierter Aufgabenstellung unter Einbeziehung aller Parameter lösbar. Dies ist aber nicht die Aufgabe eines Komponentenlieferanten. Daher können aus diesem Buch auch keine Eigenschaftszusicherungen im Sinne des §459, Abs. 2, BGB und keine Haftung begründet werden.

Das vorliegende Buch beschreibt die prinzipiellen Möglichkeiten der Drehmomentmessung und befasst sich mit dem mechanischen und elektrischen Aufbau der heute überwiegend verwendeten Drehmomentaufnehmer, die nach dem Dehnungsmessstreifenprinzip (DMS-Prinzip) arbeiten.

Auswahlkriterien und Auslegung des Einsatzumfelds, Einsatz und Einbau, Analyse von Schwingungsvorgängen, Kalibrieren und messtechnische Grundsätze beim Messen mit Drehmomentaufnehmern stehen im Vordergrund. Daraus sollten besonders Anwender Nutzen ziehen, denen die tägliche Routine bei der Drehmomentmessung fehlt.

Tiefgehende theoretische Betrachtungen wurden vermieden, für den ersten Einstieg sind jedoch im Anhang Begriffe zur Spezifikation von Drehmomentaufnehmern, ein kurzer Abriss der Schwingungstechnik sowie die wichtigsten Zusammenhänge als Tabellen und Formelsammlung mit kurzen Erklärungen wiedergegeben.

1.1 Die Bedeutung der Messgröße Drehmoment

In der von Maschinen bewegten Welt ist das Drehmoment eine der wichtigsten Messgrößen. Von Gasturbinen mit einem Nenndrehmoment von 50 kN·m bei 8000 min⁻¹ und einer mechanischen Leistung von über 40 MW, über Formel-1-Prüfstände mit Nennmomenten von 1 bis 2 kN·m bei 20.000 min⁻¹ bis hin zu Schraubverschlüssen von Arzneimittelflaschen – Drehmomentwerte sind von großer Bedeutung und die einzuhaltenden Toleranzen sind für viele Produkte vorgeschrieben.

Für Drehmomentmessungen gibt es zahlreiche Anwendungen in den Bereichen Prüfstandtechnik, Betriebs- und Prozessüberwachung, Antriebs- und Förder-technik, Qualitätssicherung sowie Forschung und Entwicklung.

Die letzten Jahre waren geprägt von rasantem Marktwachstum. Aufgrund der Innovationsbereitschaft der Automobilindustrie – resultierend aus den Wünschen ihrer Kunden nach geringerem Verbrauch, hohem Komfort, großer Betriebssicherheit und langjähriger Zuverlässigkeit – stieg und steigt der Bedarf an entsprechender Mess- und Prüftechnik. Verstärkt wird dieser Trend durch die immer höheren gesetzlichen Auflagen nach geringen Schadstoffemissionen.

Das zuverlässige und reproduzierbare Erfassen relevanter Messgrößen wird immer wichtiger. Schlüsselgröße bei all diesen Untersuchungen und Optimierungen, insbesondere im Bereich der Entwicklung von Verbrennungsmotoren und Getrieben, ist die Messgröße Drehmoment, die mit der Drehzahl ein Maß für die Leistung darstellt. Während früher speziell bei Motorenprüfständen messende Bremsen eingesetzt wurden, geht heute der Trend zur Aktionsmomentmessung mittels rotierender Drehmomentaufnehmer.

Wesentliche Gründe hierfür sind, dass die Vorgänge immer dynamischer werden und das Zusammenspiel der Aggregate wie Motor und Getriebe immer mehr in den Vordergrund der Optimierung rückt. Auf dem Gebiet der Drehmomentaufnehmer für Leistungs- und Funktionsprüfstände ist HBM weltweit der Marktführer.

HBM hat eine über 50-jährige Erfahrung auf dem Gebiet des Elektrischen Messens mechanischer Größen. Die Produktion der ersten Drehmoment-Messwelle für die Drehmomentmessung im rotierenden Wellenstrang wurde vor mehr als 40 Jahren aufgenommen. Bild 1.1 zeigt eine Drehmoment-Messwelle der ersten Generation im Vergleich zu modernen Drehmomentaufnehmern. Noch heute werden an HBM Aufnehmer der ersten Generationen mit der Bitte um Überprüfung, Wartung oder Kalibrierung eingeschickt, die über 30 Jahre ihre Aufgabe treu erfüllt haben. Dies zeugt von der Qualität und Langlebigkeit von HBM-Produkten.



Bild 1.1 Drehmomentaufnehmer verschiedener Generationen

Für die Messgröße Kraft wurde HBM bereits 1977 als DKD-Kalibrierlaboratorium akkreditiert. Damit war HBM das erste Kalibrierlaboratorium überhaupt innerhalb des Deutschen Kalibrierdienstes DKD. Die Akkreditierung für die Messgröße Drehmoment erfolgte am 13.07.1990. HBM stellte damit als ein-

zige Kalibrierinstanz in Deutschland über viele Jahre hinweg quasi das Nationale Normal.

Heute bietet HBM Kalibrierstufen von 2 N·m bis 20 kN·m und damit innerhalb des DKD den breitesten Bereich. Die eingesetzten Anlagen besitzen eine sehr hohe Genauigkeit durch Masse-Hebel-Systeme, bei denen die Krafterzeugung durch unmittelbare Massewirkung im Schwerfeld der Erde erfolgt.

Qualität und Zuverlässigkeit haben bei HBM als Hersteller von Präzisionsmessgeräten auf der einen und robusten Industrieaufnehmern auf der anderen Seite einen sehr hohen Stellenwert. Folgerichtig war es nur ein kleiner Schritt zu einem Qualitätsmanagementsystem, das auch Normanforderungen genügt. So wurde 1986 HBM als erstes Unternehmen in Deutschland nach ISO 9001 zertifiziert. Im Sinne des jahrelang aktiv betriebenen Umweltschutzes wurde dann auch im Jahre 1996 das Umweltmanagementsystem, wiederum als eines der ersten in Deutschland, nach ISO 14001 zertifiziert.

2 Methoden zum Messen von Drehmoment

2.1 Ermittlung aus der elektrischen Leistung

Ein Drehmoment kann aus der elektrischen Leistung und der Drehzahl ermittelt werden. Bei elektrischen Maschinen ist es mit heutigen Messmitteln einfach, die elektrische Leistung und die Drehzahl zu bestimmen. Bei der Berechnung des Drehmoments können allerdings relativ große Fehler entstehen, da die Verlustleistung und Betriebszustände der Maschinen mit eingehen.

Moderne Geräte mit den heutigen Möglichkeiten der Rechnertechnik berücksichtigen immer mehr Parameter, um die Genauigkeit und Dynamik zu steigern. Die Anwendungsschwerpunkte sind aber eher in der Prozessüberwachung, etwa von mechanischen Rühr- und Mischwerken oder Knetern zu finden, da hier weitere elektrische Parameter wie Blindleistung oder Wirkungsgrad von Interesse sind. Die Ermittlung des Drehmoments mit dieser Methode hat den Vorteil, dass kein mechanischer Eingriff in den Antriebsstrang erforderlich ist.

Für eine genaue und auch dynamische Drehmomentermittlung ist diese Methode jedoch nur bedingt geeignet. Nicht anwendbar ist sie, wenn die Information über das Drehmoment an einer anderen Stelle des mechanischen Strangs benötigt wird, beispielsweise nach einem Getriebe oder anderen leistungsverzehrenden Elementen.

Die Messunsicherheit bei der rein rechnerischen Drehmomentermittlung kann um Faktoren schlechter sein als bei Drehmomentaufnehmern mit DMS-Messsystemen. Aufgrund der höheren Genauigkeit der DMS-Aufnehmer benutzt man diese vielfach auch als Transferaufnehmer zum Einmessen der elektrischen Maschinen.

2.2 Messen des Reaktionsdrehmoments

2.2.1 Messen der Reaktionskraft am Hebelarm

Die Methode der Reaktionskraftmessung, nach dem Prinzip Aktionsmoment ist gleich Reaktionsmoment, wird sehr häufig zur Leistungsermittlung angewandt. Bild 2.1 zeigt eine industrielle Messanordnung mit pendelnd aufgehängter Bremse. Die am Ende des Hebelarms wirkende Kraft wird mit einem

Kraftaufnehmer gemessen. Diese Lösung erfordert eine aufwändige Mechanik. Störeinflüsse, wie die Veränderung der Pendellagerung über längere Zeit und die Ausdehnung des Hebelarms bei Temperaturänderungen sowie bei verschiedenen Betriebszuständen, müssen berücksichtigt werden oder führen zu Messfehlern.

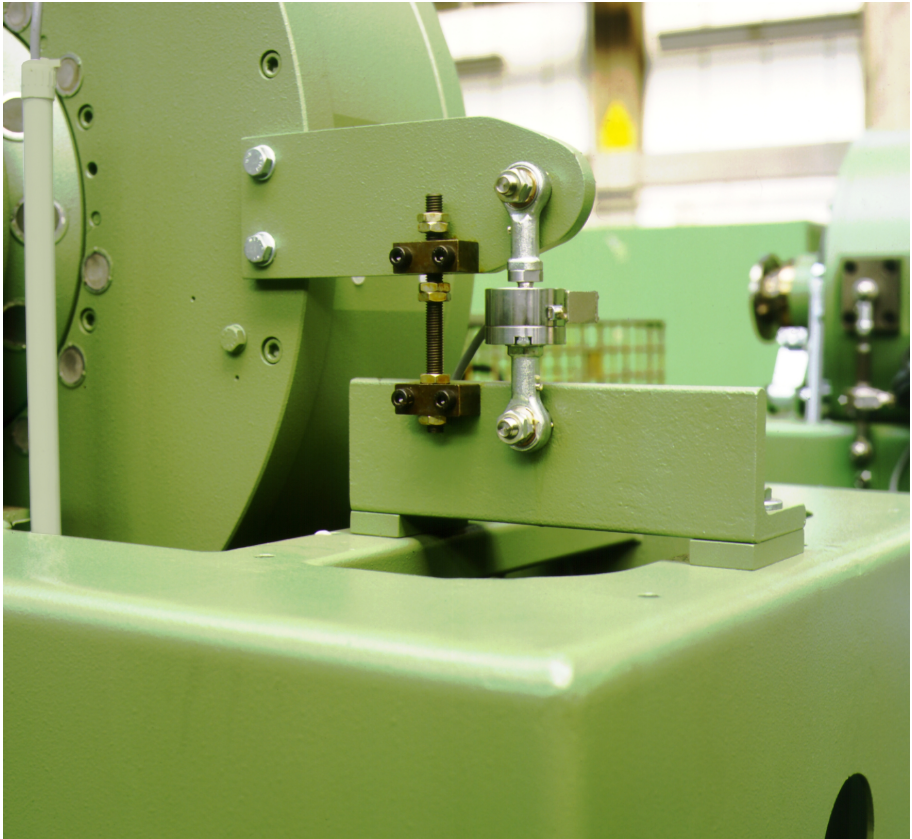


Bild 2.1 Reaktionskraftmessung am Hebelarm mittels Kraftaufnehmer U2B

Durch die Trägheit der großen Massen sind auf der einen Seite dynamische Untersuchungen problematisch. Die Massenträgheitsmomente wirken wie ein mechanischer Tiefpass. Auf der anderen Seite kann dies auch ein Vorteil sein, wenn das Messen von dynamischen Momenten nicht erforderlich ist. Uninteressante dynamische Drehmomentanteile gelangen nicht zum Kraftaufnehmer. Ein weiterer Anwendungsschwerpunkt der Reaktionskraftmessung ist die Bestimmung der Viskosität eines Mediums zur Prozesssteuerung über die Abstützkraft eines Motors in einem Rührwerk. Bild 2.2 zeigt einen vereinfachten Konstruktionsvorschlag.

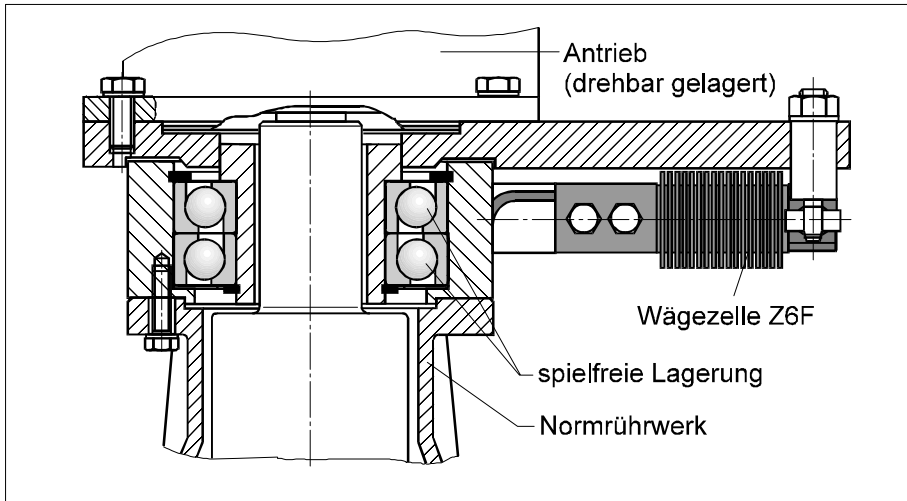


Bild 2.2 Viskositätsmessung mittels Wägezelle Z6F

Für die Messung der Reaktionskraft über Hebelarm stehen im HBM-Programm eine Vielzahl von Kraftaufnehmern und Wägezellen zur Verfügung. Hauptauswahlkriterien sind:

- Steifigkeit: eine hohe Steifigkeit ermöglicht höhere mechanische Eigenfrequenzen. Geringere Steifigkeiten ergeben größere Messwege, die dann bei eventuell notwendigen Überlastanschlägen oder Dämpfungsmaßnahmen hilfreich sein können.
- Bauform
- Kraftrichtung: Zug- und/oder Druckkraft
- Genauigkeitsanforderungen
- Kosten

2.2.2 Reaktionsmomentaufnehmer

Reaktionsmomentaufnehmer stellen im ersten Ansatz die Kombination von Lagerung und Kraftaufnehmer dar. Hauptanwendung ist die Drehmomenterfassung bei nicht drehendem Betrieb. Beispiele hierfür sind ebenfalls die Prozessüberwachung von Rührern, Mischern und Knetern. Hier befindet sich der Aufnehmer direkt zwischen Rührbehälter und Antrieb. Die Antriebswelle geht durch den Aufnehmer hindurch. Bild 2.3 zeigt einen Einbauvorschlag für die Viskositätsmessung auf Basis der Reaktionsmomentmessung.

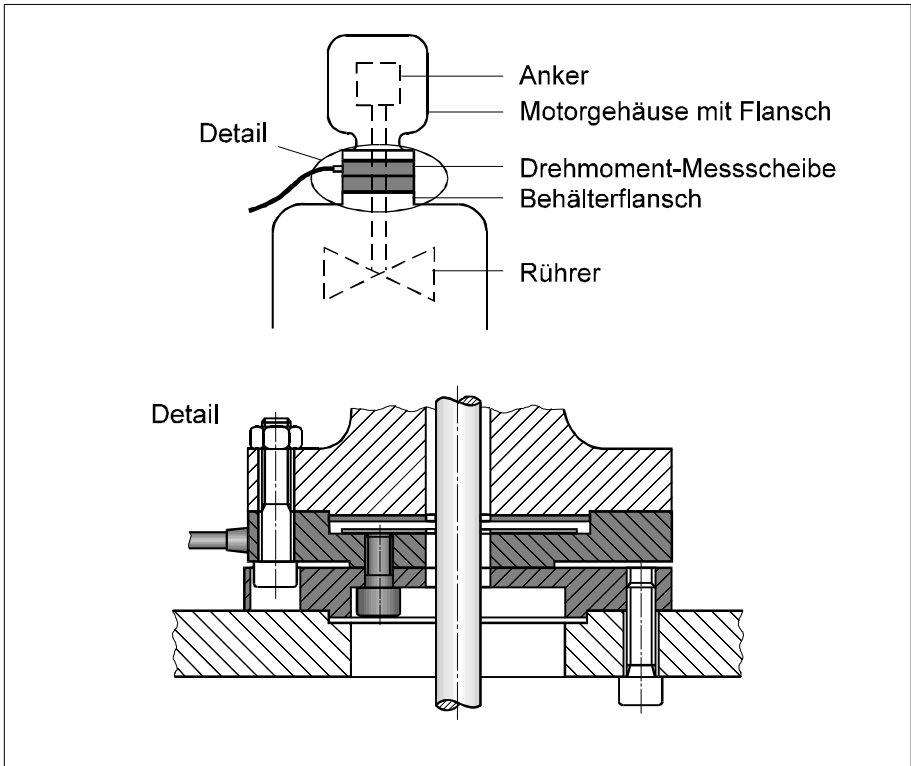


Bild 2.3 Reaktionsmomentmessung mit Drehmoment-Messscheibe TB1A zwischen Motorgehäuse und Behälter

Das Antriebsmoment, das ins Rührwerk eingeleitet wird, muss als Reaktionsmoment vom Motorgehäuse auf den Behälterflansch übertragen werden. Genau an dieser Stelle, zwischen Motorgehäuse und Behälter, ist eine Drehmoment-Messscheibe TB1A montiert. Die Rührwerkswelle ragt durch deren Innenbohrung und der Motor stützt sich an der Messscheibe ab. Interessanterweise erzeugt die Lagerreibung im Motor im Gegensatz zur Lagerreibung am unteren Rührwerksende keine Messfehler.

Befindet sich ein Getriebe zwischen Aufnehmer und der Stelle des Antriebsstrangs, an der das Drehmoment eigentlich erfasst werden soll, ist das Übersetzungsverhältnis unbedingt bei der Messbereichsauswahl sowie bei der Skalierung des Messverstärkers zu beachten. Denn die Anzeige soll ziffernrichtig für das eigentlich zu messende Drehmoment erfolgen. Ein weiteres Anwendungsgebiet sind Torsionsdauerfestigkeitsuntersuchungen von Bauteilen. Bild 2.4 zeigt eine entsprechende Anwendung.

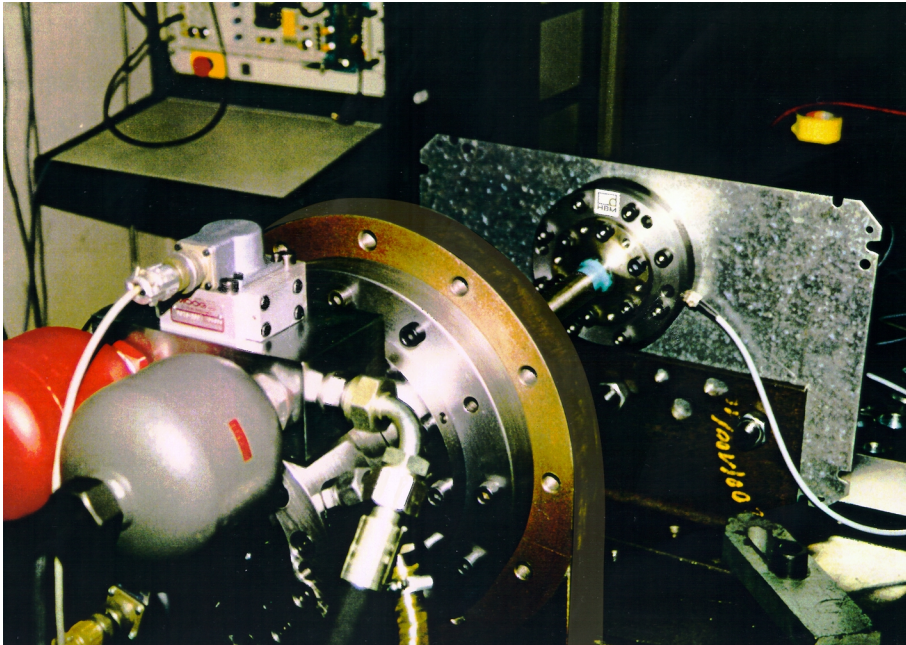


Bild 2.4 Torsionsdauerfestigkeits-Untersuchungen an einem Rundstab mit TB1A

2.3 Messen des Aktionsdrehmoments

Bei dieser Methode wird das Drehmoment im rotierenden Strang erfasst. Oft wird auch die Bezeichnung Inline-Drehmomentmessung verwendet. Bild 2.5 zeigt das Prinzip der Aktionsmomentmessung. Die klassischen Produktgruppen sind Drehmoment-Messwellen, -Messnaben und -Messflansche.

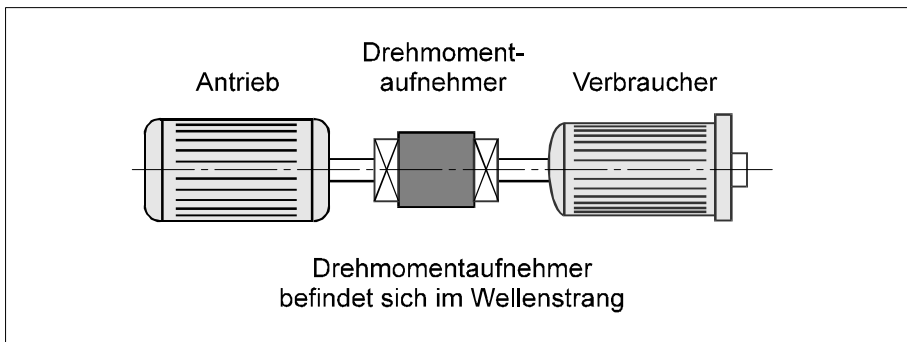


Bild 2.5 Prinzip der Aktionsmomentmessung

Die Signalgewinnung kann nach verschiedenen physikalischen Prinzipien erfolgen:

- Hydraulisch, pneumatisch
- Umsetzung einer elastischen Verformung in Änderung von Kapazität, Induktivität, Widerstand, Permeabilität oder Phasenlage

Heute ist am gebräuchlichsten das Messen der Verformung mit Dehnungsmessstreifen (DMS), wobei deren Widerstandsänderung das Maß für die Dehnung ist. Sämtliche Drehmomentaufnehmer im HBM-Programm sind nach diesem Funktionsprinzip aufgebaut. Gerade diese Technik beweist in der Verbindung mit der Kernkompetenz von HBM auf dem Gebiet der Messkörperentwicklung und -herstellung ihre Vorteile im Hinblick auf höchste Genauigkeit und Dynamik.

2.4 DMS in der Drehmomentmesstechnik

DMS-Drehmomentaufnehmer bestehen aus den Hauptelementen Federkörper mit Dehnungsmessstreifen (DMS) und Kompensationselementen, sowie Adaptionsteilen zur Drehmomenteinleitung und -ausleitung. Nachfolgend werden die in [1] genannten wesentlichen Merkmale des Dehnungsmessstreifenprinzips auf die Belange der Drehmomentmesstechnik konkretisiert:

- Dehnungsmessstreifen haben in Verbindung mit einer DMS-Messbrücke (oder Wheatstone-Brückenschaltung, benannt nach dem englischen Wissenschaftler Sir Charles Wheatstone) und deren Kompensationsmöglichkeiten gegenüber Störgrößen ein ausgezeichnetes Linearitäts-, Hysterese- und Reproduzierbarkeitsverhalten.
- Wegen der vernachlässigbar kleinen Masse der DMS können die Frequenzen der zu messenden Vorgänge sehr hoch liegen ($> 50 \text{ kHz}$). Zentrifugalbeschleunigungen von mehreren 10.000 m/s^2 sind unkritisch.
- Es können statische und dynamische Momente erfasst werden.
- Die gute Schwingfestigkeit der DMS sichert eine hohe Wechsellastbeständigkeit.
- Drehmomentaufnehmer mit DMS zeichnen sich bei anwendungsgerechter Auslegung durch eine sehr gute Langzeitstabilität aus.
- Durch das Herstellungsverfahren und die Produktion in einem Haus kann eine individuelle Anpassung und Optimierung von DMS und Messkörper aufeinander erfolgen.
- Durch Verwendung temperaturgang-angepasster DMS, durch die Eigenschaften der Messbrücke und durch zusätzliche Kompensationselemente sind die Temperatureinflüsse minimal und der Einsatz in einem weiten Temperaturbereich ist möglich.

- Drehmomente können in positiver und negativer Wirkrichtung gemessen werden, unabhängig davon ob der Wellenstrang rotiert oder nicht.
- Die DMS-Messbrücke ermöglicht die Kompensation gegenüber den bei Drehmomentmessungen besonders kritischen mechanischen Störgrößen: Biegemomente, Quer- und Längskräfte sowie Rotationseinflüsse.

3 Aufbau von Drehmomentaufnehmern

Im Folgenden wird der Aufbau von Drehmomentaufnehmern beschrieben, bei denen der Messkörper Teil des rotierenden Übertragungsstrangs ist und durch das zu messende Drehmoment elastisch verformt wird. Die auftretende Dehnung wird mit Dehnungsmessstreifen erfasst.

Prinzipiell besteht ein solcher Drehmomentaufnehmer aus einem drehbaren Messkörper, dem Rotor, und einem als Stator bezeichneten Gehäuse. In der Bauart unterscheiden sich Drehmomentaufnehmer zum einen in der Signalübertragung und zum anderen im mechanischen Aufbau.

Für die Übertragung der Versorgungsspannung und des Messsignals werden sowohl Schleifringssysteme als auch berührungslos arbeitende Systeme verwendet. Ferner gibt es Messwellen sowohl mit eingebauten Lagern als auch lagerlose Ausführungen. Wichtig ist die Gestaltung der Messkörper. Man unterscheidet hier zwischen Drehmoment-Messwellen, -Messnaben und -Messflanschen.

3.1 Mechanischer Aufbau

3.1.1 Bauformen der Messkörper

Grundsätzlich können Messkörper beliebig geformt sein. Sie müssen jedoch Flächen aufweisen, an denen die durch das Drehmoment erzeugten Dehnungen mit Dehnungsmessstreifen gemessen werden können.

Häufig eingesetzt werden Messkörperausführungen wie Voll-, Hohl- und Vierkantwellen. Ein Drehmoment erzeugt bei diesen Bauformen eine reine Torsionsbeanspruchung.

Rohrförmige Messkörper bieten bei gleicher tragender Querschnittsfläche dagegen eine höhere Biegesteifigkeit. Für besonders hohe Drehmomentmessbereiche wird oft eine massive Vierkantwelle eingesetzt. Sie lässt sich einfach herstellen und mit DMS applizieren.

Bei anderen Messkörperformen, wie Speichen und Käfigen, erzeugt das eingeleitete Drehmoment eine lokale Biegebeanspruchung von Teilelementen des Messkörpers. Speziell bei kleinen Drehmomenten bieten kreuzförmig ausgebildete Messkörper den Vorteil hoher Dehnungswerte bei großer Biegesteifigkeit.

Heutige Ansprüche an Drehmomentaufnehmer für Leistungsprüfstände können nicht optimal mit den oben aufgeführten Messkörperausführungen erfüllt werden. Deshalb führte HBM Mitte der neunziger Jahre als erster Hersteller von Drehmomentaufnehmern das Scherprinzip für die Drehmomentmessung ein [2]. Prägend für dieses Prinzip sind sogenannte Kurzbalken, die sich als Scherelemente für messtechnische Zwecke nutzen lassen [3]. Bei dem Drehmoment-Messflansch T10F sind vier radiale Balken als Doppel-T-Profil ausgeführt. Dies ist nicht nur aus messtechnischen Gründen vorteilhaft, es ergeben sich auch sehr gute Verhältnisse für die geforderte Steifigkeit des Aufnehmers quer zur Messrichtung. Bild 3.1 zeigt eine Übersicht der heute gängigsten Messkörperformen.

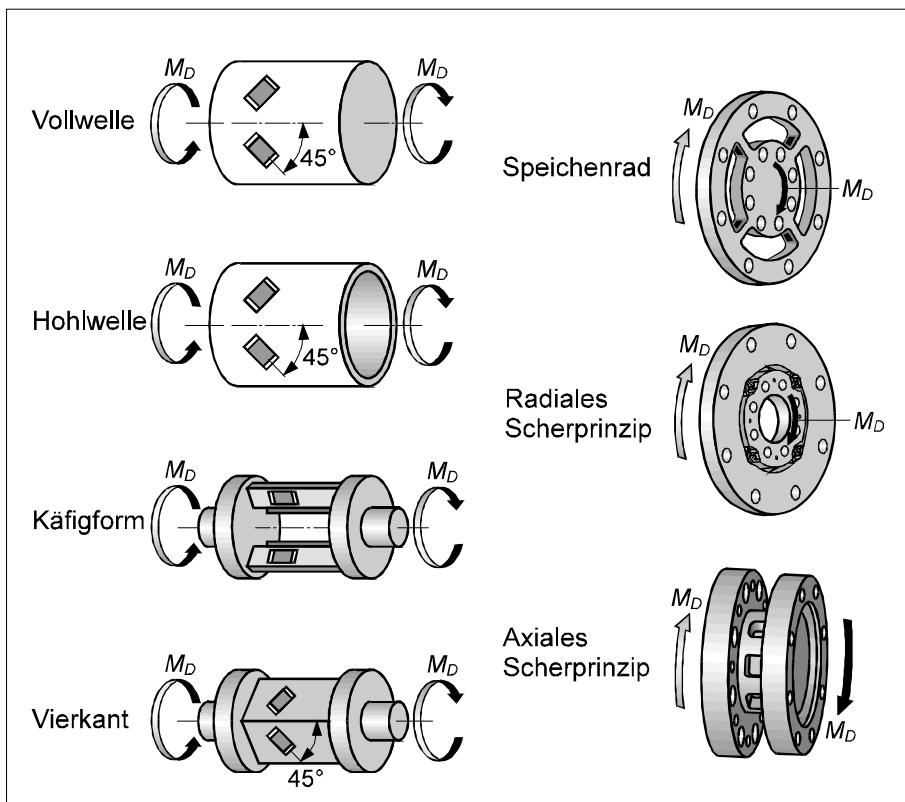


Bild 3.1 Gängige Messkörperformen

Durch eine geeignete Wahl der Geometrie von Applikationsstelle und Stegen lassen sich die geforderten Eigenschaften des Drehmoment-Messflanschs in weiten Grenzen einstellen. Bild 3.2 zeigt einen serienmäßigen T10F-Messkörper.

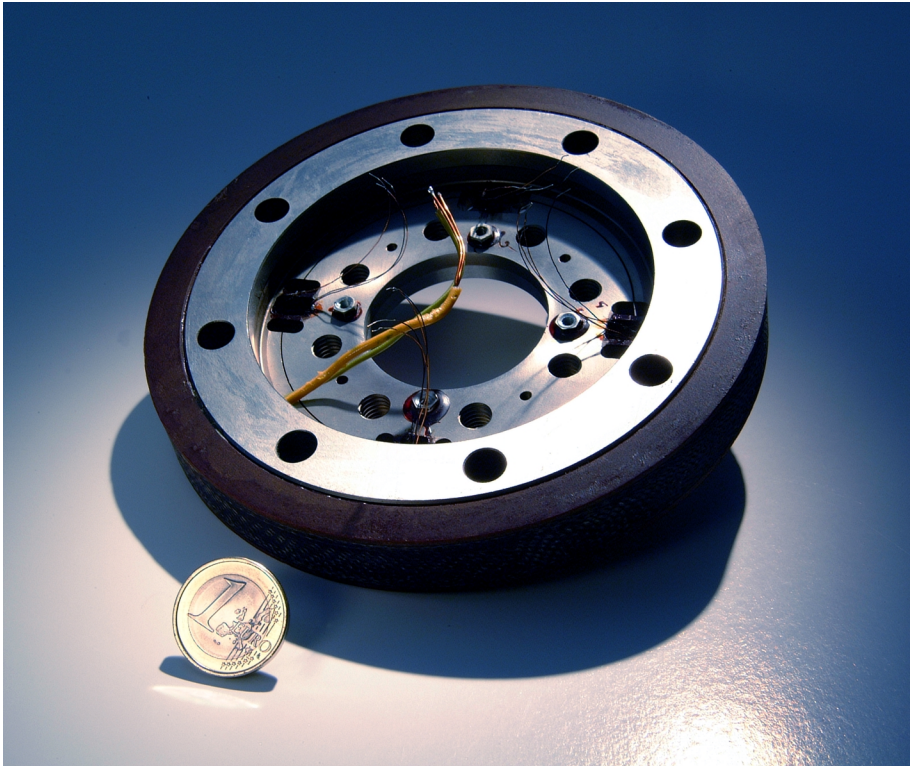


Bild 3.2 T10F-Messkörper 200 N·m

Eine Weiterentwicklung und Modifikation stellt der Messkörper des Drehmoment-Messflanschs T10FS dar. Hier sind die U-Profile nicht radial, sondern axial angeordnet. Die Applikation wird innen ausgeführt. Damit bietet diese Messkörperform die Möglichkeit einer hermetisch abgedichteten Ausführung. Die neuen Messkörpergeometrien, Radiales Scherprinzip und Axiales Scherprinzip, wurden von HBM zum Patent angemeldet. Verschiedene Patente sind bereits erteilt. Bild 3.3 zeigt einen serienmäßigen T10FS-Messkörper.

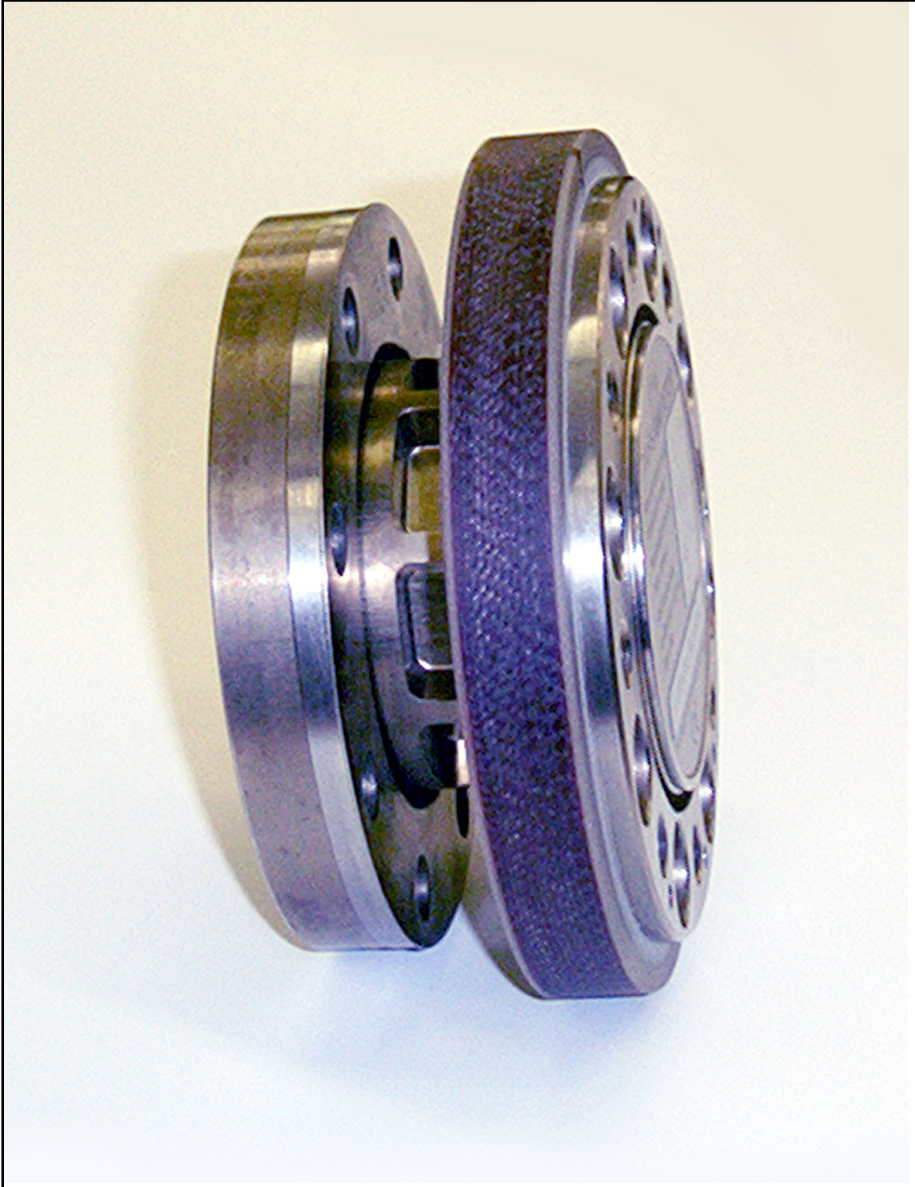


Bild 3.3 Messkörper T10FS 500 N·m

3.1.2 Drehmomenteinleitungen

Bei HBM wird, je nach Drehmomentaufnehmer, eine von drei Möglichkeiten zur mechanischen Einleitung des Drehmoments in die Drehmomentaufnehmer verwendet:

- Vierkant-Steckanschluss nach DIN 3121
- Klemmverbindung
- Verschraubter Flansch

Für verschiedene Drehmomentaufnehmer bietet HBM mit diesen gemeinsam erprobte und auf Wunsch auch an die Drehmomentaufnehmer montierte Kupplungen an. Diese sind für die kundenseitige Momenteinleitung für die verschiedenen Arten von reib- oder formschlüssigen Verbindungen ausgelegt und dienen dazu, Quer- und Längskräfte sowie Biegemomente am Drehmomentaufnehmer zu minimieren.

Bei hohen Betriebsdrehzahlen ist eine eventuelle Veränderung der Auswuchtgüte durch den Einbau der Drehmomentaufnehmer mit Kupplungen zu erwarten. Wenn möglich sollte im betriebsfertigen Zustand gewuchtet werden. Weitere Informationen sind in Kapitel 5 zu finden.

Bei den von HBM zu beziehenden Renk Bogenzahn-Kupplungen® wird darüber hinaus auch die Passfederverbindung nach DIN 6885 verwendet. Hierbei handelt es sich um eine formschlüssige Verbindung. Die Verbindungsart sowie das Toleranzfeld der Passung sind vom Anwender zu bestimmen. HBM liefert vorzugsweise zylindrische Bohrungen in Toleranz H7 nach DIN 7154, Blatt 1.

Die erforderlichen Passfedernuten werden vorzugsweise nach DIN 6885, Blatt1, P9 mit Rückenspiel gefertigt. Verwendungsbeispiele für die verschiedenen Passungsarten sind in [4] dargestellt. Da die Drehmomenteinleitung durch Passfederverbindung nach DIN in der Regel spielbehaftet ist und in Längsrichtung zusätzlich fixiert werden muss, ist sie für das korrekte Messen von Drehmomenten mit wechselnden Drehmoment- und Drehrichtungen (im sogenannten 4-Quadranten-Betrieb) nicht geeignet.

Vierkant-Steckanschluss

HBM-Drehmoment-/Schraubmesswellen besitzen Vierkante nach DIN 3121. In dieser Norm werden die Verbindungsvierkante für Maschinenschrauber-Werkzeuge spezifiziert. Die Maße entsprechen ISO 1174-2. Konstruktiv verwirklicht sind Außenvierkant Form F mit durchgehendem Stiftloch und Innenvierkant Form G und Form H je nach Nenndrehmoment. Hiermit entstehen formschlüssige Verbindungen, die für Drehmomentmessungen mit wechselnden Drehmomentrichtungen nicht geeignet sind.

Klemmverbindung

Klemmverbindungen sind reibschlüssige Verbindungen. Je nach Bauform und Anforderung wird bei HBM für einfache Anforderungen das radiale Verspannen und für hohe Anforderungen das Konusprinzip verwendet. Nähere Hinweise über Aufbau und Einbauhinweise sind in Kapitel 5 zu finden.

Verschraubter Flansch

Die bei HBM-Drehmomentaufnehmern verwendete Flanschverbindung überträgt eingeleitete Drehmomente durch Reibschluss. Dadurch ist gewährleistet, dass die Flanschverbindung einerseits problemlos sehr hohe Drehmomente überträgt und andererseits – und dies ist besonders wichtig – vor allem dynamische Momente korrekt in den Aufnehmer einleitet. Gleichmäßig auf dem Umfang angeordnete Befestigungsschrauben gewährleisten eine sichere Anpressung und damit eine weitgehend gleichmäßige Momentübertragung über den gesamten Umfang.

Abhängig vom Nenndrehmoment eines Drehmomentaufnehmers ist die Anzahl der erforderlichen Befestigungsschrauben. Aufgrund einer notwendigen Standardisierung haben die Flansche einzelner Messwellen mehr Befestigungsbohrungen als notwendig. Hier gilt, dass die Schrauben in gleichen Abständen auf dem Umfang angeordnet werden und so Bohrungen frei bleiben. Entsprechende Hinweise sind im Dokumentationsmaterial der jeweiligen Produkte zu finden. In Kapitel 5 wird ausführlicher auf die Flanschverbindungen eingegangen.

3.1.3 Drehmoment-Messwellen mit Lagern

Bei Drehmoment-Messwellen mit Lagern wird der Stator gegenüber dem rotierenden Messkörper durch diese Lager radial und axial fixiert. Diese Ausführung wird verwendet, wenn:

- die Betriebsdrehzahlen in Bereichen liegen, die von Wälzlagern noch leicht verkraftet werden
- die Konstruktion der Drehmoment-Messwelle Lager zwingend erfordert

Letzteres ist bei Drehmoment-Messwellen mit Schleifringen grundsätzlich der Fall. Bei den Drehmoment-Messwellen vom Typ T20WN verringert sich der Aufwand für die berührungslose Messsignalübertragung und die Energieeinspeisung erheblich, da die Luftspalte für die Energieübertragung sehr klein gewählt werden können und konstant sind.

Bei entsprechendem Einbau mit Einleitung des zu messenden Drehmoments auf der gekennzeichneten Seite (Messseite) ist der Einfluss der Lagerrollrei-

bung auf das Messergebnis sehr gering. So beträgt das Reibmoment des Lagers auf der Messseite der T20WN/2 N·m ca. 0,00005 N·m.

Der Stator muss bei Drehmoment-Messwellen mit Lagern nur gegen Mitdrehen zwanglos gesichert werden. Die eingebauten Lager haben im Normalfall lediglich das Gewicht des Stators zu tragen und sind dadurch keinem nennenswerten Verschleiß unterworfen. In ihrer Belastbarkeit sind die Lager allerdings so dimensioniert, dass sie je nach Typenreihe auch als Stützlager dienen können. Die Einbaumöglichkeiten sind in Kapitel 5 näher beschrieben. Die reibungsarmen Speziallager garantieren einen wartungsfreien Betrieb über einen sehr langen Zeitraum (20.000 Laufstunden bei der T20WN).

3.1.4 Lager- und berührungslose Drehmomentaufnehmer

Bei Drehmomentaufnehmer für hohe Betriebszahlen ist der Stator mechanisch nicht mit dem rotierenden Messkörper verbunden. Der Messkörper wird in den Wellenstrang eingebaut, der Stator am Maschinenbett montiert. Da der Aufbau keine Verschleißteile beinhaltet, sind diese Drehmomentaufnehmer bis auf das optische Drehzahl-Messsystem absolut wartungs- und verschleißfrei.

Im Lieferzustand dienen bei der T32FN seitlich am Umfang des Stators angeschraubte Fixierelemente als Transportsicherung und Montagehilfe. Bei der T34FN dient ein Zentrierelement als Montagehilfe. Für den Drehmoment-Messflansch T10FS mit Drehzahlmodul werden ebenfalls Montagehilfen mitgeliefert. Mit den Montagehilfen sind Stator und Rotor verspannungsfrei einzubauen. Weitere Informationen finden sich in Kapitel 5.

3.2 Messsignalübertragung

Bei Drehmomentaufnehmern wird das Messsignal primär auf dem Rotor erzeugt. Die verwendeten DMS-Schaltungen sind passive Messsysteme und müssen daher mit einer Brückenspeisespannung von einigen Volt versorgt werden. Das der Messgröße entsprechende Ausgangssignal liegt in der Größenordnung von einigen Millivolt. Zur Übertragung der Messsignale und der Versorgungsspannung zwischen Rotor und Stator gibt es zwei Möglichkeiten:

- Übertragung mit Schleifringen
- berührungslose Übertragung

In HBM-Drehmomentaufnehmern werden beide Varianten eingesetzt. Die Messwellenausführungen mit Schleifringen sind hauptsächlich für Kurzzeitmessbetrieb mit Drehzahlen bis max. 4000 min⁻¹ geeignet. Sie bieten den Vor-

teil, dass als Folgeelektronik für die Signalverarbeitung jeder Messverstärker eingesetzt werden kann, der für DMS-Messsysteme geeignet ist. Der Nachteil ist der zwangsläufige Abrieb und die dadurch erforderliche Wartung des Schleifringssystems.

Berührungslose Übertragungssysteme sind in Drehmomentaufnehmern eingebaut, die für Langzeitbetrieb und hohe Dauerdrehzahlen ausgelegt sind. Diese Aufnehmertypen besitzen für die Versorgungsspannung und das Messsignal spezielle elektronische Übertragungselemente.

3.2.1 Messsignalübertragung mittels Schleifringen

Die Speisespannungs- und Messsignalübertragung erfolgt bei HBM-Messwellen über Hartsilberschleifringe und Silbergrafitkohlebürsten. Diese Kombination bietet ein Optimum an störungsfreier Signalübertragung (geringes Rauschen, kleine Thermospannungen), hohe Standzeiten ($3 \times 10^8 \dots 6 \times 10^8$ Umdrehungen) und damit einen minimalen Wartungsaufwand.

Um unter allen Betriebsbedingungen sicheren Kontakt zu gewährleisten, sind die Bürsten jeweils doppelt ausgeführt. Die beiden Bürstensätze sind so angeordnet, dass an jedem Schleifring zwei in einem bestimmten Winkel versetzte Bürsten federnd angedrückt werden. Bild 3.4 zeigt den prinzipiellen Aufbau der DMS-Messbrücke, die Abgleichelemente und die Messsignalübertragung mit Schleifringen.

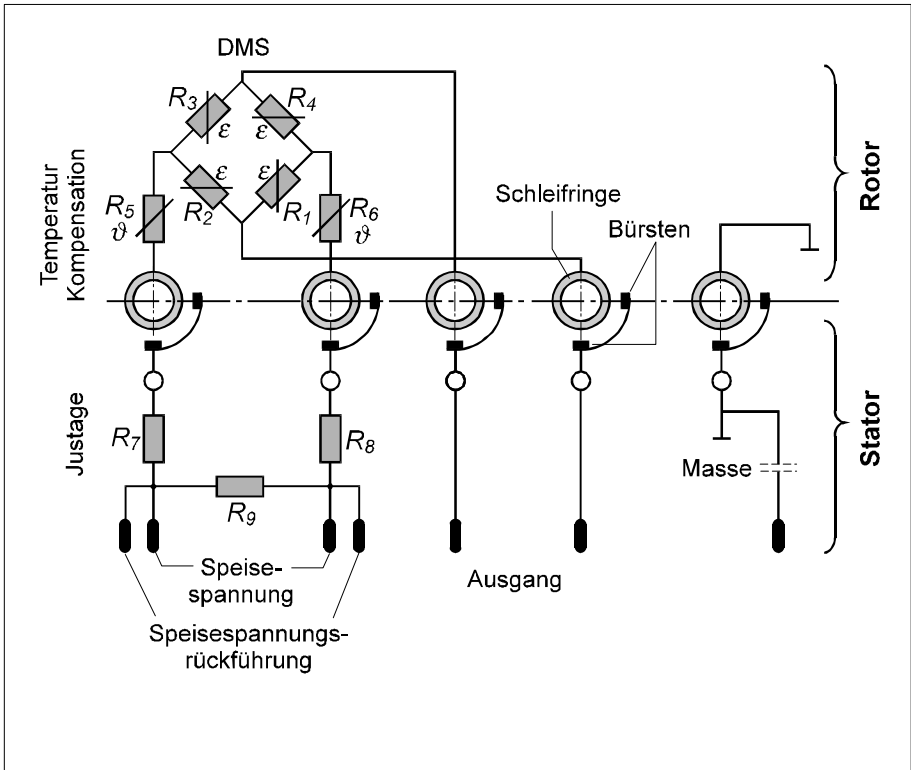


Bild 3.4 Prinzip der Schleifringübertragung

Zur Signalübertragung an sich genügen vier Schleifringe. HBM-Drehmoment-Messwellen sind jedoch grundsätzlich mit einem fünften Schleifring ausgerüstet, der für einen Potenzialausgleich zwischen Rotor und Stator sorgt. Ein einwandfreier Ausgleich ist generell über die Lager nicht gewährleistet. Ohne Potenzialausgleich können Potenzialdifferenzen erhebliche Signalstörungen verursachen.

3.2.2 Berührungslose Energie- und Messsignalübertragung

Die jahrzehntelange Erfahrung von HBM zeigt sich auch bei der berührungslosen Energie- und Messsignalübertragung. Je nach Zeitpunkt der Entwicklung und technischen Anforderungen wurde immer die optimale Lösung gewählt. Daher differieren die verwendeten Technologien von Typenreihe zu Typenreihe. Pauschal kann man folgende Unterscheidung treffen:

- Versorgung der Drehmomentaufnehmer mit Wechselspannung und Messsignalübertragung über mechanisch getrennte Übertragungswege

- Versorgung der Drehmomentaufnehmer mit Gleichspannung und Messsignalübertragung über mechanisch gemeinsame Übertragungswege

Um die Kompatibilität der elektronischen Anschlussbedingungen bei Drehmoment-Messflanschen der T10-Familie zu älteren Drehmomentaufnehmern zu gewährleisten, stehen Ausführungen mit Wechsel- und Gleichspannungsversorgung in Verbindung mit einer Messsignalübertragung über mechanisch gemeinsame Übertragungswege zur Verfügung.

Bei Versorgung des Drehmomentaufnehmers mit Wechselspannung und Messsignalübertragung über mechanisch getrennte Übertragungswege (siehe Bild 3.5) wird eine Wechselspannung mit 15 bis 25 kHz, abhängig vom jeweiligen Messverstärkersystem, induktiv auf den Rotor der Messwelle übertragen.

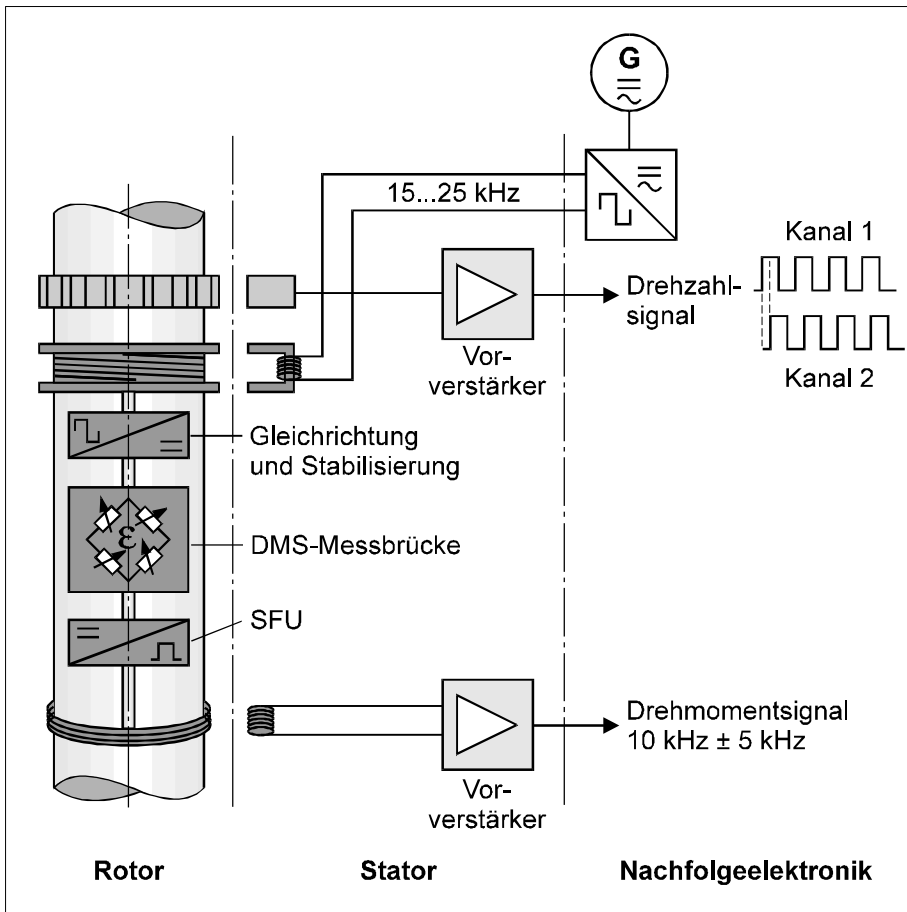


Bild 3.5 Prinzip der berührungslosen Übertragung

Die im Rotor integrierte Gleichrichtung und Stabilisierung formt daraus eine stabilisierte Gleichspannung für die Speisung der DMS-Messbrücke. Die drehmomentproportionale Ausgangsspannung U_A der Messbrücke führt auf einen Spannungs-Frequenz-Umsetzer (SFU) im Rotor. Dieser SFU gibt eine Pulsfrequenz ab, deren Frequenz der Brückenausgangsspannung und damit dem Drehmoment proportional ist. Die Pulsfrequenz wird induktiv zum Stator übertragen und dort im Vorverstärker verstärkt. Amplitudenverluste sind unbedeutend, weil die Information über das Drehmoment in der Frequenz liegt.

Alle HBM-Drehmomentaufnehmer mit berührungsloser Energie- und Messsignalübertragung besitzen auf dem Rotor einen von der Folgeelektronik auslösbaren Shuntkalibrierwiderstand. Dieser wird einem Zweig der DMS-Messbrücke parallel geschaltet. Die Auslösung erfolgt durch Erhöhung der Versorgungswechselspannung von im Normalbetrieb 54 V_{SS} auf 75...81 V_{SS} oder bei Versorgung mit Gleichspannung durch das Anlegen einer asymmetrischen Gleichspannung von 5 V. Weitere Informationen zur Verwendung des Shuntkalibrierwiderstands sind in Kapitel 5 und Kapitel 7 zu finden.

Bedingt durch die extrem kurze Bauform der T10-Familie und zusätzliche Forderungen nach einfacher Montage entstanden an die berührungslose Energie- und Messsignalübertragung neue Ansprüche. Bild 3.6 zeigt das Prinzip der berührungslosen Übertragung für die T10-Familie.

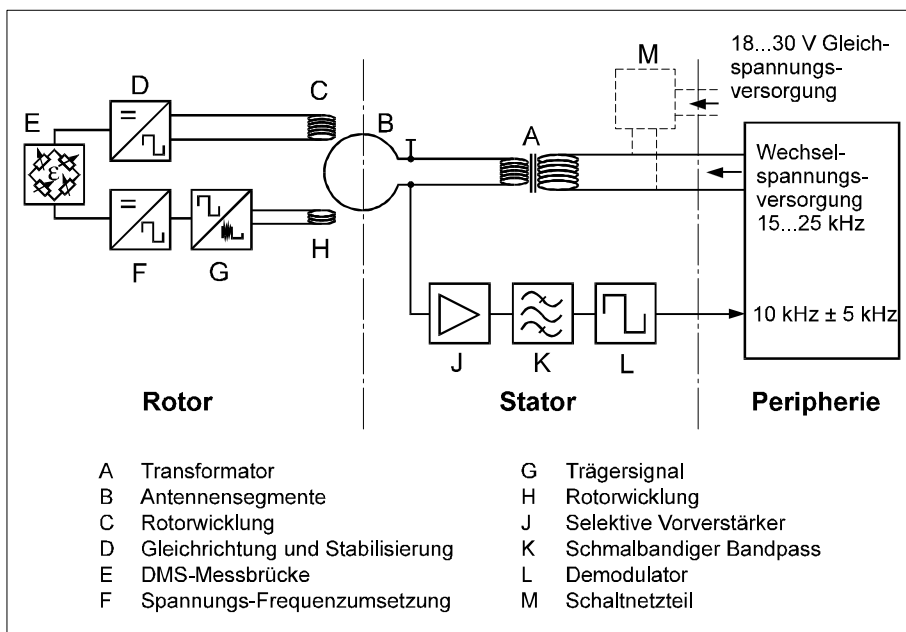


Bild 3.6 Prinzip der berührungslosen Übertragung

Der Generator des Verstärkers versorgt bei der elektrischen Konfiguration KF1 die Antennensegmente (B) des Stators mit einer Wechselspannung, deren Frequenz ca. 15 bis 25 kHz beträgt. Dabei übernimmt der Transformator (A) die Spannungsanpassung. Die Energie wird induktiv auf den Rotor übertragen, die zugehörige Rotorwicklung (C) liefert die in (D) gleichgerichtete und stabilisierte Versorgungsspannung für die Rotorelektronik und speist die DMS-Messbrücke (E).

Die Ausgangsspannung der Brücke steuert die Frequenz der Rechteckspannung (F). Diese Rechteckspannung schaltet das im MHz-Bereich liegende Trägersignal ein und aus (G), das die zweite Rotorwicklung (H) speist. Die Antennensegmente (B) empfangen das Trägersignal, aus dem über einen selektiven Vorverstärker (J), einen sehr schmalbandigen Bandpass (K) und einen Demodulator (L) das frequenzmodulierte Messsignal zurückgewonnen wird. Am Stecker liegt das Messsignal in Form einer Rechteckspannung mit 10 kHz \pm 5 kHz an.

Dieses neue Übertragungsverfahren besitzt folgende Merkmale:

- Durch Speisung der DMS-Messbrücke mit 12 V ergibt sich ein hoher Messsignal-Rauschspannungs-Abstand.
- Frequenzmodulierte Messsignalübertragung ergibt beste Übertragungsqualität: abstands- und bewegungsunabhängig.
- Der große Messfrequenzbereich von 0 bis 1200 Hz ermöglicht Messungen mit hoher dynamischer Bandbreite.
- Eine zuschaltbare Shuntkalibrierung verringert den mechanischen Überprüfungsaufwand.
- Messungen sind auch im Stillstand (Drehzahl null) möglich, kein Einfluss der Drehzahl auf die Übertragung.
- Der teilbare Statorring ermöglicht eine nachträgliche Montage, ohne den mechanischen Wellenstrang zu trennen.

Bei der T10-Familie besteht neben der Versorgung mit Wechselspannung auch die Möglichkeit der Gleichspannungsversorgung mit asymmetrisch 18...30 V. Die Umsetzung der Gleichspannung in die benötigte Wechselspannung zur Speisung der Antennensegmente erfolgt durch ein Schaltnetzteil im Stator der Drehmoment-Messflansche. Die Messsignalübertragung erfolgt wie oben beschrieben.

3.3 Drehzahl- und Drehwinkel-Messsysteme

Die Drehzahl- und Drehwinkelmessung erfolgt je nach Drehmomentaufnehmer mit einem magnetischen oder optischen System. Bei der Drehung des Rotors entstehen entsprechend der Zahnteilung oder Schlitzzahl pro Umdrehung Spannungsimpulse, deren Frequenz proportional zur Drehzahl ist. Die Messköpfe oder Empfangsdioden sind so gegeneinander versetzt, dass zwei Impulsreihen mit einer Phasenverschiebung von $\pi/2$ (entspricht elektrisch 90°) erzeugt werden.

Diese Phasenverschiebung dient als Information über die Drehrichtung des Aufnehmers. Ein Vorverstärker formt die Impulsreihen in saubere Rechteckspannungen um. Es ist besonders darauf zu achten, ob die Systeme Drehzahl und Drehwinkel uneingeschränkt erfassen können. Wichtiges Kriterium ist hier die Mindestdrehzahl für ausreichende Impulsstabilität. Ist die Mindestdrehzahl null, kann das System uneingeschränkt für Drehwinkel- und Drehzahlmessung verwendet werden. Bei einer Mindestdrehzahl größer null ist das System für Drehzahlmessung geeignet, die Eignung für Drehwinkelmessung muss aber von Fall zu Fall geprüft werden.

3.3.1 Magnetische Drehzahlerfassung

Unter der magnetischen Drehzahlerfassung lassen sich Systeme mit Hall-Sensoren und induktive Systeme zusammenfassen. Bei induktiven Systemen befindet sich auf dem Rotor ein Zahnkranz, dem im Stator induktive Messköpfe gegenüberliegen (siehe Bild 3.7).

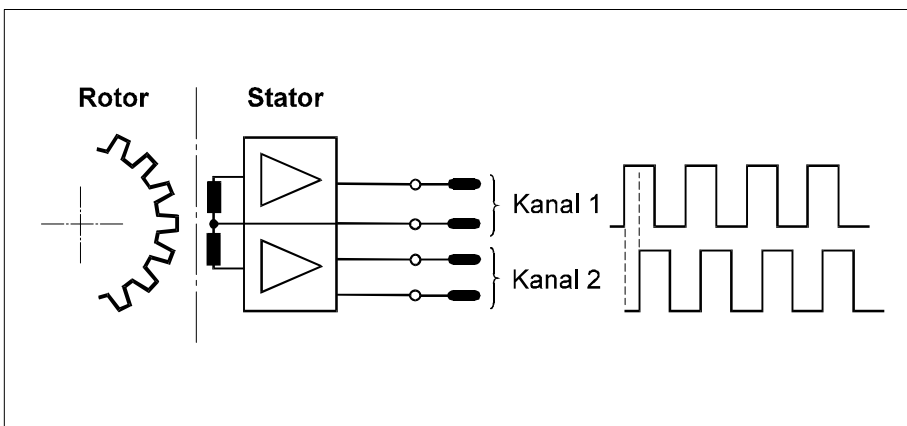


Bild 3.7 Prinzipdarstellung der berührungslosen magnetischen Drehzahlmessung

Induktive Messköpfe reagieren auf Metalleinflussänderungen. Systeme mit Hall-Sensoren reagieren auf Magnetfeldänderungen. Daher befinden sich auf dem rotierenden Teil ein oder mehrere Magnete, je nach der benötigten Auflösung. Da beide Systeme eine Mindestdrehzahl für ausreichende Impulsstabilität benötigen, sind sie für Drehwinkelmessungen nur bedingt geeignet.

3.3.2 Optische Drehzahl- und Drehwinkelerfassung

Bei optischen Systemen unterscheidet man zwischen Durchlicht- und Auflichtverfahren (siehe Bild 3.8).

Das Durchlichtverfahren zeichnet sich durch hohe Zuverlässigkeit aus und wird deshalb bei HBM-Drehmomentaufnehmern ausschließlich verwendet. Aufgrund der geforderten Randbedingungen kommen nur geschlitzte Metallscheiben zur Anwendung. Die Anzahl der mechanischen Inkremente pro Umdrehung beträgt 90...720, je nach Baugröße und Typ.

Bei lagerfreien Drehmoment-Messflanschen können unter Umständen auch im Stillstand periodische Drehzahl-signale vorgetäuscht werden. Die Ursache liegt dann in Radialschwingungen des Rotors, durch die sich die Position der Schlitzscheibe zum optischen Sensor ändert.

Bei Drehmoment-Messwellen mit Lagern ist die Mindestdrehzahl für ausreichende Impulsstabilität Null und somit sind diese uneingeschränkt für Drehwinkel- und Drehzahlmessung verwendbar.

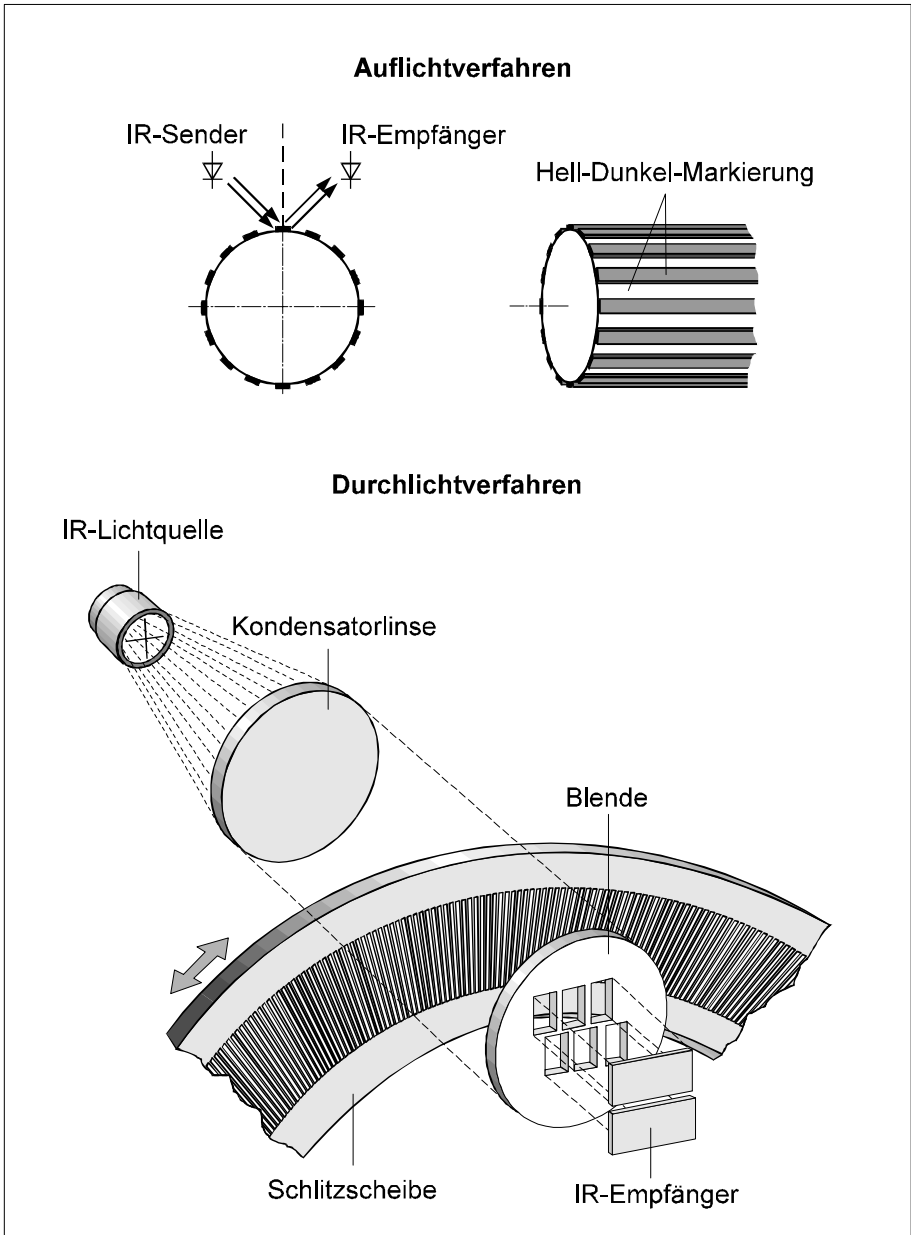


Bild 3.8 Durchlicht- und Auflichtverfahren bei optischen Drehzahl-/Drehwinkel-Messsystemen

3.3.3 Referenzimpuls

Drehmoment-Messflansche der neuen Generation besitzen neben dem Drehzahl-Messsystem einen Referenzimpuls. Dieser wird durch einen Magneten in der Schlitzscheibe und einen Feldplattensensor erzeugt und gibt bei jeder vollen Umdrehung des Rotors einen Impuls ab. Der Referenzimpuls ist mit dem Drehzahlausgangssignal Kanal 1 synchronisiert. Bild 3.9 zeigt die elektrische Lage des Referenzimpulses. Die Impulsdauer entspricht der Dauer eines Drehzahlimpulses.

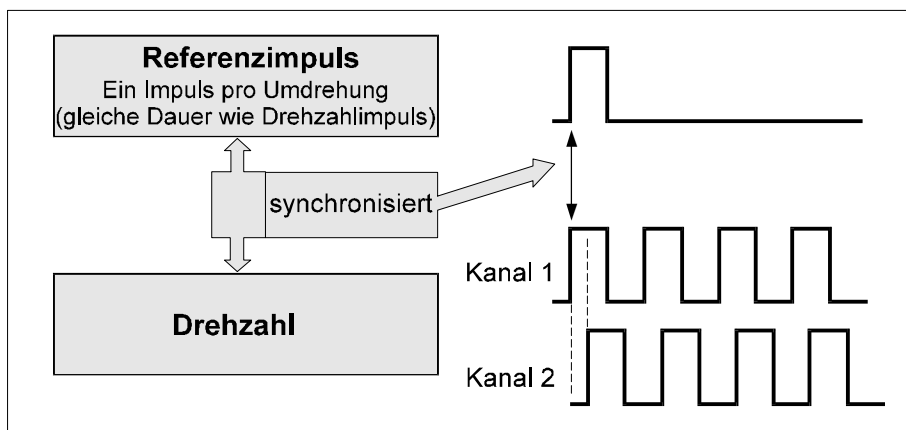


Bild 3.9 Elektrische Lage des Referenzimpulses

3.4 Elektrische Schnittstellen

3.4.1 Drehmomentschnittstelle mV/V

Drehmoment-Messwellen mit Messsignalübertragung mittels Schleifringen sind rein passive Aufnehmer. Ihre Schnittstelle für das Drehmomentsignal ist in mV/V definiert. Diese Aufnehmer benötigen zur Abgabe eines Messsignals eine Hilfsspannung, die sogenannte Speisespannung. Das Ausgangssignal ist sehr klein, bei 2 mV/V und einer Speisespannung von 5 V beträgt es 10 mV.

Diese Spannung wird in einem nachgeschalteten Verstärker verstärkt, bewertet und in ein geeignetes Ausgabesignal aufbereitet. Zur Anwendung kommen Gleichspannungs- und Trägerfrequenz-Messverstärker. Die Frage, welcher Messverstärkertyp verwendet werden sollte, ist nicht eindeutig zu beantworten, da systembedingt beide Verfahren Vor- und Nachteile haben [5].

Bevorzugt kommen Trägerfrequenz-Messverstärker zum Einsatz. Hier ist das Bürstenfeuer an den Schleifringen ohne störenden Einfluss, da es außerhalb des

Trägerfrequenzbereichs liegt, und die Thermospannungen das Messsignal nicht beeinflussen. Weitere Informationen zu Messverstärker und Verschaltung finden sich in Kapitel 5.

3.4.2 Drehmoment-Frequenzschnittstelle

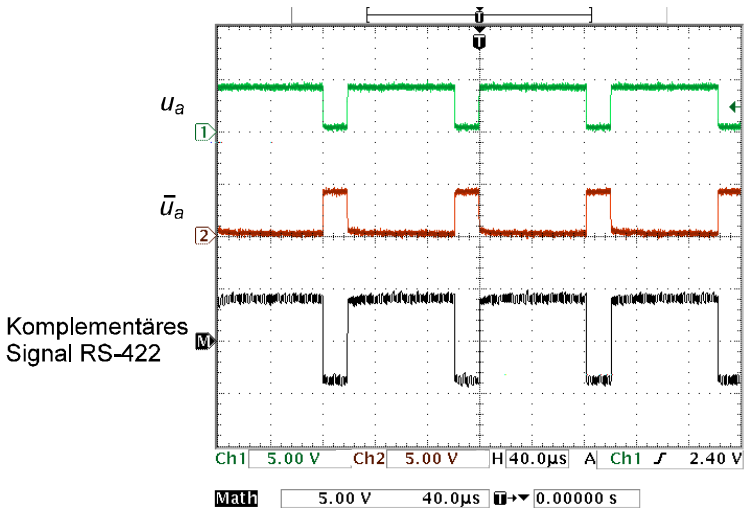
Bei den Drehmomentaufnehmern mit berührungsloser Energie- und Messsignalübertragung ist die Standardschnittstelle für das Drehmomentsignal eine Frequenzschnittstelle $10 \text{ kHz} \pm 5 \text{ kHz}$. Ausgenommen hiervon sind Drehmoment-Messwellen vom Typ T20WN (siehe Abschnitt 3.4.3).

Die Frequenzausgangssignale sind je nach Ausführung der Statorelektronik entweder symmetrisch (Komplementäre Signale RS-422) oder asymmetrisch (12 V). Die Komplementären Signale RS-422 benötigen auf der Weiterverarbeitungsseite einen Differenzeingang. Bild 3.10 zeigt das symmetrische Ausgangssignal einer T10F und Bild 3.11 einen Vorschlag für die Eingangsschaltung der Folgeelektronik.

Empfohlene Differenzleitungsempfänger sind LTC485, MAX485, MAX487 oder IL485. Der Abschlusswiderstand Z_0 ist nicht unbedingt erforderlich, wird aber bei großen Kabellängen empfohlen, um Reflexionen am Leitungsende infolge von Fehlanpassungen zu vermeiden.

Das asymmetrische Signal ist massebezogen, ein entsprechendes Oszillogramm zeigt Bild 3.12. Deutlich zu erkennen ist der Einfluss der Kabellänge auf die Signalform.

Kabellänge 6 m



Kabellänge 56 m

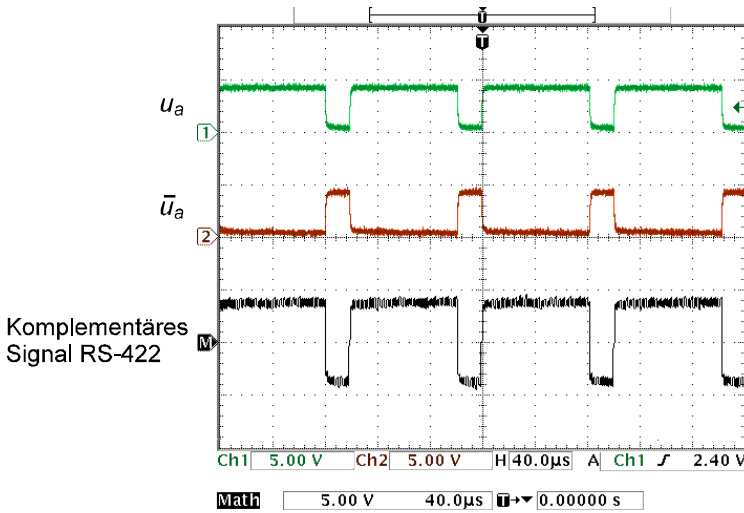


Bild 3.10 Oszillogramm der symmetrischen Ausgangsspannung bei der T10-Familie

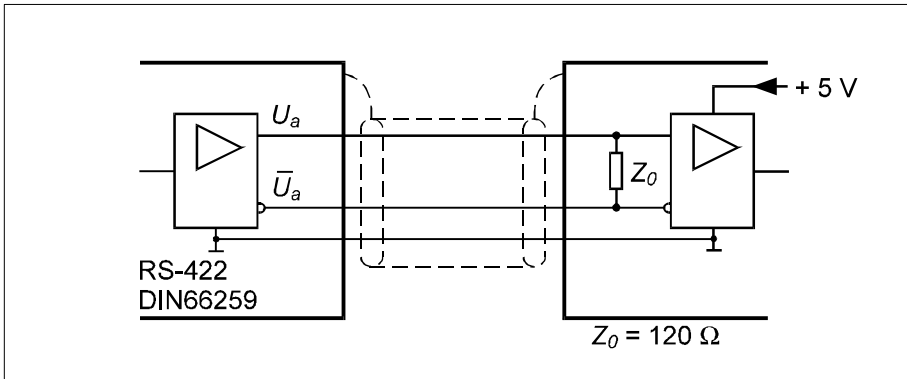


Bild 3.11 Vorschlag für die Eingangsschaltung der Folgeelektronik

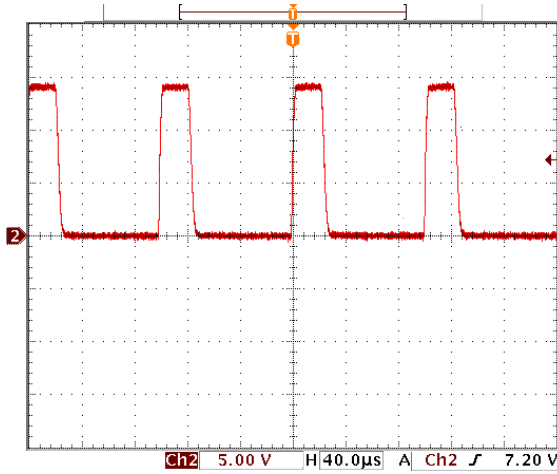
3.4.3 Drehmoment-Analogausgang $\pm 10\text{ V}$

Bei der T10-Familie mit Gleichspannungsversorgung steht neben dem Frequenzausgang optional am Stator ein Analogausgang $\pm 10\text{ V}$ für das Drehmoment zur Verfügung. Drehmoment-Messwellen vom Typ T20WN besitzen für das Drehmomentsignal nur einen Analogausgang $\pm 10\text{ V}$. Mit dem Analogausgang $\pm 10\text{ V}$ lassen sich sehr preiswert Stand-alone-Anwendungen realisieren, da keine zusätzlichen Messverstärker benötigt werden. Allerdings ist eine variable Signalbewertung (Filtereinstellung, Skalierung) nicht möglich.

3.4.4 Drehzahl- und Drehwinkel-Frequenzschnittstelle

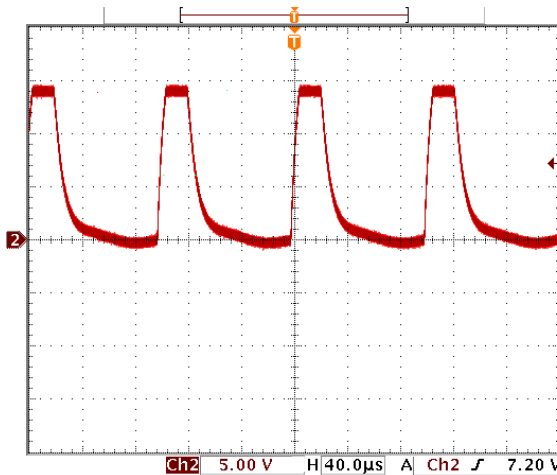
Die Frequenzausgangssignale sind je nach Ausführung der Statorelektronik Komplementäre Signale RS-422, TTL-Pegel oder andere asymmetrische 5...25-V-Signale. In der Regel stehen zwei um $\pi/2$ (entspricht einer Phasenverschiebung von 90°) versetzte Kanäle zur Verfügung. Diese dienen der nachfolgenden Elektronik bei der Drehzahlmessung zur Drehrichtungserkennung. Je nachdem, welcher Kanal dem anderen vorausseilt, wird die Nachfolgeelektronik eine positive oder negative Drehrichtung erkennen. Bei der Drehwinkelmessung erfolgt eine Addition oder Subtraktion der Impulse.

Kabellänge 6 m



0.00000 s

Kabellänge 56 m



0.00000 s

Bild 3.12 Oszillogramm des asymmetrischen Signals

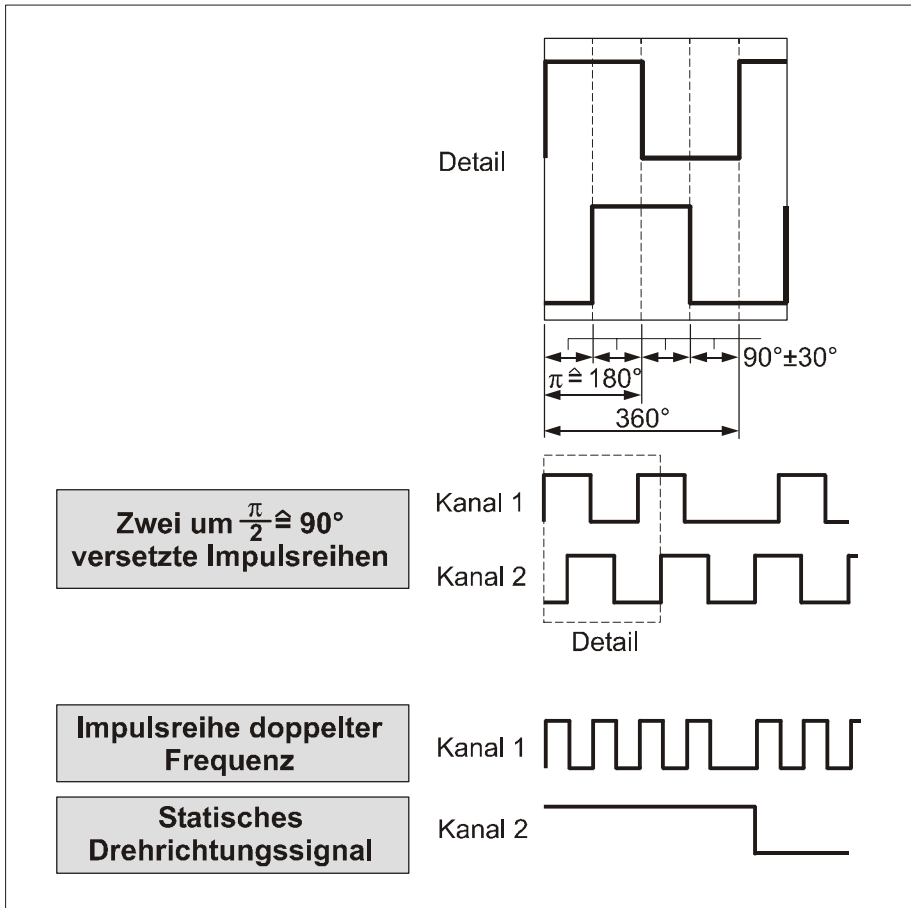


Bild 3.13 Formen der Drehzahl-Ausgangssignale bei der T10-Familie

Bei der T10-Familie mit der Option Drehzahlmessung besteht darüber hinaus die Möglichkeit, auf dem Kanal 1 die Impulsanzahl elektronisch im Stator zu verdoppeln. Auf Kanal 2 steht dann ein statisches Signal an, das die Drehrichtung anzeigt (siehe Bild 3.13).

4 Auswahl und Einsatzumfeld von Drehmomentaufnehmern

Dieses Kapitel fasst die wesentlichen Kriterien zusammen, die bei der Auswahl eines Drehmomentaufnehmers und bei der Auslegung der Anwendung (beispielsweise Leistungsprüfstand) bedacht werden müssen. Es werden die Eigenschaften des Gesamtsystems und des Drehmomentaufnehmers beschrieben, die sich gegenseitig beeinflussen.

Bei einzelnen Testfragen kann entschieden werden, ob die Soll-Eigenschaften des Drehmomentaufnehmers festzulegen sind, so dass die Eigenschaften des Gesamtsystems passen, oder ob der entgegengesetzte Ansatz zu wählen ist, wonach das Einsatzumfeld nach Vorgabe der Eigenschaften des Drehmomentaufnehmers so gestaltet wird, dass die Eigenschaften des Gesamtsystems passen.

Diese Diskussion baut auf den in Kapitel 3 dargelegten Grundeigenschaften der Drehmomentaufnehmer auf und wird in den konkreten konstruktiven Gestaltungsvarianten weitergeführt, die in Kapitel 5 beschrieben sind.

Das Kapitel ist zunächst nach den verschiedenen Grundeigenschaften eines Drehmomentaufnehmers wie Abmessungen, Nenndrehmoment usw. untergliedert. Hierzu ist jeweils beschrieben, nach welchen Überlegungen diese für eine geplante Messaufgabe festgelegt werden können. Der abschließende Abschnitt befasst sich mit dem Thema Schwingungen, das auf eine Vielzahl der in den vorangehenden Abschnitten behandelten Kriterien Einfluss hat.

Das Kapitel ist so aufgebaut, dass den einzelnen Kriterien, die bedacht werden müssen, einzelne Abschnitte gewidmet sind, in denen die Hintergründe dargestellt sind, die dem Anwender erlauben, fundierte Auswahlentscheidungen zu treffen. Zur Übersicht seien die einzelnen Kriterien hier vorab aufgeführt. Die Liste entspricht im Wesentlichen der Gliederung des Kapitels, kann aber auch als Checkliste verwendet werden.

- Masse und Massenträgheitsmoment des Aufnehmers
- Torsionssteifigkeit und Steifigkeiten gegenüber sonstigen (parasitären) Belastungen
- Grenzdrehzahl
- Drehzahlmessung
- Wartungsaufwand
- Zu messendes Drehmoment nach quasistatischen Überlegungen

- Dynamisches Drehmoment aus Drehbeschleunigung und Abbremsen
- Oszillierendes Drehmoment
- Dynamische Drehmomentspitzen aus elektrischen Maschinen
- Parasitäre Belastungen
- Benötigte Genauigkeit unter Beachtung der verschiedenen Aspekte
- Umwelteinflüsse: Staub, Fremdkörper, Flüssigkeiten, Chemikalien, Temperatur, Luftfeuchte, EMV-Bedingungen
- Dynamisches Drehmoment aus Torsionsschwingungen
- Parasitäre Lasten aus Biege- und Axialschwingungen

4.1 Abmessungen und mechanische Grundeigenschaften

4.1.1 Mechanischer Einbau

Oft haben bei der Auswahl eines geeigneten Drehmomentaufnehmers für eine gegebene oder geplante Anwendung rein geometrische Kriterien erhebliche Bedeutung. Dies sind zum einen die äußeren Abmessungen, wobei insbesondere über die Wahl der Bauform Einfluss genommen werden kann. Zum anderen ist auch die mechanische Anschlussart von Bedeutung, also etwa die Entscheidung zwischen Flanschverbindung und Wellenstumpfverbindung.

Die Überlegungen, die sich für Auswahl und Auslegung aus diesen Unterschieden ableiten lassen, folgen direkt aus den Besonderheiten, die sich aus den verschiedenen Bauformen für den Einbau von Drehmomentaufnehmern ergeben. Deshalb sei hier auf Kapitel 5 verwiesen, in dem der Einbau der Drehmomentaufnehmer einen Hauptthemenschwerpunkt darstellt. Diese Diskussion baut auf den Erklärungen zu den unterschiedlichen Bauformen und Anschlussvarianten in Kapitel 3 auf.

4.1.2 Masse, Massenträgheitsmomente

Masse

Die Masse eines Drehmomentaufnehmers beeinflusst den möglichen Durchhang und, analog dazu, mögliche Biegeschwingungen. Bei großer Masse ist die Ausbiegung größer und die Biegeeigenfrequenzen sind damit niedriger.

Dieser Einfluss kann jedoch nicht losgelöst von anderen Komponenten diskutiert werden. Es besteht eine starke Abhängigkeit von der Biegesteifigkeit der

Kupplungen und der Wellenabschnitte, die den Rotor des Drehmomentaufnehmers tragen. Die wirksame Steifigkeit von Wellenabschnitten wiederum wird maßgeblich mitbestimmt von der erforderlichen oder vorgesehenen Lagerung. Eine steife Lagerung kann eine größere Masse tragen und dennoch die gleichen Vorgaben hinsichtlich Durchhang und mechanischen Eigenfrequenzen erfüllen. Eine steife Lagerung entsteht durch die Verwendung mehrerer eng beieinander liegender Lagerstellen oder einer Ausführung der Lagerung in Form von zweireihigen Lagern, die auch Biegemomente aufnehmen können. Eine detaillierte Darstellung der Zusammenhänge bei Biegeschwingungen findet sich in Abschnitt 4.6.

Die Masse hat auch Einfluss auf die auftretenden Lagerkräfte. Beim statischen Anteil über das zu tragende Gewicht, darüber hinaus bei den dynamischen Lagerkräften, die entscheidend von den oben beschriebenen Schwingungseinflüssen bestimmt sind.

Massenträgheitsmoment

Das Massenträgheitsmoment stellt ein Maß für den Widerstand dar, den ein Körper einer Drehbeschleunigung entgegensetzt. Da im Fall eines Drehmomentaufnehmers die Achse der in Frage kommenden Drehbewegungen fest vorgegeben ist, ist die Angabe eines einzigen Massenträgheitsmoments ausreichend. Das Massenträgheitsmoment wird zum einen von der Masse des Körpers bestimmt und zum anderen von der Verteilung der Masse bezüglich deren Abstand von der Drehachse.

Je weiter die Masse im Durchschnitt von der Drehachse entfernt ist, desto größer das Massenträgheitsmoment. Die mathematische Definition wird in Anhang C gegeben, dort findet sich auch eine Zusammenstellung der Massenträgheitsmomente typischer Körper (beispielsweise Zylinder mit homogener Masseverteilung).

Das Massenträgheitsmoment beeinflusst generell bei rotierenden Maschinen, welche Drehbeschleunigung bei gegebenem Drehmoment erreichbar ist, bzw. welches Drehmoment zur Erzielung einer geforderten Drehbeschleunigung erforderlich ist. Siehe auch Abschnitt 4.3.2.

Allerdings ist zu beachten, dass das für diese Überlegung relevante Massenträgheitsmoment die Summe der Massenträgheitsmomente vieler Komponenten im Wellenstrang ist. Somit ist der Einfluss des Massenträgheitsmoments des Drehmomentaufnehmers in vielen Anwendungen nicht ausschlaggebend.

Starken Einfluss kann das Massenträgheitsmoment des Drehmomentaufnehmers in Anwendungen mit hochdynamischer Regelung der Drehzahl haben.

Dasselbe gilt für viele Produktionsanlagen, wo in ständigem Wechsel schnelles Anfahren, Abbremsen und Richtungswechsel erfolgen, etwa beim automatisierten Gewindebohren.

Weiteren erheblichen Einfluss haben die Massenträgheitsmomente der einzelnen Komponenten auf die Torsionsschwingungseigenschaften. Das Massenträgheitsmoment spielt für die Torsionsschwingungen die Rolle, die bei Biegeschwingungen die Masse spielt. Je größer also das Massenträgheitsmoment, desto geringer die Eigenfrequenzen bei gleichen Steifigkeiten. Das Massenträgheitsmoment des Drehmomentaufnehmers ist in vielen Fällen vernachlässigbar gegenüber den Massenträgheitsmomenten anderer Komponenten im Wellenstrang, beispielsweise Verbrennungsmotoren, Elektromaschinen, Getriebe und Schwungscheiben.

4.1.3 Steifigkeiten

Generell muss ein Drehmomentaufnehmer, der nach dem Prinzip der Dehnungsmessstreifen arbeitet, ein gewisses Maß an Elastizität haben, da die Messung des Drehmoments mit DMS das Drehmoment indirekt über die Dehnungen erfasst und ein völlig starrer Messkörper keine Dehnungen zuließe. Die Elastizität wird quantitativ durch die Angabe der Torsions-, Biege-, Radial- und Axialsteifigkeit beschrieben. Allgemein lässt sich sagen, dass die kurz bauenden Drehmoment-Messflansche in jeder Hinsicht steifer sind, als die konventionellen Drehmoment-Messwellen.

Die Bedeutung der Steifigkeiten für die Auslegung liegt einerseits darin, dass bestimmte konstruktive Konzepte für den Einbau des Drehmomentaufnehmers in den Wellenstrang stark von der Steifigkeit bestimmt werden. So sind bei einem sehr elastischen Aufnehmer die parasitären Belastungen, die durch Ausrichtfehler bei gleichzeitigem Verzicht auf Kupplungen oder Gelenkwellen entstehen, geringer als bei sehr steifen Aufnehmern.

Andererseits kann ein sehr steifer Drehmomentaufnehmer viel eher das Eigengewicht bestimmter Komponenten des Wellenabschnitts tragen. Als zweite wichtige Kenngröße kommt zur jeweiligen Steifigkeit auch die maximale Belastbarkeit mit einer entsprechenden Kraft oder Moment. Hierzu sei auf Abschnitt 4.3 verwiesen, wo sowohl das Grenzdrehmoment als auch die parasitären Grenzlasten diskutiert sind.

Einen starken Einfluss haben die verschiedenen Steifigkeiten eines Drehmomentaufnehmers auch auf die Schwingungseigenschaften des Wellenstrangs. Unabhängig davon, ob es um Torsions-, Biege- oder Axialschwingungen geht, gilt stets, dass eine höhere Steifigkeit zu höheren Eigenfrequenzen der entspre-

chenden Schwingungen und eine geringere Steifigkeit zu niedrigeren Eigenfrequenzen führt. Als zweite wichtige Einflussgröße neben den Steifigkeiten gehen hierbei auch die Massen oder Massenträgheitsmomente ein. Die formelmäßige Darstellung dieser Zusammenhänge wie auch die Diskussion, welche Frequenzen als Eigenfrequenzen günstig oder ungünstig sind, findet sich in Abschnitt 4.6.

Torsionssteifigkeit

Die Torsionssteifigkeit beschreibt den Zusammenhang zwischen Drehmoment und elastischer Verdrehung um die Drehachse (mathematische Definition siehe Anhang C). Sie beeinflusst im schon erwähnten Wechselspiel mit den Massenträgheitsmomenten die Anfälligkeit des Aufbaus für Torsionsschwingungen.

Eine bezogen auf das jeweilige Nenndrehmoment sehr hohe Torsionssteifigkeit weisen die kurz bauenden Drehmoment-Messflansche auf.

Biegesteifigkeit

Die Biegesteifigkeit beschreibt den Zusammenhang zwischen Biegemoment und dem Winkel der elastischen Verbiegung. Sie beeinflusst in dem bereits erwähnten Wechselspiel mit den Massen die Anfälligkeit des Aufbaus für Biegeschwingungen. Abweichend hiervon wird im Zusammenhang mit elastischen Wellen als Biegesteifigkeit auch das Verhältnis von Ausbiegung zu Radialkraft bezeichnet.

Radialsteifigkeit

Die Radialsteifigkeit beschreibt den Zusammenhang zwischen einer Kraft in radialer Richtung und der dadurch hervorgerufenen radialen Parallelverschiebung der beiden Stirnseiten des Drehmomentaufnehmers gegeneinander. Diese radiale Verformung bewirkt ähnlich der Biegeverformung eine Exzentrizität bezüglich der Drehachse. Auch sie beeinflusst im Wechselspiel mit den Massen die Anfälligkeit des Aufbaus für Biegeschwingungen. Der Einfluss auf die Biegeeigenfrequenzen ist qualitativ der gleiche wie bei der Biegesteifigkeit.

Hohe Biege- und Radialsteifigkeiten ermöglichen oft elegante und platzsparende Gestaltungsvarianten, bei denen das Gewicht einzelner Komponenten des Wellenstrangs getragen wird, so dass die Verwendung zusätzlicher Stützlager unnötig ist. Details hierzu werden in Kapitel 5 dargelegt.

Biege- und Radialsteifigkeit sind bei den kurz bauenden Drehmoment-Messflanschen am höchsten.

Axialsteifigkeit

Die Axialsteifigkeit beschreibt den Zusammenhang zwischen einer Längskraft und der dadurch hervorgerufenen Längenänderung des Drehmomentenaufnehmers. Sie beeinflusst im Wechselspiel mit den Massen die Anfälligkeit des Aufbaus für Axialschwingungen.

4.2 Einsatzumfeld und Ausstattungsmerkmale

4.2.1 Maximale Betriebsdrehzahl

Der Drehmomentenaufnehmer und auch die Kupplung müssen alle im Betrieb vorkommenden Drehzahlen schadlos überstehen. Die in den technischen Daten angegebenen Nenndrehzahlen müssen also mindestens der maximal auftretenden Betriebsdrehzahl entsprechen. Die Drehrichtung spielt keine Rolle.

4.2.2 Drehzahl- und Drehwinkelmessung

Viele Drehmomentenaufnehmer von HBM sind – entweder serienmäßig oder optional – mit einem Drehzahl-Messsystem ausgestattet, einige auch mit einem Drehwinkel-Messsystem (siehe Kapitel 3). Zur Beurteilung, ob ein solches System für den Einsatzzweck geeignet ist, ist zunächst die Frage zu berücksichtigen, ob neben der Drehzahl auch die Drehrichtung und ggf. der Drehwinkel erfasst werden sollen und ob beim betrachteten Messsystem für ein stabiles Drehzahl-Messsignal eine Mindestdrehzahl erforderlich ist. Weiter muss die Auflösung betrachtet werden. Umgekehrt muss die Impulszahl, die pro Umdrehung vom System generiert wird, auch mit Blick auf die Drehzahl betrachtet werden, da bei sehr hohen Drehzahlen in Verbindung mit hoher Impulszahl das Ausgangssignal oft von so hoher Frequenz ist, dass eine Auswertung nur mit extrem großen Aufwand möglich ist.

4.2.3 Wartungsaufwand

Der Wartungsaufwand spielt eine immer wichtigere Rolle. Drehmomentenaufnehmer mit Schleifringen erfordern eine regelmäßige Wartung, insbesondere da die Standzeiten für Kohlebürsten begrenzt sind (siehe Kapitel 3). Bei Zahnkupplungen ist die Fettfüllung in bestimmten Intervallen zu ersetzen. Drehmomentenaufnehmer mit berührungsloser Messsignalübertragung und Lagern erfordern dank ihrer sehr hohen Lagerlebensdauer einen deutlich geringeren Wartungsaufwand, sind aber nicht als wartungsfrei zu bezeichnen. Lagerfreie Drehmomentenaufnehmer mit berührungsloser Messsignalübertragung sind wartungs- und verschleißfrei. Kupplungstypen wie Balg- und Lamellenkupplungen sind ebenfalls wartungs- und verschleißfrei.

Bei offenen optischen Drehzahlerfassungssystemen besteht bei ungünstigen Einsatzbedingungen Verschmutzungsgefahr. Reinigungshinweise sind in der technischen Dokumentation aufgeführt.

4.3 Messbereich und Grenzmoment

4.3.1 Erste grobe Abschätzung des Drehmoments in einer Anwendung

Eine grobe Vorstellung des Drehmoments, das in einer Anwendung zu erwarten ist, wird in fast allen Fällen bereits bei der Konzeption vorliegen. So zum Beispiel aus Angaben über das Nenndrehmoment der Maschinen (Verbrennungsmotoren, E-Motoren), die den Aufbau antreiben oder über das Nenndrehmoment der angetriebenen Anwendung (Pumpen, Kompressoren, Rührwerke, im Fall von Prüfständen oft Leistungsbremsen).

Zu beachten ist dabei allerdings, dass in den meisten Bereichen des Maschinenbaus unter Nenndrehmoment ein mittleres Drehmoment verstanden wird, das über längere Zeit aufrecht erhalten werden kann. Das maximal auftretende Drehmoment ist oft wesentlich größer. Bei Drehmomentaufnehmern hingegen bezeichnet das Nenndrehmoment die Obergrenze des Messbereichs, also eine Grenze, die im normalen Betrieb nicht überschritten werden sollte. Ein Drehmomentaufnehmer dessen Nenndrehmoment dem der verwendeten Maschinen entspricht, ist in aller Regel zu gering dimensioniert.

Ein nicht explizit angegebenes Nenndrehmoment kann oft aus dem Zusammenhang zwischen Drehmoment, Drehzahl und Leistung

$$P = M_D \Omega$$

berechnet werden. Dabei bezeichnet P die Leistung (W) und Ω die Winkelgeschwindigkeit (s^{-1} , anschaulich rad/s, siehe Anhang C). Stellt man obige Formel nach dem Drehmoment um und ersetzt die Winkelgeschwindigkeit durch die Drehzahl n in min^{-1} , so erhält man

$$M_D = \frac{60P}{2\pi n} \quad (\text{Zahlenwertgleichung, } M_D \text{ in N}\cdot\text{m, } P \text{ in W, } n \text{ in } \text{min}^{-1})$$

Eine solche grobe Abschätzung allein nach dem Nenndrehmoment bei der Auslegung des Messbereichs für Drehmomentaufnehmer erfordert einen sehr großzügigen Sicherheitsfaktor, wie nachstehend noch klar wird.

4.3.2 Dynamisches Drehmoment

Das zu erwartende dynamische Drehmoment muss bei der Auswahl des Drehmomentenaufnehmers möglichst genau bekannt sein, da sehr oft erst mit den dynamischen Drehmomentanteilen die wirklich maximal wirkenden Drehmomente bekannt sind. Jetzt kann anhand des Nenn- und Grenzdrehmoments und geeigneter Sicherheitsfaktoren die Auswahl für einen bestimmten Drehmomentenaufnehmer oder ein bestimmtes Nennmoment getroffen werden. Sind große Schwingenspielzahlen zu erwarten, muss die Auswahl so getroffen werden, dass Dauerfestigkeit vorliegt. Dann sind die Angaben zur Schwingbreite mit den zu erwartenden dynamischen Belastungen zu vergleichen (siehe Anhang A).

Nachstehend werden die Wirkmechanismen aufgeführt, die ein dynamisches Drehmoment verursachen können. Bewusst weggelassen wurden die Torsionsschwingungen, da Schwingungen in der Regel nicht eigenständige Ursache für dynamische Anteile im Drehmoment sind, sondern als verstärkender Mechanismus wirken. Um der übergreifenden Bedeutung von Schwingungen im Bereich der dynamischen Belastungen gerecht zu werden, ist diesem Thema der separate Abschnitt 4.6 gewidmet.

Drehmoment infolge von Beschleunigen und Abbremsen

Um einen Körper in Drehbewegung zu versetzen oder dessen Rotationsgeschwindigkeit zu ändern, ist nach dem Momentensatz der Technischen Mechanik ein Moment erforderlich. Im hier diskutierten Fall ist das Moment stets das Drehmoment und die Achse der Drehung ist stets die Rotationsachse der Maschine. Damit wird die erforderliche Betrachtung eindimensional. Das insgesamt wirkende Drehmoment lässt sich sinnvollerweise als Differenz aus antriebsseitigem Drehmoment M_{Din} und abtriebsseitigem Drehmoment M_{Dout} darstellen, wie in Bild 4.1 skizziert.

$$M_{Din} - M_{Dout} = J \dot{\Omega}$$

Dabei bezeichnet der hochgestellte Punkt die zeitliche Ableitung, so dass $\dot{\Omega}$ die Drehbeschleunigung ist.

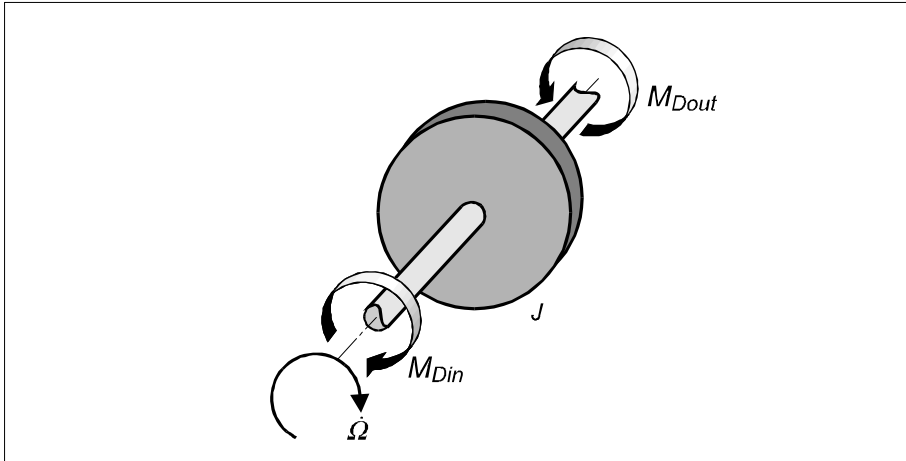


Bild 4.1 Drehmoment infolge von Beschleunigen und Abbremsen

Welches Massenträgheitsmoment J hier einzusetzen ist, richtet sich danach, für welchen Abschnitt des Wellenstrangs der Momentensatz aufgestellt werden soll. Entsprechend sind die einzusetzenden Momente für An- und Abtrieb dann jeweils die an den beiden Enden des als Einheit betrachteten Abschnitts wirkenden Schnittmomente. Das sind die Drehmomente, die im Wellenstrang an diesen Stellen wirken.

Wenn beispielsweise beim Anfahren der Maschine die Abtriebsmaschine (Bremse) leer läuft, während auf der Antriebsseite die Antriebsmaschine ein gegebenes Moment aufbringt, sollte das Massenträgheitsmoment der rotierenden Teile der Abtriebsmaschine einbezogen werden. Die Antriebsmaschine wirkt hingegen als Quelle eines Drehmoments, der Schnitt wird also außerhalb der Maschine gelegt und ihr Massenträgheitsmoment fließt nicht in die Betrachtung ein. Die Umkehrung gilt, wenn beim Abbremsen die Antriebsmaschine leer läuft. Arbeiten hingegen beide Maschinen gegeneinander, so wirken beide als Drehmomentquellen und die Betrachtung wird nur für den dazwischen liegenden Strangabschnitt anhand der hier vorhandenen Massenträgheitsmomente durchgeführt.

Diese Betrachtungsweise vernachlässigt bewusst alle Abweichungen der Drehgeschwindigkeit der einzelnen Strangabschnitte untereinander, wie sie durch Torsionsverformung auftreten können. Diese sind Gegenstand der unten ausführlich diskutierten Torsionsschwingungen.

Die geschilderte Anwendung des Momentensatzes lässt sich problemlos auch für den Fall von Getriebeübersetzungen im Strang erweitern. Bezeichnet man die unterschiedlichen Winkelgeschwindigkeiten der einzelnen Strangab-

schnitte mit $\Omega_1, \Omega_2, \dots$ und die Massenträgheitsmomente dieser Strangabschnitte mit J_1, J_2, \dots ergibt der Momentensatz für die Drehmomente die Form

$$M_{DA_n} - M_{DA_b} = J_1 \ddot{\Omega}_1 + J_2 \ddot{\Omega}_2 + \dots$$

Die in einer Anwendung wirkenden Drehbeschleunigungen sind gerade im Auslegungsstadium oft nicht bekannt. Sind jedoch die Drehzahländerung und die Zeitdauer bekannt, in der die Änderung stattfindet, lässt sich eine einfache Abschätzung durchführen. Dazu wird eine konstante Drehbeschleunigung angenommen

$$\dot{\Omega} \approx \frac{\Delta\Omega}{\Delta t} = 2\pi \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \frac{\Delta n}{\Delta t}$$

Beispielhaft sei hier die Drehmomentmessung mit einer Drehmoment-Messwelle vom Typ T34FN in einer Maschine zum automatisierten Gewindebohren aufgeführt. In dieser Anwendung wird die Drehzahl innerhalb von nur 14 ms von null auf 4000 min^{-1} beschleunigt.

Damit sind die Drehzahländerung Δn und die dafür benötigte Zeitspanne Δt gegeben als

$$\Delta n = 4000 \text{ min}^{-1} \quad \Delta t = 14 \text{ ms}$$

Daraus ergibt sich für die Drehbeschleunigung

$$\dot{\Omega} \approx 2\pi \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \frac{\Delta n}{\Delta t} = 29.920 \text{ s}^{-2}$$

Geht man vom unkritischsten Fall aus, ist das Massenträgheitsmoment, das bei der Drehbeschleunigung überwunden werden muss, lediglich das des Drehmomentaufnehmers selbst. Das Drehmoment, das dann bei der gegebenen Drehbeschleunigung auf die Messstelle innerhalb des Drehmomentaufnehmers wirkt, hängt dann nur vom anteiligen Massenträgheitsmoment ab, das die dem Antrieb abgewandten Seite des Drehmomentaufnehmers aufweist. Dies ist für die HBM-Drehmoment-Messwelle T34 FN

$$J_1 = 3,1 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 \quad \text{bzw.} \quad J_2 = 74,9 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

Mit der oben bestimmten Drehbeschleunigung $\dot{\Omega}$ folgt daraus als dynamisches Drehmoment

$$M_{Ddyn1} = 0,09 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{bzw.} \quad M_{Ddyn2} = 2,24 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Das Nenndrehmoment von 2 N·m wird hier also schon durch die Beschleunigung des Drehmomentaufnehmers selbst überschritten, wenn die Antriebsseite ungünstig gewählt ist. Gewöhnlich ist der Effekt noch wesentlich stärker, da zum Massenträgheitsmoment des Aufnehmers auch die Massenträgheitsmomente der übrigen Komponenten des Strangs hinzukommen.

Bei einer solchen Abschätzung muss jedoch bedacht werden, dass die konstante Drehbeschleunigung den günstigsten denkbaren Fall darstellt. Wenn eine nicht konstante Drehbeschleunigung vorliegt, aber insgesamt in der gleichen Zeitdauer die gleiche Drehzahländerung erreicht wird, muss zeitweilig eine höhere Drehbeschleunigung vorliegen. In der Praxis ist dies der Normalfall. Im schlimmsten Fall kommt es sogar zu stoßartigen Drehmomentenspitzen.

Oszillierendes Drehmoment

Unter oszillierendem Drehmoment wird nachstehend verstanden, dass einem zeitlich konstanten oder langsam veränderlichen Drehmomentanteil (mittleres Drehmoment) ein Drehmoment-Wechselanteil (dynamischer Anteil) überlagert ist. Dieser Anteil kann, muss aber nicht periodisch sein. Das Hauptaugenmerk liegt in diesem Abschnitt auf den ursächlichen Quellen eines solchen zeitlichen Verlaufs des Drehmoments. Hierin liegt der Unterschied zu einer Betrachtung der Torsionsschwingungen, die sich mit der Reaktion des mechanischen Gesamtsystems befasst, wenn solche zeitlich veränderlichen Drehmomente vorliegen. Zur Betrachtung der Schwingungen sei auf Abschnitt 4.6 verwiesen.

Das Prinzip des oszillierenden Drehmoments zeigt Bild 4.2. Das mittlere Drehmoment ist hier konstant, der dynamische Anteil periodisch. Ein solcher zumindest quasiperiodischer dynamischer Anteil ist für viele in der Praxis anzutreffende Effekte typisch:

- Gasdruckkräfte bei Kolbenmaschinen
- Massenkkräfte von Kurbeltrieben und Pleueln
- Zahnkräfte in Getrieben
- Periodische aerodynamische Kräfte, etwa beim Zusammenspiel von Lüfter- oder Turbinenrädern mit stationären Leitschaufeln

Der erste Grund für die große Bedeutung des oszillierenden Drehmoments ist, dass durch die Überlagerung mit dem dynamischen Anteil das maximale Dreh-

moment deutlich höher ist als das mittlere Drehmoment. Das bedeutet in der Regel, dass für die Auslegung des Strangs, insbesondere die Auswahl des Drehmomentaufnehmers, die dynamischen Drehmomentanteile entweder bekannt sind oder abgeschätzt werden müssen.

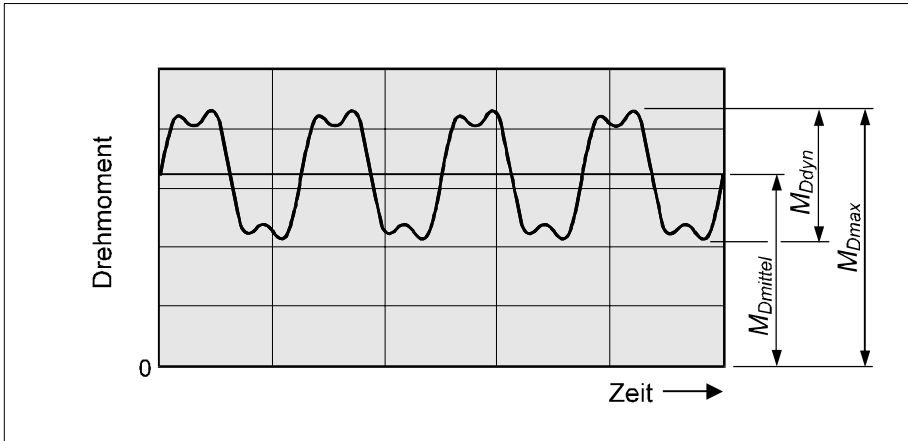


Bild 4.2 Überlagerung des mittleren Drehmoments und des dynamischen Drehmomentanteils

Zwei Praxisbeispiele sind in Bild 4.3 gezeigt. Messtechnisch wurde das mittlere Drehmoment durch Verwendung eines Tiefpassfilters sichtbar gemacht. An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass es häufig vorkommt, dass ein solcher Filter eingesetzt wird, ohne dass der Anwender sich darüber im Klaren ist, dass dadurch die entscheidenden dynamischen Anteile verborgen bleiben. Auch der Effekt eines mechanischen Tiefpasses bewirkt dasselbe, wobei hier allerdings auch ein Teil der Komponenten des Prüfstands tatsächlich die hohen dynamischen Anteile nicht erfährt.

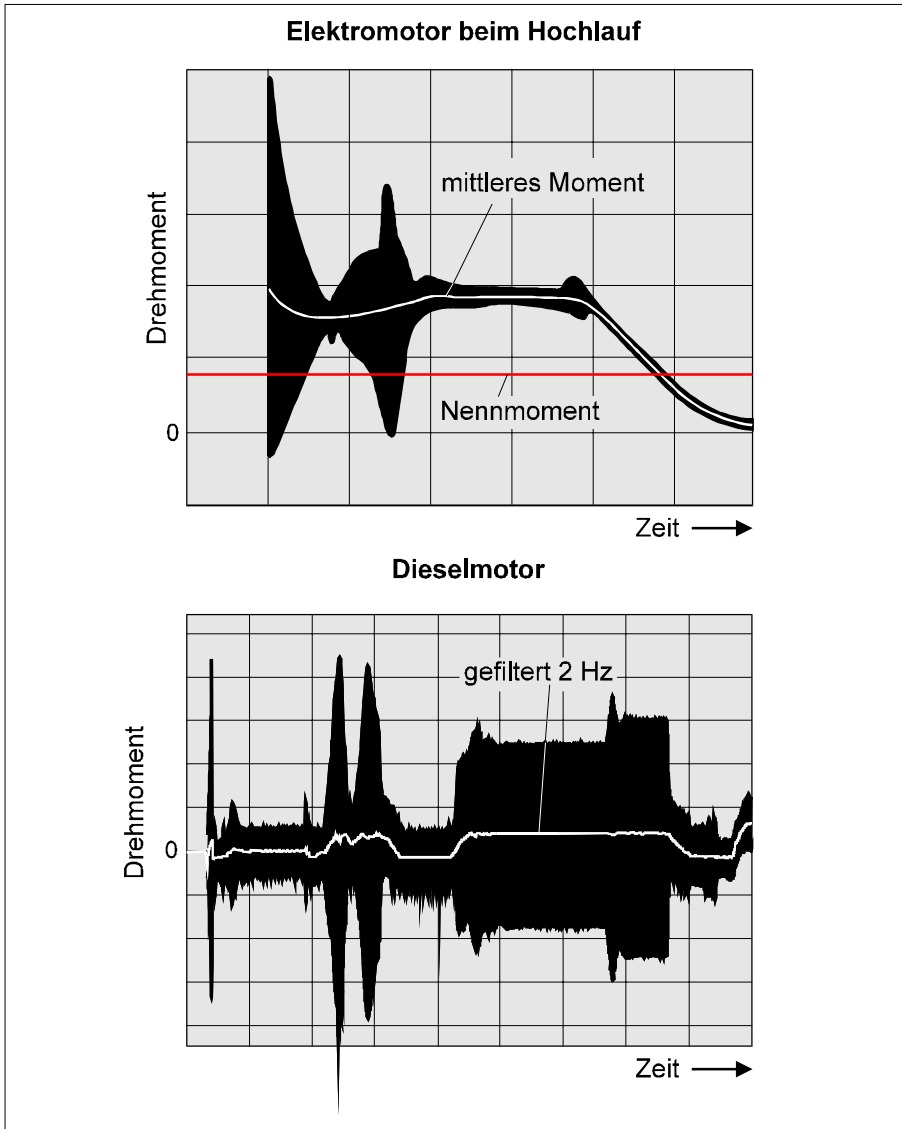


Bild 4.3 Gemessene dynamische Drehmomentverläufe

Ein quantitatives Maß für das Oszillieren des Drehmoments relativ zum effektiven mittleren Drehmoment ist der Stoßfaktor, der als Verhältniszahl aus maximalem Drehmoment zum mittleren Drehmoment definiert ist

$$k = \frac{M_{D\max}}{M_{D\text{mittel}}}$$

Verallgemeinernd kann man sagen, dass bei Verbrennungsmotoren Stoßfaktoren generell zwischen 2 und 10 liegen. Hintergründe hierfür und die Abhängigkeit von Zylinderzahl und Prinzip (Otto oder Diesel) werden noch erläutert.

Der zweite Grund für die große Bedeutung des oszillierenden Drehmoments ist seine Rolle als Anregung für mögliche Torsionsschwingungen. Dabei sind neben der Amplitude insbesondere auch die Frequenzen des dynamischen Anteils von Interesse. Es ist zu beachten, dass ein periodisch oszillierendes Drehmoment, sofern es nicht die Form einer rein harmonischen Sinusschwingung hat, neben der Grundfrequenz auch Anteile enthält, deren Frequenzen jeweils Vielfache der Grundfrequenz sind.

Eine häufige Anwendung mit besonders stark ausgeprägtem oszillierendem Drehmoment sind Verbrennungsmaschinen. In Verbindung mit Drehmomentmessung sind diese beispielsweise bei den verschiedenen Prüfständen in der Automobilindustrie anzutreffen. Ursache der Oszillationen des Drehmoments ist die Umwandlung der oszillierenden Bewegungen der Kolben und Pleuel in die Drehbewegung. Die dabei auftretenden Kräfte, die über den Mechanismus der Pleuel in Drehmoment gewandelt werden, sind einerseits die Gasdruckkräfte, die die Kolben bewegen und andererseits die Massenkräfte, die zur Beschleunigung der oszillierenden Massen erforderlich sind. Bild 4.4 zeigt den Drehmomentverlauf eines Vierzylinder-Dieselmotors über zwei Kurbelwellenumdrehungen (einen vollen Arbeitszyklus).

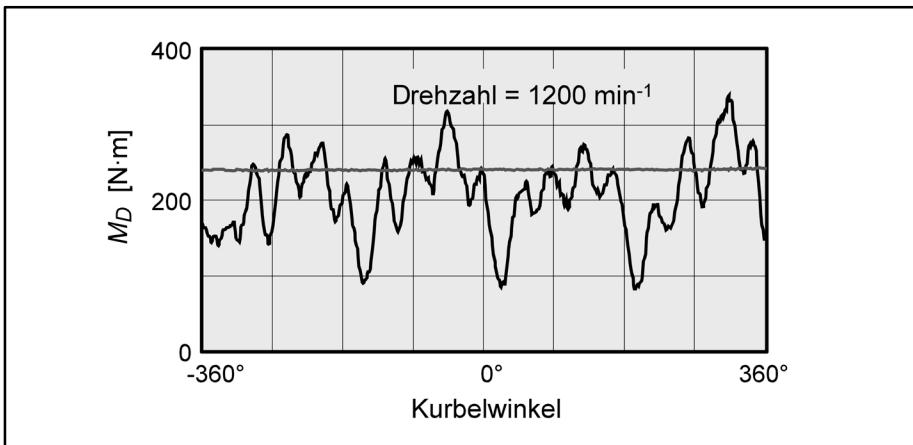


Bild 4.4 Drehmoment eines Vierzylinder-Dieselmotors

Dabei kann das Drehmoment durchaus zeitweise entgegen der Wirkrichtung des mittleren Drehmoments wirken. Der Einfluss der Oszillationen wird im Einsatz generell durch die Verwendung von Schwungscheiben stark gemindert.

Bei der Wirkung auf die Drehmomentmessung ist daher von entscheidender Bedeutung, ob sich der Drehmomentaufnehmer im Wellenabschnitt zwischen Motor und Schwungscheibe oder jenseits der Schwungscheibe befindet. Die stärksten Drehmomentoszillationen wirken zwischen Motor und Schwungscheibe.

Bei der Beurteilung verschiedener Motortypen und Einsatzfälle in Hinblick auf ein oszillierendes Drehmoment geben folgende Aussagen oft einen guten Anhalt:

- Das Verhältnis der Amplitude des oszillierenden Anteils zum mittleren Drehmoment ist bei Motoren mit geringerer Zylinderzahl höher als bei solchen mit höherer Zylinderzahl.
- Bei Dieselmotoren ist der oszillierende Anteil größer als bei vergleichbaren Ottomotoren.
- Bei niedrigen Drehzahlen überwiegt der Einfluss der Gasdruckkräfte, während bei höheren der Einfluss der Beschleunigung der oszillierenden Massen überwiegt. Der Wechsel zwischen beiden Bereichen findet bei einem typischen Vierzylinder-Ottomotor bei einer Drehzahl von ca. 4000 min^{-1} statt.
- Grundfrequenz der Oszillation ist beim k -Zylinder-Viertaktmotor

$$f_{Mot} = 60 \frac{s}{min} \frac{k}{2} n$$

- Grundfrequenz der Oszillation ist beim k -Zylinder-Zweitaktmotor

$$f_{Mot} = 60 \frac{s}{min} k n$$

- Meist liegen auch erhebliche Anteile in höheren Harmonischen der Grundfrequenz vor (siehe Fourier-Reihen in Kapitel 6).

Anfahrmomente und Schaltvorgänge in elektrischen Maschinen

Die Kennlinie einer elektrischen Maschine, ob Motor oder Bremse, zeigt eine Abhängigkeit des wirkenden Drehmoments von der Drehzahl. Das bei diesen Maschinen als Nenndrehmoment bezeichnete Drehmoment ist das Drehmoment bei Nenndrehzahl. Die Spitzenmomente beispielsweise beim Anfahren sind deutlich höher.

Wie die in Bild 4.5 wiedergegebenen Kennlinien zeigen, ist das Anlaufmoment, das eine Maschine bei Drehzahl null aufbringen kann, oft größer als das

Nenndrehmoment. Bei der oben gezeigten Kennlinie einer Maschine mit Nebenschlusscharakter existiert ein weiteres Maximum des Drehmoments, nämlich das Kippmoment bei einer Drehzahl knapp unterhalb der Nenndrehzahl. Beispiele sind Gleichstromnebenschlussmotoren, Drehstromnebenschlussmotoren, alle Käfigläufer und Schleifringläufer. Beim unten gezeigten Beispiel einer Maschine mit Reihenschlusscharakter sinkt das Drehmoment hingegen mit steigender Drehzahl kontinuierlich ab. Beispiele sind Gleichstromreihenschlussmotoren, Wechselstromreihenschlussmotoren, Drehstromreihenschlussmotoren und Repulsionsmotoren. In beiden Fällen muss also damit gerechnet werden, dass bei Anlaufen und Abbremsen der Maschine das wirkende Drehmoment größer ist als das Nenndrehmoment der Maschine.

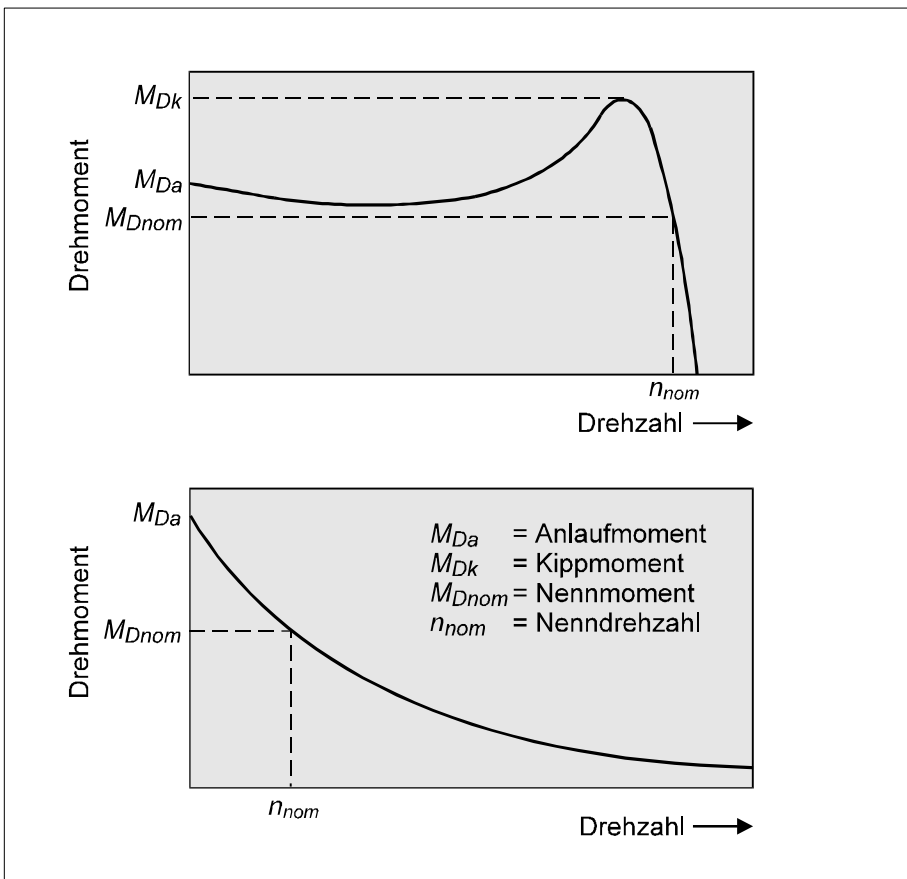


Bild 4.5 Typische Kennlinienverläufe elektrischer Maschinen

Zu beachten ist, dass die oben diskutierten Kennlinien stets das mittlere Drehmoment bei der jeweiligen Drehzahl wiedergeben. Weitere Effekte bei elektrischen Maschinen bewirken darüber hinausgehende dynamische Drehmomentanteile. Bei allen am Netz betriebenen Drehstrommaschinen treten Oszillationen des Drehmoments als Folge der elektromagnetischen Ausgleichsvorgänge mit der Netzfrequenz auf. Bei allen Synchronmotoren pendelt das Moment beim Startprozess mit der doppelten momentanen Schlupffrequenz. Beim Anlaufen von 50-Hz-Maschinen werden also Frequenzen von 100 Hz bis 0 Hz bei synchroner Drehzahl durchlaufen.

Eine weitere Quelle dynamischer Überhöhung des Drehmoments elektrischer Maschinen sind Schaltvorgänge, wenn eine elektrische Maschine beim Übergang zwischen Anfahrtrieb zur Betriebsdrehzahl in einen anderen Betriebsmodus geschaltet wird. Dazu gehört beispielsweise das Umschalten eines Elektromotors von Stern- auf Dreieckschaltung. Hierbei können hohe stoßartige Momente auftreten.

4.3.3 Parasitäre Belastungen

Definition und Bedeutung

Als parasitäre Belastungen werden alle Momente und Kräfte auf einen Aufnehmer bezeichnet, die neben der vorgesehenen Messgröße auf den Aufnehmer wirken können. Bei einem Drehmomentaufnehmer sind dies namentlich Quer- und Längskräfte sowie Biegemomente. Die Definitionen hierzu sind in Anhang A aufgeführt.

Drehmomentaufnehmer sind so gestaltet, dass die Verformungen, die durch parasitäre Belastungen entstehen, idealerweise keinen Einfluss auf das Messsignal haben. Dies wird durch die spezielle Anordnung und Verschaltung der DMS erreicht, die bewirken, dass die Signale der Dehnungen der einzelnen DMS sich gegenseitig addieren, soweit diese Dehnungen durch ein Drehmoment hervorgerufen sind, sich jedoch gegenseitig aufheben, wenn die Dehnungen durch parasitäre Belastungen hervorgerufen sind.

Dennoch ist bei großen parasitären Belastungen ein Übersprechen auf das Drehmomentsignal möglich, da immer gewisse Fertigungsstreuungen vorliegen.

Da aber solche Fehler statistisch streuen, ist das Signal nicht voraussagbar, durch das sich eine bestimmte parasitäre Last im Drehmomentsignal bemerkbar macht. Wenn es zu einem Übersprechen auf das Drehmomentsignal kommt, hängen also dessen Größe und Vorzeichen gewöhnlich von der Richtung der Achse des Biegemoments oder der Richtung der Querkraft ab.

Oft sind parasitäre Belastungen so groß, dass sie zur Zerstörung des Drehmomentaufnehmers führen können. Diese Gefahr wird dadurch verschärft, dass trotz eines gewissen Übersprechens auf das Drehmomentsignal parasitäre Belastungen durch Betrachtungen des Drehmomentsignals oft gar nicht bemerkt werden oder nicht in ihrer wahren Größenordnung eingeschätzt werden können.

Entstehung

Als Ursache parasitärer Belastungen kommen einerseits direkte äußere Kräfte und Momente in Frage, die vom Drehmomentaufnehmer getragen werden müssen. Beispiele hierfür sind das Gewicht einer Gelenkwelle oder die Zugkräfte auf eine Riemenscheibe. Andererseits können alle aufgeführten parasitären Belastungen auch durch Verspannen bei der Montage hervorgerufen werden, das bei fehlenden Ausgleichselementen (Kupplungen, Gelenkwellen) in Verbindung mit unzureichendem Fluchten der Teilstücke des Wellenstrangs auftritt.

Die Auswirkungen verschiedener Einbausituationen von Drehmomentaufnehmern bezüglich parasitärer Belastungen werden in Kapitel 5 noch genauer diskutiert.

Zulässige parasitäre Belastungen

Die Messfähigkeit eines Drehmomentaufnehmers kann folglich nur gewährleistet sein, wenn die parasitären Belastungen in gewissem Maß begrenzt sind.

Zu beachten ist, dass bereits bei der vollen Ausschöpfung der Obergrenzen eine gewisse Auswirkung auf das Messsignal stattfinden kann. Weiter muss bedacht werden, dass die Einflüsse der verschiedenen parasitären Belastungen sich überlagern und damit die Größe der hinnehmbaren parasitären Belastungen für die einzelnen Lastarten (Biegemoment, Querkraft, Axialkraft) jeweils zu reduzieren sind, wenn gleichzeitig eine der jeweils anderen parasitären Belastungen wirkt.

Für Drehmomentaufnehmer von HBM sind zulässige Obergrenzen (parasitäre Grenzlasten) in den technischen Daten angegeben. Detaillierte Angaben zu deren Definition und Interpretation sind in Anhang A aufgeführt.

Raumfeste und mitrotierende parasitäre Belastungen

Wie das Drehmoment sind auch parasitäre Belastungen in der Regel dynamisch. Jedoch ist es sinnvoll, zwei idealisierte Sonderfälle zu unterscheiden, die in vielen Fällen die wesentlichsten Eigenheiten des zeitlichen Verlaufs wiedergeben.

Zum einen gibt es parasitäre Belastungen, die mit dem Drehmomentaufnehmer mitrotieren. Bei gleichbleibender Drehzahl wirken solche parasitäre Belastungen auf den Drehmomentaufnehmer statisch, beim Betrieb mit langsam veränderlicher Drehzahl dementsprechend quasistatisch. Wenn in einem solchen Fall ein Übersprechen auf das Drehmomentsignal auftritt, kommt scheinbar ein konstanter Anteil zum Drehmoment hinzu.

Andere parasitäre Belastungen wirken in konstanter Richtung unabhängig vom Drehwinkel, sind also raumfest. Solche Belastungen wirken somit bei gleichbleibender Drehzahl auf den Drehmomentaufnehmer als umlaufende Belastungen. Kommt es zu einem Übersprechen auf das Drehmomentsignal, wird die oben erwähnte Richtungsabhängigkeit dazu führen, dass die parasitäre Last als mit der Drehzahl oszillierender Signalanteil wirkt.

Diese Einordnung lässt sich sowohl für Radialkräfte als auch für Biegemomente anwenden. Bei Längskräften hingegen macht sie keinen Sinn.

Bei direkten äußeren Kräften und Momenten ist gewöhnlich leicht nachzuvollziehen, ob eine Belastung mitrotiert oder raumfest ist. Ein klassisches Beispiel für eine mitrotierende Kraft ist eine Unwuchtkraft, typische raumfeste Kräfte sind Gewichtskräfte oder Zugkräfte von Riementrieben.

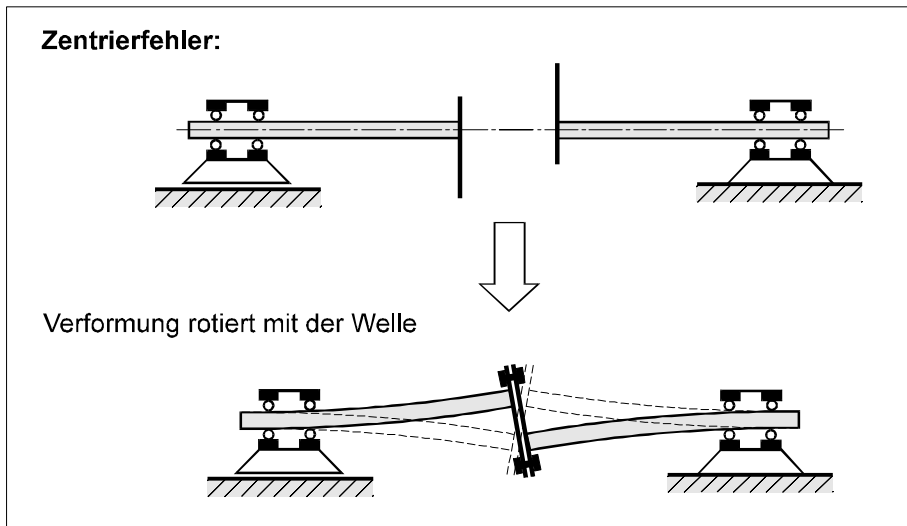


Bild 4.6 Biegeverformung infolge von radialem Zentrierfehler

Auch bei parasitären Belastungen infolge von Verspannungen bei der Montage kommen beide Fälle vor. Wenn bei zwei zu verbindenden Wellenabschnitten zwar die Achsen fluchten, jedoch die Verbindungselemente nicht zentrisch oder

nicht winkelgenau zur Achse sind, so erzwingt die Montage eine mitrotierende Verformung, die somit auch mitrotierende Kräfte oder Momente verursacht. Die Wirkung auf mitrotierende Teile wie einen Drehmomentaufnehmer ist also die einer statischen Last. Diese Situation soll hier als Flansch- oder Zentrierfehler bezeichnet werden (siehe Bild 4.6).

Wenn umgekehrt die Achsen der beiden Wellenabschnitte, die zu verbinden sind, nicht miteinander fluchten, so erzwingt die Montage eine raumfeste Verformung, mitrotierende Teile bewegen sich unter dieser Verformung hindurch, sie walken. Somit sind sie umlaufenden Kräften oder Biegemomenten ausgesetzt. Eine solche Situation entsteht etwa durch einen bei der Montage nie völlig zu vermeidenden statischen Versatz (siehe Bild 4.7).

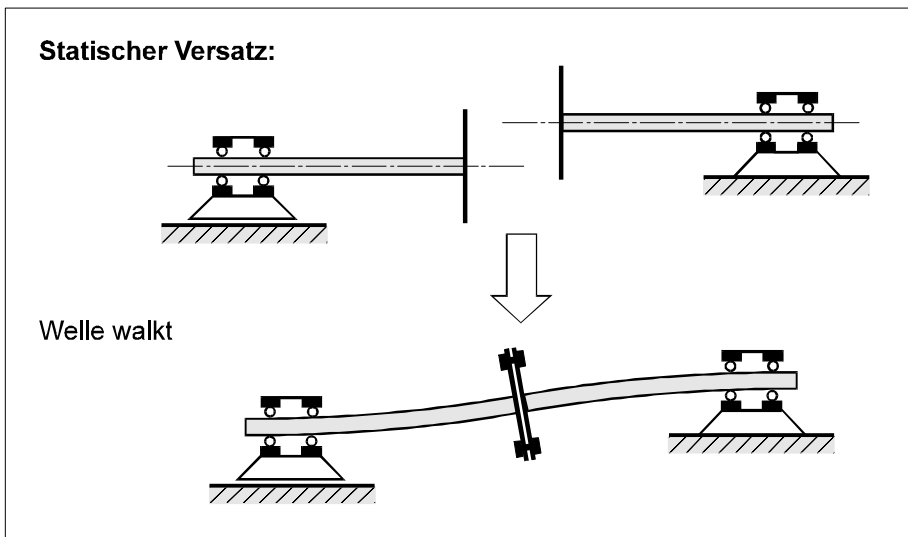


Bild 4.7 Biegeverformung infolge von statischem Parallelversatz

4.4 Genauigkeit

Eine Diskussion der Genauigkeit zerfällt bei näherer Betrachtung in mehrere Einzelaspekte, die in Kapitel 7 und Anhang A näher erläutert werden. Die quantitative Festlegung dieser Aspekte erfolgt durch eine Mehrzahl von Kenngrößen in den technischen Daten eines Drehmomentaufnehmers.

- Genauigkeitsklasse
- Klassifizierung nach den Vorschriften der Kalibrierung
- Messunsicherheit
- Wiederholbarkeit und Vergleichbarkeit
- Linearität
- Hysterese
- Umwelteinflüsse (nachstehend erläutert)

Bei der Interpretation von Zahlenangaben zu den aufgeführten Einzeleigenschaften muss jeweils beachtet werden, dass diese generell prozentual dargestellt werden, das Bezugsmaß für diese prozentualen Angaben aber nicht einheitlich ist. Gebräuchlich ist zum einen die Bezugnahme auf das Nenndrehmoment des jeweiligen Aufnehmers (auch: Messbereichsendwert, Endwert-bezogene Angabe), zum anderen die Bezugnahme auf das aktuelle Drehmoment (auch: Istwert, Istwert-bezogene Angabe).

Bei letzterer Form ist zu beachten, dass die jeweiligen Definitionen, Richtlinien oder Vorschriften einschränken, dass die Istwert-bezogenen Genauigkeitsangaben nur für Istwerte ab einer bestimmten Mindestmarke eingehalten werden müssen. Diese Mindestmarke liegt geringstenfalls bei 10 % oder 20 % des Messbereichsendwerts.

Die Umsetzung dieser Angaben in konkrete rechnerische Aussagen erfordert genaue Kenntnis der zugrundeliegenden Definitionen. Deshalb wird hier zur quantitativen Bewertung der verschiedenen Aspekte der Genauigkeit auf Kapitel 7 und Anhang A verwiesen. Dort sind die Definitionen und die praktische Bedeutung der einzelnen Kenngrößen erläutert.

4.5 Umwelteinflüsse

Drehmomentaufnehmer sind einerseits robuste und andererseits empfindliche elektronische Geräte. Für eine einwandfreie Funktion sind gewisse Umweltbedingungen einzuhalten. Unter erschwerten Umweltbedingungen ist mit Einschränkungen in der Genauigkeit oder auch der Funktionsfähigkeit zu rechnen. Im Extremfall können Umweltbedingungen wie etwa das Einwirken von Chemikalien den Aufnehmer zerstören.

Generell werden von den Herstellern Umweltbedingungen für den Einsatz der Drehmomentaufnehmer definiert, die bei der Auswahl zu berücksichtigen sind. Diese Bedingungen lassen sich allerdings auch oft durch eine geeignete Gestaltung des Einbauorts des Drehmomentaufnehmers erfüllen.

4.5.1 Staub und Fremdkörper

Die Absicherung gegen Eindringen von Fremdkörpern und Staub ist in der ersten der beiden Ziffern der IP-Schutzklasse nach DIN EN 60529 festgelegt. Staub und andere Fremdkörper, die so klein sind, dass sie möglicherweise in einen Drehmomentaufnehmer eindringen, können ggf. Rückwirkungen auf die Funktion haben. Häufig anzutreffen im Umfeld von Drehmomentaufnehmern sind Abrieb mechanischer Bremsen oder Ruß. Neben der Frage der generellen Funktionsfähigkeit ist zur Beurteilung der Empfindlichkeit eines Drehmomentaufnehmers gegen Staub die Möglichkeit des mechanischen oder elektrischen Nebenschlusses bedeutsam.

Mechanischer Nebenschluss (Drehmomentnebenschluss) bewirkt eine Verfälschung des Messergebnisses dadurch, dass nicht das gesamte Drehmoment durch die vorgesehene Messstelle im Aufnehmer geleitet wird. Elektrischer Nebenschluss kommt durch leitende Partikel wie Metallstaub, Ruß oder Graphit zustande und bewirkt eine Verfälschung durch nicht definierte Wege der elektrischen Signale.

Die Zuordnung zu den Schutzklassen geschieht über standardisierte Testbedingungen.

4.5.2 Flüssigkeiten

Inwieweit ein Drehmomentaufnehmer Flüssigkeiten ausgesetzt werden kann, ist aus der zweiten Ziffer der IP-Schutzklasse ersichtlich.

Zu Fragen der Dichtigkeit kommt die Frage chemischer Wechselwirkungen, insbesondere, wenn andere Flüssigkeiten als Wasser im Spiel sind.

4.5.3 Chemikalien

Im Einsatz können Drehmomentaufnehmer mit verschiedensten Chemikalien in Kontakt kommen, etwa mit Reinigungsmitteln, Schmier- und Treibstoffen und Hydraulikflüssigkeiten.

Wechselwirkungen mit den Materialien des Drehmomentaufnehmers sind möglich bei den DMS (Trägerfolie, Abdeckung), bei den auf dem Rotor verar-

beiteten Kunststoffen, bei den Leiterplatten mit Elektronik bis hin zu den Metallen, aus denen Rotor und Statorgehäuse gefertigt sind.

Die Vielzahl unterschiedlicher Chemikalien erlaubt es den Herstellern von Drehmomentaufnehmern nicht, die Einflüsse aller möglichen Chemikalien auf alle möglichen Bauelemente oder Materialien des Drehmomentaufnehmers vorab zu kennen. Im Einzelfall ist dies zwischen Anwender und Hersteller zu klären. Es obliegt dem Hersteller, die verwendeten Materialien offenzulegen. Mit dieser Information lässt sich dann vom Anwender überprüfen, ob Unverträglichkeiten mit den im Umfeld zu erwartenden Chemikalien existieren.

4.5.4 Temperaturbedingungen

Bei der Einschätzung der Temperaturbedingungen, die im Einsatz eines Drehmomentaufnehmers vorliegen, müssen zum einen die Bedingungen der äußeren Umgebung betrachtet werden (Außen- oder Raumtemperatur). Zum anderen sind die Temperaturänderungen einzubeziehen, die durch den Betrieb in der Anwendung entstehen, was sowohl die Entstehung von Wärme als auch vorhandene Kühlungsmechanismen einschließt.

Da das übliche Messprinzip auf Basis von DMS das Drehmoment indirekt aus einer Messung der Dehnungen bestimmt, kommt es zu Wechselwirkungen mit den thermischen Dehnungen, die nur bis zu einem gewissen Grad kompensiert werden können. Elektronische Bauelemente sind nur innerhalb gewisser Temperaturgrenzen einsetzbar oder in ihren Eigenschaften temperaturstabil. Daher ist der zulässige Temperaturbereich für einen Drehmomentaufnehmer eingeschränkt. Er ist üblicherweise in verschiedene Bereiche unterteilt.

Sind die Temperaturbedingungen im Einsatzumfeld des Drehmomentaufnehmers bekannt, ist je nach den messtechnischen Anforderungen abzuleiten, welche Forderungen an den Nenntemperaturbereich (technische Daten gelten), den Gebrauchstemperaturbereich (Messen ist noch möglich) und an den Lagerungstemperaturbereich zu stellen sind. Zur Definition dieser Bereiche, die in den jeweiligen Datenblättern angegeben sind, vergleiche man Anhang A.

Für den Nenntemperaturbereich sind die Obergrenzen für den Temperatureinfluss auf das Ausgangssignal in den technischen Daten angegeben. Man unterscheidet dabei zwischen dem Temperatureinfluss auf den Nullpunkt, der eine Parallelverschiebung der Kennlinie des Aufnehmers bewirkt, und dem Temperatureinfluss auf den Kennwert, der eine Steigungsänderung der Kennlinie bewirkt. Zur quantitativen Beschreibung dieser Effekte siehe Anhang A.

Zustände mit instationärer oder inhomogener Temperaturverteilung zeigen stärkeren Temperatureinfluss als eine stationäre, homogene Temperaturverteilung.

lung, die um den gleichen Betrag von der Referenztemperatur abweicht. Neben zeitlich veränderlichen Temperaturfeldern fallen auch zeitlich unveränderliche Zustände in diese Gruppe, wenn beispielsweise dem Drehmomentaufnehmer aus Lagerreibung oder aus Verbrennungsmotoren über den Wellenstrang Wärme zugeführt wird, während er gleichzeitig am Außenumfang durch die infolge der Rotation vorbeistreichende Luft gekühlt wird.

Der Einfluss instationärer oder inhomogener Temperaturverteilungen kann minimiert werden. Zum einen durch direkte Kühlung direkt an den Komponenten, an denen Wärme erzeugt wird, so dass der Wärmefluss zum Drehmomentaufnehmer minimiert wird. Bei der Auslegung der Kühlung ist wiederum auf Symmetrie zu achten, um eine inhomogene Verteilung zu vermeiden. Zum anderen kann der Einfluss durch thermische Abschirmung des Drehmomentaufnehmers minimiert werden, etwa durch Einsatz geeigneter Kupplungstypen wie etwa Lamellenkupplungen.

4.5.5 Luftfeuchte

Unter Luftfeuchte versteht man im Unterschied zu Spritz- oder Sprühwasser den Gehalt an in der Luft gelöstem Wasserdampf. Dieser wird in der Regel in Prozent relativer Luftfeuchte angegeben. 100 % relative Feuchte bedeuten dabei den Sättigungspunkt. Es kann dann kein weiterer Wasserdampf in der Luft gelöst werden und es kommt zum Auskondensieren. Besonders kritisch sind Feuchtebedingungen, die zum Betauen elektronischer Bauteile führen können, was einen elektrischen Nebenschluss bewirken kann. Weiterhin kann Luftfeuchte Einfluss auf elektronische Bauteile und Kunststoffe haben. Im Bereich unterhalb des Gefrierpunkts können Betauungen auch gefrieren und damit sogar zu einem mechanischen Kraft- oder Drehmomentnebenschluss führen. Beide Effekte können eine Messwert verfälschung verursachen.

4.5.6 Elektromagnetische Verträglichkeit (EMV)

Die elektromagnetischen Bedingungen im Einsatzumfeld eines Drehmomentaufnehmers sind prinzipiell wegen der im Aufnehmer integrierten Elektronik (Umsetzung des Signals auf dem Rotor, Übertragung des Signals vom Rotor auf den Stator) für dessen Funktion wichtig. Daneben existiert wie bei anderen Aufnehmern die übliche Problematik durch Rückwirkungen auf Kabel.

Typische elektromagnetische Störquellen sind bei Leistungsprüfständen für Kraftfahrzeugmotoren oder -getriebe die hohen Zündspannungen der Verbrennungsmotoren sowie die Einflüsse durch große E-Maschinen (siehe Ausführungen zu elektromagnetischen Störungen in Kapitel 5). Gehen die Störeinflüsse über das für den Drehmomentaufnehmer zulässige Maß hinaus, müssen

Reduzierungsmaßnahmen auf der Seite der Quelle der Emissionen oder Abschirmmaßnahmen getroffen werden.

4.6 Schwingungen

Nachstehend sind die schwingungstechnischen Überlegungen zusammengefasst, die aus der Perspektive der Auslegung relevant sind. Allgemeine Grundlagen der Schwingungstechnik finden sich in Anhang B, Methoden zur Analyse von Schwingungsvorgängen in Kapitel 6.

Schwingungen spielen im Gesamtfeld der dynamischen mechanischen Belastungen auf Drehmomentaufnehmer eine übergreifende Rolle, da sie in der Regel nicht eigenständige Ursache für dynamische Lastanteile sind, sondern als verstärkender Mechanismus wirken. Dieser ist allerdings oft ausschlaggebend, wenn die Frage gestellt wird, ob und in welchem Frequenzband eine bestimmte dynamische Last tatsächlich zu kritischen Betriebszuständen führt. Dies gilt sowohl für die Belastung durch ein dynamisches Drehmoment, dessen mögliche Quellen in Abschnitt 4.3.2 aufgeführt sind, als auch für dynamisch wirkende parasitäre Belastungen, wie etwa umlaufende Biegemomente, die in Abschnitt 4.3.3 diskutiert sind.

Schwingungseigenschaften sind immer Systemeigenschaften, daher greift die oft gestellte Frage nach den mechanischen Eigenfrequenzen von Drehmomentaufnehmern zu kurz. Vielmehr muss der Aufbau, etwa eines Prüfstands, als Gesamtheit untersucht werden. Dabei konzentriert sich das vorliegende Kapitel im Wesentlichen auf die Möglichkeiten zur Berechnung und Abschätzung von Eigenfrequenzen.

Mit kritischen Betriebszuständen ist immer dann zu rechnen, wenn eine Eigenfrequenz mit der Frequenz einer Erregung zusammenfällt, also eine Resonanz vorliegt. Zu beachten ist dabei, dass viele periodische Erregungen nicht die Form exakter Sinusschwingungen haben. Wie man mit Hilfe der Entwicklung in Fourier-Reihen nachvollziehen kann, treten denn neben der Grundfrequenz der Erregung auch Vielfache dieser Frequenz im Erregerspektrum auf. Hiervon wird im Weiteren auch im Rahmen der Ordnungsanalyse die Rede sein (siehe Kapitel 6).

Ob eine vorhandene Resonanz tatsächlich zu kritischen Betriebszuständen führt, hängt erstens von der Amplitude ab, mit der die betreffende Frequenz im Erregerspektrum enthalten ist. Der zweite entscheidende Faktor ist die Dämpfung dieser Eigenfrequenz, die eine Systemeigenschaft ist. Die Dämpfung ist allerdings sehr schwer vorab bei der Auslegung zu berücksichtigen, da ein oft

entscheidender Anteil durch Effekte wie Fügestellen verursacht ist. Daher wird im vorliegenden Abschnitt nicht weiter auf die Dämpfung eingegangen, jedoch finden sich in Kapitel 5 Hinweise, wie sich durch konstruktive Maßnahmen die Dämpfung erhöhen lässt.

4.6.1 Torsionsschwingungen

Einfache mathematisch-mechanische Modelle

Bei Torsionsschwingungen ist die Schwingungsbewegung eine Verdrehung um die Rotationsachse. Ein besonders einfaches System, das Torsionsschwingungen ausführen kann, ist der in Bild 4.8 gezeigte masselose Torsionsstab der Torsionssteifigkeit c_T , der am einen Ende fest eingespannt ist und am anderen Ende eine Scheibe mit dem Massenträgheitsmoment J trägt.

Wie oben erwähnt, wird die Dämpfung bei der Modellierung zunächst außer Acht gelassen, da die quantitative Bestimmung aus den physikalischen Effekten wie Lagerreibung, Luftreibung und Vorgängen innerhalb von Gelenken und Kupplungen sehr schwierig ist.

Die Schwingungsbewegung des Systems, ausgedrückt durch den Verdrehwinkel φ , wird durch folgende Differentialgleichung beschrieben

$$J\ddot{\varphi} + c_T\varphi = M_{Din}$$

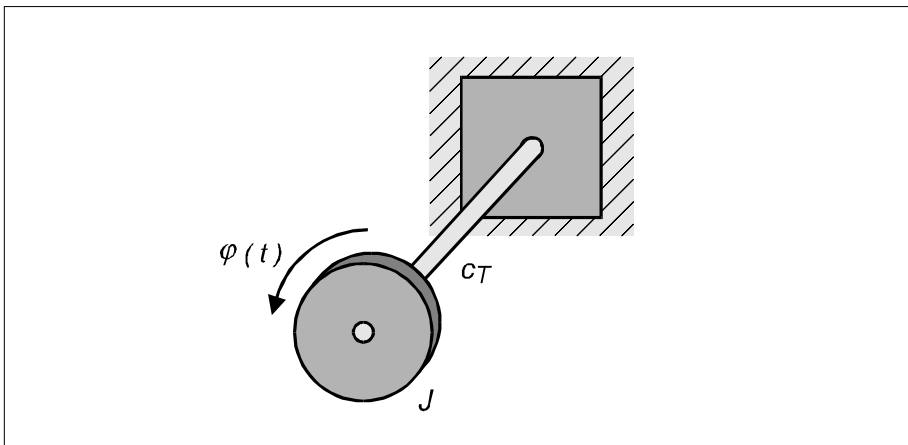


Bild 4.8 Einfacher Torsionsschwinger: Masseloser Torsionsstab mit Scheibe

Darin ist $\ddot{\varphi}$ die Drehbeschleunigung, c_T die Torsionssteifigkeit der Welle, J das Massenträgheitsmoment der Scheibe und M_{Din} ein eventuell vorhandenes äußeres

res Drehmoment, das an der Scheibe angreift und eine Schwingungserregung darstellt.

Auf die allgemeine Lösung der Differentialgleichung und deren Diskussion soll hier nicht weiter eingegangen werden. Das Lösungsverhalten ist dem Standardsystem des Einmassenschwingers vollständig analog, für den das Lösungsverhalten beispielhaft in Anhang B ausführlicher diskutiert ist.

Die Eigenfrequenz ergibt sich analog zum Einmassenschwinger zu

$$f_{T0} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_T}{J}}$$

Ein ebenfalls noch einfaches Modell für Torsionsschwinger, auf das sich viele praktisch relevante Systeme bereits in guter Näherung abbilden lassen, ist die in Bild 4.9 skizzierte masselose Torsionswelle mit zwei Scheiben.

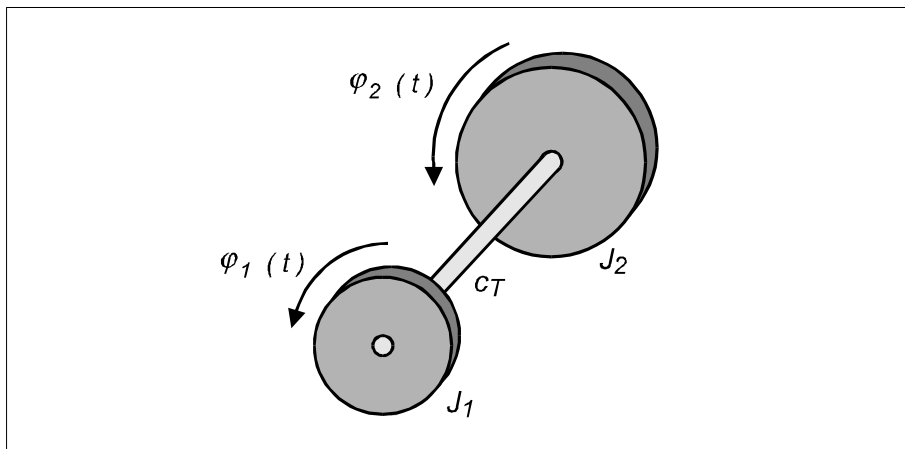


Bild 4.9 Einfaches Modell praktischer Torsionsschwinger:
Masseloser Torsionsstab mit zwei Scheiben

Dieses Modell lässt auch erkennen, dass bei Torsionsschwingungen rotierender Maschinen generell die Schwingungsbewegung einer Drehbewegung des Systems insgesamt überlagert ist. In der Bewegungsgleichung des Zweischeibenmodells lässt sich das dadurch ausdrücken, dass eine Gleichung aufgestellt wird, die für die Differenz $\Delta\varphi$ der beiden Verdrehwinkel φ_1 und φ_2 gilt

$$J_{\Delta} \Delta\ddot{\varphi} + c_T \Delta\varphi = \frac{J_{\Delta}}{J_1} M_{D1} - \frac{J_{\Delta}}{J_2} M_{D2}$$

mit den Abkürzungen

$$J_{\Delta} = \frac{J_1 J_2}{J_1 + J_2}$$

und

$$\Delta\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$$

Die Herleitung dieser Gleichung sei hier übergangen. Für die zugehörige Torsionseigenfrequenz erhält man

$$f_{T0} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{c_T \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right)}$$

Auch Wellenstränge, die Übersetzungsgetriebe enthalten, lassen sich prinzipiell auf das mathematisch-mechanische Ersatzmodell aus Scheiben und masselosen Wellenabschnitten reduzieren. Dazu wird gedanklich der Wellenstrang in Abschnitte gleicher Drehzahl zerlegt. Ein Wellenstrangabschnitt wird als Bezugsabschnitt definiert, sein Drehwinkel ist Bezugsdrehwinkel, bzw. seine Drehzahl n_{bez} wird als nominelle Drehzahl des Ersatzsystems gewählt. Steifigkeiten und Massenträgheiten auf diesem Abschnitt zählen einfach. Für einen Abschnitt mit abweichender Drehzahl n_{ist} mit dem Übersetzungsverhältnis

$$\mu = \frac{n_{ist}}{n_{bez}}$$

sind das Ersatz-Massenträgheitsmoment und die Ersatz-Torsionssteifigkeit

$$J^* = J\mu^2 \quad \text{und} \quad c_T^* = c_T\mu^2$$

einzusetzen. Die Herleitung zu diesem Vorgehen findet sich beispielsweise in [6].

Abschätzung von Eigenfrequenzen für reale technische Systeme

Um einschätzen zu können, ob in einer Anwendung mit Schwingungsproblemen zu rechnen ist, muss der Ansatz verfolgt werden, den ganzen Wellenstrang als ein Gesamtsystem zu verstehen und in passender Weise auf ein mathematisch-mechanisches Modell abzubilden. Daher ist die oft geäußerte Frage nach den Eigenfrequenzen des Drehmomentaufnehmers wenig sinnvoll, weshalb

diese auch in den technischen Daten für HBM-Drehmomentaufnehmer nicht angegeben ist.

Bei der Abbildung realer Systeme auf solche vereinfachten Modelle ist zunächst zu beachten, dass in der Realität jede Komponente einer rotierenden Maschine ein Massenträgheit und eine endliche Steifigkeit hat, während im Modell Massenträgheitsmomente und Steifigkeit jeweils auf separate Komponenten konzentriert sind. Die Scheiben werden als starr und die Welle im Gegenzug als masselos idealisiert. Dem wird einerseits durch sinnvolle Vernachlässigungen begegnet, andererseits müssen die wirksamen Massenträgheitsmomente und Steifigkeiten zusammengefasst werden.

Das Zusammenfassen der Massenträgheitsmomente benachbarter Komponenten ist immer dann sinnvoll, wenn zwischen diesen wenig Verdrehung möglich ist, wenn also große Steifigkeiten wirken. Massenträgheitsmomente werden dann einfach algebraisch addiert. Bei einer Aneinanderreihung von Komponenten mit stark unterschiedlichen Massenträgheitsmomenten sind diejenigen mit dem relativ größten Massenträgheitsmoment für das Gesamtträgheitsmoment entscheidend. Dies ist nur selten der Drehmomentaufnehmer.

Bei den Torsionssteifigkeiten sind neben Steifigkeiten von Drehmomentaufnehmern, Kupplungen und sonstigen Komponenten, die aus Herstellerangaben bekannt sein müssen, auch die Torsionssteifigkeiten einfacher Wellenabschnitte von Bedeutung. Diese lassen sich leicht nach den Regeln der Technischen Mechanik aus Materialkonstanten, Querschnitt und Länge des betreffenden Wellenstücks errechnen. In praktisch allen hier bedeutsamen Anwendungen liegen gerade Wellenstücke mit kreisförmigem oder kreisringförmigem Querschnitt vor. Für diesen Sonderfall findet sich die Berechnung in Anhang C.

Das Zusammenfassen der Torsionssteifigkeiten benachbarter Komponenten ist immer dann sinnvoll, wenn sich zwischen diesen keine Komponenten mit relevantem Massenträgheitsmoment befindet. Bei Torsionssteifigkeiten von Komponenten, die axial zu einem Wellenstrang verbunden sind, handelt es sich um eine Serienschaltung von Federn, so dass sich die Gesamttorsionssteifigkeit gemäß

$$\frac{1}{c_{T_{ges}}} = \frac{1}{c_{T1}} + \frac{1}{c_{T2}} + \dots$$

errechnet. Bei einer Aneinanderreihung von Strangabschnitten mit sehr unterschiedlicher Torsionssteifigkeit sind diejenigen mit der relativ geringsten Steifigkeit für die Gesamtsteifigkeit bestimmend. Besteht ein Wellenabschnitt aus

einem Teilstück mit der Torsionssteifigkeit $1 \text{ kN}\cdot\text{m}/\text{rad}$ und einem weiteren mit der Torsionssteifigkeit $100 \text{ kN}\cdot\text{m}/\text{rad}$, so ist die gesamte Torsionssteifigkeit $0,99 \text{ kN}\cdot\text{m}/\text{rad}$, also fast exakt gleich der kleineren der beiden Teilsteifigkeiten. Je nach Bauform des Drehmomentaufnehmers und je nach den sonstigen Komponenten, kann hier die Steifigkeit des Drehmomentaufnehmers von entscheidender Bedeutung sein.

Wenn allerdings Massenträgheitsmomente, die nicht vernachlässigbar klein sind, so angeordnet sind, dass zwischen ihnen Torsionssteifigkeiten wirken, die nicht vernachlässigbar groß sind, so kann nicht sinnvoll zusammengefasst werden. Zur Abschätzung muss dann ggf. ein komplexeres Modell mit mehr als zwei Scheiben herangezogen werden. Zu dessen Berechnung sei hier auf die Literatur verwiesen [6], [7].

In einigen Sonderfällen können einzelne Abschnitte getrennt betrachtet werden. Man spricht dann von Entkopplung der Schwingungen. Eine solche liegt dort vor, wo die Drehmomentübertragung unterbrochen ist. Eine vollständige Unterbrechung widerspricht dem Zweck eines Wellenstrangs, jedoch kann unter Umständen eine weitgehende Unterbrechung vorliegen. Dies ist der Fall in Zahnradübertragungen mit Spiel, oder bei sehr torsionselastischen Komponenten, deren Torsionssteifigkeit diejenige des übrigen Wellenstrangs um Größenordnungen unterschreitet. Ist die Verbindung zwar vorhanden, aber sehr elastisch, so kann es sein, dass man für hohe Torsionseigenfrequenzen gute Näherungen erhält, wenn die zwei Stranghälften getrennt betrachtet werden, während bei niedrigen Eigenfrequenzen eine gute Näherung entsteht, indem man das Gesamtsystem betrachtet, dieses jedoch dadurch vereinfacht, dass man alle Komponenten außer der besonders torsionselastischen als völlig starr annimmt.

Praxisbeispiel zur Abschätzung einer Torsionseigenfrequenz

Im Folgenden soll die unterste Eigenfrequenz des in Bild 4.10 skizzierten beispielhaften Motorenprüfstands mit Hilfe der oben dargestellten Rechenmethoden abgeschätzt werden. Die Einbeziehung der Dämpfung ist bei dieser Aufgabenstellung wie bereits erwähnt nicht erforderlich.

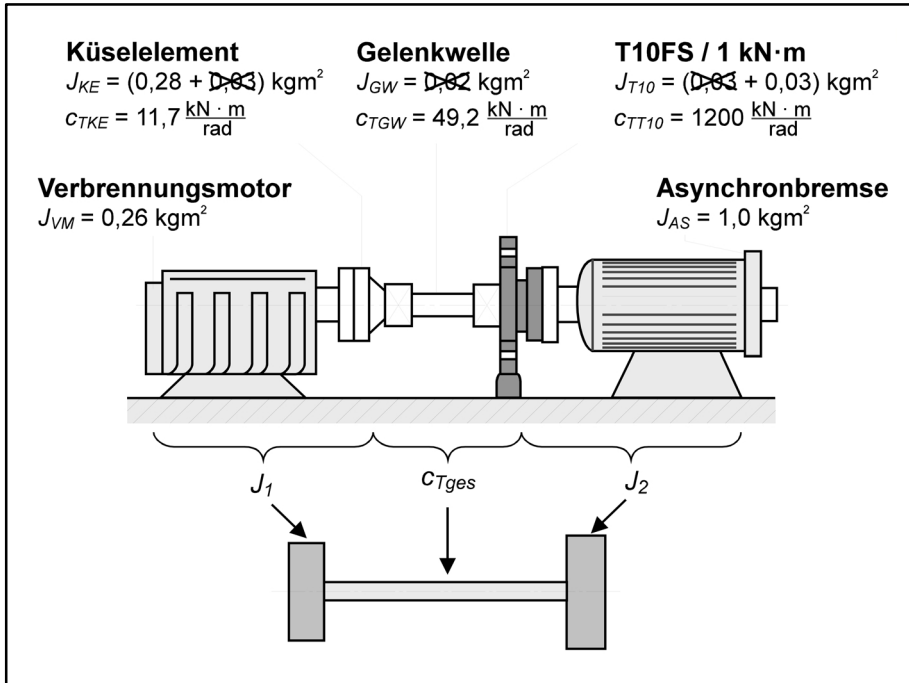


Bild 4.10 Motorenprüfstand und mathematisch-mechanisches Ersatzmodell

Der Prüfstand besteht aus einem Verbrennungsmotor, einem Küseelement (torsionselastische Kupplung zur Schwingungsdämpfung, siehe Kapitel 5), einer Gelenkwelle, dem Drehmoment-Messflansch T10FS von HBM (Nenn-drehmoment 1 kN·m) und einer elektrischen Asynchronmaschine als Leistungsbremse. Vereinfachend werden die jeweils benötigten Zwischenflansche als Teile der Maschinen aufgefasst. Das Küseelement und der Messflansch sind gedanklich so in jeweils zwei Teilstücke zerlegt, dass das Bauteil, das die Hauptverformung aufnimmt, dazwischen liegt.

Der untere Teil des Bilds zeigt die Reduzierung auf das einfache mathematisch-mechanische Modell der Welle mit zwei Scheiben.

Die linke Scheibe des Ersatzmodells setzt sich zusammen aus dem Massenträgheitsmoment des Verbrennungsmotors und demjenigen des linken Anteils des Küseelements

$$J_1 = (0,26 + 0,28) \text{ kg} \cdot \text{m}^2 = 0,54 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Die Torsionssteifigkeit der Welle für das Ersatzmodell ergibt sich aus der Serienschaltung der Einzelsteifigkeiten des Küseelements, der Gelenkwelle und des Drehmoment-Messflanschs zu

$$\frac{1}{c_{T_{ges}}} = \left(\frac{1}{11,7} + \frac{1}{49,2} + \frac{1}{1200} \right) \frac{\text{kN} \cdot \text{m}}{\text{rad}} \quad \Rightarrow \quad c_{T_{ges}} = 9,38 \frac{\text{kN} \cdot \text{m}}{\text{rad}}$$

Die rechte Scheibe des Ersatzmodells setzt sich zusammen aus dem Massenträgheitsmoment des rechten Teils des Drehmoment-Messflanschs und dem der Asynchronmaschine

$$J_2 = (0,03 + 1,0) \text{ kg} \cdot \text{m}^2 = 1,03 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Die Massenträgheitsmomente der Komponenten, die im Ersatzmodell der elastischen Welle zugerechnet werden, müssen für dieses einfache Ersatzmodell vernachlässigt werden. Diese sind in Bild 4.10 durchgestrichen. Ein Größenordnungsvergleich zeigt, dass dies hier praktisch ohne Auswirkung bleibt. In Fällen, wo dies nicht so eindeutig ist, kann man sich behelfen, indem man das Trägheitsmoment anteilig der rechten und der linken Scheibe des Ersatzmodells zurechnet. In analoger Weise sind umgekehrt die Elastizitäten derjenigen Komponenten vernachlässigt, die den beiden Scheiben zugerechnet werden. Diese Komponenten sind näherungsweise starr.

Als Eigenfrequenz erhält man dann nach der oben für das Modell der Welle mit zwei Scheiben angegebenen Formel

$$f_{T0} = 26,3 \text{ Hz}$$

Hat man weiterhin Kenntnis, welche Erregerfrequenzen (relativ zur Drehzahl) auftreten, kann hieraus abgeleitet werden, welche Drehzahlen im Betrieb kritisch werden können. Ist als Erregerfrequenz das Einfache der Drehfrequenz vertreten, so ergibt sich aus einer einfachen Umrechnung von Hz in min^{-1} , dass mit Resonanzen in der Umgebung von 1580 min^{-1} zu rechnen ist.

Oft sind neben der Drehfrequenz selbst auch höhere Harmonische im Erregerspektrum vorhanden, häufig deren Dreifaches. Dies führt dann zu Resonanzerscheinungen, wenn das Dreifache der Drehfrequenz etwa der Eigenfrequenz entspricht. Anders ausgedrückt, wenn die Drehzahl $1/3$ der Eigenfrequenz entspricht, wäre in diesem Beispiel also zusätzlich mit einer Resonanz in der Umgebung von 527 min^{-1} zu rechnen.

Diese Überlegung liefert also in brauchbarer Näherung die niedrigste Eigenfrequenz. Die nächsthöhere wird in diesem Fall deutlich höher liegen, da die Abbildung auf das Modell, das nur eine Eigenfrequenz hat, mit recht geringen Vernachlässigungen möglich war.

Interessiert jedoch der Bereich wesentlich höherer Frequenzen, so greift, was oben über eine näherungsweise Entkopplung gesagt wurde: das Küselement wirkt als Entkopplungsstelle und die Torsionsschwingungsvorgänge innerhalb des Verbrennungsmotors, die sich mit wesentlich höheren Frequenzen abspielen, bleiben weitgehend unbeeinflusst vom übrigen Prüfstand.

Weitergehende Berechnungsmöglichkeiten

Da die hier dargestellten Berechnungsmethoden für die Praxis nur überschlägig angewandt werden können, macht die konstruktive Auslegung mit Blick auf die Schwingungsproblematik generell eine tiefergehende Berechnung erforderlich.

In vielen Fällen genügt zwar weiterhin der Modellierungsansatz mit als masselos idealisierten Wellenabschnitten einerseits und als starr idealisierten Scheiben mit Massenträgheitsmoment andererseits. Jedoch führt eine komplexere Geometrie oder das Bestreben nach größerer Genauigkeit zu beliebig langen Ketten aus derartigen Wellenabschnitten und Scheiben. Solche Systeme haben dann entsprechend der Anzahl der Scheiben mehrere Freiheitsgrade und dementsprechend viele Torsionseigenfrequenzen und zugehörige Torsionseigenformen. Dabei wird je nach dem Aufwand, der bei der Modellierung getrieben wird, die Zahl der höheren Eigenfrequenzen größer, bei den niedrigen steigt die Genauigkeit der Berechnung.

Daraus lässt sich ableiten, dass ein sehr hoher Aufwand besonders dann erforderlich ist, wenn mehrere Eigenfrequenzen (kritische Drehzahlen) im Bereich der Anregungsfrequenzen zu erwarten sind. Zur allgemeinen Erklärung des Verhaltens solcher Mehrfreiheitsgrad-Systeme sei hier auf Anhang B verwiesen. Die Berechnung der Eigenfrequenzen und der zugeordneten Eigenformen wird dann rechnergestützt durchgeführt.

Bei Forderungen nach detaillierteren Berechnungen können auch die Methode der Finiten Elemente und Software zur digitalen Simulation der Dynamik von Antriebssträngen sinnvoll eingesetzt werden.

Unterkritischer und überkritischer Betrieb

Bei erzwungenen Schwingungen bestehen prinzipielle Unterschiede zwischen dem Verhalten bei Erregerfrequenzen kleiner und Erregerfrequenzen größer als die Eigenfrequenz. Dieses Verhalten, dass in Anhang B am Beispiel eines kraft-erregten Einmassenschwingers aufgezeigt ist, gilt auch für Torsionsschwingungen. Bei der Drehmomentmessung hat es in verschiedenen Zusammenhängen besondere Bedeutung. Allgemein sind die Erregerfrequenzen der Torsions-

schwingungen weitestgehend der Drehzahl proportional, wie oben am Beispiel des oszillierenden Drehmoments bei Verbrennungsmaschinen gezeigt wurde.

Daher kann das Auftreten von Resonanzen bestimmten Drehzahlen zugeordnet werden, man spricht von kritischen Drehzahlen, hier speziell von torsionskritischen Drehzahlen.

Welchen Einfluss die Torsionsschwingungen auf das im Wellenstrang wirkende Drehmoment haben, und ob und wie sich das wiederum auf die gemessenen Drehmomente auswirkt, hängt von verschiedenen Faktoren ab. Welche Faktoren dies sind, soll an dem in Bild 4.11 skizzierten Beispiel diskutiert werden.

Die Rolle der Drehmomentquelle hat hier der Verbrennungsmotor links im Bild. Er belastet den Wellenstrang mit dem Drehmoment M_{Din} , das sich aus dem mittleren Drehmoment und dem dynamischen Anteil zusammensetzt. Idealisierend sei angenommen, dass das mittlere Drehmoment konstant ist und der dynamische Anteil rein harmonisch verläuft.

Der in der Skizze gekennzeichnete Messflansch 1 ist von der Position der Drehmomenteinleitung lediglich durch eine kurze Gelenkwelle getrennt, die im Wesentlichen Elastizität bewirkt, jedoch ein sehr geringes Massenträgheitsmoment aufweist. Das Übertragungsverhalten entspricht daher weitgehend dem einer einfachen elastischen Feder, ein eingeleitetes Drehmoment wirkt an jeder beliebigen Stelle identisch

$$M_{D1} \approx M_{Din}$$

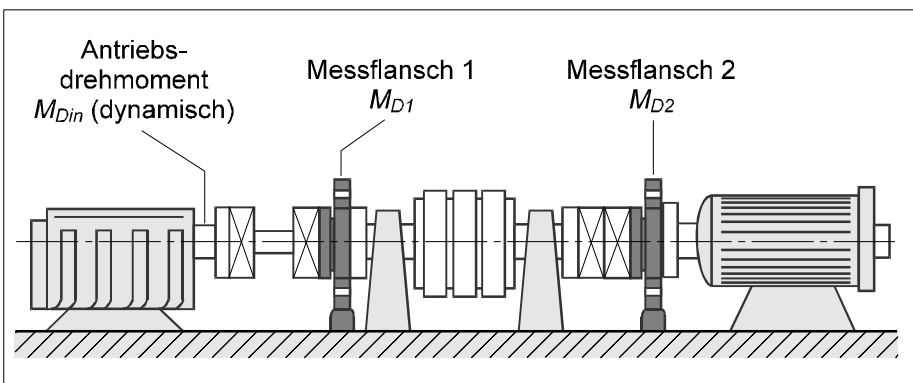


Bild 4.11 Prüfstand mit niedriger Eigenfrequenz

Messflansch 2 in der Skizze ist hingegen von der Position der Drehmomenteinleitung durch ein vollständiges Schwingungssystem getrennt, das sowohl

Drehelastizität als auch ein Bauteil mit beträchtlichem Massenträgheitsmoment umfasst, nämlich den Schwungscheibensatz.

Das Übertragungsverhalten ist daher das eines Schwingungssystems, wie Bild 4.12 zeigt. Eingangsgröße ist hier das Drehmoment des Verbrennungsmotors, Ausgangsgröße das Drehmoment an der Position von Messflansch 2, also das gemessene Drehmoment M_{D2} .

Zur allgemeinen Diskussion sei auf Anhang B verwiesen. Man erkennt die Abhängigkeit des gemessenen Drehmoments von der Erregerfrequenz bzw. Drehzahl. Im unterkritischen Bereich entspricht das gemessene Drehmoment noch sehr gut dem Motordrehmoment. In der Resonanzzone kommt es zu einer starken Überhöhung. Im überkritischen Bereich schließlich ist das gemessene Drehmoment geringer als das Drehmoment das der Motor abgibt. Es liegt also der Effekt des mechanischen Tiefpasses vor.

Je nach den Zielen für die jeweilige Drehmomentmessung muss entschieden werden, ob die in der Skizze als Messflansch 1 oder die als Messflansch 2 gekennzeichnete Position gewählt wird.

Unabhängig von der Frage, welches Drehmoment gemessen werden soll, bietet eine solche Anordnung mit einer sehr niedrigen Eigenfrequenz oft Vorteile hinsichtlich der mechanischen Belastungen des Wellenstrangs. Da nämlich bei geringen Drehzahlen die dynamischen Anteile der Erregerdrehmomente wie auch die Unwuchtkräfte generell sehr gering sind, kommt es beim Durchfahren der Resonanz nur zu relativ geringen Schwingungsausschlägen.

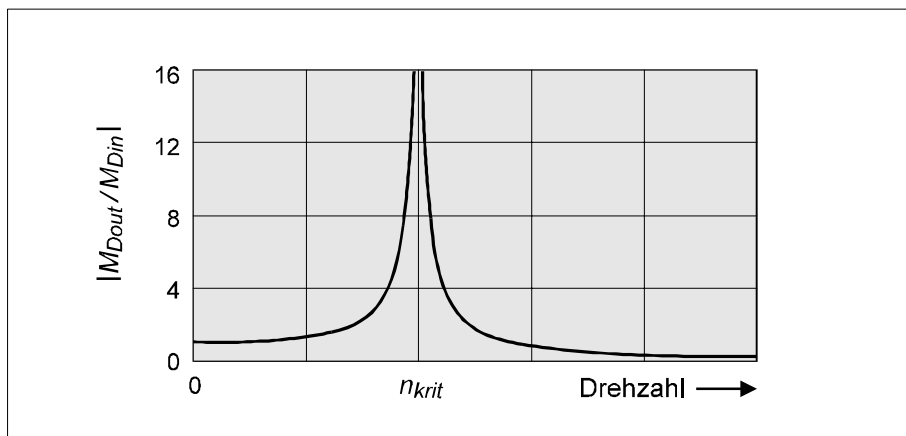


Bild 4.12 Dynamisches Drehmoment für Messflansch 2 in Abhängigkeit von der Drehzahl

Das zweite Feld, wo über eine Betrachtung der Frage über- oder unterkritisch eine Aussage gewonnen werden kann, ist die Reaktionsdrehmomentmessung mit Hilfe von Pendelmaschinen. Ein Grundproblem hierbei ist auch die Wirkung als mechanischer Tiefpass, die bereits in Kapitel 2 erwähnt ist.

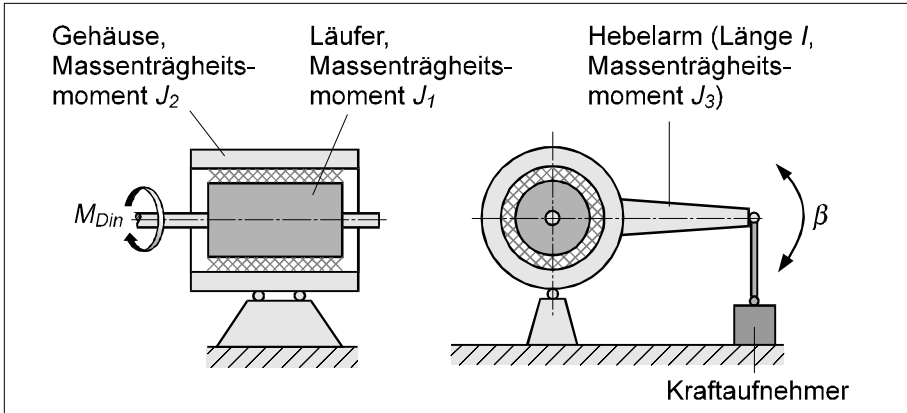


Bild 4.13 Prinzip der Reaktionsmomentmessung mit Pendelmaschine

Dies verdeutlicht ein Vergleich der Gleichungen, die die mechanische Wirkung eines solchen Aufbaus quantitativ beschreiben. Mit den in Bild 4.13 eingeführten Formelzeichen erhält man für die Abhängigkeit der gemessenen Kraft F vom eingeleiteten Aktionsmoment M_{DA} im statischen Fall die Gleichung

$$M_{DA} = Fl$$

Im dynamischen Fall hingegen, treten die Änderung Ω und eine Winkelbeschleunigung β wegen des Einfederwegs des Kraftaufnehmers auf, so dass die Massenträgheitsmomente der Maschine und des Hebelarms einen Einfluss haben

$$M_{DA} = Fl - [J_1 \dot{\Omega} + (J_2 + J_3)\beta]$$

Bei der Bestimmung des Drehmoments aus der Kraftmessung wird jedoch in der Praxis nur die Gleichung des statischen Falls ausgewertet, die Einflüsse der Drehbeschleunigung wirken somit als Messfehler. Wegen der generell sehr großen Massenträgheitsmomente der Maschinen, die sich auf der pendelnden Lagerung minimal bewegen, sind auch bei recht großen Steifigkeiten die Eigenfrequenzen dieser Bewegung normalerweise niedrig. Das bedeutet aber, dass dynamische Drehmomente mit Frequenzen, die höher sind als die Torsionseigenfrequenz der Pendelmaschine, nicht bis zum Kraftaufnehmer durchdringen.

Das mittlere Drehmoment hingegen wird, abgesehen von der Lagerreibung aus der pendelnden Aufhängung, auch von der Messung mit der Pendelmaschine richtig wiedergegeben.

Wenn ein Betrieb jenseits der ersten kritischen Drehzahl geplant ist, muss generell bedacht werden, dass das Durchfahren der Resonanz zusätzliche Erfordernisse an die Leistung des Antriebs stellt, da ein Teil der Antriebsenergie in die Schwingungsbewegungen abfließt. Oft ist es zur Vermeidung von unzulässig großen Schwingungsamplituden erforderlich, die Resonanzzonen möglichst zügig zu Durchfahren, was den Leistungsbedarf weiter erhöht.

Einfluss von Dämpfung auf die Resonanzüberhöhung

Die in einem Wellenstrang praktisch wirkende Dämpfung ist oft nicht zahlenmäßig bekannt, weil sie in der Regel über unterschiedliche Effekte auf verschiedene Einzelkomponenten des Strangs wirkt. So spielen Effekte wie Lagerreibung, Reibung in den Gelenken von Gelenkwellen, Materialdämpfung und Luftreibung eine Rolle.

Zahlenmäßig bekannt ist hingegen die Dämpfung aus speziellen Bauteilen, die geplant Dämpfung einbringen sollen, wie drehelastische Kupplungen (Küsellemente), die in Kapitel 5 ausführlicher beschrieben sind. Sind solche Elemente im Wellenstrang vorhanden, so sind auch in der Regel die übrigen Dämpfungseinflüsse im Vergleich vernachlässigbar. Dennoch ist das Einsetzen in das hier beschriebene einfache mechanische Modell problematisch. Der erste Grund hierfür ist, dass die Elastizität des Wellenstrangs, wie oben erläutert, aus der Elastizität der einzelnen Komponenten zusammengesetzt ist, die als in Reihe geschaltete Torsionsfedern wirken. Das Dämpfungselement ist nun zur Steifigkeit der torsionselastischen Kupplung parallel geschaltet, zu den übrigen Komponenten in Reihe. Zur Berechnung der wirkenden Dämpfung müsste dann die relative Verdrehung der beiden Seiten der torsionselastischen Kupplung gegeneinander bekannt sein.

Übertragen auf ein Feder-Masse-Schwingungssystem ist dieser Sachverhalt in Bild 4.14 skizziert. Man erkennt, dass zur korrekten Wiedergabe der Dämpfung in der mechanischen Modellierung ein weiterer Freiheitsgrad erforderlich wird. In der Skizze ist dieser Freiheitsgrad die Verschiebung des Punkts P_1 . In der Literatur wird hier auch von einem halben Freiheitsgrad gesprochen, da dem Punkt keine Masse bzw. kein Massenträgheitsmoment zugeordnet ist und seine Bewegung durch eine Differentialgleichung erster Ordnung beschrieben wird. In recht guter Näherung kann das Problem ignoriert werden, wenn die Steifigkeit der torsionselastischen Kupplung gegenüber den übrigen Steifigkeiten im Wellenstrang sehr gering ist, ein recht häufiger Fall.

Der zweite Grund, weshalb die Dämpfung schlecht quantitativ in das obige Modell eingesetzt werden kann ist, dass es sich bei der Dämpfung in solchen Bauteilen bisweilen um Reibungsdämpfung handelt. Diese hat gegenüber der viskosen geschwindigkeitsproportionalen Dämpfung abweichende Eigenschaften, die eine mathematische Modellierung sehr viel aufwändiger machen. Die Hersteller solcher torsionselastischer Kupplungen geben jedoch in ihren Unterlagen entsprechende Auslegungshilfen.

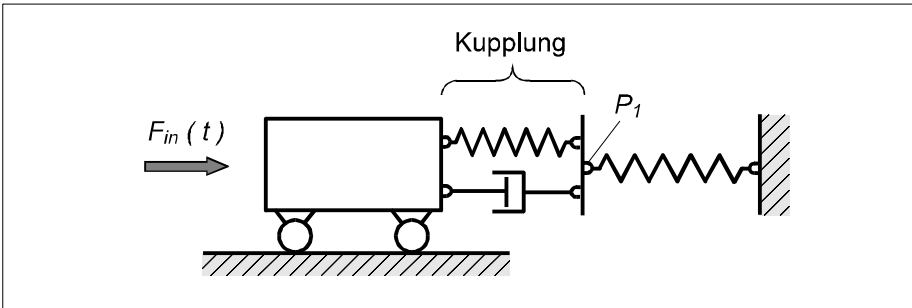


Bild 4.14 Reihenschaltung/Parallelschaltung des Dämpfungselements

4.6.2 Biegeschwingungen

Biegeschwingungen führen in rotierenden Maschinen häufig zu erheblichen Schwierigkeiten. Bei der Drehmomentmessung stehen sie allerdings erst an zweiter Stelle, weil sie wenig Einfluss auf das Messsignal haben. Entgegen einer immer noch weit verbreiteten Auffassung besteht auch praktisch keine relevante Kopplung zwischen Biege- und Torsionsschwingungen (außer in Sonderfällen wie bei Kurbeltrieben, bei denen die Kopplung offensichtlich ist), wie in dem Aufsatz [8] gezeigt ist. Biegeschwingungen haben jedoch starken Einfluss auf die parasitären Belastungen, insbesondere Biegemomente und Radialkräfte. Somit sind sie nicht selten Ursache für zunächst unerklärliche Signalanteile im Drehmomentmesssignal, die auf das oben erläuterte Übersprechen zurückzuführen sind, oft aber auch die Ursache für eine Überlastung, bisweilen bis hin zur mechanischen Zerstörung des Aufnehmers.

Mögliche Erregermechanismen für Biegeschwingungen sind

- Unwucht
- Rüttelnde Vorgänge
- Beschleunigungen oszillierender Massen von Kurbeltrieben und Pleueln
- Periodische aerodynamische Kräfte
- Dynamische Instabilität (selbsterregte Schwingungen)
- Zeitlich periodischer Gewichtsdruck infolge nicht rotationssymmetrischer Biegesteifigkeiten

Ähnlich den oszillierenden Drehmomenten sind die Erregerfrequenzen oft der Drehzahl proportional. Häufig lässt sich einem speziellen Erregermechanismus ein festes oder bevorzugtes Verhältnis von Erregerfrequenz zu Drehzahl zuordnen. Auch hier sei auf Kapitel 6 verwiesen, wo dies als ein Aspekt der Ordnungsanalyse noch ausführlicher diskutiert wird.

Hinsichtlich Resonanzfrequenzen sowie unterkritischem und überkritischem Betrieb gilt für Biegeschwingungen im Wesentlichen dasselbe wie für Torsionsschwingungen. Das gezielte Einbringen von Dämpfung für Biegeschwingungen ist besonders schwierig. Am praktikabelsten ist eine Dämpfung an den Lagerungsstellen, was aber eine relativ elastische Lagerung voraussetzt, damit die erforderlichen Schwingwege zustande kommen. Auch bei Biegeschwingungen muss die Energie der Schwingungsbewegungen vom Antrieb aufgebracht werden, so dass eine Mindestantriebsleistung erforderlich ist, um Resonanzen durchfahren zu können. Günstig ist wiederum das schnelle Durchfahren der Resonanzen, was den Leistungsbedarf noch weiter erhöht. Anhaltswerte zu dieser Frage finden sich in der rotordynamischen Literatur wie [9],[10] .

Einfache mathematisch-mechanische Modelle

Das einfachste Beispiel eines mathematisch-mechanischen Modells zur Berechnung von Biegeschwingungen ist der in Bild 4.15 skizzierte Laval-Rotor, bestehend aus einer biegeelastischen Welle, die als masselos angenommen wird und einer Massescheibe. Im englischen Sprachraum wird dasselbe Modell als Jeffcott-Rotor bezeichnet.

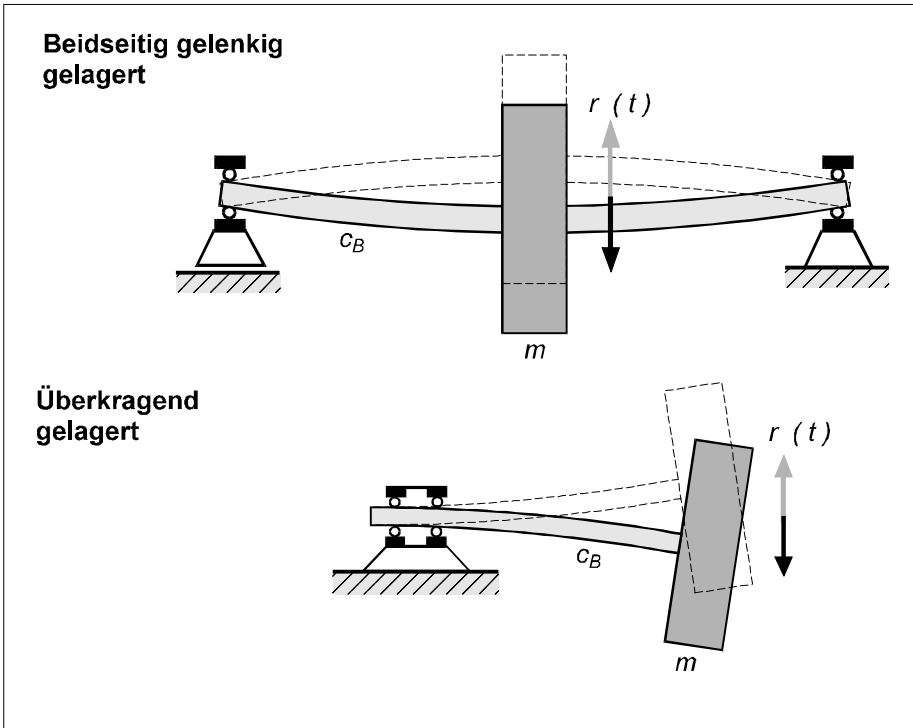


Bild 4.15 Laval-Rotor, unterschiedliche Arten der Lagerung

Die mathematische Beschreibung des Systems erfolgt durch die Biegesteifigkeit c_B und die Masse m der Scheibe. Die Biegesteifigkeit ist abhängig von einer Materialkonstante, Wellenlänge und -querschnitt, Lagerung der Welle und Position der Scheibe (siehe Anhang C).

Die Lagerung ist dabei aus zwei Gründen von Bedeutung. Zum einen bestimmt sie, welche Verformung der Welle zu einer gegebenen Scheibenauslenkung erforderlich ist. So ist beispielsweise die gleiche Welle viel steifer, wenn sie statt zweifach dreifach gelagert wird. Zum anderen haben aber auch die Lager selbst eine gewisse Elastizität, die nach dem Prinzip der Serienschaltung von Federn zur Gesamtelastizität beiträgt. Allerdings ist die Lagerelastizität in vielen Anwendungen sekundär, insbesondere wenn Wälzlager zum Einsatz kommen. Einfluss kann jedoch auch hier eine sehr elastische Konstruktion der Lagerböcke haben. Dabei wird in den meisten Fällen die Steifigkeit in horizontaler Richtung geringer sein als die in vertikaler Richtung, man spricht auch von einer anisotropen Lagersteifigkeit. Vernachlässigt sind beim Modell des Laval-Rotors Effekte des Massenträgheitsmoments infolge Schrägstellung der Scheibe wie sie in Bild 4.15 im unteren Beispiel auftreten.

Bis auf die Form der Feder liegt hier der einfache Einmassenschwinger vor, allerdings mit zwei Freiheitsgraden, da horizontale und vertikale Ausbiegungen möglich sind. Die Eigenfrequenz ergibt sich wie beim Einmassenschwinger (siehe auch Anhang B) aus

$$f_{B0} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_B}{m}}$$

Liegen aufgrund einer anisotrop elastischen Lagerung für horizontale und vertikale Richtung unterschiedliche Steifigkeiten vor, bedeutet das folglich auch zwei unterschiedliche Eigenfrequenzen, die im Normalfall allerdings recht eng benachbart sind. In der Praxis macht sich dies wie eine verbreiterte Resonanzzone bemerkbar, da die Bereiche, in denen die beiden Eigenfrequenzen in Resonanz geraten, ineinander übergehen.

Das gezeigte mathematisch-mechanische Modell ist wie bei den Modellen zu den Torsionsschwingungen durch die Abstraktion konzentrierter Masse und Steifigkeit gekennzeichnet. In realen Systemen sind aber Masse und Steifigkeit immer kontinuierlich über sämtliche Bauteile verteilt.

Als Gegenpol sei hier das Modell des kontinuierlichen homogenen Rotors vorgestellt, bei dem davon ausgegangen wird, dass Masse und Steifigkeit über die gesamte Länge homogen verteilt sind. Diese Idealisierung, skizziert in Bild 4.16, liefert oft dort ein brauchbares Modell, wo eine Modellierung mit konzentrierten Einzelmassen auch näherungsweise nicht praktikabel ist.

Für dieses Beispiel erhält man für die Eigenfrequenzen

$$f_{Bi} = \frac{1}{2\pi} \frac{i^2 \pi^2}{l^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} \quad \text{mit } i = 1, 2, \dots, \infty$$

Zu jeder Eigenfrequenz gibt es eine Eigenform. Im Bild gezeigt sind die beiden unteren Eigenformen.

Charakteristisch für alle kontinuierlichen Schwingungssysteme ist, dass es theoretisch unendlich viele Eigenfrequenzen gibt. Oft sind nur die untersten relevant. Wenn nur die erste Eigenfrequenz interessiert, ist häufig eine Approximation als Laval-Rotor praktikabel. Vergleicht man die Welle in Bild 4.16 mit dem zweiseitig gelenkig gelagerten Laval-Rotor in Bild 4.15 oben, erhält man bei gleicher Masse und gleichem Querschnitt einen Unterschied von 30 % zwischen den Eigenfrequenzen der beiden Rotorsysteme.

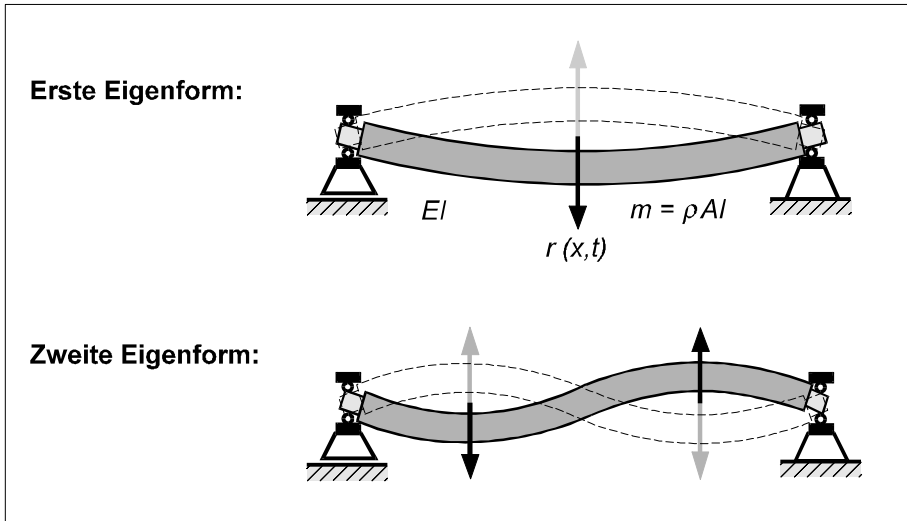


Bild 4.16 Welle mit kontinuierlich verteilter Masse und Steifigkeit

Näherungsweise Anwendung der mathematisch-mechanischen Modelle auf reale technische Systeme

Generell ist die Abbildung realer technischer Systeme auf einfachste mathematisch-mechanische Modelle bei Biegeschwingungen komplexer als bei Torsionsschwingungen. Der Grund hierfür ist, dass die Lagerung entscheidenden Einfluss auf die Steifigkeitseigenschaften hat. Diese ist fast immer komplexer als in den einfachen Modellen.

Häufiger als bei Torsionsschwingungsüberlegungen ist die Entkopplung einzelner Strangabschnitte möglich. Dies ist immer dann der Fall, wenn zwei Bedingungen erfüllt sind: Erstens darf in der gedachten Trennstelle zwischen den Abschnitten keine Biegemomentübertragung stattfinden, etwa weil ein Gelenk oder eine sehr biegeelastische Kupplung vorliegt. Zweitens muss gleichzeitig die Welle an der Trennstelle gegen radiale Verschiebung durch Lager abgesichert sein. Daneben existiert analog zur Entkopplung bei Torsionsschwingungen auch die Möglichkeit einer näherungsweise gültigen Entkopplung für hohe Frequenzen, wenn Kupplungen verwendet sind, deren Elastizität gegenüber Biegung und Radialverformung sehr groß ist. Hiernach können viele Gelenkwellen als entkoppelt betrachtet werden. Als Berechnungsmodell eignet sich dann die oben vorgestellte Welle mit kontinuierlicher Steifigkeits- und Massenverteilung.

Sehr gut abzubilden sind Systeme mit überkragend montiertem Drehmomentaufnehmer mit Riemenscheibe, wie in Bild 4.17 skizziert. Diese lassen sich als

ein überkragend gelagerter Laval-Rotor nach Bild 4.15 unten modellieren. Die Biegesteifigkeit setzt sich dann aus radialer Steifigkeit und Biegesteifigkeit des Drehmomentaufnehmers zusammen.

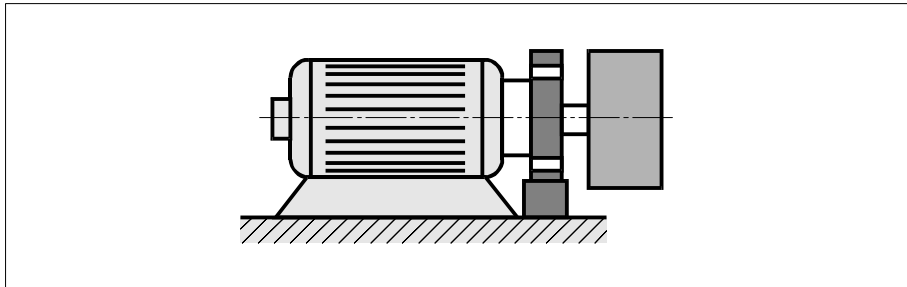


Bild 4.17 Drehmoment-Messflansch bei überkragender Riemenscheibe

Unwucht

Bei der Diskussion der Unwucht sollen hier zunächst starre rotierende Körper (im Weiteren kurz als Rotor bezeichnet) betrachtet werden. Bei diesen lässt sich die Unwucht nach zwei Grundtypen einteilen, die allerdings in realen technischen Systemen stets mehr oder weniger überlagert auftreten. Diese werden als statische Unwucht und dynamische Unwucht bezeichnet.

Beim Körper mit einer statischen Unwucht, wie in Bild 4.18 skizziert, liegt der Schwerpunkt des Rotors nicht auf der Drehachse. Es wird eine radiale Kraft benötigt um den Rotor in Rotation um die Drehachse zu halten. In den formalen Begriffen der Mechanik ausgedrückt: die Hauptträgheitsachse des Rotors ist gegenüber der Rotationsachse parallel verschoben.

Als quantitatives Maß bietet sich die Entfernung des Schwerpunkts von der Drehachse an, die als Exzentrizität ε bezeichnet wird. Stellt man sich die Unwucht in der skizzierten Weise als eine exzentrische Einzelmasse m_U vor, die auf dem ansonsten perfekt ausgewuchteten Körper mit der Masse m am Radius r_U sitzt, ergibt sich die Exzentrizität zu

$$\varepsilon = \frac{r_U m_U}{m + m_U}$$

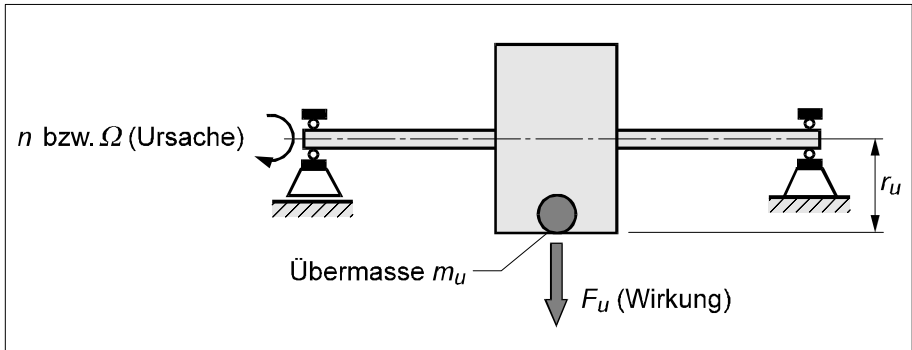


Bild 4.18 Statische Unwucht bei symmetrischem Körper mit einer Übermasse

Ein weiteres quantitatives Maß für die Unwucht ist direkt angelehnt an das Modellbild der Übermasse. Die Unwucht (hier als quantitatives Maß begriffen) ist als Produkt aus Übermasse und dem Radius definiert, an dem diese sich befindet

$$U = m_U r_U$$

Aus dieser lässt sich leicht die Unwuchtkraft in Abhängigkeit von der Winkelgeschwindigkeit der Rotation berechnen

$$F_U = m_U r_U \Omega^2 = U \Omega^2$$

Dies ist die Kraft, mit der die Übermasse an dem Körper nach außen zieht. Da die Unwuchtkraft wiederum die Größe ist, die zum Auswuchten gemessen werden kann, und die Unwucht (quantitativ verstanden) bei bekannter Winkelgeschwindigkeit bzw. Drehzahl aus dieser direkt und eindeutig errechnet werden kann, ist diese Darstellung in der Praxis des Auswuchtens die gebräuchlichste.

Neben der statischen gibt es weiter die dynamische Unwucht (korrekter: kinetische Unwucht). Bei dieser liegt zwar der Schwerpunkt des Körpers auf der Rotationsachse, jedoch ist die Symmetrie in einer Weise gestört, dass die Rotationsachse keine Achse ist, um die der Körper rotieren kann, ohne dass ein äußeres Moment einwirkt. In den formalen Begriffen der Mechanik ausgedrückt: die Hauptträgheitsachse des Körpers ist gegenüber der Rotationsachse verdreht. Anschaulich lässt sich dieses wiederum in der gedanklichen Zusammensetzung eines ideal ausgewuchteten Rotors mit zwei Übermassen darstellen, wie in Bild 4.19 skizziert.

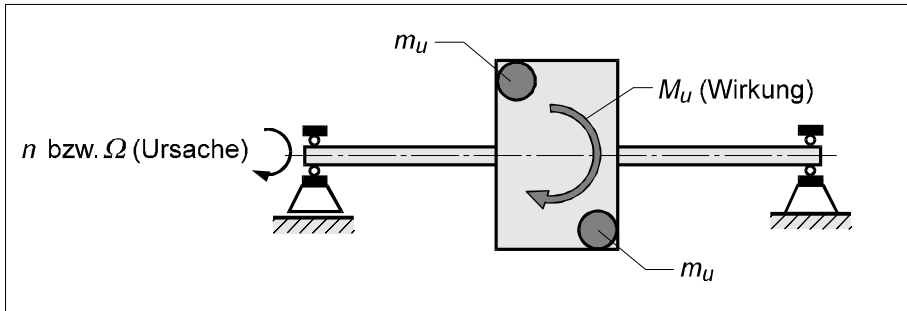


Bild 4.19 Dynamische Unwucht bei Körper mit zwei gleichen Übermassen

Es sind hier zwei gleiche Übermassen vorhanden, die sich in ihrer Wirkung auf den Schwerpunkt gegenseitig aufheben. Aber sie sind auch axial an verschiedenen Positionen angeordnet. Im Sprachgebrauch der Auswuchttechnik wird hier von zwei Wuchtebenen gesprochen, womit Schnittebenen senkrecht zur Rotationsachse gemeint sind. Wenn man sich veranschaulicht, dass bei Rotation jede der beiden Übermassen mit gleicher Kraft nach außen am Rotor zieht, jedoch in verschiedenen Ebenen, wird klar, dass hier ein Kipp- oder Biegemoment verbleibt.

Analog zur statischen Unwucht kann man eine quantitative Größe dynamische Unwucht definieren, aus der sich bei bekannter Winkelgeschwindigkeit direkt das Unwuchtmoment errechnen lässt. Sehr gängig ist es auch die Darstellung in Form von Einzelunwuchten in verschiedenen Ebenen, deren Lage mit angegeben wird.

Es lässt sich formal beweisen (siehe [6]), dass jeder Unwuchtzustand eines starren Rotors durch zwei Angaben vollständig beschrieben wird:

- a) Überlagerung je einer statischen und einer dynamischen Unwucht oder
- b) Angabe zweier Übermassen samt ihrer Winkelposition für zwei beliebige aber nicht identische Ebenen (es entfallen also besondere Einschränkungen über Winkellage und Größenverhältnis der beiden Übermassen zueinander, wie es in Bild 4.19 der Fall ist)

Beim praktischen Auswuchten macht man sich die Formulierung (b) zunutze. Als Wuchtebenen werden Ebenen gewählt, die einer Nachbearbeitung zugänglich sind, mit welcher die identifizierten Unwuchten ausgeglichen werden können. Dies kann durch Entfernen von Material (Bohren) oder Hinzufügen von Material (Auswuchtgewichte, Schrauben, Kitt) geschehen. Zur Identifizierung der Unwuchten werden beispielsweise die Lagerkräfte gemessen, wobei die Phasenbeziehung zur Winkeldrehung des Rotors mit erfasst wird.

Bei scheibenförmigen sehr kurzen Rotoren kann es ausreichend sein, in nur einer Ebene auszuwuchten. Durchgeführt wird das Auswuchten auf Auswuchtmaschinen wie etwa der in Bild 4.20 gezeigten Universalauswuchtmaschine der Schenck ROTEC GmbH. Man erkennt als Antrieb hier den Riementrieb, die Lagerböcke sind schmal gehalten, um eine genaue axiale Lokalisierung der gemessenen Lagerkräfte oder -bewegungen zu gestatten. Die Auswerteeinheit gibt dem Auswucher direkte Anweisung, an welcher Position wieviel Material entfernt oder zugefügt werden muss.



Bild 4.20 H 4 BU Universalauswuchtmaschine mit horizontaler Achse
Foto mit freundlicher Genehmigung der Schenck ROTEC GmbH

Es verbleibt je nach betriebenem Aufwand eine Restunwucht. Zur Beschreibung der Güte einer Auswuchtung ist jedoch die alleinige quantitative Angabe der Restunwucht wenig geeignet. Stattdessen ist die Einteilung in Güteklassen nach ISO 1940 eine gute Basis. Das Maß, nach dem die Einteilung vorgenommen wird, ist das Produkt aus zulässiger Rest-Exzentrizität und der Winkelgeschwindigkeit Ω .

Es stellt also die Umfangsgeschwindigkeit des Schwerpunkts dar. Die zahlenmäßige Bezeichnung der Güteklasse entspricht dieser Umfangsgeschwindigkeit, ausgedrückt in der Einheit mm/s. Durch die Wahl dieser Größe als Kriterium wird erreicht, dass sich für Rotoren, an die vom Umfeld und Einsatzzweck

vergleichbare Anforderungen gestellt werden, eine etwa gleiche Wuchtgüte fordern lässt, auch wenn die Rotoren unterschiedliche Massen und Drehzahlen aufweisen.

Dies hat bei Betrachtung eines gegebenen Rotors wie eines Drehmomentaufnehmers, die Wirkung, dass zur Erreichung einer gewünschten Güteklasse je nach geplanter Drehzahl unterschiedliche Restunwuchten zulässig sind. Wie die zulässige Restunwucht im Fall eines in zwei Ebenen auszuwuchtenden Rotors auf die beiden Ebenen aufgeteilt wird, ist ebenfalls durch die Norm festgelegt.

Die Norm listet Güteklassen von G4000 bis G0,4 auf und ordnet jeweils typische Anwendungen zu. Die relevantesten Güteklassen für Drehmomentaufnehmer sind G6,3 und G2,5.

Wie bereits zu Beginn des Abschnitts erwähnt, sind diese Betrachtungen zunächst für starre Rotoren gültig. Dabei können Rotoren im Sinne der Auswuchttechnik dann als starr betrachtet werden, wenn ihre erste Eigenfrequenz um mehr als das Doppelte über der höchsten auftretenden Drehzahl liegt. Praktisch bedeutet das für Wellenstränge, bei denen üblicherweise Drehmomentmessung implementiert ist, dass Einzelbauteile wie Drehmomentaufnehmer und Kupplungen auf diese Weise sehr gut ausgewuchtet werden können. Der Wellenstrang als Gesamtheit wird jedoch nicht automatisch genügende Unwuchteigenschaften haben, weil auch beim Zusammenbau der einzelnen Komponenten geometrische Ungenauigkeiten auftreten, beispielsweise durch Passungstoleranzen.

Um höchsten Anforderungen zu genügen oder höchste Drehzahlen zu gestatten, kann zusätzlich zum Auswuchten der Einzelkomponenten eine Betriebswuchtung des kompletten Strangs nach dem Zusammenbau erforderlich sein. Da der Wellenstrang als Gesamtheit in der Regel ein elastischer Rotor ist, ist eine prinzipielle Beschränkung auf nur zwei Wuchtebenen hier nicht möglich. Vielmehr sind die Wuchtebenen mit Blick auf die Eigenformen festzulegen, die bei Betriebsdrehzahlen zu Unwuchtschwingungen angeregt werden können.

Die Bedeutung von Unwucht und Auswuchten zu deren Reduzierung besteht darin, dass zum einen Unwucht direkte Kräfte hervorruft, die auf die rotierenden Komponenten und die Lagerung wirken. Zum anderen ist Unwucht in Zusammenspiel mit biegeelastischen Wellensträngen die wichtigste Quelle für Biegeschwingungen.

Da die Unwuchtkräfte und -momente mitrotierend sind, ist die Verformung bezogen auf den Wellenstrang eine quasistatische. Dennoch kommt es zum Phä-

nomen der Resonanz und daher ist die Einordnung als Schwingungsvorgang sinnvoll. Resonanzfrequenzen sind im Wesentlichen die Biegeeigenfrequenzen. Aus der Art der Erregung folgt, dass die Frequenz von Schwingungsanregungen durch Unwucht immer die Drehfrequenz des Wellenstrangs ist. Damit folgt, dass die biegekritischen Drehzahlen etwa gleich den Biegeeigenfrequenzen sind.

4.6.3 Axialschwingungen

Axialschwingungen sind in rotierenden Maschinen eher selten, weil die wesentlichen Mechanismen in solchen Maschinen wenig Kopplung zu den axialen Kräften und Bewegungen haben. Deshalb bestehen wenige Anregungsmechanismen. Mögliche Anregung kann jedoch aus Hebelmechanismen stammen, die eine axiale Kraftkomponente in ein Drehmoment umsetzen.

Es wurde auch von parametererregten Schwingungen berichtet, deren Ursache darin liegt, dass die axiale Steifigkeit von elastischen Kupplungen von der Biegevorspannung abhängt. Wird diese Biegevorspannung durch einen Ausrichtfehler verursacht, ist ihre räumliche Orientierung aus Sicht des rotierenden Systems zeitlich wechselnd. Dieser zeitlich oszillierende Steifigkeitsparameter kann Schwingungen bewirken, wie in [11] aufgezeigt ist.

Treten Axialschwingungen auf, können diese besonders leicht zu Problemen führen, zum einen weil sie messtechnisch oft nicht erfasst werden und unbemerkt bleiben, bis ein Schaden eintritt, zum anderen auch, weil viele Lagerkonstruktionen Axial Schub nur in geringem Maß aufnehmen können. Auch manche Kupplungen, wie Ringscheibenkupplungen sind gegenüber Axialschwingungen kritisch, da sie eine geringe axiale Steifigkeit aufweisen, so dass große Axialschwingungsamplituden zum Anschlagen führen können, wodurch hohe stoßartige Belastungen entstehen.

5 Einsatz und Einbau von Drehmomentaufnehmern

5.1 Mechanische Voraussetzungen

5.1.1 Prinzipieller Einbau

Die Einbaulage der Drehmomentaufnehmer ist beliebig. Für mehrere Typenreihen bietet HBM gemeinsam mit den Drehmomentaufnehmern erprobte und darauf abgestimmte Kupplungen an. Beim Einsatz mit Kupplungen in schräger und vertikaler Anordnung sind eventuelle Gebrauchslageeinschränkungen der eingesetzten Kupplungen zu beachten.

Darüber hinaus sind bei schrägem und vertikalem Einbau von Drehmomentaufnehmern prüfstandseitige Massen konstruktiv so abzustützen, dass die in der Dokumentation der einzelnen Drehmomentaufnehmer genannten zulässigen Längskräfte nicht überschritten werden.

Bei Drehmoment-Messwellen mit eingebauten Lagern sowie Drehmoment-Transfer- und -Referenzaufnehmern sollte das zu messende Drehmoment vorzugsweise auf der Messseite eingeleitet werden. Dadurch bleibt die Beeinflussung der Messgröße durch Effekte wie Lagerreibung gering. Nähere Angaben sind in Kapitel 3 zu finden. Ausführlich wird der Einbau in Abschnitt 5.2 beschrieben.

Bei lagerfreien Drehmomentaufnehmern ist unbedingt darauf zu achten, dass im Betrieb die zulässigen relativen Bewegungen des Rotors gegenüber dem Stator bei allen Betriebszuständen eingehalten werden. Die zulässige radiale und axiale statische Ausrichtung von Rotor und Stator liegen je nach Typ und Ausstattung mit oder ohne Drehzahl-Messsystem radial zwischen ± 1 mm bis $\pm 2,5$ mm, axial zwischen ± 2 mm bis ± 3 mm. Die zulässigen relativen Schwingungen des Rotors sind in Anlehnung an DIN 45670 /VDI 2059 durch die Beziehung

$$s_{max} = \frac{4500}{\sqrt{n}} \quad (\text{Zahlenwertgleichung mit } s_{max} \text{ in } \mu\text{m} \text{ und } n \text{ in } \text{min}^{-1})$$

festgelegt. Siehe auch Abschnitt 5.1.5. Werden die Grenzen überschritten, kann es zur Zerstörung der Aufnehmer kommen.

Bei den in Kapitel 3 genannten Typenreihen mit Montagehilfen wird zuerst der Rotor montiert. Danach wird der Stator justiert und ausgerichtet, beispiels-

weise durch Distanzbleche in der Höhe und Verschieben in Querrichtung, und spannungsfrei gegenüber dem Rotor befestigt. Danach sind die Montagehilfen unbedingt zu entfernen. Sie sollten für spätere Demontage, Umbau und Transport wiederfindbar aufbewahrt werden.

Drehmoment-Messflansche der T10-Familie benötigen für die einwandfreie Funktion der Energieübertragung den in der Dokumentation spezifizierten metallfreien Raum. Ist die Energieübertragung gestört, beträgt das Ausgangssignal 0 Hz und die nachgeschalteten HBM-Messverstärker gehen in die negative Übersteuerung. Kritisch sind die Grenzbereiche, in denen die Übertragung nur sporadisch unterbrochen wird und dies nicht sofort als Fehler bemerkt wird.

Bei den Typen T32FN und T34FN ist auf dem Stator ein Pfeil angebracht (Bild 5.1), der einerseits zur Bestimmung der Wirkrichtung des Moments, andererseits zur Drehrichtungsbestimmung dient.

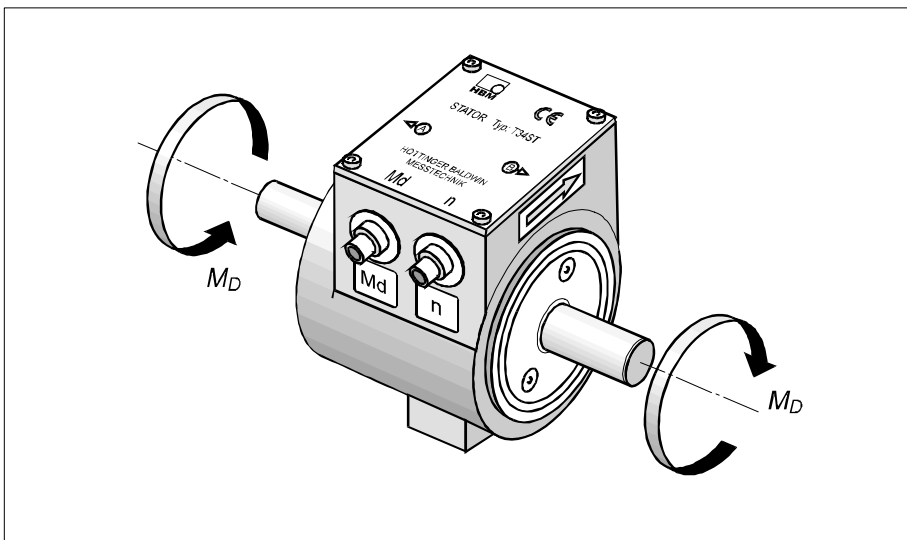


Bild 5.1 Pfeil auf Drehmoment-Messwelle T34FN

Wirkt das Drehmoment in Pfeilrichtung, wird ein rechtsdrehendes Moment (im Uhrzeigersinn) eingeleitet und die Ausgangsfrequenz beträgt 10...15 kHz (Bild 5.2). Angeschlossene Messverstärker geben ein positives Drehmoment-signal ab.

Dreht die Drehmoment-Messwelle in Pfeilrichtung, ermitteln HBM-Messverstärker aufgrund der in Kapitel 3 beschriebenen Phasenlage der Drehzahl-signale eine positive Drehrichtung.

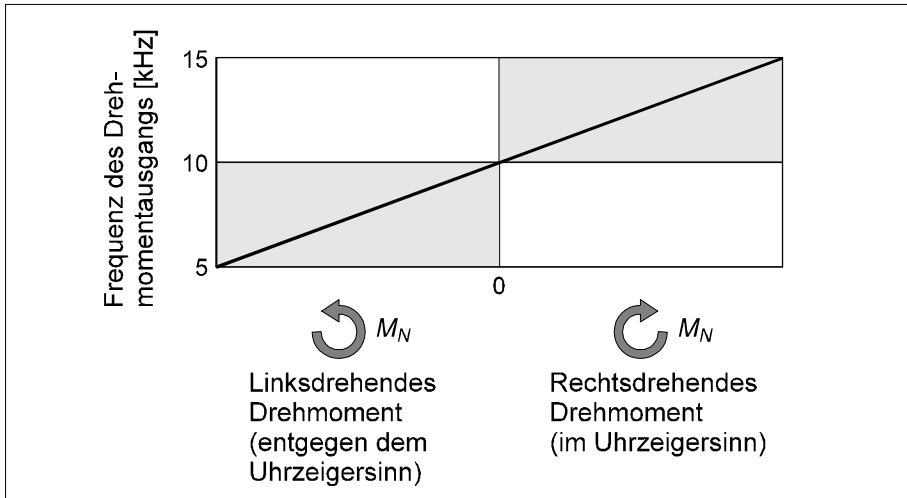


Bild 5.2 Ausgangsfrequenz über Drehmomentwirkrichtung

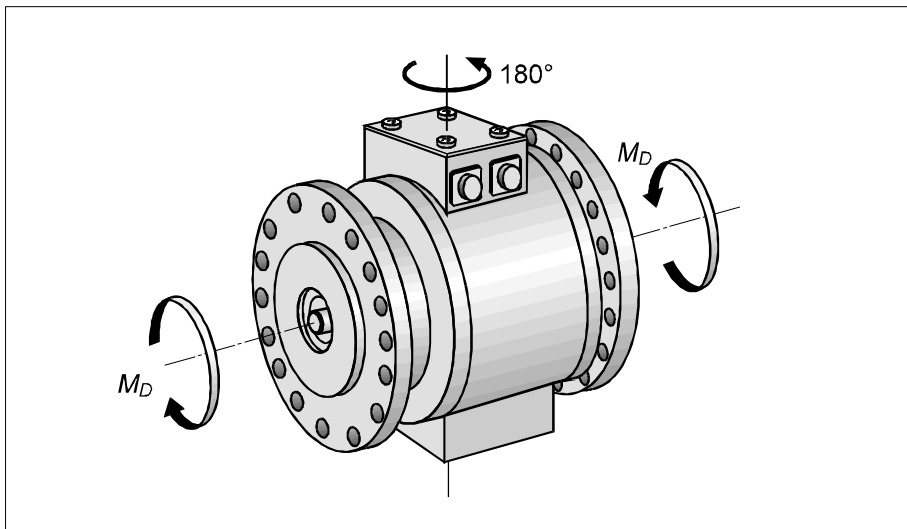


Bild 5.3 Drehmomentwirkrichtung bei Umkehrung der Einbaurichtung

Entgegen weitläufiger Meinung ändert sich die Wirkrichtung des Drehmoments nicht, wenn der Aufnehmer wie in Bild 5.3 gezeigt, um 180° um die z-Achse gedreht eingebaut wird. Dies folgt aus Newtons Grundgesetz von Actio und Reactio. Veranschaulichen kann man sich dies dadurch, dass beispielsweise zwei Personen auf einen Stab ein Drehmoment mit der Hand im Uhrzeigersinn aufbringen. Man stellt dann sehr schnell fest, dass sich durch ei-

nen Platzwechsel der Personen die Wirkrichtung des Drehmoments nicht ändert.

Bei der T10-Familie dient der auf dem Drehzahl-Messsystem angebrachte Pfeil hauptsächlich der Drehrichtungsbestimmung, da die Wirkrichtung des Drehmoments unabhängig vom Einbau ist. Anders als das Drehmoment ändert die Drehzahl ihr Vorzeichen, wenn der Aufnehmer um 180° um die z -Achse gedreht wird.

Generell sind die Bedingungen am Einsatzort bezüglich Schutz gegen groben Schmutz, Staub, Öl, Lösungsmittel und Feuchtigkeit zu beachten. Siehe auch Kapitel 4. Die Aufnehmer sollten an einer Stelle montiert werden, an der die axialen und radialen Bewegungen gering sind, zumal sie nur in gewissen Grenzen vibrationsfest sind. Die Belastungsgrenzen der Drehmomentaufnehmer müssen beim Einbau berücksichtigt werden und im Betrieb sind die einschlägigen Sicherheitsbestimmungen der entsprechenden Berufsgenossenschaften zum Schutz von Personen zu beachten. Dies dient auch der Verringerung oder Vermeidung von Sachschäden.

Die Anforderungen an die Genauigkeit der Drehmomentmessungen werden immer höher. Damit spielt auch die kundenseitige mechanische Ausgestaltung der Drehmomenteinleitung eine immer wichtigere Rolle. Einfluss auf die korrekte Drehmomenteinleitung können beispielsweise haben: Rund- und Planlauf toleranzen, Ebenheit der Drehmomenteinleitungsflächen, Oberflächen-güte, Passungstoleranzen, Anzugsmoment der Schrauben, Materialhärte oder Werkstofffestigkeit und die Geometrie der anwendungsseitigen Adapterflansche. Entsprechende Informationen enthält die Dokumentation der Drehmomentaufnehmer.

5.1.2 Überprüfen von Drehmomentaufnehmern

Häufig müssen Drehmomentaufnehmer im eingebauten Zustand und über längere Zeiten überprüft oder überwacht werden. Hierzu kann das von Drehmomentaufnehmern gelieferte Kalibriersignal und die Nullpunktbeobachtung dienen. Ist anzunehmen, dass der Aufnehmer überlastet wurde, ist ein sicheres Indiz hierfür eine vorhandene Nullpunktverschiebung gegenüber dem Auslieferungszustand.

Da das Kalibriersignal auf dem Rotor erzeugt wird, gilt es streng genommen nur für den Frequenzgang. Beim ± 10 -V-Spannungsausgang sind eventuelle Einstellungen des Verstärkers auf dem Stator zu berücksichtigen. Das Kalibriersignal wird additiv aufgeschaltet. Daher sollte beim Messen des Kalibriersignals der Messflansch unbelastet sein.

Oft ist das Typenschild nach dem Einbau nicht mehr zugänglich oder ablesbar. Daher liefert HBM Klebeschilder mit den Typenschild-Angaben des Rotors. Diese sollten auf dem Stator oder an anderer geeigneter Stelle (Schaltschrank, Messverstärker) angebracht werden.

Wird das Kalibrier- und Nullsignal zur Überprüfung und Überwachung der Drehmoment-Messflansche T10F verwendet, muss zuerst der individuelle Nullpunkt ermittelt und protokolliert werden. Serienmäßig wird der Nullpunkt auf 9,960 Hz bis 10,040 Hz abgeglichen.

Bei folgenden Veränderungen empfiehlt sich eine Überprüfung durch HBM:

- Nullsignalabweichung bezogen auf den individuellen Nullpunkt im ausgebauten Zustand $> \pm 1 \%$ ($> \pm 50 \text{ Hz}$).
- Nullsignalveränderung durch den Einbau $> \pm 3 \%$ ($> \pm 150 \text{ Hz}$) ohne Einwirkungen von unzulässigen parasitären Belastungen.
- Zusätzliche Veränderung des Nullsignals (nach Abgleich der Nullsignalveränderung durch den Einbau) während des Betriebs $> \pm 1 \%$ ($> \pm 50 \text{ Hz}$).
- Kalibriersignal-Abweichung $> \pm 0,1 \%$ gegenüber der Angabe auf dem Typenschild oder Prüfprotokoll.

Diese Angaben gelten für stabile Referenztemperaturbedingungen und eine Aufwärmphase für den Aufnehmer von 15 Minuten. Im eingebauten Zustand ist darauf zu achten, dass keine zusätzlichen Drehmomente, etwa durch Verspannungen im Wellenstrang, in den Aufnehmer eingeleitet werden. Da das Kalibriersignal additiv aufgeschaltet wird, sind eventuelle Nullpunktverlagerungen zu berücksichtigen.

Die Überprüfung mittels Kalibriersignal und Nullpunktbeobachtung kann je nach Einsatzfall oder Qualitätsvorschriften bei verschiedenen Anwendern die mechanische Kalibrierung (siehe Kapitel 7) nicht ersetzen. Bei der Shuntkalibrierung handelt es sich um ein rein elektrisches Verfahren. Theoretisch könnte es vorkommen, dass damit das Ablösen der Dehnungsmessstreifen (DMS) ohne Veränderung ihres Widerstands oder der EKS (E-Modul-Kompensation) nicht erfasst wird. Die Praxis und die Erfahrung zeigen aber, dass dies bei richtig verarbeiteten DMS nicht der Fall ist und ein Ablösen in der Regel nur durch irreguläre Betriebszustände wie einen Messstellenbruch erfolgt.

Während der Produktion wird anhand der an jedem Individuum durchgeführten Messungen sichergestellt, dass die DMS richtig verarbeitet wurden. Dies dokumentiert u. a. das Prüfprotokoll. Damit lässt sich mit Hilfe des Kalibriersignals und des Nullpunkts die einwandfreie Funktion der Drehmoment-Messflansche innerhalb der spezifizierten Daten sehr einfach beurteilen.

Eine plastische Verformung des Rotors durch Überlastung infolge Biegemomenten und/oder Querkräften muss durch richtigen Einbau ausgeschlossen werden, da sich diese Überlastungen nicht in jedem Fall im Null- oder Kalibriersignal zeigen. Sollte dennoch der Verdacht einer Überlastung bestehen, kann oft leicht durch die Überprüfung der Rundlauf- und Parallelitätseigenschaften von Drehmomentein- und -ausleitung eine Aussage getroffen werden.

5.1.3 Abmessungen

Bei der konstruktiven Gestaltung der Drehmomentmessung kommt den äußeren Abmessungen des Drehmomentaufnehmers eine nicht unerhebliche Bedeutung zu. Die Abmessungen des Drehmomentaufnehmers werden durch das erforderliche Nenndrehmoment und sonstige Festigkeitsanforderungen bestimmt, hängen aber auch entscheidend von der Bauform der Messkörper ab. Nähere Ausführungen zu den unterschiedlichen Messkörperbauformen finden sich in Kapitel 3.

Steht wenig Platz für den Drehmomentaufnehmer zur Verfügung, können die Abmessungen den Ausschlag geben, ob eine Drehmoment-Messwelle konventioneller, langer Bauform oder ein Drehmoment-Messflansch eingesetzt wird. Wird beispielsweise geplant, einen bestehenden älteren Leistungsprüfstand, der bisher ohne Drehmomentmessung im Wellenstrang betrieben wurde, mit einem rotierenden Drehmomentaufnehmer nachzurüsten, steht oft insbesondere in axialer Richtung wenig Platz zur Verfügung. In solchen Fällen ermöglicht häufig nur der Einsatz der besonders kurz bauenden Drehmoment-Messflansche eine Lösung.

Ist der zur Verfügung stehende Platz in der Breite oder Höhe so eingeschränkt, dass sich daraus entscheidende Einschränkungen für den möglichen Durchmesser des Drehmomentaufnehmers ergeben, kann neben den traditionellen Drehmoment-Messwellen auch der im Außendurchmesser reduzierte Drehmoment-Messflansch T10FS eingesetzt werden. Dieser ist nur geringfügig länger als der Drehmoment-Messflansch T10F.

Ist der in der Höhe verfügbare Raum so eingeschränkt, dass sich Platzprobleme durch den Stator oder die Kabelabgänge ergeben, kann das Problem oft umgangen werden, indem der Stator gedreht eingebaut wird.

5.1.4 Mechanische Anschlussarten

Von den bereits in Kapitel 3 vorgestellten Drehmomenteinleitungen werden in diesem Kapitel die für die Prüfstandanwendungen besonders wichtigen Verbindungen

- Klemmverbindung
- Verschraubter Flansch

behandelt.

Bei den Klemmverbindungen kommen hauptsächlich das radiale Verspannen oder das Konusprinzip zur Anwendung. Bild 5.4 zeigt die Prinzipien. Das radiale Verspannen wird bei geringeren Anforderungen an die maximale Drehzahl und bei kleineren zu übertragenden Drehmomenten verwendet.

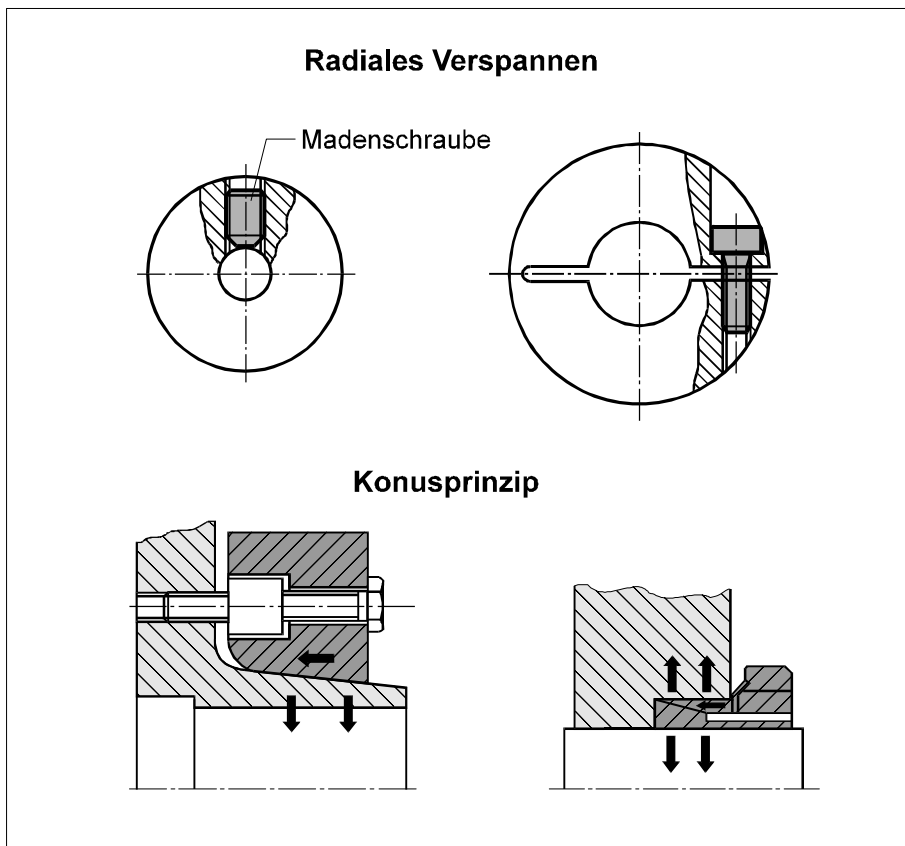


Bild 5.4 Klemmverbindungen für Wellenstumpf

Die Klemmung erfolgt in der Regel nicht symmetrisch sondern mehr oder weniger punktförmig. Bei hohen Anforderungen an Drehzahl und Drehmomentübertragung kommt das Konusprinzip zum Tragen. Bei diesem Prinzip wird, wie Bild 5.5 zeigt, über schräge Flächen und axialer Verspannung eine Klemmkraft erzeugt, die bei richtiger Handhabung eine optimale Drehmomenteinleitung sicherstellt. Bei sehr hohen Drehmomenten können auch mehrere Konusspannsätze hintereinander verwendet werden.

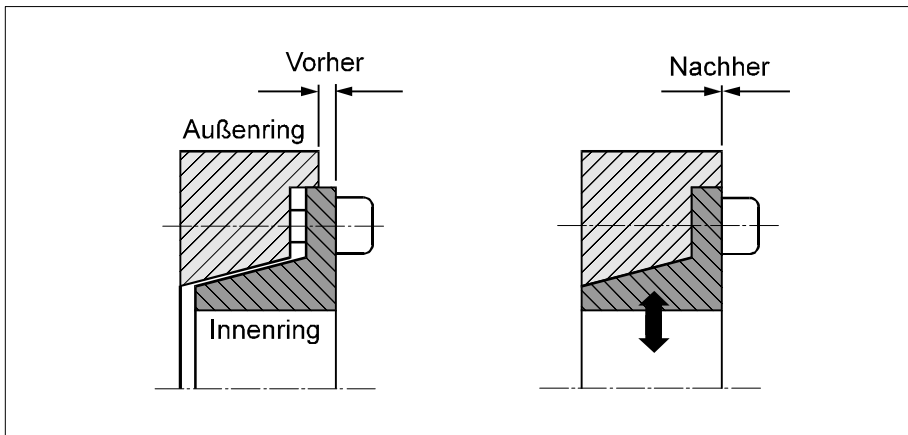


Bild 5.5 Flucht der Stirnflächen

Bei Klemmverbindungen wird HBM oft nach der Toleranz gefragt, die der Kunde ausführen sollte. Dies ist nicht allgemein zu beantworten, da hier die Anwendungsforderungen sehr genau geprüft werden müssen und die Montagemöglichkeiten des Kunden zu berücksichtigen sind. Aussagen sind dann möglich, wenn sie von HBM-Komponenten abzuleiten sind. Beispielsweise ist bei der Faltenbalg-Kupplung für die Drehmoment-Messwelle T20WN der Bohrungsdurchmesser mit H7-Toleranz ausgeführt.

Für eine korrekte Drehmomenteinleitung sind die Wellendurchmesser in j6-Toleranz auszuführen. Damit ergibt sich die Vorzugspassung H7/j6, die nach [4] als Schiebepassung definiert ist. Schiebepassungen sind in der Regel gegen Verdrehen zusätzlich zu sichern. Dies ist bei der Klemmverbindung nicht nötig, da über die Klemmung mit vorgeschriebenem Anzugsmoment der Schrauben eine korrekte spielfreie, reibschlüssige Drehmomenteinleitung gegeben ist.

Beim verschraubten Flansch ist bei herkömmlichen Drehmoment-Messwellen die Schraubeneinsteckrichtung beliebig. Bild 5.6 verdeutlicht dies am Beispiel der Drehmoment-Messwelle T32FN. Bei von innen nach außen gesteckten Schrauben können auf der Anwendungsseite Gewindebohrungen zur Aufnahme der Schrauben vorgesehen werden.

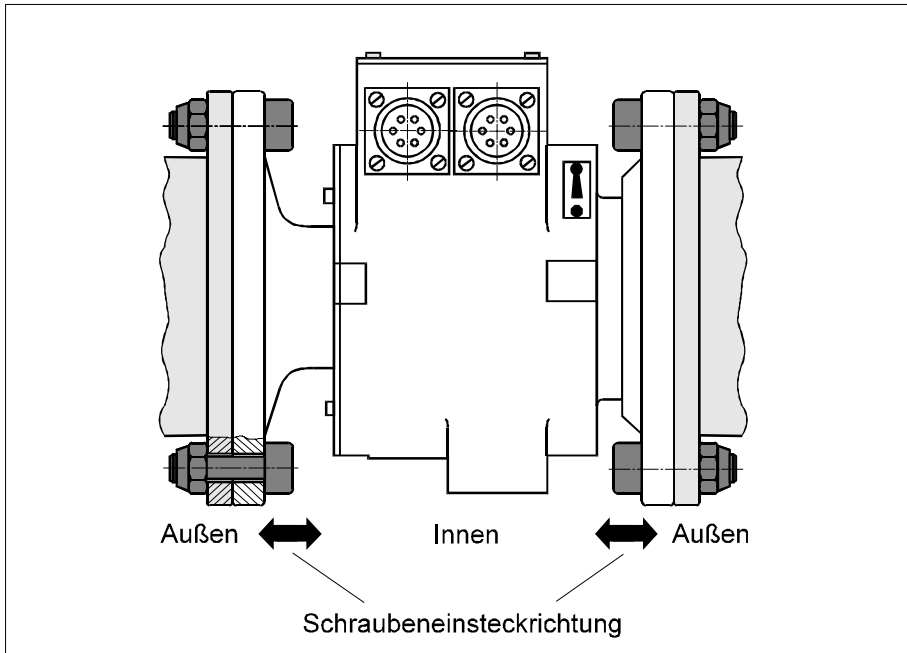


Bild 5.6 Drehmoment-Messwelle T32FN mit Flanschanschlüssen

Darüber hinaus gibt es auch die Möglichkeit der Durchgangsbohrungen. Hier wird dann eine Mutter-Schrauben-Kombination eingesetzt. Eine Mutter-Schrauben-Kombination wird auch benötigt, wenn die Schrauben von außen eingeführt werden. Hier muss auf alle Fälle der Kundenflansch eine Durchgangsbohrung besitzen. Da die Drehmomentübertragung bei HBM-Drehmomentaufnehmern ausschließlich über Reibschluss erfolgt, sind Passbohrungen nicht nötig und aufgrund der vorhandenen Toleranzen unzulässig.

Bei den Drehmoment-Messflanschen wird von einer Seite geschraubt. Eine Flanschseite besitzt Gewindebohrungen, die zweite Flanschseite Gewindebohrungen und Durchgangslöcher. Bild 5.7 zeigt dies am Beispiel des Drehmoment-Messflanschs T10F. Auf der linken Seite befindet sich der anwendungsseitige Anschlussflansch. An ihn wird der Messkörper des Drehmoment-Messflanschs T10F angeschraubt. Wird aufgrund unterschiedlicher Flanschbilder ein Zwischenflansch benötigt, wird dieser an den Adapterflansch angeschraubt. Alle Verschraubungen erfolgen in diesem Beispiel von der rechten Seite.

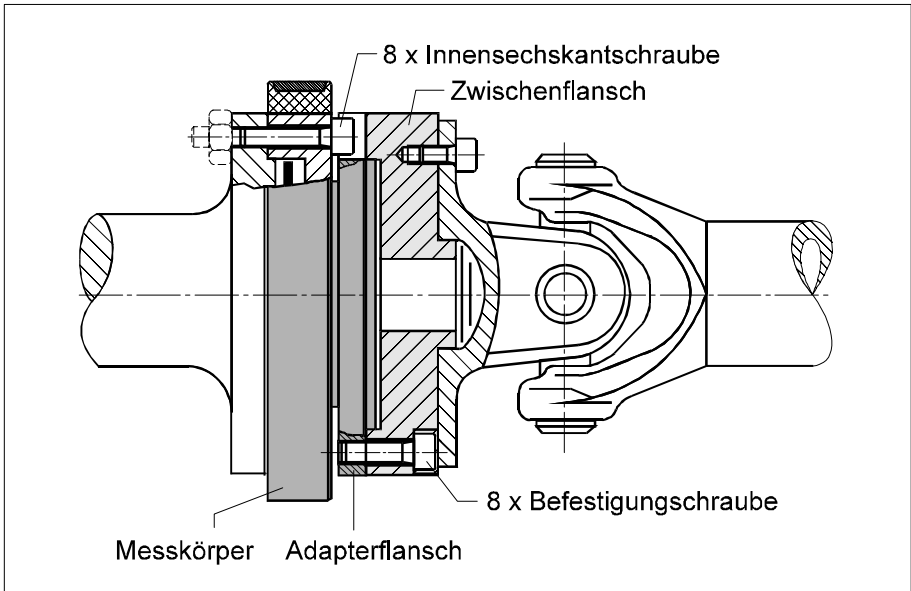


Bild 5.7 Verschraubung des Rotors beim Drehmoment-Messflansch T10F

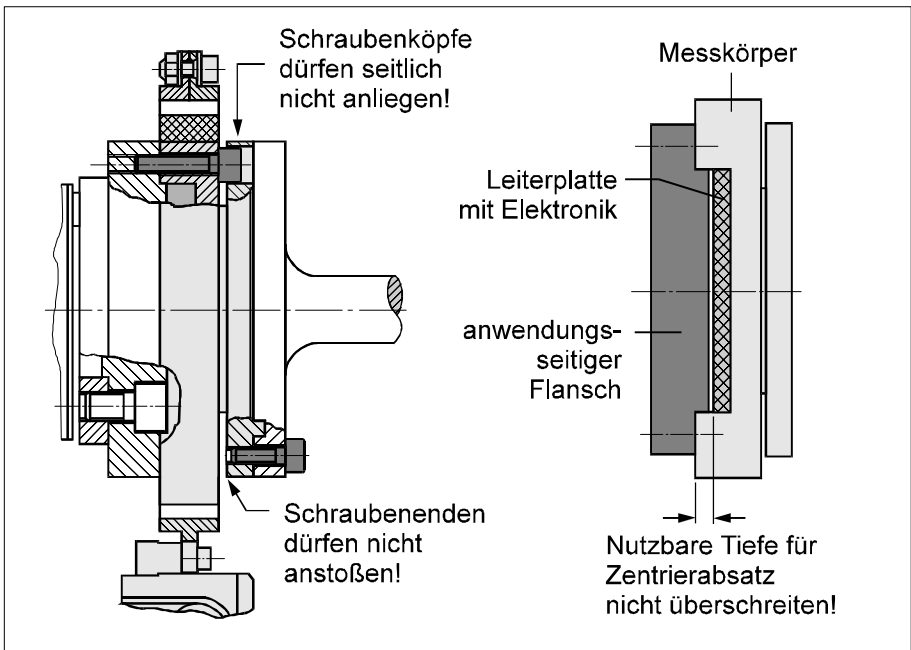


Bild 5.8 Kritische Bereiche bei Montage des Drehmoment-Messflanschs T10F

Diese Art der Verschraubung bedingt eine sorgfältige Durchführung der Montage. Obwohl in der Montagevorschrift eindeutige Montagehinweise gegeben werden, kommt es immer wieder zu typischen Montagefehlern. Bild 5.8 zeigt die kritischen Bereiche.

Zu lange anwendungsseitige Schrauben im Adapterflansch

Dies bewirkt eine starke axiale Vorspannung des Drehmoment-Messflanschs bis hin zur Überlastung des Messkörpers. Sichtbare Auswirkungen sind starker Nullsignalversatz bis hin zum mechanischen Bruch bei schweren Fällen.

Überschreitung der nutzbaren Tiefe für den Zentriersitz

Die starke axiale Verspannung kann zur plastischen Verformung der Leiterplattenhalterungen und Beschädigung der Leiterplatte im Rotor führen. Darüber hinaus kann der Messkörper verspannt werden. Dies führt zu Nullpunktverschiebungen und ggf. Kennwertabweichung gegenüber der ursprünglichen Kalibrierung.

Anliegende Schraubenköpfe im Adapterflansch

Hierdurch entstehen undefinierte Drehmomentnebenschlüsse die zu Fehlmessungen führen können.

Beim Drehmoment-Messflansch T10FS sind die oben genannten Punkte unkritischer, da wie Bild 5.9 zeigt, die Schraubenköpfe nicht anliegen können und zu lange Schrauben eindeutig optisch zu erkennen sind.

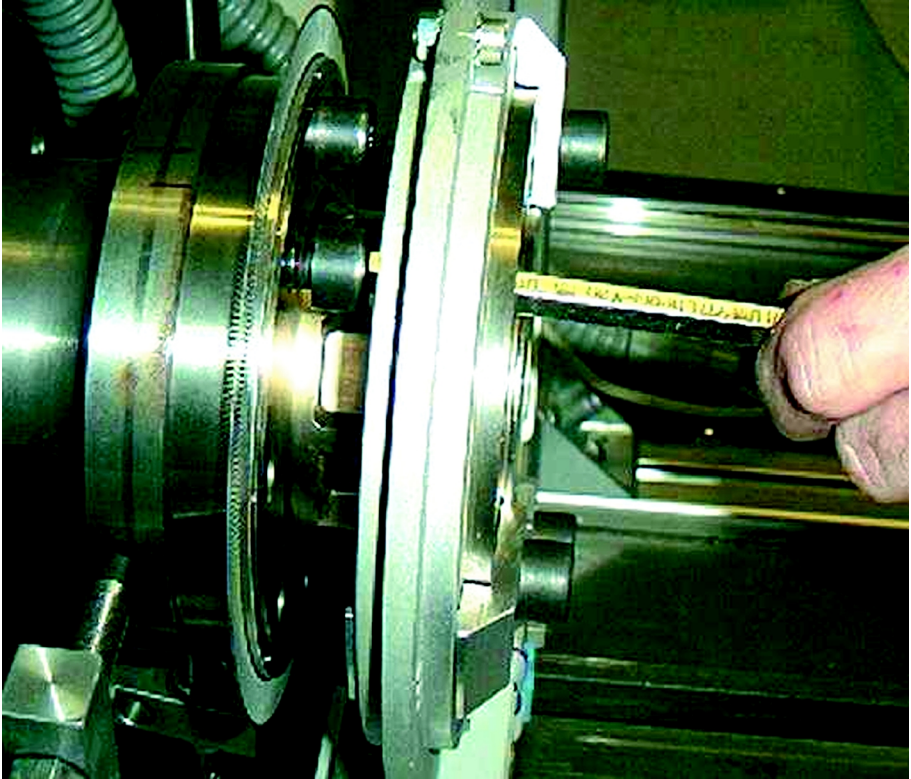


Bild 5.9 Montage des Drehmoment-Messflanschs T10FS

5.1.5 Auswuchten

Durch Auswuchten wird die Massenverteilung eines rotierenden Körpers derart verbessert, dass dieser in seiner Lagerung ohne Wirkung von freien Fliehkräften umläuft. Kapitel 4 zeigt die rotordynamischen Auswirkungen von Unwuchten. Unwuchten wirken sich aus als Biegemomente im Wellenstrang, Kräfte in den Lagerungen, im Fundament sowie durch Schwingungen der Maschine mit der Umlauffrequenz der Unwucht. Angaben über benötigte Auswuchtgütestufen und die damit verbundenen zulässigen Unwuchten sind in der Richtlinie DIN ISO 1940 aufgeführt. Weitere Hinweise sind in Kapitel 4 zu finden.

Je nach Art der von HBM gelieferten Drehmomentaufnehmer-Kupplung-Kombination wird prinzipbedingt verschieden gewuchtet.

Bei Kombinationen aus Drehmoment-Messwelle und Renk Bogenzahn-Kupplungen® werden die Kupplungsgehäuse montiert und dann dynamisch ausge-

wuchtet. Aufgrund der Kupplungsbauart können nur die Kupplungsgehäuse mitgewuchtet werden. Die Kupplungsnapen würden sich verlagern, so dass diese getrennt ausgewuchtet werden. Der Anwender muss daher seine Anlage mit angebauten Kupplungsnapen, aber ohne Messwelle und Kupplungsgehäuse, auswuchten. Grundsätzlich sollten die mit der Messwelle verchromten Kupplungsgehäuse nicht mehr demontiert werden. Ist eine Demontage unumgänglich, ist folgendes zu beachten: alle Teile (Flansche, Schrauben usw.) sind so zu kennzeichnen, dass sie genau in der gelieferten Anordnung wieder zusammengefügt werden können. Die vorgeschriebenen Anzugsmomente für die Schrauben sind den Maßzeichnungen der Kupplung zu entnehmen.

Eine getrennte und wieder zusammengefügte Welle-Kupplung-Kombination kann ohne nochmalige Wuchtung nicht mehr mit der von HBM angegebenen maximalen Betriebsdrehzahl betrieben werden. Praktische Erfahrungen zeigen allerdings, dass bei sorgfältiger Montage bis zu einer Drehzahl von 3000 min^{-1} ein nachträgliches Auswuchten nicht erforderlich ist. Die noch zulässige Drehzahl muss ggf. durch Messen des Schwingwegs und der Schwinggeschwindigkeit ermittelt werden. Die Amplitude der auftretenden Schwingung wird von der Masse der mitschwingenden Gehäuse und Fundamente, der Steifigkeit der Lagerung oder des Fundaments und der Resonanznähe, kurz, dem dynamischen Verhalten der gesamten Anlage beeinflusst.

Bild 5.10 zeigt beispielhaft die dynamische Anwendungsgrenze der Drehmoment-Messwelle T32FN, innerhalb der die mechanische Belastbarkeit gewährleistet ist. Siehe auch Abschnitt 5.1.1. Die relative Wellenschwingung im Bereich der Anschlussflansche s_{max} ist in Anlehnung an DIN 45670/VDI 2059. Die Grenzwerte beziehen sich nur auf die T32FN und gelten nicht für angeschlossene Maschinenanlagen. Werden diese Grenzen im Dauerbetrieb überschritten, ist mit mechanischen Schäden an der Messwelle zu rechnen.

Bei von HBM montiert ausgelieferten Lamellenkupplungen erfolgt nach der Montage keine nochmalige gemeinsame Wuchtung. Konstruktionsbedingt ist dies für die einzelnen Anwendungen nicht erforderlich. Drehmomentaufnehmer und Kupplung werden bei der Produktion entsprechend ihrer Spezifikation einzeln gewuchtet.

Bei BSD-Thomas-Kupplungen für die Drehmoment-Messwellen T34FN sorgen die verwendeten Klemmnaben durch eine exakte Zentrierung und absolut spielfreie mechanische Verbindung für eine vernachlässigbare Beeinflussung der Wuchtgüte.

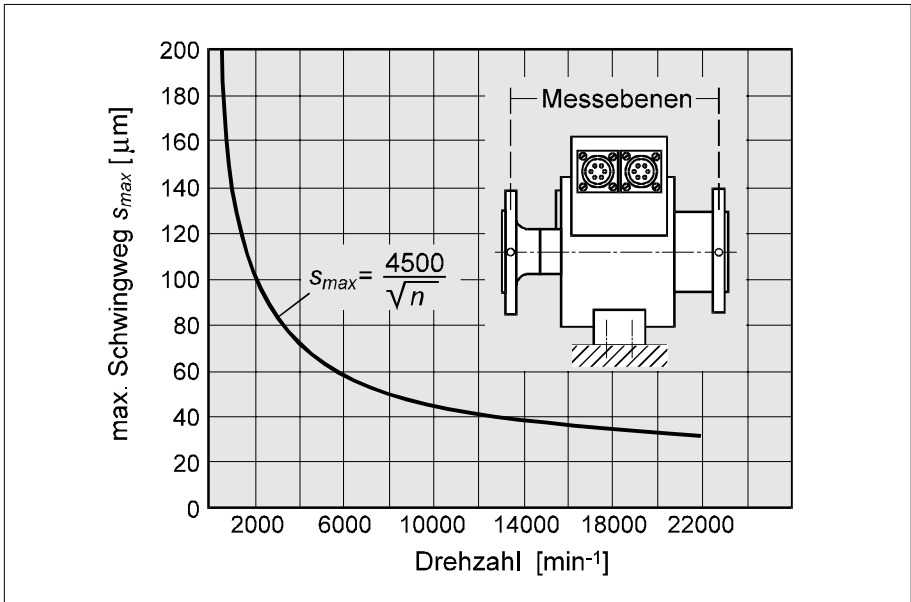


Bild 5.10 Schwingweg über Drehzahl für Drehmoment-Messwelle T32FN

BSD Drehsteife Kupplungen MODULFLEX® für den Drehmoment-Messflansch T10F stellen eine Verbindung mittels verschraubten Flanschs dar. Die Kupplungen werden inklusive den ausgewogenen Schrauben gewuchtet. Aufgrund der Konstruktion können sich die Schrauben bei der Montage nur minimal verlagern und somit kommt es zu keiner nennenswerten Beeinflussung der Wuchtgüte.

Obwohl die gelieferten Drehmomentaufnehmer-Kupplung-Kombinationen für die spezifizierten maximalen Drehzahlen gewuchtet sind, ist von Fall zu Fall die Wuchtung des gesamten Wellenstrangs nach dem Einbau zu prüfen. Diese sogenannte Betriebswuchtung sorgt dann für optimale Laufruhe.

5.2 Einbau im Wellenstrang

Dieser Abschnitt befasst sich mit der Gestaltung des Wellenstrangs in Hinblick auf eine mechanisch saubere Übertragung sowohl des Drehmoments als auch aller Kräfte und Momente, die durch die Lagerung aufgenommen werden müssen. Eine mechanisch saubere Übertragung muss zunächst die grundsätzliche maschinenbauliche Forderung nach einer statisch bestimmten Lagerung erfüllen. Zusätzlich sollten die Belastungen des Drehmomentaufnehmers minimiert werden. Durch die Gestaltung des Wellenstrangs können insbesondere die parasitären Belastungen beeinflusst werden, je nach Umfeld und Zielsetzung der Messung auch mögliche Torsionsschwingungen.

Zur Verwirklichung dieser Zielsetzung fällt den Kupplungen und sonstigen Ausgleichselementen eine tragende Rolle zu. Denn hiermit lassen sich in Zusammenspiel mit entsprechender Lagerung Zwangsverformungen vermeiden.

5.2.1 Ausgleichselemente im Wellenstrang

Biegeelastische Einfachgelenkkupplungen

Die Aufgabe biegeelastischer Kupplungen ist der Ausgleich von geometrischen Fehlern. Dies kann ein statischer Versatz infolge von Ausrichtfehlern sein, aber auch ein mitrotierender Fehler infolge von Flansch- oder Zentrierfehlern. Daneben sind auch dynamische Verformungen möglich. Die Rückstellkräfte sind dabei überall gering. Bei biegeelastischen Kupplungen ist zu beachten, dass diese zwar gegenüber Biegeverformung elastisch sind, gegenüber Torsionsverformung in der Regel aber bewusst steif ausgelegt werden. Man spricht oft auch von drehsteifen Kupplungen.

Die Einfachgelenkkupplung, oder Halbkupplung, kann radialen Winkelversatz ausgleichen. Die meisten Bauformen von Einfachgelenkkupplungen erlauben darüber hinaus auch geringen Axialversatz. Wie die Bezeichnung Einfachgelenkkupplung sagt, erfüllt sie kinematisch die Funktion eines Gelenks (z. B. Kreuzgelenk), jedoch bewirkt sie im Gegensatz zum idealen Gelenk oft Rückstellkräfte bzw. -momente. Die zulässigen Grenzen für Winkel- und Axialversatz sind den technischen Daten zu entnehmen. Diese sind in der Regel recht klein, der maximal zulässige Winkelversatz etwa ist typischerweise deutlich geringer als ein Winkelgrad.

Der Einsatz von zwei Einfachgelenkkupplungen ermöglicht einen Ausgleich auch von Parallelversatz, bietet also die Funktionalität einer Doppelgelenkkupplung. In Verbindung mit längeren Wellenstücken, die beidseitig über je eine Einfachgelenkkupplung in den Strang eingebunden sind, kann auch die Funktionalität einer Gelenkwelle nachgebildet werden.

Beispiele für konkrete Ausführungsformen sind die Lamellenkupplung oder die Bogenzahnkupplung, wie sie in Bild 5.11 und Bild 5.12 gezeigt sind. Bei der Bogenzahnkupplung wird das Drehmoment durch Formschluss zwischen den Verzahnungen des äußeren und des inneren Teils übertragen. Durch die in Längsrichtung gerundete Form der Außenverzahnung des inneren Teilelements sind Winkelbewegungen möglich. Bei der Lamellenkupplung ist die Winkelbeweglichkeit durch dünne ringförmige Stahllamellen verwirklicht, die senkrecht zur Drehachse angeordnet sind, so dass sie gegenüber Torsionsbewegungen sehr steif sind.

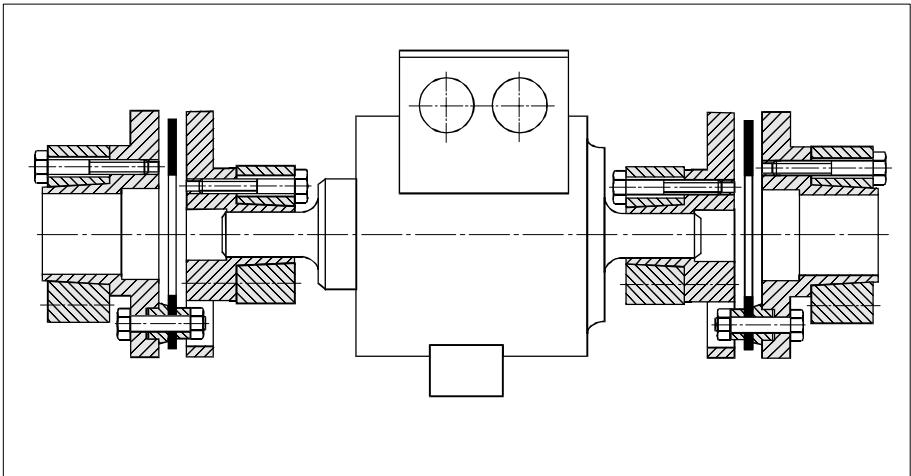


Bild 5.11 Drehmoment-Messwelle T34FN mit Stahllamellenkupplung

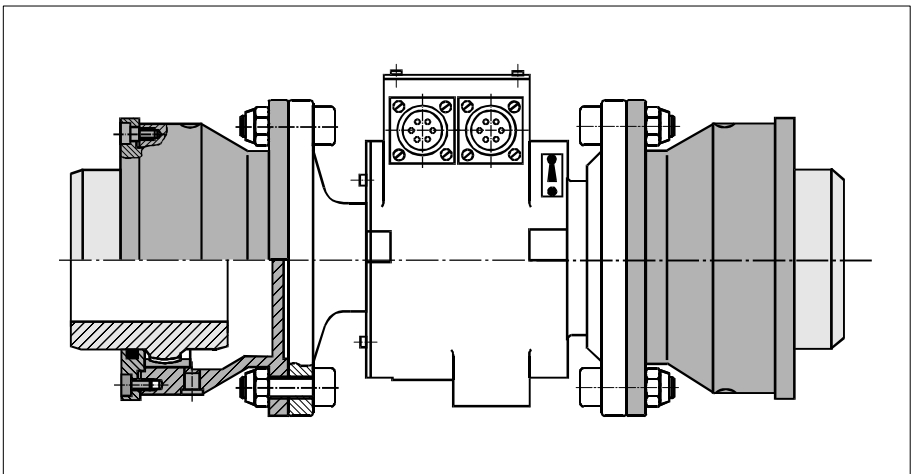


Bild 5.12 Drehmoment-Messwelle T32FNA mit Renk-Bogenzahn-Kupplung®

Biegeelastische Doppelgelenkkupplung

Eine Doppelgelenkkupplung oder Vollkupplung kann radialen Winkelversatz sowie radialen Parallelversatz ausgleichen. Die meisten Bauformen erlauben auch hier einen geringen Axialversatz. Die Doppelgelenkkupplung erfüllt kinematisch die Funktion zweier Gelenke (z. B. Kreuzgelenke), die durch ein kurzes Wellenstück miteinander verbunden sind. Sie entspricht also in Zahl und Art der Freiheitsgrade einer Gelenkwelle.

Im Gegensatz zur idealen Gelenkwelle erzeugt die Doppelgelenkkupplung in der Regel Rückstellkräfte bzw. -momente. Die zulässigen Grenzen für Winkel-Parallel- und Axialversatz sind wie bei den Einzelgelenkkupplungen klein, daher ist der Einsatz solcher Kupplungen vor allem dort günstig, wo der Ausgleich sich auf die nie völlig zu vermeidenden Ungenauigkeiten bei der Montage beschränkt, so dass Zwangsverformungen und die damit verbundenen inneren Verspannungen vermieden werden.

Wie bei Einfachgelenkkupplungen gilt, dass die Kupplungen, speziell im Zusammenspiel mit Drehmomentaufnehmern, gegen Torsion eine ausgesprochen hohe Steifigkeit aufweisen.

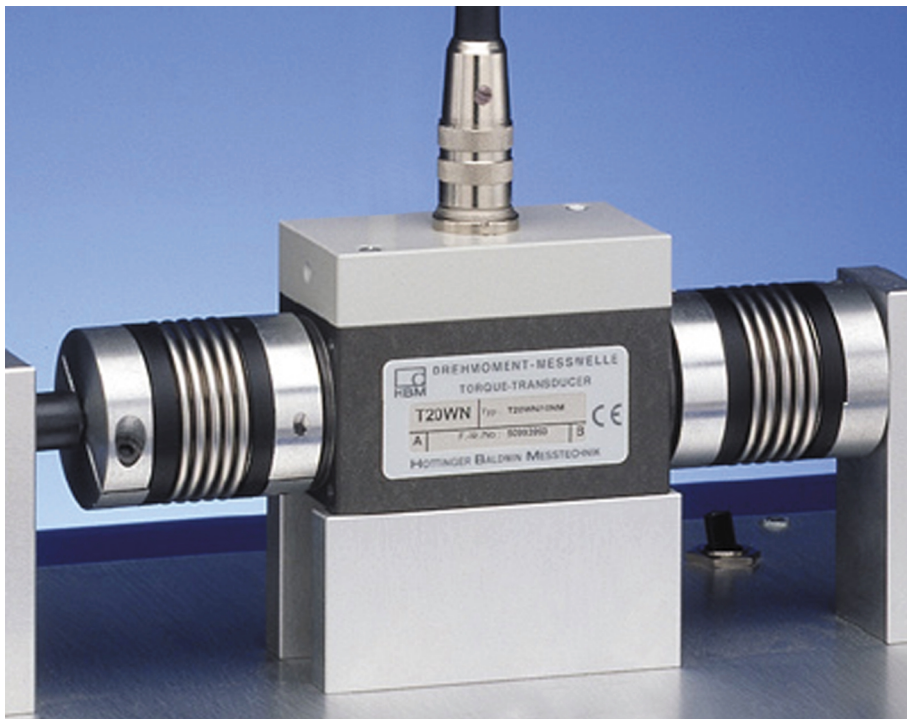


Bild 5.13 Drehmoment-Messwelle T20WN mit Faltenbalgkupplungen

Bauprinzipien von Vollkupplungen, wie sie im Zusammenspiel mit Drehmomentaufnehmern eingesetzt werden, sind Stahllamellenkupplungen und Kuppelungen, die in mehrere Richtungen verformbar sind. Bei Stahllamellenkupplungen sind zwei Lamellen oder Lamellenpakete erforderlich, um die Funktionalität von zwei Gelenken zu erreichen. Beispiele sind in Bild 5.13 und Bild 5.14 gezeigt.

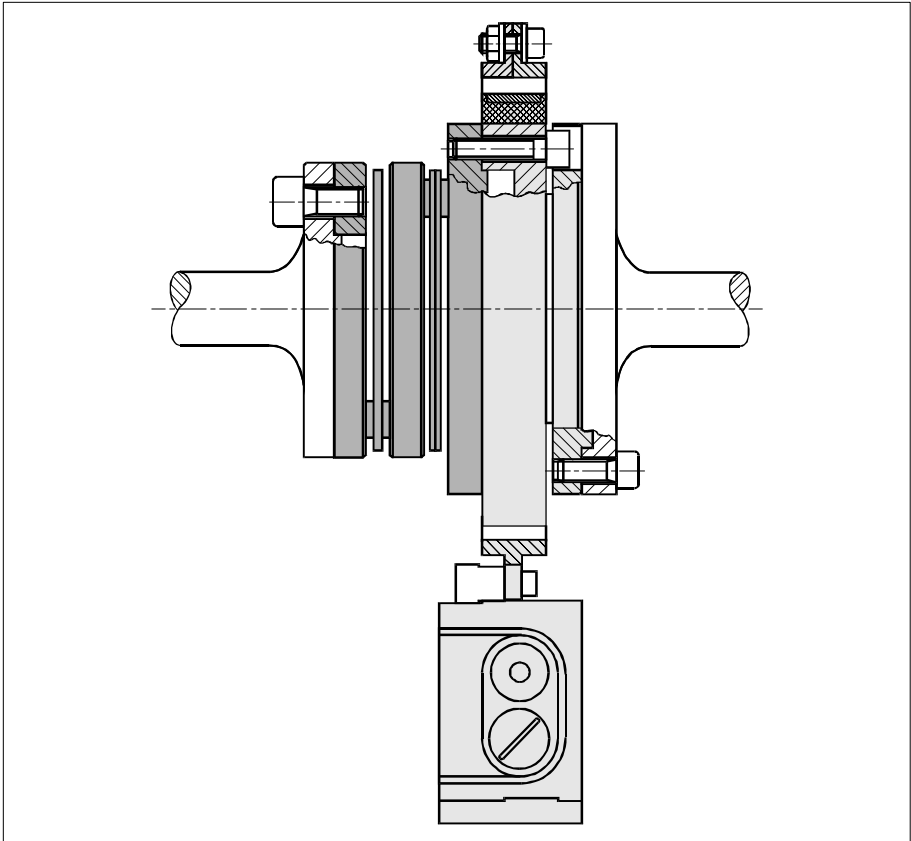


Bild 5.14 Drehmoment-Messflansch T10F mit Stahllamellenkupplung

Gelenkwellen

Durch die zwei Gelenke und das dazwischen angeordnete gerade Wellenstück können sowohl radialer Winkelversatz wie auch radialer Parallelversatz ausgeglichen werden. Die Wirkungsweise entspricht also derjenigen der Doppelgelenkkupplung. Jedoch bewirken die Gelenke, abgesehen von Reibungseinflüssen, keine Rückstellkräfte oder -momente.

Die Gelenke in Gelenkwellen erlauben größere Auslenkungen als die elastischen Elemente in Kupplungen, so dass Gelenkwellen zum Ausgleich von

großem radialem Versatz geeignet sind, was den Hauptunterschied der Einsatzfelder von Doppelgelenkkupplungen und Gelenkwellen ausmacht.

Gelenkwellen sind immer dort vorzusehen, wo ein Versatz oder eine Beweglichkeit der einzelnen Abschnitte des Wellenstrangs gegeneinander konstruktiv vorgesehen ist. Sie werden ferner eingesetzt, wenn die Montage prinzipbedingt nicht genau genug erfolgen kann, um die Verformungsgrenzen elastischer Kupplungen sicher einzuhalten. Auch wenn Schwingungsbewegungen einzelner Aggregate im Wellenstrang zu erwarten sind, ist der Einsatz von Gelenkwellen meist ratsam.

Die in Gelenkwellen klassischen Typs verwendeten Kreuzgelenke bewirken bei größerem Beugewinkel eine Ungleichförmigkeit der Drehbewegung. Der Drehwinkel φ_2 an der Abtriebsseite des Kreuzgelenks entspricht nicht genau dem Drehwinkel φ_1 an dessen Antriebsseite, sondern eilt abwechselnd voraus und nach.

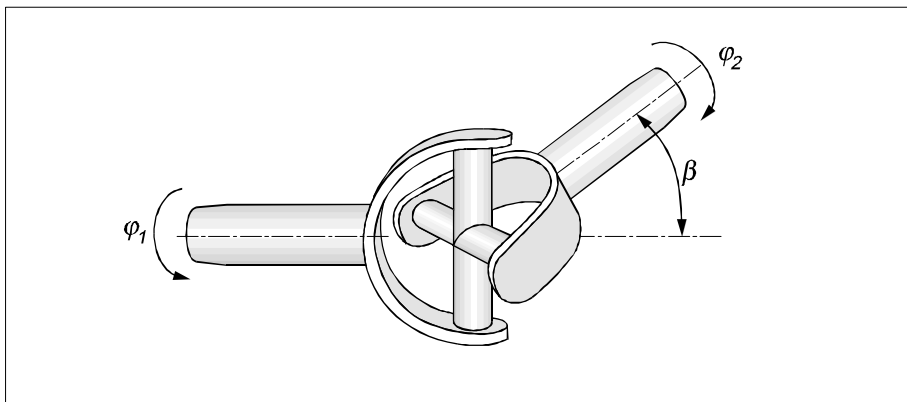


Bild 5.15 Kinematik des gebeugten Kreuzgelenks

Bei einem einzelnen Kreuzgelenk wie in Bild 5.15 skizziert, wird dieser Sachverhalt quantitativ in Abhängigkeit vom (hier der Einfachheit halber konstanten) Beugewinkel β durch die Formel

$$\tan \varphi_2 = \frac{\tan \varphi_1}{\cos \beta}$$

ausgedrückt. Daraus folgt für die Drehmomente M_{D2} und M_{D1} und für die Drehzahlen n_2 und n_1 an der Abtriebs- und der Antriebsseite

$$\frac{M_{D2}}{M_{D1}} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1 - \cos^2 \varphi_1 \sin^2 \beta}{\cos \beta}$$

Das heisst, dass das Drehmoment jeder Seite immer dann das relative Maximum durchläuft, wenn die Drehzahl dieser Seite ihr Minimum durchläuft. Sind die Beugewinkel beider Gelenke einer Kreuzgelenkwelle gleich, so gleichen sich jedoch die Ungleichförmigkeiten infolge beider Gelenke gerade aus, so dass an der Abtriebsseite der Gelenkwelle als Ganzes wieder gleiche Winkelgeschwindigkeit und gleiches Drehmoment vorliegen, wie an deren Antriebsseite.

Gleichlaufgelenkwellen, oder auch homokinetische Gelenkwellen, vermeiden jegliche Ungleichförmigkeit.

Verschiedene Hersteller definieren je nach Einsatzzweck unterschiedliche Bauformen von Gelenkwellen. So werden oft eine schwere und eine normale Ausführung unterschieden. Die Forderung nach Ausgleich auch eines möglichen axialen Versatzes wird durch Gelenkwellen spezieller Bauformen erfüllt. Die klassische Methode ist die Schiebehülse. Gerade bei Gleichlaufgelenkwellen ist jedoch teilweise auch in den Gelenken ein gewisser axialer Verschiebeweg möglich.

Eine weitere Unterscheidung von Gelenkwellen kann nach dem Flanschbild der Anschlussflansche getroffen werden. In Deutschland und Europa sind Flanschausführungen nach DIN gebräuchlich, daneben existieren auch die aus den USA stammenden SAE-Flanschbilder. Auch innerhalb der jeweiligen Gruppe existiert eine große Anzahl an Varianten.

Biegeelastischer Torsionsstab

Zum Ausgleich eines geringen Winkel- und Radialversatzes können auch biegeelastische Torsionsstäbe eingesetzt werden. Das sind sehr schlanke Wellenstücke, die durch ihre relativ große Länge eine sehr geringe Biegesteifigkeit aufweisen. Die Verbindung zum Wellenstrang erfolgt entweder durch Flansche oder durch Zahn- oder Vielkeilprofile. Ein oft entscheidender Vorteil des biegeelastischen Torsionsstabs ist, dass er extrem spielarm gegen Torsionsbewegungen ist.

Torsionselastische Kupplungen

Torsionselastische Kupplungen dienen zur Reduzierung von dynamischen Drehmomentüberhöhungen. Die erste Teilaufgabe hierbei ist, zu vermeiden, dass starke dynamische Spitzen des Drehmoments den Drehmomentaufnehmer erreichen. Ursachen und allgemeine Eigenschaften solcher Drehmomentspitzen sind in Kapitel 4 unter den Ausführungen zum dynamischen Drehmoment beschrieben. Zweite Teilaufgabe ist die Vermeidung von Drehschwingungsre-

sonanzen. Beides wird durch eine Kombination aus Drehdämpfung und Drehelastizität erreicht.

Die Drehdämpfung kann durch die Materialdämpfung elastischer Polymere erreicht werden, sowie durch Reibelemente im Inneren der torsionselastischen Kupplung. Oft werden beide Methoden in Kombination eingesetzt. Die Drehelastizität ist dabei einerseits Voraussetzung dafür, dass die notwendige Verdrehung der torsionselastischen Kupplung stattfindet, damit deren Drehdämpfung überhaupt wirken kann. Andererseits aber bewirkt die Drehelastizität, dass sich die torsionselastische Kupplung als mechanischer Tiefpass verhält. Wie aus den Ausführungen zu Torsionsschwingungen in Kapitel 4 abzuleiten ist, muss zur quantitativen Einschätzung der dämpfenden Wirkung einer torsionselastischen Kupplung eine Abschätzung der Eigenfrequenz des gesamter Wellenstrangabschnitts betrachtet werden.

Wird allerdings eine genaue Beobachtung des von einem Prüfling erzeugten Drehmoments samt der vollständigen Dynamik gewünscht, ist je nach Aufgabenstellung zu entscheiden, ob der Informationsverlust durch eine solche Filterung in Kauf genommen werden kann, oder ob nicht ein Drehmomentaufnehmer mit höherem Messbereich gewählt werden sollte, der die dynamischen Drehmomentspitzen verträgt und somit auch messen kann.

Überlastsicherungen

Bei der Betrachtung von Überlasten und den entsprechenden Sicherungsmaßnahmen in einem Wellenstrang sind zwei Fälle zu unterscheiden. Im einen Fall ist die Überlast aus Sicht der Drehmomentmessung Bestandteil des normalen Betriebs und damit oft die eigentlich interessierende Größe. So können beispielsweise Verschleißvorgänge durch Messen des Drehmoments verfolgt und beim Erreichen kritischer Werte der Antrieb über Grenzwertschalter abgeschaltet oder ein Alarm ausgelöst werden. In der Regel baut sich in solchen Fällen die Überlastung langsam auf und ein Abschalten des Antriebs ist ausreichend schnell.

Im zweiten Fall dagegen resultiert die Überlast aus Störfällen, wie dem Blockieren von Bremsen oder Getrieben oder dem Kurzschluss der Erregerwicklung eines Gleichstrommotors. Bei solchen Störfällen würde das Abschalten eines Antriebs auf Basis der Messinformationen gewöhnlich zu spät kommen. Eine Absicherung des Drehmomentaufnehmers und des übrigen Wellenstrangs gegen solche Überlastungen erfordert, dass der Wellenstrang mechanisch aufgetrennt wird.

Dies kann je nach Anwendungsfall durch mechanische Überlastsicherungen, sogenannte Sicherheitskupplungen, erreicht werden. Als Ausführungsformen werden beispielsweise eingesetzt:

- Rutschkupplungen
- Kupplungen in denen das Drehmoment formschlüssig durch Mitnehmerkörper übertragen wird, die aber von einer elastischen Feder am Platz gehalten werden, so dass sie bei zu großem Drehmoment herausgedrückt werden
- Pneumatische oder hydraulische Kupplungen
- Magnetkupplungen
- Absicherungen mit Scherbolzen

Ob durch eine solche mechanische Überlastsicherung die gewünschte Absicherung erreicht wird, hängt vom Aufbau des Wellenstrangs ab und von der Art der Störfälle, mit denen zu rechnen ist. Auch die Frage, welche Bauform in Frage kommt, hängt stark von der Anwendung ab.

Eine entscheidende Schwierigkeit besteht darin, dass die bei den geschilderten Arten von Störfällen auftretenden Lastspitzen hochdynamisch sind, aber auch die mechanischen Überlastsicherungen mit einer gewissen Trägheit ansprechen. Insbesondere laufen solche Lastspitzen in Form einer Torsionsverformung als Stoßwelle durch den Wellenstrang, so dass ein rechtzeitiges Auslösen einer mechanischen Überlastsicherung davon abhängt, ob diese Stoßwelle zuerst die Überlastsicherung erreicht oder den Drehmomentaufnehmer oder ein sonstiges Bauteil im Wellenstrang, das durch die Überlast Schaden nimmt.

Die Einschätzung, ob eine mechanische Überlastsicherung sinnvoll eingesetzt werden kann, muss von demjenigen getroffen und verantwortet werden, der die Anwendung als Gesamtheit auslegt.

5.2.2 Auswirkungen von geometrischen Fehlern des Wellenstrangs

Aufgrund der stets vorhandenen Fertigungs- und Montagetoleranzen sind die verschiedenen Komponenten eines Wellenstrangs nie vollständig fluchtend und nie vollständig zueinander zentriert. Der erstgenannte Mangel wird als Fluchtungsfehler oder statischer Versatz bezeichnet und stellt eine Abweichung im feststehenden, nicht rotierenden Bezugssystem dar. Der zweitgenannte Mangel wird als Flansch- oder Zentrierfehler bezeichnet und stellt eine mitrotierende Abweichung dar. Bedeutsam ist der Versatz, weil er zu Zwangsverformungen führt, wenn die Komponenten zu einem Wellenstrang verbunden werden. Diese Zwangsverformungen wirken sich dann als Zwangskräfte und -momente aus, wie im Abschnitt über parasitäre Belastungen in Kapitel 4 ausge-

führt ist. Um diese Zwangskräfte und -momente zu vermeiden oder deren Auswirkung zu minimieren, sind die oben bereits vorgestellten Ausgleichselemente in der richtigen Weise einzusetzen.

Radialer Winkelversatz

Das Prinzip des radialen Winkelversatzes ist in Bild 5.16 am Beispiel zweier einfacher gerader Wellenstücke skizziert, die miteinander durch eine Flanschverbindung verbunden werden sollen.

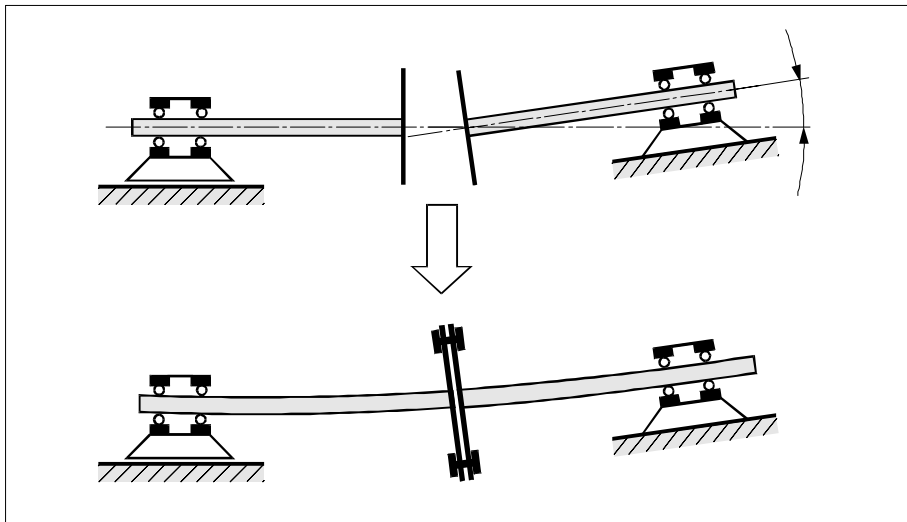


Bild 5.16 Radialer Winkelversatz ohne Ausgleichselement

Wie die Darstellung am geöffneten Strang zeigt, schneiden sich die Mittellinien der zwei Wellenabschnitte, sind aber nicht parallel. Die Darstellung des ohne Ausgleichselement geschlossenen Strangs zeigt die Zwangsverformung, man erkennt hier die Biegebelastung. Wenn in einen der beiden Wellenabschnitte ein Drehmomentaufnehmer integriert ist, wirkt ein Biegemoment als parasitäre Last auf diesen. Die Größe des Biegemoments hängt von den Biegesteifigkeiten des Aufnehmers selbst und der Welle ab. Auch Lager werden durch Biegemomente belastet, sofern sie keinen Kippfreiheitsgrad bieten.

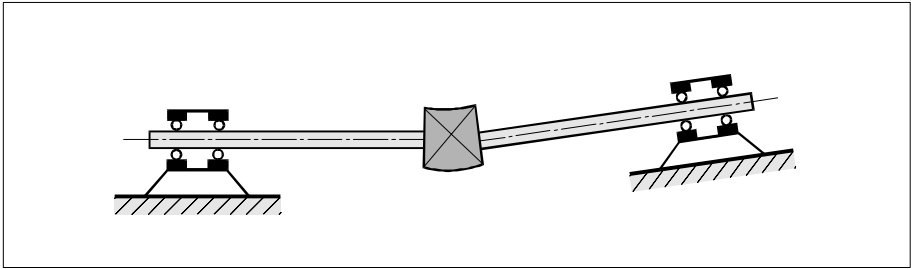


Bild 5.17 Radialer Winkelversatz mit Einfachgelenkkupplung

Zum Ausgleich von radialem Winkelversatz reicht eine Einfachgelenkkupplung aus, wie Bild 5.17 zeigt. Natürlich können auch Doppelgelenkkupplungen und Gelenkwellen verwendet werden und sind in der Praxis auch normalerweise anzutreffen, weil schließlich mehrere Typen von Versatz gleichzeitig auftreten können. Den größten Versatz kann eine Gelenkwelle ausgleichen.

Radialer Parallelversatz

Das Prinzip des radialen Parallelversatzes ist in Bild 5.18 am Beispiel zweier einfacher gerader Wellenstücke skizziert, die miteinander durch eine Flanschverbindung verbunden werden sollen.

Man erkennt, dass vor dem Schließen des Strangs die Mittellinien der zwei Wellenabschnitte parallel sind, sich aber nicht schneiden. Schließen des Strangs führt zu Zwangsverformungen, hier sowohl in Form von Biegung als auch Radialkraft.

Zum Ausgleich von radialem Parallelversatz ist eine Doppelgelenkkupplung, eine Kombination aus zwei Einfachgelenkkupplungen oder eine Gelenkwelle erforderlich, wie in Bild 5.19 skizziert. Wie beim reinen Winkelversatz kann den größten Versatz auch hier eine Gelenkwelle ausgleichen.

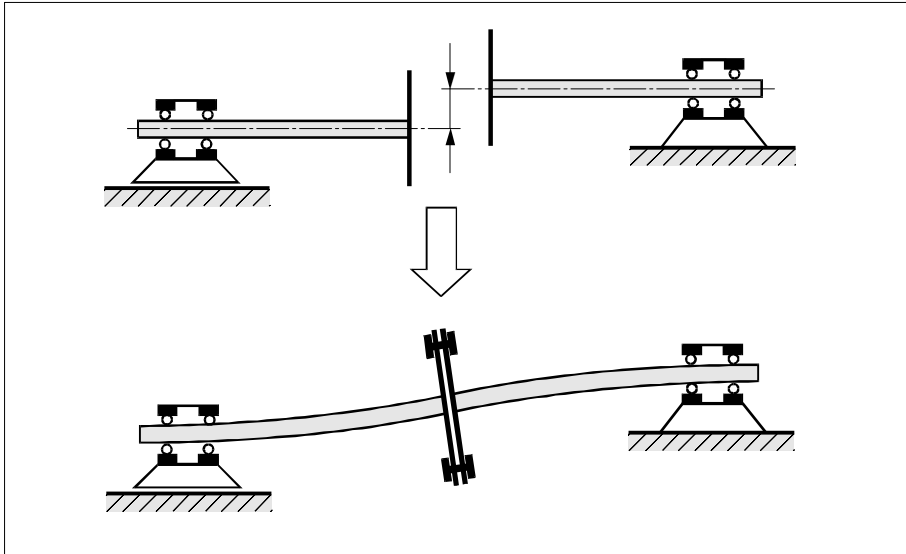


Bild 5.18 Radialer Parallelversatz ohne Ausgleichselement

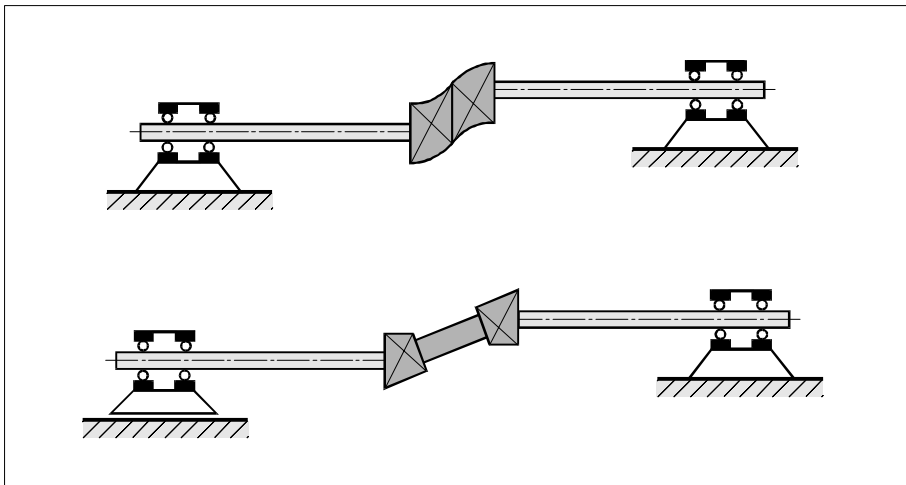


Bild 5.19 Radialer Parallelversatz mit Ausgleichselement, oben Doppelgelenkkupplung, unten Gelenkwelle

Axialversatz

Das Prinzip des Axialversatzes ist in Bild 5.20 skizziert, wieder am Beispiel der zwei einfachen geraden Wellenstücke, die miteinander durch eine Flanschverbindung verbunden werden sollen. Die Mittelachsen der beiden Wellenabschnitte sind identisch, jedoch sind die beiden Flanschflächen, die miteinander

verbunden werden sollen, nicht auf gleicher axialer Position, die Wellen sind entweder zu kurz oder zu lang.

Wird ein derartiger Wellenstrang unter Zwang zusammengefügt, erfahren die Komponenten axiale Dehnung oder Stauchung. Sind keine Ausgleichselemente oder längsverschiebbaren Lager vorhanden, die eine derartige Dehnung oder Stauchung aufnehmen, kommt es zur Verformung anderer Komponenten. Das ist in Bild 5.20 durch die Verformung der Lager angedeutet. Da die axialen Steifigkeiten allgemein sehr hoch sind, bedeuten bereits kleine Verformungen hohe innere Kräfte. Bei schlanken Wellen können hohe Axialkräfte zum Knicken führen, wodurch die Wellenlänge durch eine Biegeverformung reduziert wird.

Wie bereits erwähnt, ermöglichen die meisten Bauformen biegeelastischer Kupplungen einen gewissen Ausgleich für Axialversatz. Bei Gelenkwellen werden spezielle Typen angeboten, die dann oft auch sehr großen Versatz ausgleichen können.

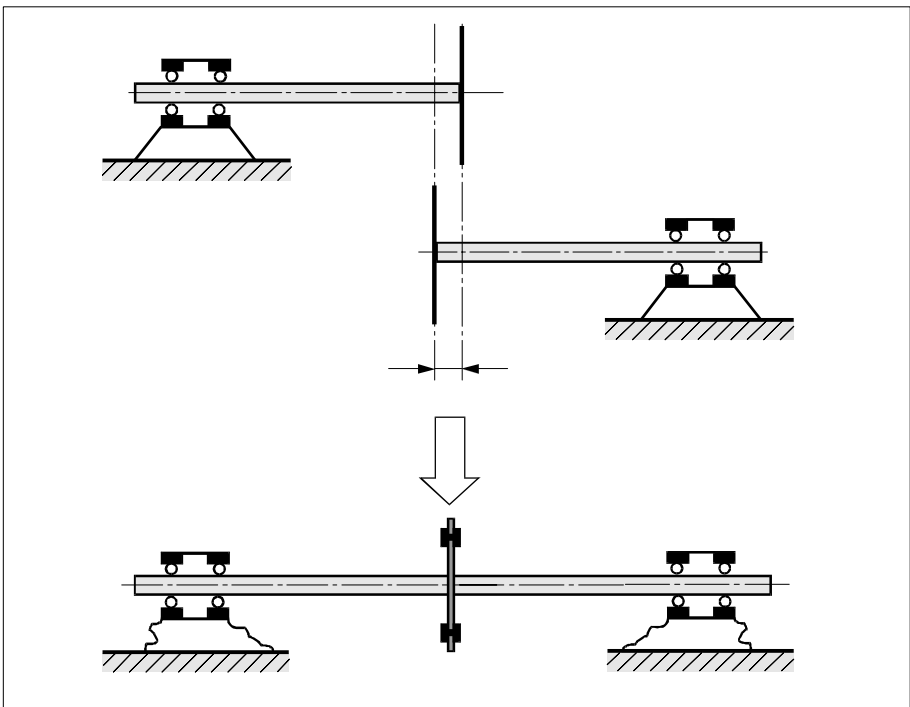


Bild 5.20 Axialversatz ohne Ausgleichselement

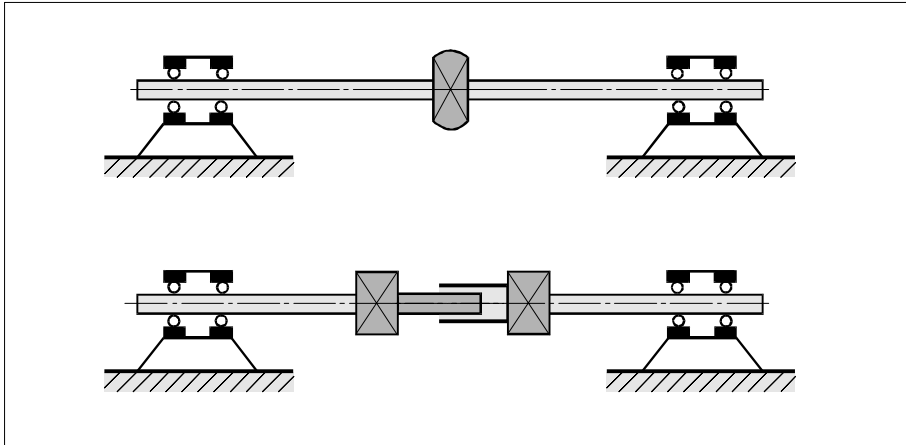


Bild 5.21 Axialversatz mit Ausgleichselement, oben Doppelgelenkkupplung, unten Gelenkwelle

Überlagerung unterschiedlicher Formen von Versatz

In der Praxis tritt so gut wie nie eine einzige Form von Versatz in Reinkultur auf. Bild 5.22 zeigt die Überlagerung von radialem Winkel- und Parallelversatz sowie Axialversatz.

Generell kann ein Ausgleichselement, das alle einzelnen Formen von Versatz ausgleichen kann, auch die Überlagerung kompensieren. Geeignete Elemente sind Doppelgelenkkupplungen und Gelenkwellen, jeweils mit axialer Ausgleichsmöglichkeit (siehe Bild 5.23).

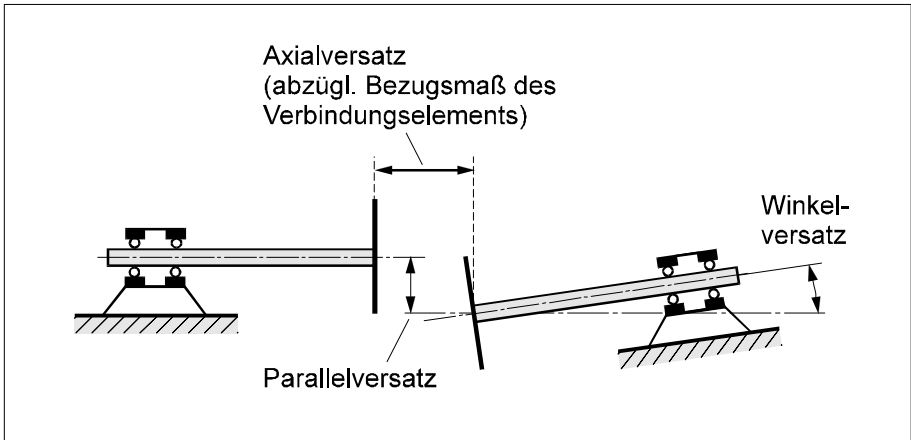


Bild 5.22 Überlagerung unterschiedlicher Formen von Versatz

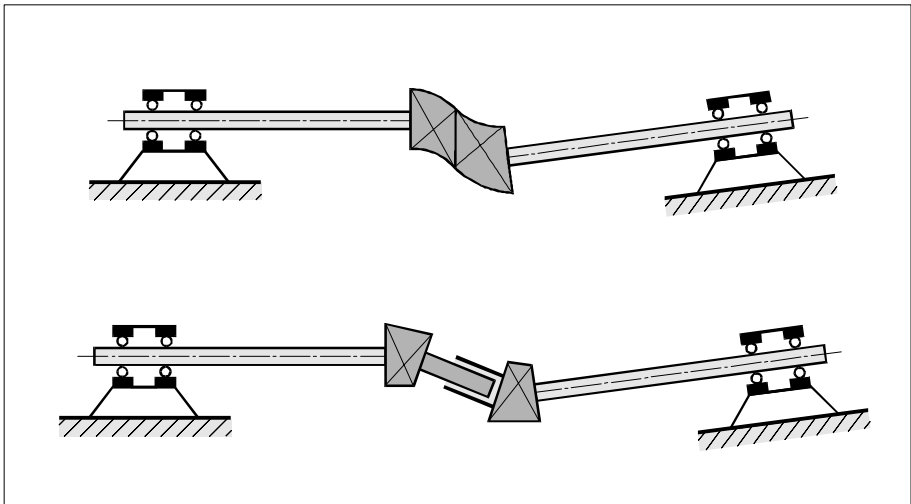


Bild 5.23 Überlagerter Versatz mit Ausgleichselement, oben Doppelgelenkkupplung, unten Gelenkwelle

5.2.3 Gestaltung des Wellenstrangs zur Aufnahme von Drehmomentaufnehmern

Statisch bestimmte Lagerung

Eine statisch bestimmte Lagerung sollte eine grundsätzliche Forderung bei der Konstruktion eines Wellenstrangs sein. Dies ist eine Forderung der Konstruktionslehre, nicht der Drehmomentmessung. Nach den Definitionen der Technischen Mechanik ist eine Lagerung statisch bestimmt, wenn alle Lagerkräfte und -momente allein aus Kenntnis der äußeren Kräfte und Momente unter Anwendung der Gesetzmäßigkeiten der Statik bestimmt werden können, ohne dass gleichzeitig der Verformungszustand bestimmt werden muss. Zur Montage müssen also keinerlei Zwangsverformungen aufgebracht werden, auch wenn die Positionierung der einzelnen Komponenten zueinander nicht ideal fluchtend und zentrisch ist.

Hinzu kommt die Forderung nach kinematischer Bestimmtheit, dass also kein Wellenabschnitt und keine sonstige Komponente Verschiebungen oder Kippbewegungen ausführen kann, ohne dass dazu Verformungen nötig sind. Umgangssprachlich muss jede Komponente Halt haben.

Eine bezüglich der Axialkräfte statisch bestimmte Lagerung erfordert und gestattet in einem axial starren Abschnitt des Wellenstrangs genau ein Lager, das Axialkräfte aufnehmen kann, man spricht vom Festlager. Bei allen übrigen Lagern muss durch eine geringe Verschieblichkeit eine axiale Belastung ausgeschlossen sein, diese Lager werden auch als Loslager bezeichnet. Sind mehrere Strangabschnitte über Kupplungen miteinander verbunden, die eine axiale Bewegung zulassen, muss jeder Abschnitt für sich jeweils ein Festlager aufweisen.

Damit ein Wellenstrang auch bezüglich Querkräften und Biegemomenten statisch bestimmt gelagert ist, dürfen nicht zu viele Lager enthalten sein. Bild 5.24 zeigt die beiden klassischen Beispiele, bei denen eine statisch bestimmte Lagerung ohne Verwendung von Ausgleichselementen gegeben ist: (a) eine beidseitig gelenkig gelagerte Welle, bei der beide Lager einen Freiheitsgrad gegenüber Kippwinkeln bieten, (b) eine überkragende Welle mit einem Lager ohne Freiheitsgrad gegenüber Kippwinkeln.

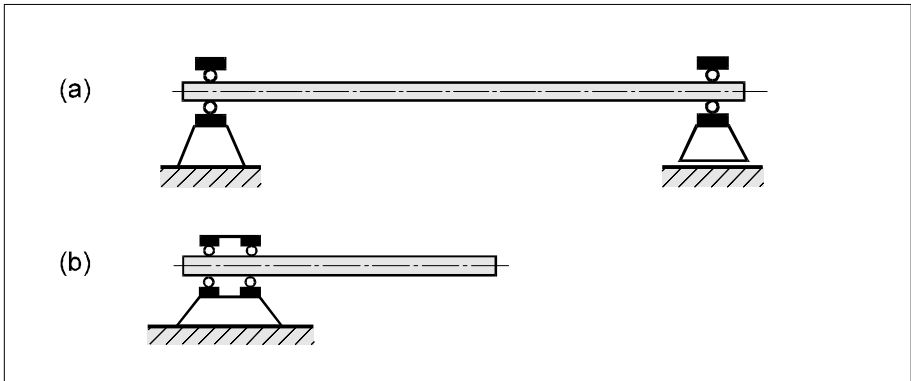


Bild 5.24 Statisch bestimmte Lagerungen ohne Ausgleichselemente

Bei Anwendungen der Drehmomentmesstechnik (Prüfstände) ist jedoch schon durch die Antriebs- und Abtriebsmaschine jeweils eine Einspannung vorgegeben (Lagerung ohne Freiheitsgrad gegenüber Kippwinkeln). Daher ist eine solche Anordnung nur durch das Einfügen von Ausgleichselementen mit der Funktionalität von Gelenken zur Ermöglichung von Kippbewegung statisch bestimmt zu machen. Vom Standpunkt der Technischen Mechanik kommt das einer Unterteilung des Wellenstrangs in mehrere Körper gleich. Beispiele sind in Bild 5.25 gezeigt: (a) und (b) für Wellenstränge ohne Stützlager, (c) für Wellenstränge mit Stützlager mit Kippfreiheitsgrad, (d) für Wellenstränge mit Stützlager ohne Kippfreiheitsgrad. Wie im Abschnitt über die verschiedenen Ausgleichselemente ausgeführt, wird die Funktionalität eines einzelnen Gelenks von einer biegeelastischen Einfachgelenkkupplung erfüllt, während die Doppelgelenkkupplung und die Gelenkwelle stets die Funktionalität zweier Gelenke haben, die mehr oder minder eng zueinander benachbart angebracht sind. Im Bild symbolisiert jeder Kasten mit Kreuz ein Gelenk mit Kippfreiheitsgrad.

Hervorzuheben ist, dass das Einfügen eines Stützlagers stets zusätzliche Kupplungen oder Gelenkwellen erfordert. Meist haben in der Praxis auch die Stützlager keinen Kippfreiheitsgrad, daher muss zu beiden Seiten des Stützlagers eine Vollkupplung oder Gelenkwelle vorgesehen werden.

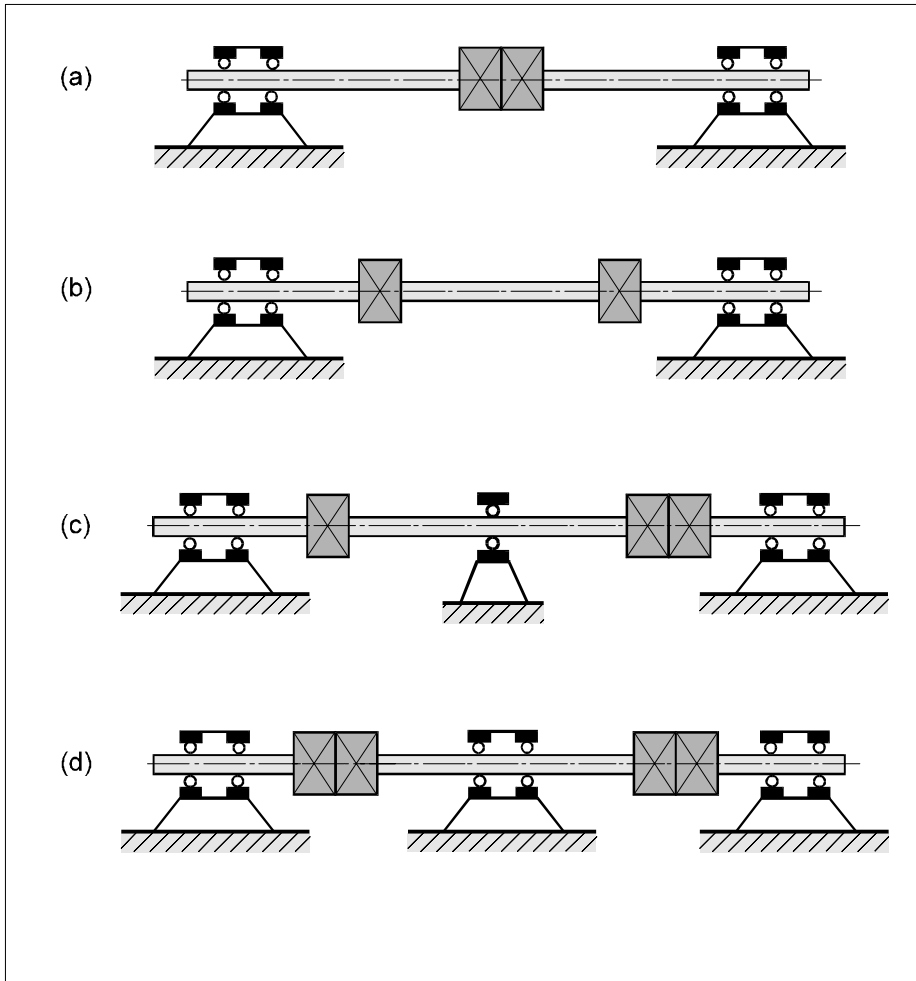


Bild 5.25 Statisch bestimmt gelagerte Wellenstränge mit Ausgleichselementen

Es besteht auch eine Gefahr im Einsatz einer zu großen Zahl von Kupplungen oder Kupplungen mit zu vielen Freiheitsgraden. Denn dadurch wird die Forderung nach kinematischer Bestimmtheit verletzt. In der Praxis wird die Verletzung der kinematischen Bestimmtheit leicht übersehen, insbesondere, da reale Kupplungen im Gegensatz zu idealen Gelenken meist gewisse Rückstellkräfte aufbringen, also im Stillstand alle Komponenten Halt haben. Da aber im Vergleich zu den Festigkeiten des Wellenstrangs die Rückstellkräfte sehr gering sind, reichen sie nicht aus, um im rotierenden Betrieb Halt zu geben. Folglich führt eine solche Anordnung im rotierenden Betrieb fast unweigerlich zu Problemen wie extrem großen Auslenkungen schon bei geringster Restunwucht.

Einbau von Drehmoment-Messwellen mit integrierter Lagerung

Für den Einbau von Drehmoment-Messwellen mit integrierter Lagerung bieten sich drei Varianten an, die in Bild 5.26 dargestellt sind.

- (a) Frei schwebender Einbau der Drehmoment-Messwelle. In diesem Fall wird das Gehäuse vom Wellenstrang über die Lager getragen. Um eine statisch bestimmte Lagerung des Wellenstrangs zu gewährleisten, ist eine Doppelgelenkkupplung oder beidseitig Einfachgelenkkupplungen vorzusehen. Bildlich ausgedrückt hat damit die Drehmoment-Messwelle mit den zwei Kupplungen die Funktion einer Gelenkwelle. Auf jeden Fall muss eine Verdrehsicherung vorgesehen werden.
- (b) Einbau der Drehmoment-Messwelle als Stützlager zwischen zwei Abschnitten des Wellenstrangs. Dabei ist das Gehäuse auf dem Boden verschraubt. Damit eine statisch bestimmte Lagerung vorliegt, sind Kupplungen oder Gelenkwellen vorzusehen. Generell ist zu beachten, dass diese Einsatzform eine zusätzliche Belastung der Lager der Drehmoment-Messwelle und damit verbunden eine Erwärmung mit sich bringt.
- (c) Einbau der Drehmoment-Messwelle als Lagerbock für ein Zahnrad oder eine Riemenscheibe. Hier ist auf der Seite, an der die Drehmoment-Messwelle mit dem Wellenstrang verbunden ist, ein Ausgleichselement vorzusehen. In den meisten Fällen ist dies eine Doppelgelenkkupplung oder eine Gelenkwelle, seltener auch eine Einfachgelenkkupplung. Dies richtet sich nach den Anforderungen für eine statisch bestimmte Lagerung. Bei dieser Einbauvariante sind die parasitären Lasten zu beachten, die aus Gewichtskraft, Zahnkräften oder Riemenkräften auf die Drehmoment-Messwelle wirken.

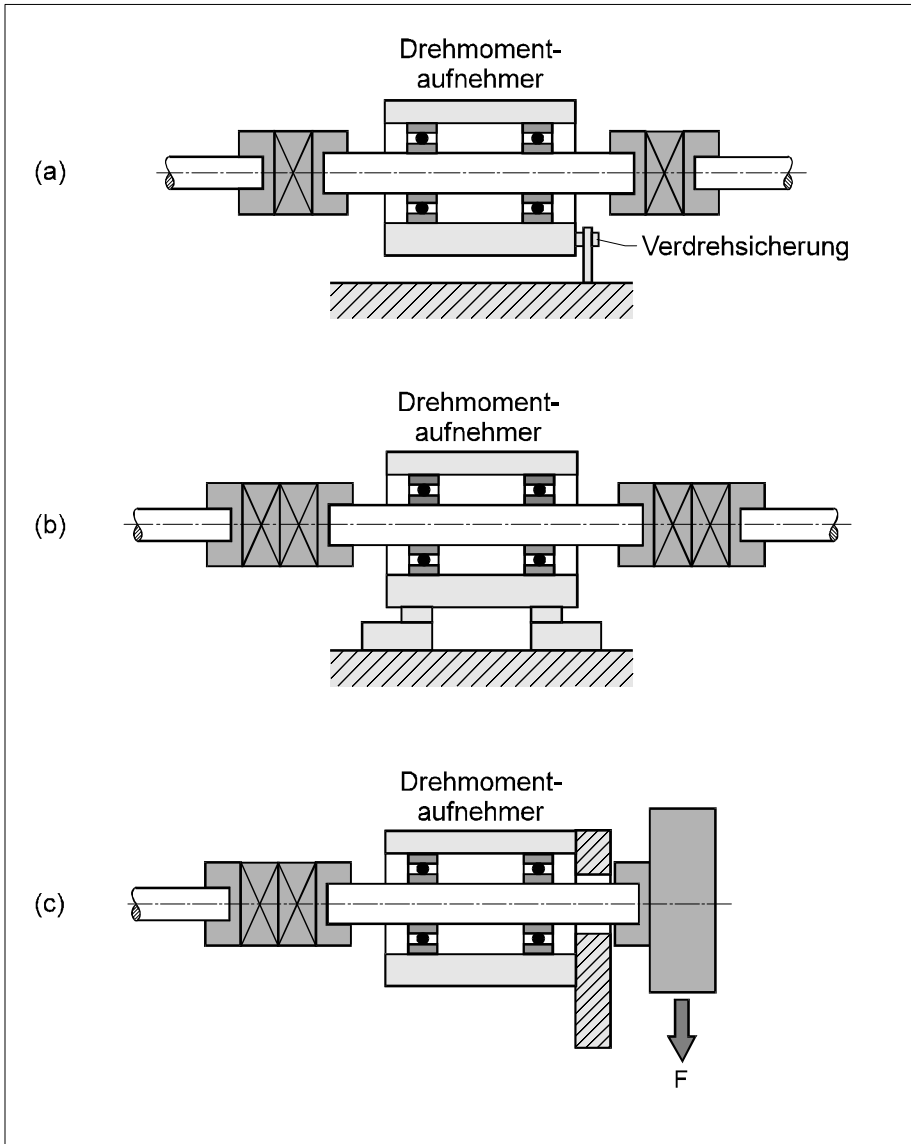


Bild 5.26 Einbau von Drehmoment-Messwellen mit integrierten Lagern

Bei allen drei Einbauvarianten ist zu beachten, dass lang bauende Anbauteile zwischen der Drehmoment-Messwelle und der Kupplung oder der Gelenkwelle zu zusätzlicher Belastung der Drehmoment-Messwelle durch Querkräfte und Biegemomente führen können. Diese müssen geringer als die jeweiligen parasitären Grenzlasten sein. Bei der zahlenmäßigen Bestimmung sind auch dynamische Anteile etwa durch Unwucht zu beachten.

Einbau von Drehmoment-Messwellen ohne Lager

Der Einbau von Drehmoment-Messwellen in der klassischen, langen Bauform, die jedoch nicht mit internen Lagern ausgestattet sind, entspricht dem freischwebenden Einbau von Drehmoment-Messwellen mit Lagern. Das heißt, dass die Drehmoment-Messwelle beidseitig von Halbkupplungen getragen wird und somit als Gelenkwelle wirkt (siehe Bild 5.27).

Anders als bei der Drehmoment-Messwelle mit integrierten Lagern muss jedoch der Stator separat am Maschinenbett oder sonstigen nicht mitrotierenden Komponenten der Anlage fest montiert werden. Dabei ist eine saubere Stator-Rotor-Ausrichtung sowohl in radialer als auch axialer Richtung erforderlich, die Toleranzen hierfür sind typabhängig und in der jeweiligen technischen Dokumentation angegeben.

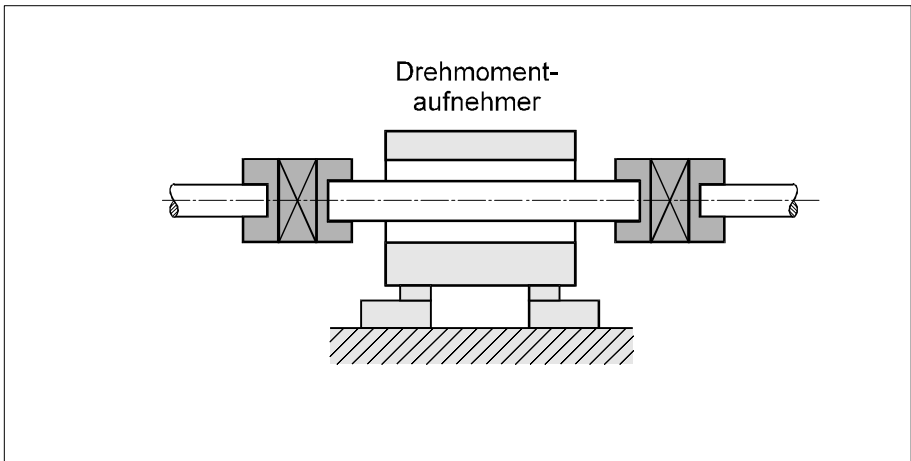


Bild 5.27 Einbau von Drehmoment-Messwellen ohne integrierte Lager

Einbau von Drehmoment-Messflanschen

Die in Bild 5.28 (a) gezeigte Einbauvariante mit Kupplung entspricht der Situation in Bild 5.27 für die lagerlose Drehmoment-Messwelle in langer Form. Statt zweier Halbkupplungen an den beiden Seiten wird einseitig eine Vollkupplung verwendet. Dies ist beim Drehmoment-Messflansch unproblematisch, weil die Radialkraft- und Biegemomentbelastung durch das Eigengewicht oder Schwingungen weniger ins Gewicht fallen.

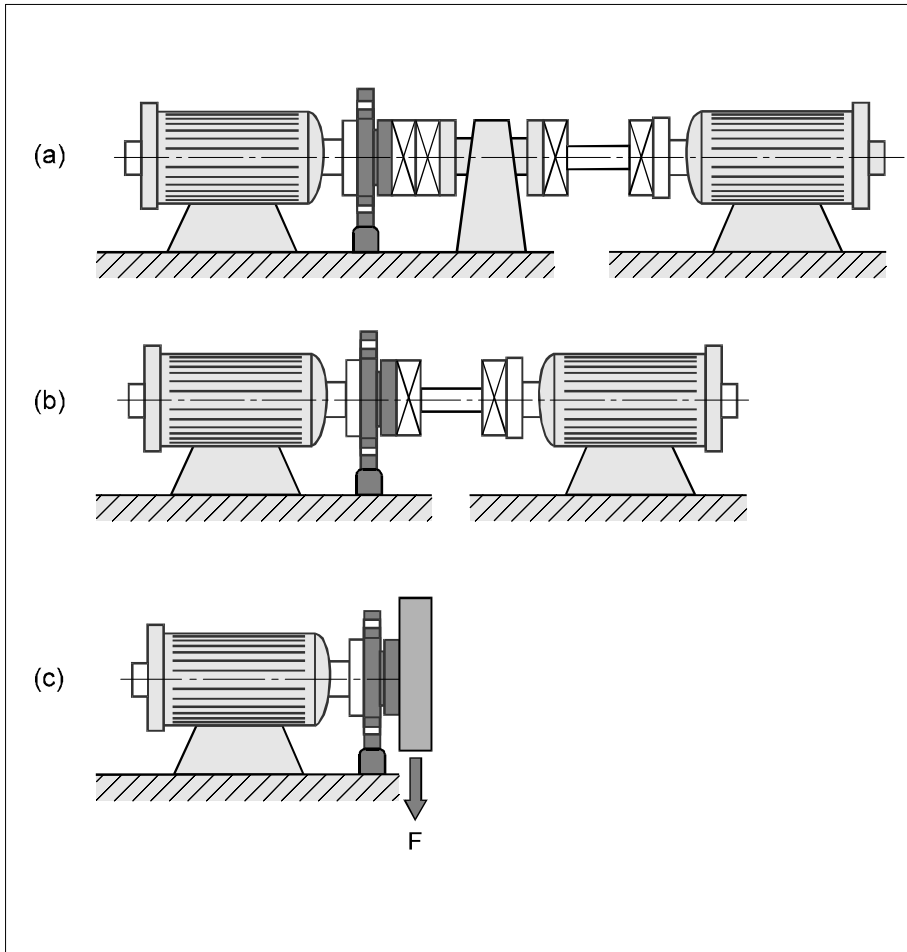


Bild 5.28 Einbauvarianten für Drehmoment-Messflansche

Die große Toleranz von Drehmoment-Messflanschen gegenüber parasitären Belastungen ermöglicht in einer Vielzahl von Anwendungen die Einbauvariante ganz ohne Stützlager, wie in Bild 5.28 (b) skizziert. Hier trägt der Messflansch die Gelenkwelle. Es ist jedoch stets die Einhaltung der Grenzlasten gegenüber parasitären Belastungen zu beachten (siehe Anhang A).

Bei bestimmten Anwendungsfällen kann, wiederum wegen der großen Toleranz gegenüber Biegemomenten und Querkräften, auch eine frei überkragende Anordnung gewählt werden. In solchen Anwendungen trägt der Messflansch beispielsweise eine Riemenscheibe oder ein Zahnrad, wie in Bild 5.28 (c) skizziert. Eine sehr erfolgreiche Anwendung dieser Art ist in [12] für den Bereich der Reibleistungsmessung an Zylinderköpfen vorgestellt.

5.2.4 Ausrichten des Strangs

Durch gutes Ausrichten kann statischer Versatz von vornherein minimiert werden. Dies betrifft Winkelversatz, Parallelversatz und axialen Versatz. Moderne Messgeräte zur Prüfung der Ausrichtung arbeiten nach dem Prinzip der Laser-Triangulation. Steht ein solches Gerät nicht zur Verfügung, kann mit geringerer Genauigkeit auch mit Hilfe von Messuhren ausgerichtet werden. Bild 5.29 zeigt das Prinzip des Ausrichtens.

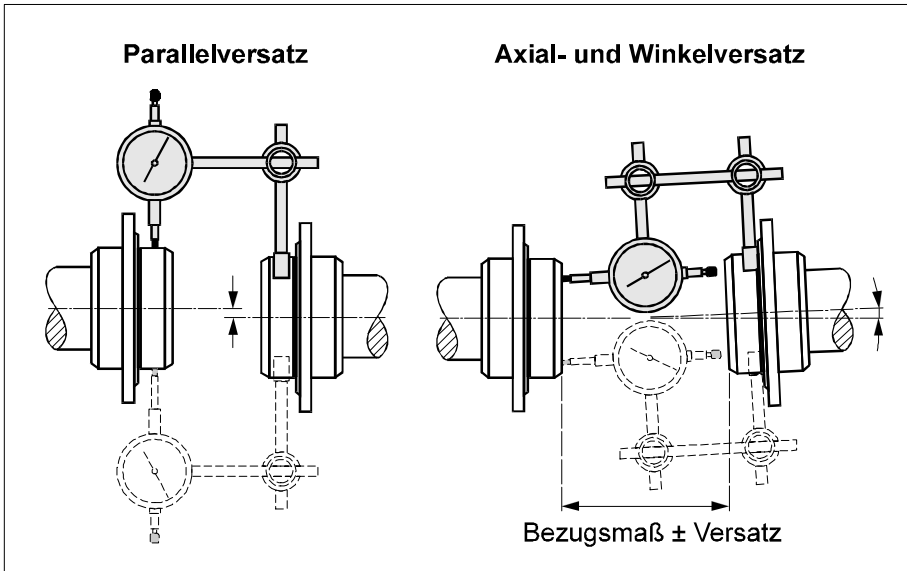


Bild 5.29 Prinzip des Ausrichtens unter Verwendung von Messuhren

Die skizzierten Messuhren verdeutlichen, welche Messpunkte gegeneinander gemessen werden müssen; eine unbedingte Nachahmung der Messanordnung ist nicht erforderlich. Wenn beispielsweise ein Ansetzen des Fußes der Messuhren am Flanschteil nicht möglich ist, können ersatzweise auch separate Messungen für die beiden gegenüberliegenden Flansche gegen eine gemeinsame Referenzfläche erfolgen, die dann durch Differenzbildung miteinander verrechnet werden. Auch die Ausrichtung durch die Laser-Triangulation basiert auf der Messung der Position der gleichen Messpunkte wie in Bild 5.29.

Radialer Parallelversatz wird identifiziert, indem an beiden Flanschteilen die Umfangsflächen gegeneinander gemessen werden. Er ist stets in zwei Achsen zu identifizieren, beispielsweise horizontal und vertikal. Eine zusätzliche Messung an der gegenüberliegenden Seite (in Bild 5.29 gestrichelt gezeichnete Messuhrposition) ermöglicht die Unterscheidung zwischen einem statischen Versatz und einer Unrundheit/Exzentrizität. Diese Unterscheidung kann auch

getroffen werden, wenn einer der Wellenstrangabschnitte gedreht wird und dann die Messung mit gleicher Position der Abtastpunkte wiederholt wird oder wenn ein Wellenstrangabschnitt während der Messung langsam rotiert.

Radialer Winkelversatz wird identifiziert, indem an beiden Flanschteilen die Stirnflächen gegeneinander gemessen werden. Auch der Winkelversatz muss in zwei Achsen identifiziert werden. Eine zusätzliche Messung an der gegenüberliegenden Seite (in Bild 5.29 gestrichelt gezeichnete Messuhrposition) ist notwendig, um zwischen radialem Winkelversatz und axialem Versatz zu unterscheiden. Zur Unterscheidung eines Winkelversatzes von nicht winkligen Flanschen (mitrotierender geometrischer Fehler) muss die Messung mit gleicher Position der Abtastpunkte wiederholt werden nachdem einer der Wellenstrangabschnitte gedreht wurde oder wenn ein Wellenstrangabschnitt während der Messung langsam rotiert.

Axialer Versatz wird identifiziert indem an beiden Flanschteilen die Stirnflächen gegeneinander gemessen werden. Wird nicht direkt auf der geometrischen Rotationsachse, also in der Mitte der Flansche gemessen, ist eine zusätzliche Messung auf der gegenüberliegenden Seite notwendig, um vom radialen Winkelversatz zu unterscheiden. Weiter muss in diesem Fall wiederum durch Drehen der Flansche gegeneinander sichergestellt werden, dass nicht die Auswirkung eines schief stehenden Flanschs (mitrotierender geometrischer Fehler) fälschlich als axialer Versatz identifiziert wird.

Da in der Praxis sowohl die drei Arten von statischem Versatz als auch mitrotierende geometrische Fehler (Exzentrizität) sich gegenseitig überlagern, ist zum sauberen Ausrichten meist eine recht große Zahl von Messungen erforderlich. Weil die Wirkung von Korrekturmaßnahmen selten genau vorab zu kalkulieren ist, sind meist mehrere Durchläufe aus Messen, Korrigieren und Kontrollmessung erforderlich.

Sind im Wellenstrang elastische Kupplungen vorgesehen, kann die Feinausrichtung oft erfolgen, wenn der Strang bereits montiert ist. Dazu wird die Verformung gemessen, die der Kupplung durch die Montage des Wellenstrangs aufgezwungen wurde.

5.3 Elektrischer Anschluss

Für die elektrische Verbindung zwischen Drehmomentaufnehmer und Messverstärker empfiehlt es sich, die geschirmten und kapazitätsarmen Messkabel von HBM zu verwenden. Bei Aufnehmern mit mV/V-Ausgang ermöglichen diese die unten beschriebene 6-Leiterschaltung, bei Drehmomentaufnehmern mit integrierter Elektronik erhöhen sie die Betriebssicherheit und bieten Schutz gegen elektromagnetische Störungen. Die Kabellängen hängen dabei von dem Übertragungssystem der Drehmomentaufnehmer und dem verwendeten Messverstärker ab.

Bei Drehmomentaufnehmern mit Messsignalübertragung mittels Schleifringen oder anderen Aufnehmern mit mV/V-Ausgang wird die 6-Leiterschaltung verwendet. Hier enthält das Kabel Fühlerleitungen, welche die Speisespannung am Aufnehmer erfassen und in den Messverstärker zurückführen. Dort bewirkt ein Vergleich mit einer Sollspannung ein Nachregeln der Generatorspannung. Somit werden alle Widerstände und deren Änderungen ausgeregelt [13].

HBM liefert die genannten Kabel konfektioniert mit passenden Steckverbindungen sowie als Meterware für individuelle Verkabelungen. Wegen der speziellen technischen Anforderungen durch die unterschiedlichen Signale ist von anderen Kabelausführungen abzuraten.

Bei Kabelverlängerungen ist auf einwandfreie Verbindung mit geringstem Übergangswiderstand und gute Isolation zu achten. Die von HBM angebotenen Steckverbindungen erfüllen diese Anforderungen. Alle Steckverbindungen (oder Überwurfmuttern) müssen fest angezogen werden.

Messkabel sollten nicht parallel zu Starkstrom- und Steuerleitungen verlegt werden. Falls dies nicht vermeidbar ist (etwa in Kabelschächten), ist ein Mindestabstand von 50 cm einzuhalten und das Messkabel zusätzlich in Stahlrohr einzuziehen. Streufelder von Trafos, Motoren, Schützen, Thyristorsteuerungen usw. sind zu meiden.

5.3.1 Schutz gegen elektromagnetische Störungen

Die gerade in Industrieumgebungen oft erhebliche und in den letzten Jahren ständig gestiegene elektromagnetische Umgebungsbelastung stellt immer höhere Anforderungen an die Störfestigkeit von Drehmomentaufnehmern, Messverstärkern und kompletten Messketten.

Störstrahlungen werden erzeugt von:

- Rufanlagen, Funkgeräten und Mobiltelefonen
- Magnetventilen in Hydraulikanlagen
- Wechselrichtern
- Schweißanlagen
- Starkstrom- und Steuerleitungen
- Gewittern
- Messgeräten selbst

Diese Quellen elektromagnetischer Felder können alle induktiv oder kapazitiv Störspannungen über Verbindungskabel oder Gehäuse in ungeschützte Messkreise einkoppeln und somit die Funktion beeinträchtigen.

Dies wird besonders kritisch durch die ständig steigende Messsignalauflösung und die Forderung nach höherer Messgenauigkeit. EMV-Probleme erkennt man in der Regel durch das Vorhandensein von nicht reproduzierbaren Fehlern, wie ohne erkennbare Ursache schwankenden Messwert.

Näherungsweise kann folgende Rangfolge für die Störfestigkeit von analogen Signalformen angegeben werden: Frequenzsignal $10 \text{ kHz} \pm 5 \text{ kHz}$ (symmetrisch besser als asymmetrisch), Stromausgänge 20 mA, Spannungssignale 10 V, mV/V (Trägerfrequenz), mV/V (Gleichspannung). Digitale Bussysteme bieten den Vorteil, dass der Messwert absolut richtig ist oder als fehlerhaft erkannt wird.

Messgeräte senden aber auch selbst Störspannungen und -felder aus und können dadurch die Funktion anderer Geräte in ihrer Umgebung beeinflussen.

Um dem Anwender Sicherheit in beiden Richtungen (Schutz gegen Störungen – keine unzulässige Abstrahlung) zu geben, entsprechen alle HBM-Produkte der EMV-Richtlinie des Rates der Europäischen Gemeinschaften oder dem EMV-Gesetz der Bundesrepublik Deutschland und sind mit einer CE-Kennzeichnung versehen.

Damit wird die Einhaltung der Richtlinie auf dem Produkt selbst dokumentiert. Die Einhaltung der Richtlinie wird durch die Prüfung nach einschlägigen EMV-Normen nachgewiesen. HBM-Messgeräte und Aufnehmer entsprechen der EMV-Norm für Messgeräte und Zubehör, der EN 61326, welche sowohl die minimale Störfestigkeit als auch die zulässige Abstrahlung festlegt.

5.3.2 Schirmungskonzept

Der Kabelschirm wird sowohl am Drehmomentaufnehmer als auch am Messverstärker flächig nach dem Greenline-Konzept angeschlossen. Dadurch wird

das Messsystem von einem Faradayschen Käfig umschlossen. Dabei ist wichtig, dass der Schirm an beiden Kabelenden flächig auf die Gehäusemasse aufgelegt wird. Bild 5.30 zeigt eine vereinfachte Darstellung am Beispiel einer Kabelverschraubung.

Auch für die Schirmauflage in Schaltschränken ist eine Masseklemme nicht ausreichend, die Auflage muss flächig erfolgen. Dadurch wird das Messsignal gegen elektromagnetische Störungen abgeschirmt. Bei Drehmoment-Messflanschen sind die Übertragungsstrecke und der Rotor durch spezielle elektronische Kodierungsverfahren gegen elektromagnetische Beeinflussungen weitgehend geschützt.

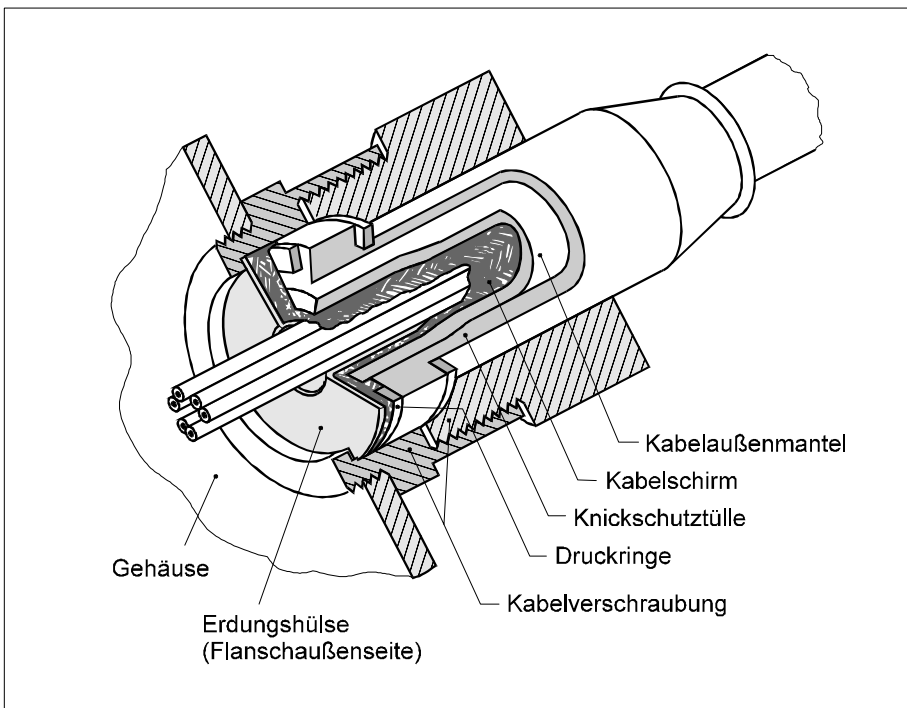


Bild 5.30 Vereinfachte Darstellung der Greenline-Kabelverschraubung

Leider ist auch ein beidseitig flächig aufgelegter Schirm (Faradayscher Käfig) mit Potenzialausgleich nur gegen kapazitive, hochfrequente magnetische und elektromagnetische Felder wirksam. Niederfrequente durch Wechselströme verursachte Magnetfelder werden kaum abgehalten. Zusätzlichen Schutz gibt hier die Verlegung der Messkabel und, falls erforderlich, auch der Leistungskabel in Stahlrohren. Den besten Schutz gegen magnetische Felder bieten Rohre aus Weicheisen oder Mu-Metall.

Bei Störungen durch Potenzialunterschiede (Ausgleichströme) sind am Messverstärker die Verbindungen zwischen Betriebsspannungnull und Gehäusemasse zu trennen und eine Potenzialausgleichsleitung zwischen Statorgehäuse und Messverstärkergehäuse zu legen. Diese sollte aus Kupfer sein und mindestens einen Leitungsquerschnitt von 10 mm^2 besitzen.

Als weitere Maßnahme empfiehlt es sich, ein Masseband zwischen Stator und Maschinenmasse einzubauen, da über Kupplungen und Lager eine einwandfreie Masseverbindung nicht immer gewährleistet ist. Bei einem Drehmomentaufnehmer mit Schleifringübertragung kann dieser zusätzliche Leiter als Verdrehsicherung am Stator angeklemt werden.

Sollten bei Drehmomentaufnehmern mit berührungsloser Messsignalübertragung Potenzialunterschiede zwischen Rotor und Stator der Maschine etwa durch unkontrolliertes Ableiten Störungen verursachen, hilft meist das eindeutige Erden des Rotors mittels Schleifer. Der Stator ist hier ebenfalls eindeutig zu erden.

5.4 Elektronik für die Signalübertragung

Die einsetzbaren Messgeräte zur Weiterverarbeitung der drehmoment-, drehzahl- und drehwinkelproportionalen Signale werden durch die Art der Übertragungstechnik bestimmt, die in den Drehmomentaufnehmern verwendet wird. Der Messverstärkertyp muss vor allem zum Ausgangssignal des Aufnehmers passen.

Drehmoment-Messwellen, die mit Schleifringen ausgerüstet sind, können an jeden Messverstärker angeschlossen werden, der für DMS-Aufnehmer geeignet ist. Wie schon in Kapitel 3 beschrieben, sollten bevorzugt Trägerfrequenz-Messverstärker eingesetzt werden, da diese prinzipbedingt um ein Vielfaches unempfindlicher gegenüber Störungen sind, die außerhalb der Trägerfrequenz des Verstärkers liegen.

Auch Thermospannungen, die beispielsweise an der Paarung Schleifring-Bürste auftreten, werden vom Trägerfrequenz-Messverstärker eliminiert. Bedingt durch das Bandpassverhalten eines Trägerfrequenz-Messverstärkers haben die Störsignale mit davon abweichenden Signalfrequenzen keinen Einfluss auf die Messsignale. In Bild 5.31 ist zu erkennen, dass Gleichspannungen (Thermoelemente, galvanische Spannungen) und Netzstörungen nicht übertragen werden. Allerdings ist darauf zu achten, dass die bei modernen Frequenzumrichtern verwendeten Frequenzen nicht identisch mit den Trägerfrequenzen sein dürfen. Ansonsten ist hier eine erhöhte Störanfälligkeit möglich. Im Gegensatz dazu

würde ein DC-Verstärker alle Störungen innerhalb seiner Bandbreite genauso verstärken wie das Nutzsignal.

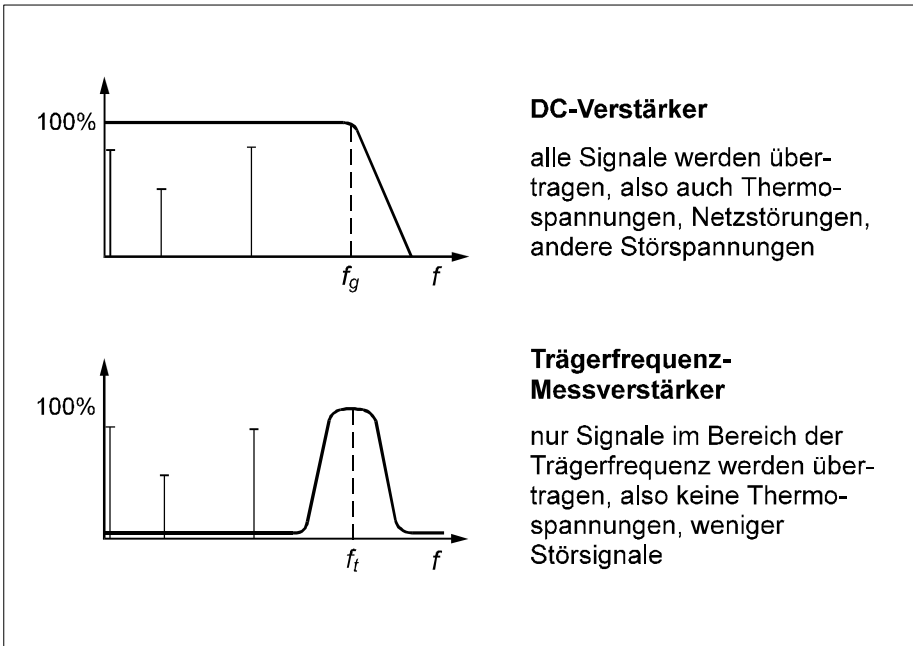


Bild 5.31 Unterschiede zwischen DC- und Trägerfrequenzverstärkern

Für Drehmomentaufnehmer mit berührungsloser Messsignalübertragung oder mit Drehzahl-/Drehwinkel-Messeinrichtung ist dagegen eine spezielle Elektronik erforderlich. Hier stehen die HBM-Systemlösungen MGCplus, Spider 8 und die PME-Familie zur Verfügung. Bei Regelkreisen kommen als Folgegeräte auch anwendungsseitige Schnittstellen, etwa der Frequenzeingang einer SPS, in Frage.

Besondere Bedeutung hat das Umsetzungsverfahren der Frequenz in eine Analogspannung oder in digitale Signale. Hier verwendet HBM das kombinierte Frequenzzähl-Periodendauer-Verfahren, das in Abschnitt 5.4.2 beschrieben ist, da einfache Zählverfahren oder Frequenz-Spannungsumsetzer nicht mehr den Ansprüchen an die Genauigkeit und Auflösung der modernen Messtechnik genügen.

Für Aufnehmer mit einem Drehmomentausgangssignal ± 10 V wird ein zusätzlicher Verstärker benötigt, wenn das Signal weiter konditioniert werden soll. Hier liegt die Schwäche des integrierten Verstärkers, der fest auf einen Messbereich und eine Tiefpass-Signalbandbreite eingestellt ist.

5.4.1 Merkmale von Messverstärkern

HBM-Messverstärker erreichen sehr hohe Genauigkeitsklassen, wie beispielsweise der Frequenzmess-Einschub ML60B mit 0,01, und verfügen je nach Ausführung über zusätzliche Funktionen:

- Nullsetz- und Tarierautomatik, Kalibriersignalauslösung
- Skalierbarkeit des Analogausgangs über weite Bereiche, dadurch ist die Messkette umschaltbar auf Teilbereiche
- Wählbare Tiefpassfilter mit beispielsweise Grenzfrequenzen von 0,05 bis 2000 Hz und Butterworth- oder Bessel-Charakteristik
- Mehrere Grenzwertschalter (können als Überlastschutz dienen)
- Spitzenwert- oder Momentanwertspeicher

Damit kann die SPS von einfachen Funktionen der Signalverarbeitung wie Grenzwertbildung und Spitzenwertspeicherung entlastet werden.

Messverstärker von HBM bieten eine nahezu beliebige Auswahl an Schnittstellen:

- Analoger Spannungsausgang ± 10 V
- Analoger Stromausgang 0...20 mA, 4...20 mA oder ± 20 mA
- Profibus DP
- CANopen
- Interbus-S
- RS232C
- RS485
- IEEE488
- Centronics
- Ethernet TCP/IP

Welche Schnittstelle benutzt wird, hängt vom Folgesystem und vom Umfeld ab. Nach Möglichkeit sollten digitale Ausgänge analogen vorgezogen werden. Hierbei sollte nicht nur die Störempfindlichkeit analoger Signale sondern auch die zusätzlichen Fehler durch weitere Umsetzungen bedacht werden. Bei HBM liegt das Signal im Verstärker bereits mit einer Auflösung von 24 bit vor. Dieses wieder in ein Analogsignal umzuwandeln, um es dann im Prozessleitsystem erneut zu digitalisieren, ist wenig sinnvoll. Die A/D-Umsetzer einer SPS haben häufig nur eine Genauigkeit von 0,5 bis 1 % bei 12-bit-Auflösung.

Da moderne Messverstärker intern digital arbeiten und digital einstellbar sind, ist eine reproduzierbare Anpassung an einen anderen Messbereich, eine Ände-

zung der Grenzwerte oder des Filters usw. möglich. Komplette Einstellungen sind als Parametersatz im Messverstärker oder im PC archivierbar.

Weitere Tipps, beispielsweise über die Filterauswahl, finden sich in Abschnitt 5.5.

Messverstärker gibt es in verschiedensten Gehäuseformen für Labor, Prüffeld und Industrie:

- Tischgehäuse mit/ohne Anzeige
- 19-Zoll-Einschubrahmen mit/ohne Anzeige
- Fronttafelgehäuse mit Digitalanzeige
- Hutschienegehäuse
- Gussgehäuse in der Schutzart IP65

Die Auswahl richtet sich nach dem Umfeld und muss nicht weiter kommentiert werden.

5.4.2 Kombiniertes Frequenzzähl-Periodendauer-Verfahren von HBM

Das kombinierte Frequenzzähl-Periodendauer-Verfahren arbeitet immer nach dem gleichen Prinzip, unabhängig davon ob das Drehmoment oder die Drehzahl ausgewertet wird. Die Messverstärker messen Frequenzen nach einem rein digitalen Verfahren [14]. Dadurch wird zum einen eine sehr gute Temperatur- und Langzeitstabilität erreicht, zum anderen ist das Verfahren für die Messung niedriger Frequenzen gut geeignet. Außerdem lassen sich diese Messverstärker auch als Zähler für inkrementale Drehwinkelgeber nutzen. Bild 5.32 zeigt die Struktur der Signalverarbeitung.

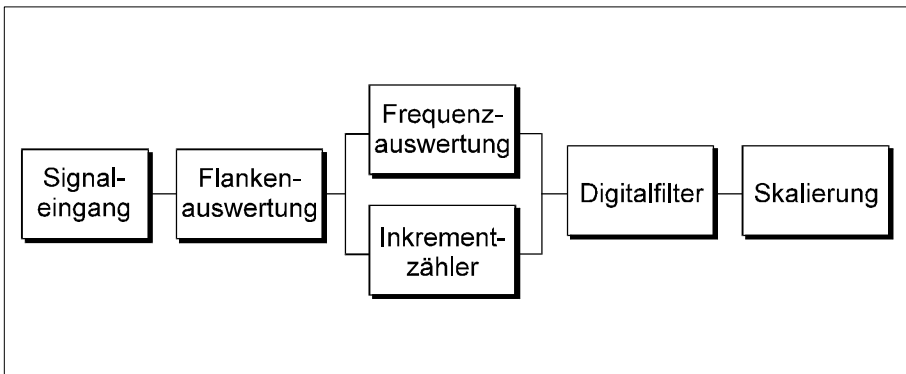


Bild 5.32 Struktur der Signalverarbeitung

Eingangssignale

Die Verstärker arbeiten mit 1 oder 2 Frequenzeingangssignalen (F1, F2). Für die Drehmomentauswertung wird nur das Frequenzeingangssignal F1 und die Vorderflanke ausgewertet. Für die Drehzahl-/Drehwinkelauswertung werden beide Frequenzeingangssignale benutzt und ggf. eine Impulsvervierfachung durchgeführt. Das zweite Signal wird zur Bestimmung der Drehrichtung, anhand der Phasenlage der beiden Signale zueinander, herangezogen. Darüber hinaus stehen ein Nullindex-Signaleingang und ein Aufnehmerfehlersignaleingang zur Verfügung.

Der Nullindex wird im Modus Inkrementzähler als Rücksetzsignal verwendet, der Zähler wird beim Auftreten dieses Signals auf Null zurückgesetzt. Das Aufnehmerfehlersignal wird von Inkrementalaufnehmern, sofern vorhanden, dazu verwendet, einen internen Fehler zu signalisieren (z. B. einen Ausfall der Lichtquelle bei optischen Systemen). Liegt dieses Signal mit einem Pegel von 0 V an, wird vom Verstärkereinschub der Messwert als fehlerhaft gekennzeichnet.

Signalauswertung

Die Verstärker werten grundsätzlich nur die Flanken der Frequenzeingangssignale aus. Man kann hierbei zwischen einer festen Amplitude von typisch 5 V, maximal 30 V und einer automatischen Amplitudenverstärkung, die Signale von 100 mV bis 30 V verarbeiten kann, wählen.

Werden beide Frequenzeingangssignale verwendet, können wahlweise für die Inkrementzählung oder die Frequenzmessung nur die positiven Flanken des Eingangs F1 oder auch alle positiven und negativen Flanken der Eingänge F1 und F2 herangezogen werden.

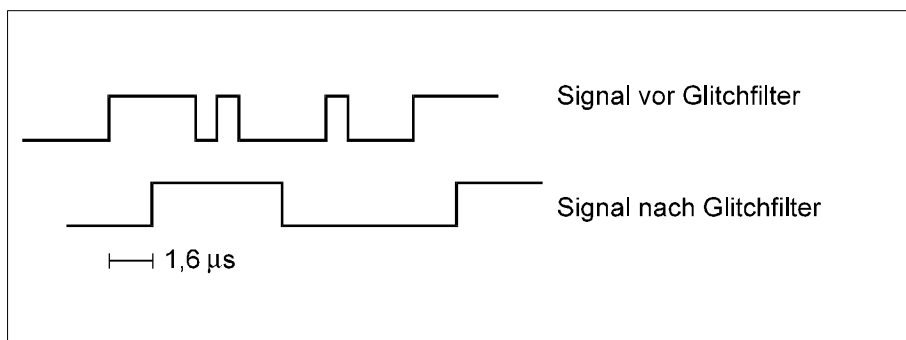


Bild 5.33 Funktion des Glitchfilters

Falls mit unsauberen Signalfanken zu rechnen ist, schafft ein zuschaltbares digitales Glitchfilter Abhilfe. Es sorgt dafür, dass nur Signalzustände berücksich-

tigt werden, deren Pegel mindestens $1,6 \mu\text{s}$ lang konstant sind. Bild 5.33 veranschaulicht die Funktion.

Frequenzauswertung

Das verwendete Verfahren stellt eine Kombination von Ereigniszähler bei fester Torzeit und Periodendauerzähler dar. Die Auswertung arbeitet grundsätzlich mit einer Torzeit von $1/9600$ Sekunden. Innerhalb dieser Torzeit werden aber nicht nur die auftretenden Signalfanken gezählt, sondern zusätzlich noch die Dauer zwischen dem letzten Ereignis innerhalb der vorherigen Torzeit und dem letzten Ereignis der gerade abgelaufenen Torzeit bestimmt (Periodendauer). Daraus lässt sich die Frequenz bestimmen, wie Bild 5.34 zeigt.

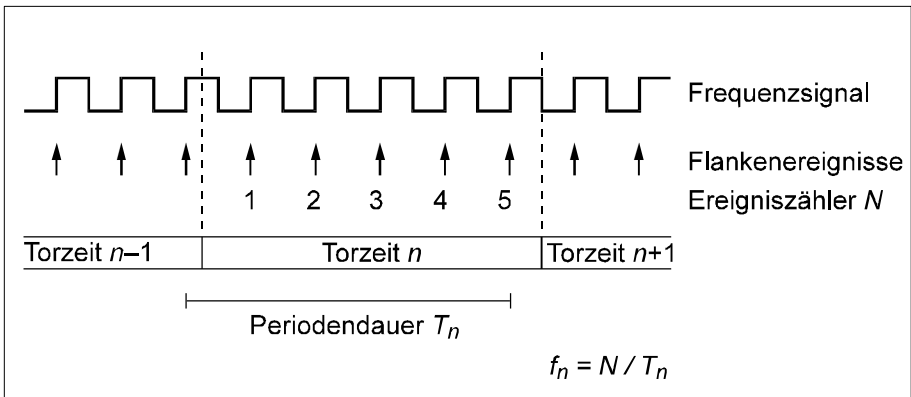


Bild 5.34 Frequenzauswertung

Die Auflösung des Verfahrens ergibt sich aus der Torzeit und der Auszählgenauigkeit, mit der die Periodendauer bestimmt wird. Bei einer Auszählfrequenz von $39,3216 \text{ MHz}$, wie sie im ML60B verwendet wird, erhält man also eine Frequenzauflösung von $39,3216\text{E}6 \cdot 1/9600 = 4096$ Teile. Diese Grundauflösung ist aber weiter steigerbar, wenn die Ergebnisse einer digitalen Filterung zugeführt werden. Die Voraussetzung hierfür ist erfüllt, denn das Verfahren arbeitet so, dass alle Flankenereignisse und Periodendauern ohne Unterbrechung berücksichtigt werden.

Wenn die Eingangsfrequenz unter 9600 Hz fällt, kommt es vor, dass in einzelnen Torzeitperioden überhaupt kein Flankenereignis beobachtet wird. Dann wird einfach die nächste Torzeit gestartet und die Auswertung mit entsprechend längerer Periodendauer erst dann durchgeführt, wenn wieder ein Flankenereignis in einer Torzeitperiode erfasst wurde. In der Zwischenzeit wird der alte Frequenzwert als Messwert ausgegeben oder ins nachfolgende Digitalfilter eingespeist.

Da dieses aber zu gewissen stehenden Restwerten führen kann, wenn die Frequenz schnell auf null abfällt, so wird hier ggf. auch ohne neue Signalfanke ein neuer Frequenzwert ermittelt. Dies ist als oberer Schätzwert möglich, denn wenn in einer bestimmten Zeitperiode kein Flankenereignis detektiert wurde, so kann man daraus den maximal möglichen Frequenzwert als den Kehrwert dieser Zeitperiode ableiten. Dieser Algorithmus führt bei einem plötzlichen Abfall auf die Frequenz null zu einem hyperbolischen Abfall der Messwerte (siehe Bild 5.35).

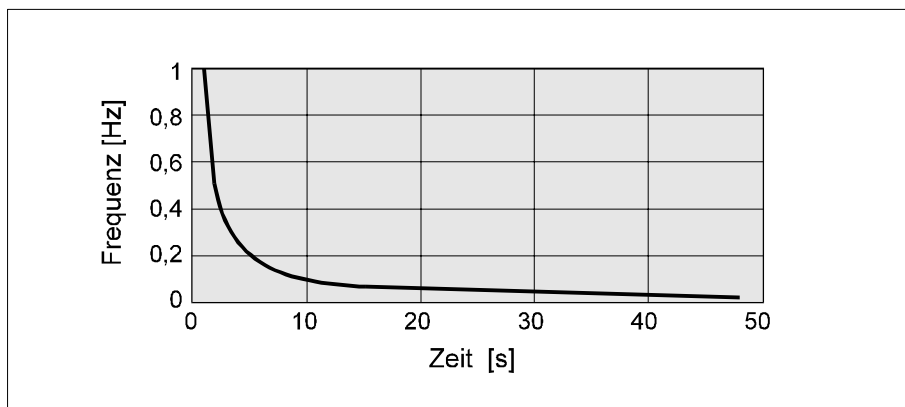


Bild 5.35 Verlauf der Messwerte, wenn Frequenzsignal von 1 Hz plötzlich auf null abfällt

Die Tiefpassgrenzfrequenz kann grundsätzlich unabhängig von der zu erwartenden Eingangsfrequenz gewählt werden. Bei einer hohen gewählten Tiefpassgrenzfrequenz werden dann aber Messwertänderungen, ebenso wie der nach jedem Flankenereignis neu bestimmte Messwert bei niedrigen Messfrequenzen, zu einem Sprung am Analogausgang führen.

Inkrementzählung

Diese ist bis zu Eingangsfrequenzen von 2 MHz möglich. Damit sind bei den üblichen inkrementalen Aufnehmern keine Geschwindigkeitseinschränkungen mehr notwendig. Der zweite Frequenzeingang wird hier zur Zählrichtungserkennung verwendet, so dass auch ein Aufwärts-Abwärts-Zähler realisiert werden kann. Über den Nullindex-Eingang kann der Zähler zurückgesetzt werden, damit ist dann auch eine absolute inkrementale Messung von Winkeln möglich.

Die Verwendung des Tiefpassfilters bei dieser Betriebsart ist dann sinnvoll, wenn in einer mehrkanaligen Anwendung beispielsweise eine Drehmoment-Drehwinkel-Kennlinie erfasst werden soll. Dann sollte für beide Kanäle die gleiche Tiefpassgrenzfrequenz gewählt werden, damit die Signallaufzeiten in beiden Kanälen gleich sind.

5.5 Abgleich der Messkette

5.5.1 Aufgabe des Abgleichs der Messkette

Als Abgleich der Messkette bezeichnet man das Einstellen von Messverstärker und sonstiger Folgeelektronik. Damit soll erstens dafür gesorgt werden, dass alle ankommenden Signale erfasst werden können, und zweitens, dass die Anzeige bezüglich Einheit und Zahlenwert richtig ist. Die Eingabe erfolgt bei heutigen Messverstärkern meistens menügeführt. Besonders komfortabel ist auch die Eingabe über Rechnerschnittstelle. Nach erfolgtem Abgleich bieten Verstärkersysteme wie MGCplus oder die Module der PME-Familie die Möglichkeit, die eingestellten Werte dauerhaft im Messverstärker zu speichern. Das Speichern verschiedener Parametersätze ermöglicht, dass zwischen mehreren Abgleichvarianten gewechselt werden kann, ohne dass die Eingabe der Einstellungen oder der Abgleich vollständig neu durchgeführt werden müssen.

Viele Drehmomentaufnehmer ermöglichen neben der Messung des Drehmoments auch die Messung der Drehzahl und des Drehwinkels. Für jede der drei zu erfassenden Messgrößen ist ein eigener Messkanal erforderlich.

5.5.2 Grundlegende Einstellungen am Messverstärker

Ohne Anspruch auf Vollständigkeit sollen hier kurz einige wichtige Schritte aufgeführt werden, die dem eigentlichen Abgleich vorangehen müssen. Für eine detaillierte Erklärung der einzelnen Arbeitsschritte sei auf die Produktdokumentationen verwiesen.

Speisespannung und Versorgungsspannung

Bei allen Aufnehmern, die in direkter Weise als DMS-Aufnehmer betrieben werden, muss zunächst die Speisespannung festgelegt werden. Es sind dies hier insbesondere nicht rotierende Drehmoment-Referenznehmer und Drehmomentaufnehmer mit Schleifringen. Je nach Messverstärker sind verschiedene Speisespannungen möglich, wobei darauf zu achten ist, dass die verwendete Speisespannung zum Aufnehmer passt. Bevorzugt ist die Speisespannung zu wählen, die bei der Ermittlung des Kennwerts im Werk oder bei einer Kalibrierung verwendet wurde. In diesem Zusammenhang ist darauf zu achten, dass als Aufnehmertyp am Verstärker DMS-Vollbrücke eingestellt ist.

Die Spannungsversorgung für berührungslose HBM-Drehmomentaufnehmer muss durch Verwendung des richtigen HBM-Verstärkers (oder Verstärkermoduls) gesichert werden. Wie in Kapitel 3 erläutert, sind bei HBM die Varianten Versorgung durch eine Rechteckwechselspannung und Gleichspannungsversorgung vertreten.

Eingangsgröße und Messbereich des Verstärkers festlegen

Eingangsgrößen sind gewöhnlich Spannungsverhältnis (mV/V), Frequenz (Hz) oder Spannung (V). Die richtige Eingangsgröße ist nicht in jedem Fall bereits durch die Wahl des richtigen HBM-Verstärkers (oder Verstärkermoduls) sichergestellt. Beispielsweise kann der HBM-Messverstärker Spider8 auf den gleichen Messkanälen wahlweise analoge Spannungssignale (z. B. ± 10 V) wie auch Spannungsverhältnis für DMS-Aufnehmer und Impulszählung messen.

Die Verstärkermodule ML60B und MP60 können wahlweise zur Impulszählung oder Frequenzmessung eingesetzt werden. Die gewünschten Eingangsgrößen sind vor Beginn des Abgleichs am Messverstärker einzustellen. Speziell bei Frequenzsignal ist weiter darauf zu achten, dass der Verstärker passend zum Aufnehmer symmetrische oder asymmetrische Frequenzsignale erwartet. Je nach Verstärkerkonzept ist dies bereits durch die Wahl des richtigen Verstärkermoduls sichergestellt oder muss noch am Verstärker eingestellt werden. Bei einigen Messverstärkertypen muss der Pegel der Schaltschwelle passend zur Amplitude des Eingangssignals eingestellt werden.

Zu der jeweiligen Eingangsgröße muss häufig auch der Messbereich durch den Anwender festgelegt werden. Oft ist dieser nicht stufenlos einstellbar. Für eine optimale Auflösung sollte von den verfügbaren Stufenungen immer die feinste gewählt werden, die noch den kompletten Bereich der zu erwartenden Eingangssignale abdeckt.

Beispiel 1:

HBM-Drehmomentaufnehmer mit berührungsloser Signalübertragung und Frequenzausgang haben ein Nullsignal von ca. 10 kHz und einen Nennkennwert von ± 5 kHz, je nach Wirkrichtung des Drehmoments. Für den Einsatz im Bereich vom positiven bis zum negativen Nenndrehmoment sind demnach Eingangsgrößen von 5 kHz bis 15 kHz zu erwarten. Daraus folgt, dass der Bereich 1 kHz bis 20 kHz (beim HBM-Verstärker ML60B zum modularen System MGCplus) oder der Bereich 10 Hz bis 100 kHz (beim HBM-Verstärker MP60 aus der PME-Familie) geeignet sind.

Beispiel 2:

Nicht rotierende Drehmomentaufnehmer und solche mit Schleifringen haben bei HBM je nach Typ Nennkennwerte von ± 1 mV/V bis ± 2 mV/V. Der Messbereich ergibt sich bei vielen HBM-Messverstärkern automatisch durch die gewählte Speisespannung. Bei anderen Verstärkertypen muss er explizit ausgewählt werden, beispielsweise ± 3 mV/V, um einen Aufnehmer-Kennwert von 2 mV/V abzudecken.

Beispiel 3:

Das Drehzahlsignal ist meist eine Impulsfolge, deren Frequenz der Drehzahl proportional ist. Eingangssignal für den Messverstärker ist also eine Frequenz. Ist die maximale erwartete Drehzahl 1000 min^{-1} und beträgt die Impulszahl, die vom Drehzahlmodul je Umdrehung abgegeben wird 360, ist die maximale Impulszahl je Minute 360.000 und je Sekunde folglich 6000. Also muss der zu wählende Messbereich mindestens bis 6 kHz gehen.

Filterung

Vor Beginn der Messung ist eine geeignete Einstellung der meist in den Verstärkern integrierten Filter zu wählen. Die Überlegungen zur Auswahl der richtigen Einstellungen sind in Kapitel 6 im Zusammenhang mit der Messdatenkonditionierung zur Schwingungsmessung dargelegt.

Ausgabeeinheit festlegen

Die physikalische Ausgabeeinheit, bei Drehmoment also meist N·m oder kN·m, ist für einheitenrichtiges Ablesen im Display oder Speichern auf Datenträger bedeutend. Ihre Angabe macht den eigentlichen Abgleich der Messkette, also die Eingabe der Kennlinie, vollständig. Es gibt seitens des Messverstärkers keine Einschränkungen oder Plausibilitätsprüfung, dieser akzeptiert beispielsweise auch mbar bei einem Drehmomentaufnehmer.

5.5.3 Eingabe der Kennlinie für die Drehmomentmessung

Festlegung der Kennlinie je nach Messaufgabe

Die Eingabe der Kennlinie für die Drehmomentmessung ist die Kernaufgabe beim Abgleich der Messkette. Vor Beginn des Abgleichs muss Klarheit über bestimmte Fragen des geplanten Einsatzes der Messkette bestehen.

Zunächst ist zu klären, ob der Aufnehmer im Nennmessbereich oder nur in einem Teilbereich betrieben werden soll. Ein Einsatz im Teilbereich liegt vor, wenn ein Drehmomentaufnehmer mit Nennmessbereich $\pm 1 \text{ kN}\cdot\text{m}$ im Bereich $\pm 800 \text{ N}\cdot\text{m}$ eingesetzt wird. Um die Genauigkeit für Anwendungen im Teilbereich zu optimieren, kann man den Teilbereich bereits bei der Festlegung der Kennlinie berücksichtigen, auf die der Abgleich erfolgen soll. Hierzu können zwei Wege beschritten werden.

Bei der ersten, bei hohen Anforderungen zu bevorzugenden Methode, wird bereits im Rahmen einer Werks- oder DKD-Kalibrierung der Messbereich auf den

Teilbereich eingeschränkt. Damit ist der volle Informationsgehalt aus dem Kalibrierschein speziell auf die Anwendung im Teilbereich ausgerichtet. Der Aufnehmer kann weiter im vollen Nennmessbereich eingesetzt werden, ohne Schaden zu nehmen, lediglich die Gültigkeit der Kalibrierung ist auf den Teilbereich beschränkt. Anders ist es in Ausnahmefällen, wo eine Umjustierung des Kennwerts vorgenommen wird, so dass die gesamte Spanne des Nennausgangssignals des Aufnehmers der Drehmomentspanne des Teilbereichs zugeordnet ist.

Bei der zweiten Methode wird auf ein Prüfprotokoll oder einen Kalibrierschein für den gesamten Nennmessbereich zurückgegriffen. Jedoch werden zur Definition der Kennlinie die Kalibrierergebnisse derjenigen Drehmomentstufen außer Acht gelassen, die jenseits des gewünschten Teilbereichs liegen. Das Prinzip ist in Bild 5.36 mit stark übertriebener Linearitätsabweichung dargestellt. Gezeigt wird die Kennlinie für den Teilbereich von null bis 40 % des Nenn Drehmoments und die Kennlinie für den gesamten Nennmessbereich unter Verwendung einer Null-Endpunkt-Einstellung.

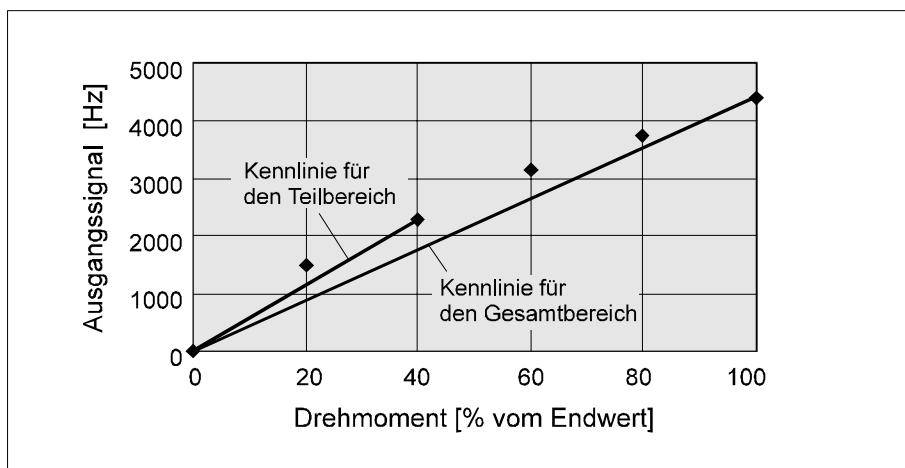


Bild 5.36 Kennlinie für einen Teilbereich von 0 bis 40 %

Im Beispiel werden als Geraden zur Kennlinienapproximation sowohl für den Gesamtbereich als auch für den Teilbereich die durch Nullpunkt und Endpunkt bestimmten Geraden verwendet. Prinzipiell können aber auch eine bestpassende Gerade, eine Ausgleichsgerade oder ein Ausgleichspolynom speziell für den unteren Teilbereich generiert werden. Allerdings werden solche angepassten Geraden oder Kurven für Teilbereiche nicht durch ein Kalibrierzertifikat bereitgestellt, sondern müssen vom Anwender selbst in eigener Verantwortung aus dem Kalibrierergebnis für die einzelnen Drehmomentstufen generiert werden.

Weiter sollte nach Möglichkeit festgelegt werden, ob in der Anwendung Rechtsdrehmoment (im Uhrzeigersinn) oder Linksdrehmoment (gegen den Uhrzeigersinn) gemessen werden soll, denn meist gelten für den gleichen Aufnehmer unterschiedliche Kennwerte (oder Ausgleichspolynome) für Rechts- und Linksdrehmoment. Nur bei der Wechseldrehmomentkalibrierung (siehe Kapitel 7) wird ein einziger Kennwert bestimmt.

Nullabgleich, Nullverschiebung und Tarieren

Der erste Schritt bei der Eingabe der Kennlinie ist normalerweise der Nullabgleich. Denn das individuelle Nullsignal variiert von Individuum zu Individuum eines Typs von Drehmomentaufnehmer und weiterhin kann sich das Nullsignal bei der Montage um Werte verändern. In Abschnitt 5.1.2 ist im Zusammenhang mit der Überwachung von Drehmomentaufnehmern ausgeführt, dass auch bei Beachtung der richtigen Einbausituation eine solche Veränderung in der Größenordnung von bis zu 3 % vom Nennkennwert möglich ist. Schließlich ist auch eine andauernde Belastung durch ein Vordrehmoment denkbar, das reproduzierbar stets dem eigentlich zu messenden Drehmoment additiv überlagert ist.

Um eine Verfälschung des Messergebnisses durch diese Effekte zu vermeiden, muss vor dem Beginn der Messung ein Nullabgleich durchgeführt werden. Dazu muss der Aufnehmer (bis auf ein eventuell vorhandenes Vordrehmoment) entlastet sein. Es wird dann am Verstärker der aktuelle Wert des Eingangssignals (also des Ausgangssignals des Aufnehmers, in Hz, mV/V bzw. V) eingemessen und dem Ausgabewert null in der physikalischen Einheit zugewiesen (also meist N·m oder kN·m). Für Messungen hoher Genauigkeit wird empfohlen, den Nullabgleich erst nach einer ersten Belastung des eingebauten Drehmomentaufnehmers unter Betriebsbedingungen durchzuführen, um Effekte des mechanischen Setzens vorwegzunehmen.

Ergänzend zum Nullabgleich stehen das Einstellen einer Nullverschiebung und das Tarieren zur Verfügung, um den Nullpunkt nach erfolgtem Abgleich der Messkette nachträglich anzupassen. Im Unterschied zur Festlegung des Nullpunkts beim eigentlichen Abgleich wird hierbei der Wert der Nullverschiebung oder der Tarawert festgehalten, so dass der Korrekturvorgang umkehrbar bleibt. Dabei wird der Wert in Ausgabeeinheiten (also beispielsweise N·m) festgehalten. Für die Drehmomentmessung entsprechen Vorgehensweise und Begrifflichkeit der Nullverschiebung dem physikalischen Hintergrund. Tarieren hingegen, ein Begriff aus der Wägetechnik, arbeitet mit der Begrifflichkeit von Brutto und Netto. Eine Entsprechung im Wortsinn ist bei Drehmomentmessung nur in dem seltenen Fall eines konstanten Vordrehmomentsignals gegeben.

Die Messverstärker bieten die Möglichkeit wahlweise Brutto- oder Netto-Signal anzuzeigen. Während die Nullverschiebung auf beide wirkt, wirkt die An-

derung des Tara-Werts nur auf das Netto-Signal. Ein Vorschlag zur Verwendung von Nullverschiebung und Tarierfunktion könnte etwa folgende Vorgehensweise darstellen. Im Rahmen des Abgleichs wird der Nullpunkt einmalig nach der Montage abgeglichen. Für den regelmäßigen Abgleich wird die Nullverschiebung oder die Tarierfunktion verwendet.

Ein solcher kurzfristiger Nullabgleich kann dazu dienen, die Auswirkungen des Temperatureinflusses auf das Nullsignal (siehe Anhang A) zu minimieren, indem er bei der tatsächlichen Betriebstemperatur durchgeführt wird. So kann über Kontrolle des Werts der Nullverschiebung (oder der Tara) die langfristige Nullpunktdrift beobachtet werden, obwohl sie für den Messbetrieb kompensiert ist. Hinsichtlich der Kriterien, nach denen die Nullpunktveränderungen zu beurteilen sind, sei auf Abschnitt 5.1.2 verwiesen.

Eingabe der Kennlinie in Form einer Geraden (Zweipunktgleich)

Die Eingabe der Kennlinie im Messverstärker erfolgt in den meisten Fällen als Gerade, die über den Zweipunktgleich definiert wird. Die Steigung der Geraden folgt aus dem Kennwert, der die Spanne des Ausgangssignals des Aufnehmers zwischen Nenndrehmoment und Drehmoment null darstellt. Auch das Kalibriersignal kann zur Eingabe der Geradensteigung verwendet werden, da für jeden Aufnehmer individuell angegeben wird, wie groß die zugehörige Spanne des Drehmoments ist, die dem elektrisch durch das Kalibriersignal vorgegebenen Wert entspricht.

Günstiger als die Verwendung des Nennkennwerts aus dem Datenblatt ist der individuelle Kennwert des Aufnehmers, der aus dem Prüfprotokoll oder aus dem Werks- oder DKD-Kalibrierschein ersichtlich ist. Hier können dann auch die Abweichungen berücksichtigt werden, die sich daraus ergeben, für welchen Messbereich und welche Wirkrichtung des Drehmoments eine Gerade definiert werden soll.

Welche Werte aus den jeweiligen Zertifikaten zu verwenden sind, ist in Kapitel 7 im Zusammenhang mit der detaillierten Erklärung von Prüfprotokoll und Kalibrierscheinen aufgeführt. Noch günstiger kann es sein, wenn die Kennlinie durch eine Vor-Ort-Kalibrierung des Drehmomentenaufnehmers in der vorgesehenen Anwendung (z. B. Prüfstand) bestimmt wurde; man vergleiche hierzu auch die Ausführungen in Kapitel 7.

Zur praktischen Eingabe der Kennlinie bieten HBM-Messverstärker zwei Möglichkeiten. Die erste Möglichkeit ist die Eingabe des sogenannten Nennwerts, wobei erstens der physikalische Wert der Anzeige oder Ausgabe (beispielsweise in N·m) für den vollen Messbereich und zweitens das zugehörige

Eingangssignal (entspricht dem Ausgangssignal des Drehmomentaufnehmers beispielsweise in Hz) einzugeben sind.

Das Eingangssignal ist dabei als Spanne gegenüber dem Nullsignal einzugeben. Diese Vorgehensweise wird beispielsweise gewählt, wenn als Basis des Abgleichs der im Prüfprotokoll genannte Kennwert verwendet wird. Der Kennwert ist das Eingangssignal, das dem Endwert des Nennmessbereichs (gewöhnlich in N·m) zugeordnet ist.

Die zweite Möglichkeit besteht darin, zwei beliebige Punkte der Geraden vorzugeben. Dabei müssen die physikalischen Ausgabewerte (beispielsweise in N·m) stets als Zahlen eingegeben werden, die zugeordneten Ausgangssignale können alternativ entweder eingegeben oder eingemessen werden. Es ist nicht zwingend nötig, dass einer der beiden Punkte das Nullsignal darstellt. Die eingegebenen oder eingemessenen Eingangssignale werden vom Messverstärker zunächst als absolute Zahlenwerte, nicht als Spanne gegenüber dem Nullsignal verstanden. Ein Beispiel für dieses Verfahren ist das Einmessen des Drehmomentaufnehmers mit Hilfe des Kalibriersignals. Hierbei ist dann der erste einzumessende Punkt das Nullsignal, zur Definition des zweiten Punkts wird der dem Kalibriersignal zugeordnete Ausgabewert (siehe Prüfprotokoll oder Kalibrierschein) eingegeben und das zugeordnete Eingangssignal nach Aktivieren des Kalibriersignals eingemessen.

Mehrpunktgleich und Verwendung von Ausgleichspolynomen

Hochgenaue Messverstärker bieten neben dem Zweipunktgleich die Möglichkeit eines Mehrpunktgleichs, bei dem die Kennlinie in Form eines Geradenzugs abgebildet wird. Eine weiter verbesserte Genauigkeit bietet ggf. die Verwendung von Ausgleichspolynomen, in denen die Kalibrierergebnisse einer Kalibrierung über mehrere Drehmomentstufen.

In beiden Fällen ist jedoch zu bedenken, dass die sehr genaue Wiedergabe einer durch Kalibrierung erfassten Kennlinie nur dann sinnvoll ist, wenn zufällige Einflüsse auf diese Kennlinie gering sind, wenn also eine Mittelung über eine hinreichende Zahl von Messungen vorliegt. Dies setzt in aller Regel einen DKD-Kalibrierschein voraus.

Die Implementierung der Kennlinie in Form eines Polynoms zweiter oder höherer Ordnung ist in der Regel nicht im Messverstärker möglich, sondern erfordert die Datenaufbereitung im Computer. Geeignete Ausgleichspolynome sind beispielsweise Bestandteil eines DKD-Kalibrierscheins (siehe Kapitel 7). Es ist ein Polynom auszuwählen, in dem das Drehmoment in Abhängigkeit vom elektrischen Ausgangssignal des Aufnehmers ausgedrückt ist.

5.5.4 Eingabe der Kennlinie für die Drehzahl- und Drehwinkelmessung

Einstellen des Messverstärkers für die Drehzahlmessung

Das Ausgangssignal für die Drehzahlmessung besteht bei allen Drehmomentaufnehmern aus zwei Impulsreihen, deren Frequenz proportional zur Drehzahl ist. Zum Abgleich der Messkette müssen wie für die Drehmomentenkennlinie Nullsignal und Nennwert eingegeben werden. Das Nullsignal ist in jedem Fall 0 Hz. Als Nennwert ist die höchste im Betrieb mögliche Drehzahl n_{max} einzugeben. Da die Impulsfolge dadurch generiert wird, dass pro Umdrehung eine festgelegte Anzahl N_{imp} von Impulsen abgegeben wird, ergibt sich die zugeordnete Eingangsfrequenz f_{ein} für eine gegebene Maximaldrehzahl n_{max} nach der Formel

$$f_{ein} = \frac{n_{max} N_{imp}}{60} \quad (\text{Zahlenwertformel mit } n_{max} \text{ in } \text{min}^{-1}, f_{ein} \text{ in Hz})$$

Dabei ist zu beachten, dass hier die elektrisch vom Aufnehmer abgegebene Impulszahl einzusetzen ist, die nicht in jedem Fall identisch mit der Zahl der mechanisch vorhandenen Inkremente ist, beispielsweise der Zahl der Schlitze an der Schlitzscheibe bei einem optischen Drehzahl-Messsystem. Teilweise bestehen auch im Stator des Drehmomentaufnehmers Einstellmöglichkeiten für eine Umstellung der elektrischen Impulszahl.

Neben der Kennlinie selbst sind einige für die Drehzahlmessung wesentlichen Optionen am Messverstärker einzustellen. Dazu gehört die Auswertung der zweiten Impulsreihe. Diese wird entweder zur Erkennung der Drehrichtung oder zur Erhöhung der Zahl der Impulse pro Umdrehung (Frequenzverdopplung oder –vervierfachung) eingesetzt.

Einstellen des Messverstärkers für die Drehwinkelmessung

Für die Drehwinkelmessung muss der Messverstärker auf die Impulszählung eingestellt sein. Zum Abgleich der Messkette müssen wie für die Drehmomentenkennlinie Nullsignal und Nennwert eingegeben werden. Für den Nennwert werden der maximale Drehwinkel φ_{max} und die zugeordnete vom Messverstärker empfangene Impulszahl $n_{\varphi_{max}}$ eingegeben. Die Zuordnung erfolgt in Abhängigkeit von der Zahl N_{imp} der Impulse pro Umdrehung nach der Beziehung

$$n_{\varphi_{max}} = \frac{\varphi_{max} N_{imp}}{360^\circ}$$

Wenn eine Drehwinkelanzeige größer 360° ausgeschlossen sein soll, aber in der Anwendung Drehungen von mehr als einer vollen Umdrehung vorkommen, muss der Aufnehmer einen Referenzimpuls liefern. Dieser kann von Messverstärkern mit der entsprechenden Funktion dann als Nullindex ausgewertet werden.

6 Analyse von Schwingungsvorgängen

Dieses Kapitel befasst sich mit dem Erkennen, Messen und Interpretieren von Schwingungen, wie sie typischerweise in rotierenden Maschinen auftreten, in denen Drehmomentmesstechnik zum Einsatz kommt.

Eine grundsätzliche Beschreibung der relevanten Schwingungsphänomene, deren Berechnung sowie deren Bedeutung bei Auswahl und Auslegung ist in Kapitel 4 nachzulesen. Eine kurz gefasste Einführung in die wichtigsten allgemeinen Begriffe der Schwingungstechnik wird in Anhang B gegeben. Grundlegende Begriffe der Signalanalyse, auf denen speziell die nachstehend beschriebenen Techniken der Datenanalyse aufbauen, sind knapp erläutert.

Eine ausführlichere Darstellung, insbesondere auch eine geschlossene mathematische Herleitung ist in der Fachliteratur der Schwingungslehre zu finden, etwa [15], zur Durchführung und Auswertung von Schwingungsmessungen an rotierenden Maschinen sei auf die VDI-Richtlinie 3839 verwiesen.

6.1 Ziel der Schwingungsanalyse

Ziele der Schwingungsanalyse vor dem Hintergrund der Drehmomentmessung sind erstens die Unterscheidung zwischen wirklichen mechanischen Schwingungen und scheinbaren Schwingungen durch Effekte, die bei schlecht abgestimmter Messtechnik oder Messdatenauswertung auftreten. Zweitens kann die Schwingungsanalyse der Zuordnung mechanischer Schwingungen zu Verursachungsmechanismen (beispielsweise Unwucht) dienen. Eine solche Zuordnung ist besonders dann vonnöten, wenn die Schwingungen eine zu große Belastung darstellen und Einflussmöglichkeiten zu deren Reduzierung gefunden werden müssen.

Die Untersuchung von Schwingungen wird aber auch als Methode zur Diagnose von bestimmten Defekten eingesetzt. Dabei steht dann nicht im Vordergrund, ob die Schwingungen als solche eine unzulässige Belastung darstellen, sondern ob die Ursache, die hinter den Schwingungen steht, einen unzulässigen Fehler an der Maschine darstellt. Zum Beispiel lassen sich durch eine kontinuierliche Schwingungsüberwachung Fehler an Wälzlagern oder Getrieben bereits im Frühstadium erkennen, so dass man die Möglichkeit hat, die Maschine vor einem Crash zu stoppen.

6.2 Messen von Schwingungen rotierender Maschinen

6.2.1 Geeignete Messgrößenaufnehmer und ihre Anordnung

Wie in Kapitel 4 dargelegt ist, können im Wellenstrang verschiedene Schwingungsformen wie Torsionsschwingungen, Biege- oder Axialschwingungen vorkommen. Um ein vollständiges Bild vom Schwingungsverhalten einer rotierenden Maschine zu erhalten, ist daher gewöhnlich der Einsatz verschiedener Typen von Aufnehmern erforderlich. Dieser Abschnitt soll kurz umreißen, welche Aufnehmer für welche Aufgabe in der Schwingungsmessung geeignet sind. Auf Einzelheiten zur Handhabung der verschiedenen Aufnehmertypen und insbesondere zu der jeweils benötigten Verstärkerelektronik wird hier nicht eingegangen. Sie sind der Fachliteratur und der technischen Dokumentation zu entnehmen.

Zur Messung und Identifikation von Torsionsschwingungen ist der Drehmomentaufnehmer sehr gut geeignet. Alternativ oder ergänzend werden auch andere Messprinzipien angewendet. Ein Messprinzip ist die zeitgleiche Erfassung des Drehwinkels an verschiedenen Positionen des Wellenstrangs, wodurch dessen Verdrehung bestimmt wird. Eine andere Methode besteht in der hochauflösenden Drehzahlmessung etwa über Schlitzscheiben. Schließlich werden spezielle Geräte zur Torsionsschwingungsmessung auf Basis des Laser-Interferometers angeboten. Im Unterschied zum gewöhnlichen Laser-Vibrometer, bei dem ein einziger Laserstrahl auf das Messobjekt gerichtet ist, wird der Laserstrahl hierbei in zwei parallele Laserstrahlen zerteilt. Die Auswertung der Interferenz zwischen den reflektierten Anteilen beider Strahlen bietet den Vorteil, dass sich die Einflüsse aus überlagerten Biegeschwingungen gegenseitig herausheben.

Zur Messung von Biegeschwingungen sind besonders berührungslos messende Wegsensoren (etwa Wirbelstromsensoren) geeignet, die auf den Umfang des Wellenstrangs ausgerichtet sind. Da bei Biegeschwingungen des Wellenstrangs Ausbiegungen in zwei Raumrichtungen auftreten können, ist für eine vollständige Erfassung die Verwendung von mindestens zwei Aufnehmern erforderlich (siehe Bild 6.1).

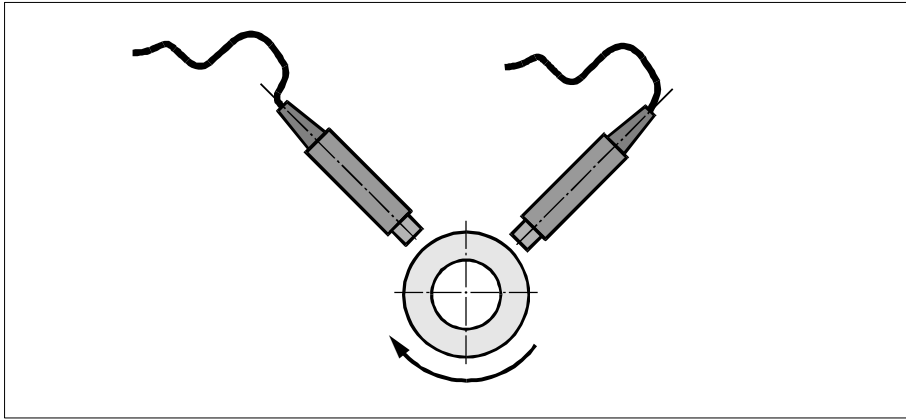


Bild 6.1 Berührungslos messende Wirbelstromaufnehmer zur Messung von Biegeschwingungen

Bei dieser Art der Messung wird der Runout – die geometrische Unrundheit und Unebenheit der Oberfläche sowie Materialinhomogenitäten – als einfach drehfrequenter Anteil mit gemessen. Moderne Systeme bieten die Möglichkeit einer Kompensation. Die axiale Position ist für solche Schwingungsmessung von großer Bedeutung, da Biegeschwingungen mit unterschiedlichen Schwingungsformen vorkommen (siehe Kapitel 4).

Sind die Schwingungsformen im Vorfeld annähernd bekannt, muss lediglich darauf geachtet werden, dass die Messstelle nicht in einem Schwingungsknoten liegt. Sollen die Schwingungsformen jedoch aus den Messungen ermittelt werden, kann es erforderlich sein, an mehreren axialen Positionen Messungen der Biegeverformungen durchzuführen. Nähere Angaben zum Aufbau einer Messanordnung dieser Art enthält auch die Norm DIN 45670.

Eine andere Möglichkeit, Biegeschwingungen zu identifizieren, besteht in Messungen der Schwingungen am Lagerbock. Dieses Vorgehen ist jedoch stark abhängig von der Steifigkeit des Lagerbocks. Bei zu großer Steifigkeit werden die gewöhnlich niederfrequenten Schwingungsanteile kaum übertragen. Oft wird das Messsignal dann dominiert von Frequenzen, die durch die Bewegungen der Wälzkörper im Lager verursacht sind.

Als sehr einfach zu handhabende Aufnehmer für diese Art der Messung sind piezoelektrisch arbeitende Beschleunigungsaufnehmer sehr verbreitet. Gerade bei der Fehlersuche ist es von großem Vorteil, dass es oft ausreicht, die Beschleunigungsaufnehmer mit Wachs auf einer glatten Fläche des Lagerbocks aufzukleben. Beschleunigungsaufnehmer weisen darüber hinaus auch ein sehr breites Frequenzband auf, Signalfrequenzen von 5 Hz bis mehreren kHz sind

möglich. Bei niedrigen Frequenzen muss allerdings bedacht werden, dass hier auch bei großen Wegen nur sehr kleine Beschleunigungen wirken, so dass niederfrequente Schwingungsanteile bei Beschleunigungsmessungen leicht übersehen werden.

Ein weiterer Aufnehmertyp für Messungen am Lagerbock ist der induktive Schwinggeschwindigkeitsaufnehmer. Das Frequenzband dieses Aufnehmertyps reicht von 10 Hz bis 1 kHz. Geschwindigkeitsaufnehmer gehörten zu den ersten Schwingungsaufnehmern. Viele Angaben zu Schwingungsgrenzen basieren weiterhin auf der Schwinggeschwindigkeit. Die hohe Zuverlässigkeit des Messprinzips spiegelt sich unter anderem darin, dass es bei vielen Auswuchtmaschinen zum Einsatz kommt.

Zur Messung von Axialschwingungen eignen sich ebenfalls die berührungslos arbeitenden Wegaufnehmer oder Schwingungsaufnehmer am Lagerbock. Oft ist es allerdings schwierig, geeignete und zugängliche Messstellen zu finden.

6.2.2 Messdatenconditionierung und -aufzeichnung

Filter

Wichtigstes Werkzeug der Messdatenaufbereitung sind Filter. Sie dienen dazu, bestimmte Frequenzanteile aus einem Signal herauszufiltern, um die als physikalisch relevant eingeschätzten Frequenzanteile zu isolieren. Die Zerlegung eines Signals in Anteile verschiedener Frequenzen wird in Abschnitt 6.3.2 noch erläutert, der sich mit der Datenanalyse im Frequenzbereich befasst. Speziell die Wahl der Filterfrequenzen steht in sehr engem Zusammenhang mit den zu erwartenden Schwingungsfrequenzen und der Frage, welche der möglicherweise vorhandenen Frequenzen durch die Messergebnisse wiedergegeben werden sollen. Daher sind diese Überlegungen im vorliegenden Abschnitt aufgenommen.

Ein Hochpassfilter hat die Aufgabe, Frequenzen unterhalb einer spezifizierten Frequenz zu unterdrücken. Sein Einsatz kann nützlich sein, um einen statischen Offset des Messsignals herauszufiltern, wenn nur Schwingungen betrachtet werden sollen. Wenn beispielsweise Biegeschwingungen mit Hilfe von berührungslos messenden Wegaufnehmern gemessen werden sollen, die auf die Welle ausgerichtet sind, ist der Gleichanteil allein durch den Abstand der Aufnehmer von der Welle bestimmt, und somit ohne Informationsgehalt über die zu messenden Vorgänge. Die Verwendung eines Hochpasses mit sehr niedriger Frequenz eliminiert diesen Einfluss aus dem Messsignal, ohne einen aufwändigen Nullabgleich zu erfordern. Man spricht in einem solchen Fall auch von Messung des AC-Signals. Oft wird eine solche Option durch die Messverstärker bereitgestellt, ohne unter dem Begriff Filter zu firmieren.

Ein Tiefpassfilter hat die Aufgabe, Frequenzen oberhalb einer spezifizierten Frequenz zu unterdrücken. Dies kann erwünscht sein, um eine Glättung des Signals zu erreichen, etwa wenn das Nutzsignal von hochfrequentem Rauschen oder anderen Störsignalen überlagert ist. Von großer Bedeutung sind Tiefpassfilter, da bei nicht bekannten Signalen nur mit ihrer Hilfe definierte Obergrenzen für die im Signal enthaltenen Frequenzen erzwungen werden können. Dies ist unbedingt erforderlich, um den Alias-Effekt zu vermeiden. Auf diesen wird im folgenden Abschnitt näher eingegangen, der sich mit der Datenanalyse im Frequenzbereich befasst. Dort wird auch beschrieben, wie in Abhängigkeit von den für die Messung relevanten Signalfrequenzen die Abtastrate und die Frequenz für den Tiefpassfilter festgelegt werden. Dabei hat auch die Entscheidung Einfluss, welche der eventuell vorhandenen Frequenzen gezeigt werden sollen. Die Grundlagen zu dieser Entscheidung sind in Kapitel 4 dargelegt.

Zur technischen Realisierung sei hier nur bemerkt, dass kein Filter ideal arbeitet. Die Unterdrückung von Frequenzen jenseits der Grenzfrequenz des Filters erfolgt nicht schlagartig, sondern zunehmend stark mit zunehmendem Abstand von der Grenzfrequenz. Zur Definition der Filterwirkung wird daher häufig die 3-dB-Grenze verwendet, die die Frequenz angibt, bei der die Amplitude eines monofrequenten Signals um 3 dB abgeschwächt wird. Daneben haben alle Filter gewisse Laufzeiten. In der Terminologie der Frequenzbereichsmethoden wird damit gesagt, dass die Phasenlage der Signalanteile verschoben wird.

Unterschiedliche Prioritäten, um unerwünschte Nebeneffekte durch die Filterung möglichst zu minimieren, führen zur Auswahl von Filtern mit unterschiedlichen Charakteristiken. Die gängigsten und auch von HBM-Messverstärkern realisierten sind die Butterworth- und Bessel-Charakteristik. Die Butterworth-Charakteristik bietet einen sehr steilen Übergang zwischen dem Durchlass- und Sperrbereich. Solche Filter haben jedoch den Nachteil relativ langer Einschwingzeiten. In dieser Hinsicht sind Filter mit Bessel-Charakteristik günstiger. Daher sind Bessel-Filter da zu empfehlen, wo ein hinreichender Abstand der relevanten Frequenzen von der Grenzfrequenz des Filters eingehalten werden kann. Butterworth-Filter sind hingegen vorteilhaft, wenn eine scharfe Trennung zwischen Durchlass- und Sperrbereich wichtig ist. Entscheidenden Einfluss auf die Einschwingzeit hat jedoch vor allem die Bandbreite des Filters, also die Breite des Frequenzbands, das den Durchlassbereich darstellt. Je kleiner die Bandbreite, desto länger die Einschwingzeit.

Bei der Einspeisung des Messsignals in einen Regelkreis ist zu beachten, dass die Übertragungseigenschaften des Filters je nach den Übertragungseigenschaften der übrigen Komponenten eine Instabilität des Regelkreises verursachen können. So können beispielsweise lange Einschwingzeiten einen Regelkreis unter Umständen destabilisieren.

Wahl der Abtastrate und Vermeidung des Alias-Effekts

Bei Aufzeichnung zur späteren Analyse erfolgt immer eine zeitliche Diskretisierung oder Abtastung. Damit geht einher eine Begrenzung der Frequenzauflösung. Offenkundig kann ein diskretisiertes Signal Frequenzen nicht wiedergeben, die eine gleiche Größenordnung erreichen wie die Abtastrate (englisch sampling rate). Man stelle sich vor, wie etwa ein Sinussignal von 100 Hz aussieht, wenn man nur 100 Punkte pro Sekunde betrachtet, wenn also die Abtastrate wie die Signalfrequenz 100 Hz beträgt. Da die Abtastung immer wieder nach genau einer vollständigen Periode erfolgt, würde stets der gleiche Ausgabewert gesehen, man erhielte statt der Sinuskurve eine waagerechte Linie.

Viel schlimmer ist jedoch, wenn die im Ursignal (vor der Abtastung) enthaltenen hohen Frequenzen sich im digitalisierten Signal als scheinbare Signalanteile mit niedrigeren Frequenzen (Alias-Frequenzen) niederschlagen, wie Bild 6.2 illustriert. Hier wird ein 40-Hz-Sinussignal mit einer Abtastrate von 50 Hz abgetastet. Das Ergebnis ist ein scheinbares Schwingungssignal mit einer Frequenz von 10 Hz.

Für die Praxis heißt das: wenn man hohe Frequenzen nicht erfasst, da man sie für technisch nicht relevant hält, verzichtet man nicht nur auf Information über die hochfrequenten Signalanteile. Vielmehr erzeugen diese Signalanteile Fehlinformationen, die sich in dem interessierenden, niedrigeren Frequenzband auswirken. Um diesen Alias-Effekt zu vermeiden, muss das Abtasttheorem nach Nyquist/Shannon beachtet werden. Dieses schreibt vor, dass die Abtastrate mindestens das Zweifache der höchsten im Signal enthaltenen Frequenz betragen muss. Damit auch noch brauchbare quantitative Aussagen über die Signalanteile in den höchsten enthaltenen Frequenzen möglich sind, wird von Praktikern statt einem Faktor 2 der Faktor 5 empfohlen.

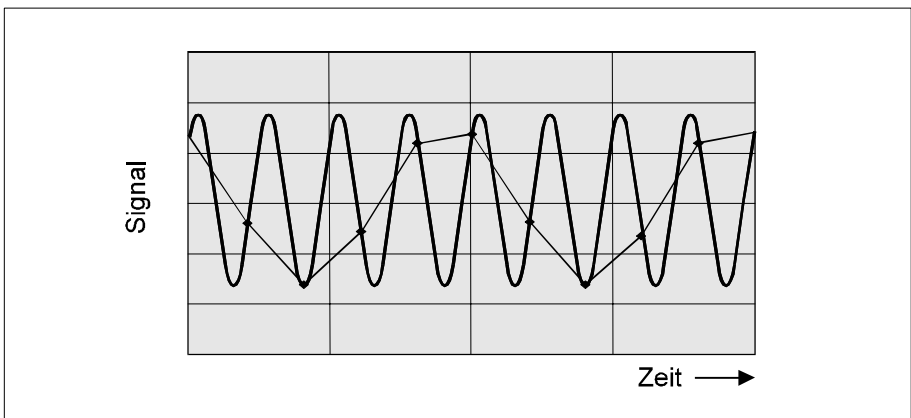


Bild 6.2 Beispiel für den Alias-Effekt

Oft jedoch sind Signalanteile sehr hoher Frequenzen enthalten, die technisch nicht relevant sind. Eine Erfassung mit der durch das Abtasttheorem vorgegebenen Mindestabtastrate würde eine nicht handhabbare Datenflut erzeugen. Generell ist oft auch gar keine verlässliche Aussage über die obersten vorhandenen Frequenzen möglich. Um dennoch Alias-Effekte zu vermeiden, muss daher oft die Signalfrequenz durch Tiefpassfilter nach oben begrenzt werden. Naturgemäß kann dies nicht durch eine digitale Filterung geschehen, die am bereits abgetasteten Signal stattfindet.

6.3 Datenanalyse

Ziel der Datenanalyse ist in diesem Zusammenhang, aus den Messdaten, die die Schwingungsmessungen liefern, Informationen über das wirkliche Verhalten und die Eigenschaften des technischen Systems zu gewinnen. Hierzu gehört auch die Interpretation des gefundenen Verhaltens. An dieser Stelle geht die Datenanalyse in Betrachtungen der Hintergründe und Zusammenhänge von Schwingungsvorgängen über, die in Kapitel 4 dargestellt sind, wo die Schwingungen mit Blick auf die Auslegung diskutiert sind.

6.3.1 Zeitbereich

In der Signalanalyse werden die Verfahren und Methoden in zwei große Kategorien unterteilt: solche die im Zeitbereich arbeiten und solche die im Frequenzbereich arbeiten. Bei Zeitbereichsmethoden bleiben die Daten in der zeitlichen Reihenfolge der Erfassung angeordnet.

Identifizieren von Extrema

Eine erste und in jedem Fall wichtige Betrachtung zur Bewertung von Schwingungsvorgängen ist die Feststellung der absoluten Amplituden. Hierzu müssen lediglich die Extrema identifiziert werden. Oft ist eine optische Kontrolle anhand einer grafischen Darstellung der Messkurven über die Zeit ausreichend. Liegen die Daten in digitalisierter Form vor, lässt sich leicht einem Computer die Aufgabe übertragen, die Extrema zu finden. Dabei kann es je nach Sachlage wichtig sein, die absoluten Extrema für eine gegebene Messreihe zu finden, oder die lokalen Maxima und Minima (Peaks).

Die Amplituden erlauben Rückschlüsse auf die Belastungen, welchen die einzelnen Komponenten des Aufbaus im Betrieb ausgesetzt waren. Diese Rückschlüsse sind mehr oder weniger direkt, je nach der erfassten Messgröße. So gestattet eine Messung des Drehmoments eine sehr direkte Einschätzung der Torsionsbeanspruchungen des Drehmomentaufnehmers und anderer Komponen-

ten. Eine Messung der radialen Beschleunigungen erlaubt direkte Rückschlüsse über einen Teil der Beschleunigungen, die auf die Komponenten im Wellenstrang wirken, was bei mitrotierenden elektronischen Komponenten wichtig sein kann. Aus den gleichen Messdaten lassen sich aber auch Aussagen über die Belastungen aufgrund von Biegeverformungen gewinnen, indem aus den Beschleunigungsdaten solche für Verschiebungen gewonnen werden, die dann unter Beachtung der Lagerung und der Verformungsmöglichkeiten der benachbarten Komponenten eine Bestimmung der Biegeverformungen erlauben.

Differenzieren und Integrieren

Durch Differenzieren können aus einer Messung der Verschiebungen (Weg) die Geschwindigkeiten errechnet werden oder aus den Geschwindigkeiten die Beschleunigungen. Durch Integrieren können aus Beschleunigungen Geschwindigkeiten und aus Geschwindigkeiten Verschiebungen bestimmt werden. Beide Vorgänge lassen sich mit einem Computerprogramm für die Messdatenverarbeitung (z. B. catman® von HBM) durchführen.

Da die Differentiation die zeitliche Änderung des Ausgangssignals beschreibt, ergibt sich aus einer Messkurve mit unruhigem Verlauf durch die Differentiation stets eine Messkurve mit noch unruhigerem Verlauf. Dieser Effekt verstärkt auch die nie ganz zu vermeidenden Rauschanteile. Daher ist die numerische Differentiation in der Regel nicht so unproblematisch wie die numerische Integration.

Die numerische Integration hat allerdings den Nachteil, dass zur eindeutigen Bestimmung Anfangsbedingungen erforderlich sind. Soll beispielsweise aus der gemessenen Geschwindigkeit eines Messpunkts dessen absolute Lage ermittelt werden, muss für einen Referenzzeitpunkt die Lage gegeben sein, d. h. es ist eine Anfangsbedingung für die Lage erforderlich. Selbst wenn diese Information vorhanden ist, ist es meist mühsam und erfordert recht detailliertes Eingreifen, wenn man diese in die automatisierte Integration per Computer einarbeiten will. Für die Schwingungsmessung ist diese Einschränkung jedoch meist ohne große praktische Bedeutung, da hier fast stets der oszillierende Anteil des Signals ausreicht.

Rückschlüsse aus der Kurvenform

Viele wichtige Aussagen über die Art oder Ursachen von oszillatorischen Messsignalen lassen sich bisweilen auch aus der Betrachtung der Kurvenform gewinnen.

Ein Beispiel hierfür sind an den Maxima und/oder Minima stark abgeflachte, praktisch horizontale Kurvenverläufe, die den Eindruck von abgeschnittenen

Peaks erwecken, wie in Bild 6.3 schematisch dargestellt. Solche Kurvenformen legen die Vermutung nahe, dass im System ein Sättigungseffekt oder ein Anschlag vorhanden ist.

Dies kann beispielsweise ein Übersteuern oder eine elektrische Sättigung in der Messkette sein, oder aber ein mechanischer Anschlag, der etwa auftritt, wenn Komponenten wie Wälzlager Spiel haben. Eine weitere Unterscheidung wäre in einem solchen Fall denkbar, wenn man untersucht, ob auch Effekte vorliegen, wie sie für Stöße typisch sind, da solche in Verbindung mit Spiel meist ebenfalls auftreten. Auch die speziellen Quellen oszillierender Drehmomentanteile bei Verbrennungsmotoren, die in Kapitel 4 bereits detailliert beschrieben sind, lassen sich oft aus einem Vergleich der Messkurven mit den bekannten Eigenschaften des verwendeten Motors leicht zuordnen.

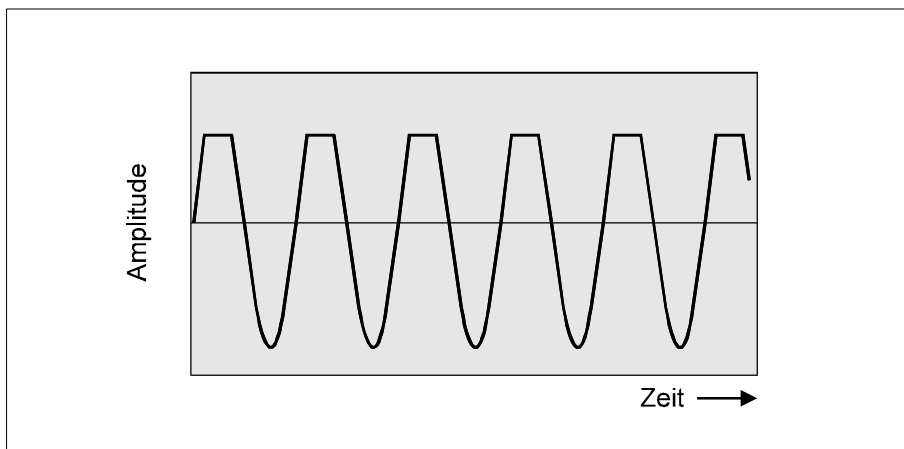


Bild 6.3 Beispiel für Sättigungseffekte oder Anschläge im System

Gerade wenn im nächsten Schritt auch Analysen mit Frequenzbereichsmethoden geplant sind, kann eine Plausibilitätskontrolle der gewählten Abtastfrequenz anhand des Kurvenverlaufs im Zeitbereich nützlich sein. Eine zu geringe Abtastfrequenz äußert sich in einem extrem zackigen Verlauf, wie man am Beispiel in Bild 6.4 erkennt. Oft findet sich zwischen zwei Extrema kein dritter Datenpunkt.

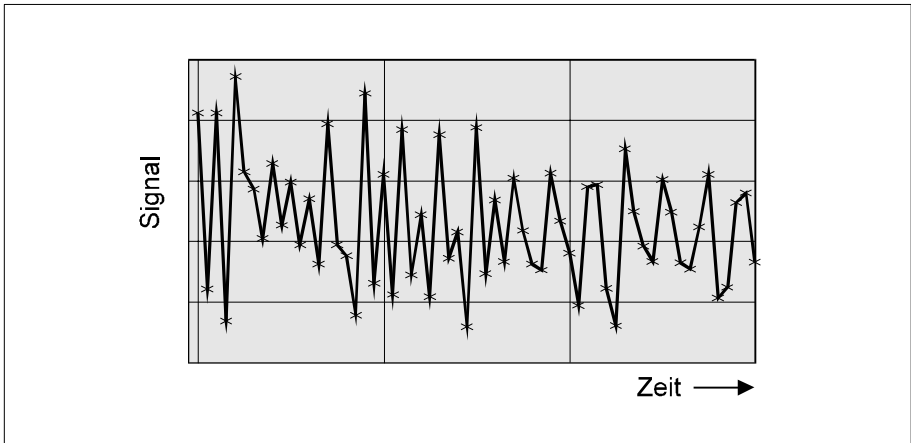


Bild 6.4 Beispiel für eine Datenaufzeichnung mit zu niedriger Abtastrate

Betrachtungen zu Biegeschwingungen anhand der Orbit-Formen

Wie bereits erwähnt, müssen zur vollständigen Erfassung der Biegeauslenkungen eines Messpunkts auf einem Wellenstrang die Bewegungen in zwei Richtungen gemessen werden. Legt man beispielsweise ein Koordinatensystem so, dass die x -Achse mit der Wellenlängsachse zusammenfällt, müssen Ausbiegungen in y - und z -Richtung gemessen werden.

Neben der Darstellungsform als zwei separate Kurven in Abhängigkeit von der Zeit bietet sich bei periodischen oder nahezu periodischen Bewegungen die Darstellung in Form von Orbits oder Bahnkurven an. Dabei wird die Auslenkung in den beiden orthogonal zueinander stehenden Achsen übereinander gezeichnet, wie man in Bild 6.5 sieht.

Orbit-Darstellungen lassen sich leicht während der Messung online auf dem Oszilloskop erzeugen. Da sie gleichzeitig ohne jeden rechnerischen Aufwand sehr viel Information über die Biegeschwingungen liefern, sind sie zur Beobachtung bei laufenden Messungen und Versuchen äußerst beliebt.

Während der Orbit eines völlig unbewegten Messpunkts zu einem Punkt entartet, stellt der reale Orbit für einen Messpunkt auf einer rotierenden Welle eine Kurve von mehr oder weniger großer Ausdehnung dar. Geschlossene Kurven bedeuten eine periodische Bewegung. Dabei ist allerdings zu beachten, dass das Bild, das von einem Oszilloskop erzeugt wird, davon abhängen kann, wie lange der sich auf der Mattscheibe bewegende Lichtpunkt nachglüht. Im Rahmen der durch diese praktischen Belange gesteckten kurzen Zeitfensters sind die zu beobachtenden Orbits meist geschlossen. Abweichungen von der Periodizität zeigen sich als langsame zeitliche Änderungen der Orbitform.

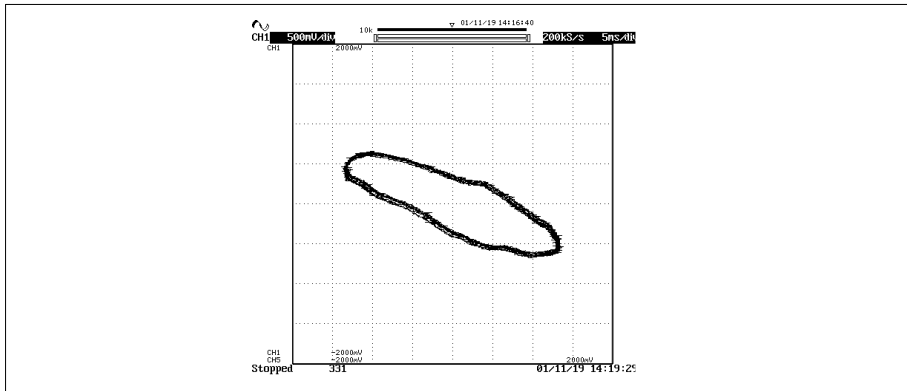


Bild 6.5 Orbit einer rotierenden Welle

Grundform des Orbits ist meist eine Ellipse. Diese wird in aller Regel synchron und gleichsinnig zur Drehung des Rotors um die eigene Achse durchlaufen. Die Ellipsenform ergibt sich mathematisch aus der Überlagerung von oszillierenden Bewegungen in beiden Achsrichtungen des Orbits. Diese oszillierenden Bewegungen sind in erster Näherung harmonisch, haben also über die Zeit aufgetragen die Form einer Sinuskurve. Sie kommen durch die drehfrequente Erregung infolge der Unwucht zustande. Am klarsten sieht man die Ellipsenform in Resonanznähe, wo die Schwingungsauslenkungen am größten sind und somit über andere Effekte dominieren.

Die Tatsache, dass die Ellipse in der Regel nicht die spezielle Form eines Kreises annimmt, erklärt sich dadurch, dass bei realen rotierenden Maschinen die Steifigkeiten in horizontaler und vertikaler Richtung stets unterschiedlich sind. Insbesondere bei den Lagern ist die vertikale Steifigkeit meist deutlich größer. Dadurch bedingt sind nicht nur die Schwingungsauslenkungen in beiden Achsrichtungen unterschiedlich, sondern auch die Eigenfrequenzen.

Dies folgt aus dem in Anhang B dargestellten Zusammenhang zwischen Eigenfrequenz und Systemsteifigkeit. Im unterkritischen Betrieb sind dabei die Amplituden in Richtung der geringeren Steifigkeit größer, während es im überkritischen Betrieb umgekehrt ist. Man beobachtet also beim Durchfahren von Biegeresonanzen neben der Vergrößerung aufgrund der in Resonanznähe großen Amplituden auch eine Änderung der Form der Ellipsen, da sich die Richtungen der großen und kleinen Hauptachse vertauschen.

Auch die Abweichungen des Orbits von der idealisierten Ellipsenform lassen sich auf technische Eigenschaften des Systems und technische Vorgänge zurückführen. Zunächst ist da der bereits erwähnte Runout, also die Unrundheit oder Rauigkeit der Wellen- oder Scheibenoberfläche, die bei Verwendung von

Wegaufnehmern im Messsignal auftaucht. Elektrische Sättigungserscheinungen oder mechanische Anschläge, die bereits diskutiert wurden, machen sich ähnlich wie in Bild 6.3 auch im Orbit bemerkbar. Man erkennt dann abgeflachte Seiten.

Alle diese Abweichungen von einer elliptischen Form des Orbits bedeuten, dass die oszillierenden Bewegungen in den beiden Achsrichtungen des Orbits nicht rein harmonisch sind und somit im Sinne der unten noch näher erläuterten Fourier-Reihen-Entwicklung höhere harmonische Anteile vorhanden sein müssen. Anhand dieses Zusammenhangs können somit auch ohne die rechnerische Anwendung der im folgenden Abschnitt dargestellten Frequenzbereichsmethoden bereits Voraussagen über die Frequenzanteile im Messsignal getroffen werden.

Hat der Orbit eine Schleifenform, bei der die Bahnkurve sich selbst schneidet, wie in Bild 6.6 gezeigt, ist dies ein Hinweis auf subharmonische Anteile der Wellenschwingungen im Verhältnis zur Drehzahl (siehe auch Anhang B). In diesem Fall führt die Welle zwei oder mehr volle Drehungen um die eigene Achse aus, bevor sie wieder die gleiche Position auf ihrer Bahn erreicht. Das Bild zeigt eine Computersimulation der Bewegung einer rotierenden Welle, die asymmetrisch am Gehäuse anschlägt.

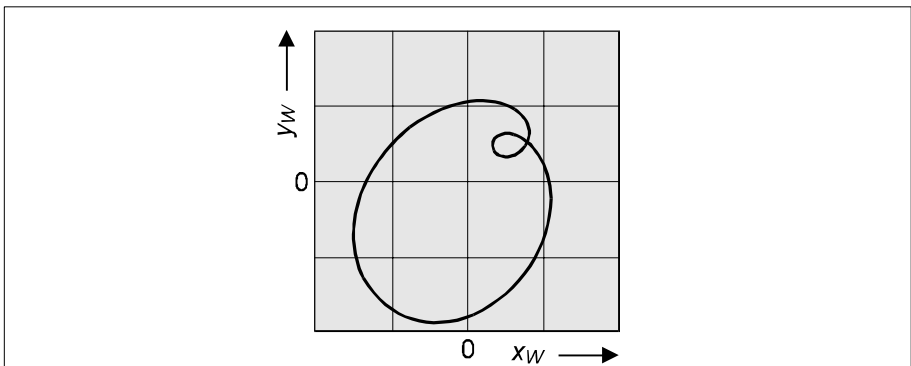


Bild 6.6 Typischer Orbit bei subharmonischer Wellenbewegung

6.3.2 Frequenzbereich

Grundgedanke und Grundbegriffe

Grundgedanke der Frequenzbereichsmethoden zur Signalanalyse ist die Zerlegung beliebiger Zeitsignale in eine Summe harmonischer Signale, also solcher Signale, die, über die Zeit aufgetragen, die Form einer Sinuskurve haben. Naturgemäß eignet sich eine solche Betrachtungsweise sehr gut für die Analyse

von Schwingungen, denn die Antwort schwingungsfähiger Systeme lässt sich am einfachsten verstehen, wenn die erregenden Kräfte oder Momente als Überlagerung harmonischer Funktionen dargestellt sind, wie in Anhang B ausführlich dargelegt ist.

Die Schwingungsantwort des Systems ist dann automatisch aus harmonischen Komponenten zusammengesetzt. Frequenzbereichsmethoden eignen sich sowohl zur Identifikation von Systemeigenschaften, insbesondere der Eigenfrequenzen, als auch zur Beschreibung der Erregungsmechanismen, die auf das System wirken, wie etwa oszillierender Drehmomentanteile.

Der vorliegende Abschnitt beschränkt sich auf die knappe Darstellung der im Zusammenhang mit Schwingungsmessungen an rotierenden Maschinen besonders wichtigen Aspekte. Für eine ausführlichere Darstellung wird auf die Literatur verwiesen. Eine grundlegende Einführung in die Signalanalyse findet sich beispielsweise in [16], eine Darstellung, die speziell die Anwendung auf Schwingungsmessungen an rotierenden Maschinen in den Vordergrund stellt, in der Richtlinie VDI 3839.

Entwicklung in Fourier-Reihen

Man kann mathematisch zeigen, dass jedes periodische Signal in eine Fourier-Reihe entwickelt werden kann. Eine Fourier-Reihe ist eine Summe aus unendlich vielen (mathematisch genauer: abzählbar unendlich vielen) harmonischen Funktionen.

Die niedrigste in der Reihe vertretene Frequenz wird als Grundfrequenz bezeichnet. Sie ist als Kehrwert der Periodendauer des Signals gegeben. Weitere mögliche Anteile haben als Frequenz jeweils ein Vielfaches der Grundfrequenz. Der Anteil, in dem die jeweilige Frequenz im vorliegenden Ausgangssignal tatsächlich enthalten ist, ist durch eine Amplitude und eine Phasenlage charakterisiert. Dies kann entweder durch explizite Angabe von Amplitude und Phasenwinkel oder durch Aufteilung in einen Sinus- und einen Cosinusanteil dargestellt werden. Schließlich enthält die Fourier-Reihe im allgemeinen Fall auch einen konstanten Anteil, formal als Anteil der Frequenz null bezeichnet. Für jedes periodische Signal $s(t)$ existiert also eine Darstellung der Form

$$s(t) = \frac{1}{2}c_0 + \sum_{n=1}^{\infty} c_n \cos\left(\frac{n f_0}{2\pi}t + \alpha_n\right)$$

wobei f_0 die Grundfrequenz bezeichnet und c_0, c_1, \dots sowie $\alpha_0, \alpha_1, \dots$ die Fourier-Koeffizienten, die für jede Funktion anders sind. Bildlich lassen sich die

Fourier-Koeffizienten einer periodischen Funktion über die Frequenz auftragen, wie in Bild 6.7 beispielhaft gezeigt. Da die Koeffizienten nur bei diskreten Frequenzen von null verschiedene Werte annehmen, erhält man ein so genanntes Linienspektrum. Eine vollständige grafische Darstellung erfordert zusätzlich zu dem hier gezeigten Amplitudenspektrum ein separaten Graphen für den Phasenwinkel, das Phasenspektrum. Wegen der geringen praktischen Bedeutung für die hier fokussierte Anwendung wird auf dessen Darstellung verzichtet.

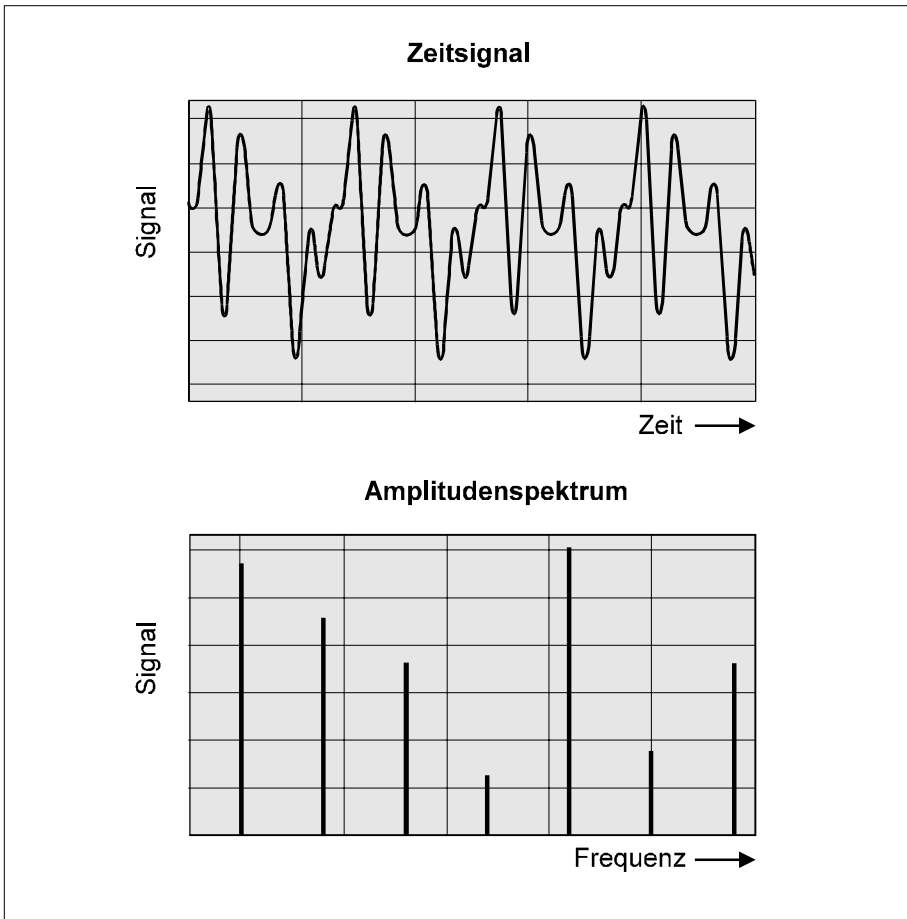


Bild 6.7 Periodische Zeitfunktion und zugehöriges Amplitudenspektrum (Linienspektrum)

Wie die Koeffizienten berechnet werden, soll hier nicht näher beschrieben werden, da dies dem Anwender in der Praxis ohnehin durch entsprechende Software abgenommen wird.

Fourier-Transformation

Für nichtperiodische Zeitsignale lässt sich als Verallgemeinerung der Fourier-Reihe das Fourier-Integral formulieren. Es gilt für beinahe beliebige Zeitsignale $s(t)$ die Darstellungsform

$$s(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} \underline{S}(f) e^{i2\pi f t} df$$

Das Zeitsignal ist also wieder als Überlagerung aus unendlich vielen harmonischen Funktionen vorstellbar. Dabei liegen die jeweiligen Frequenzen hier auch beliebig dicht beieinander (mathematisch ausgedrückt: überabzählbar unendlich viele). Man erhält ein kontinuierliches Frequenzspektrum. Ein Beispiel zeigt Bild 6.8. Um jeder Frequenz die zugehörige Amplitude und Phase zuzuordnen (also das Pendant zu den Fourier-Koeffizienten bei periodischen Zeitsignalen), ist bei der Fourier-Transformation eine Funktion in Abhängigkeit von der Frequenz erforderlich. An die Stelle des Summenzeichens tritt das Integral.

Zum handlichen Zusammenfassen von Amplituden- und Phaseninformation wird gewöhnlich die komplexe Schreibweise gewählt. Da die Fourier-Transformation einer Funktion $s(t)$ der Zeit eine Funktion $S(f)$ der Frequenz zuordnet, spricht man auch davon, eine Funktion aus dem Zeitbereich in den Frequenzbereich zu transformieren. Wie die Transformation mathematisch berechnet wird, soll hier nicht näher beschrieben werden. Der Algorithmus, der bei der Durchführung auf dem Computer abläuft, ist unter dem Begriff Fast Fourier Transform (FFT) bekannt. Bisweilen ist es auch sinnvoll, für die Amplitudenachse eine logarithmische Darstellungsform zu wählen. Damit sind auch relative Amplitudenmaxima, die im Vergleich zu anderen Maxima klein sind, noch deutlich zu erkennen.

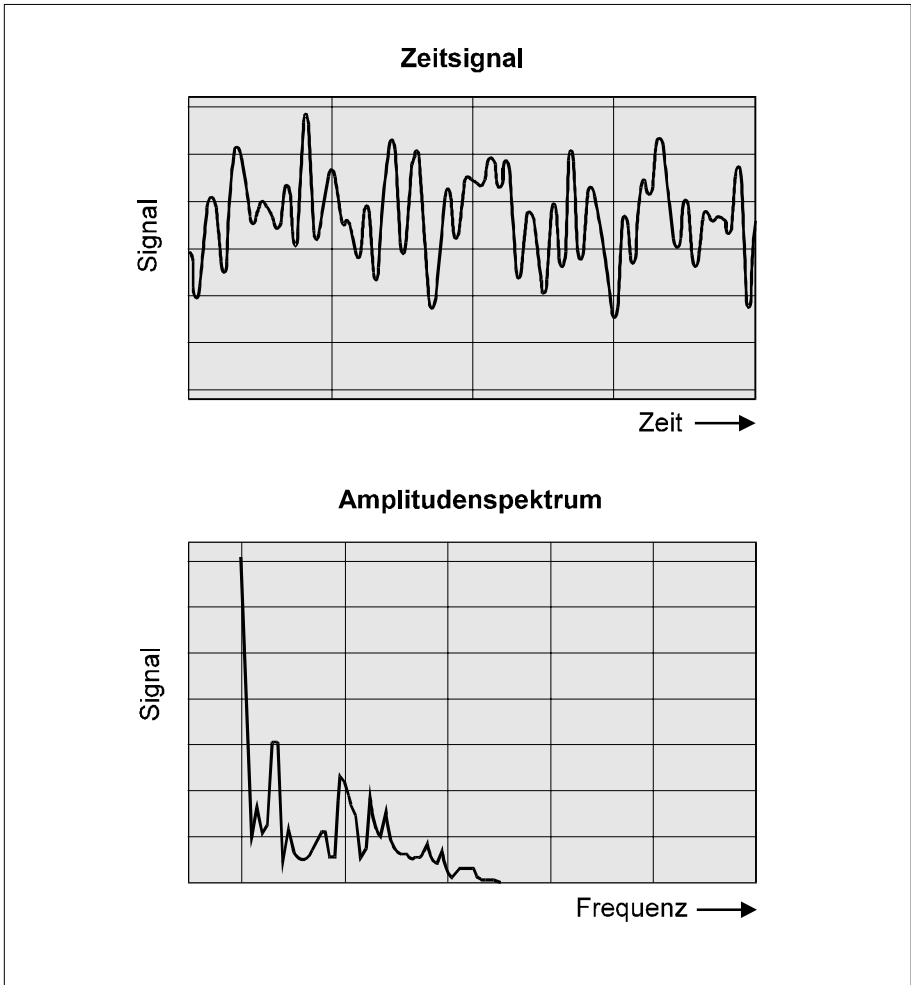


Bild 6.8 Nichtperiodische Zeitfunktion und zugehöriges Amplitudenspektrum (kontinuierliches Spektrum)

Praktische Durchführung mit Hilfe des Computers

Bei der praktischen Durchführung von Frequenzanalysen mit Hilfe des Computers wird der Übergang in den Frequenzbereich stets als Fourier-Transformation durchgeführt. Diesen Weg wählt man auch dann, wenn de facto periodische oder beinahe periodische Zeitsignale vorliegen, weil man dann ohne aufwändiges Einarbeiten von a-priori-Informationen, wie etwa der Grundfrequenz, auskommt. Man unterscheidet zwischen der FFT in Echtzeit (online) und anhand von zuvor aufgezeichneten Daten (offline). Im ersten Fall kommen wegen der erheblichen Rechenleistung Spezialgeräte (FFT-Analysatoren) zum Einsatz.

Im zweiten Fall kommt man mit einer geeigneten Software auf dem PC aus. Dies kann ein Mathematik-Programm sein oder ein Programm zur Messdatenerfassung und –auswertung, wie catman® von HBM.

Ohne auf die mathematischen Hintergründe weiter einzugehen, sollen hier einige praktische Tipps aufgelistet werden:

- Die Transformation kann vom Computer nur durchgeführt werden, wenn die Zahl der Datenpunkte n_{sample} eine Zweierpotenz ist, üblich sind Werte von 512, 1024 oder 2048.
- Die höchste Frequenz f_{max} und die Auflösung Δf , die man im Frequenzbereich erhält, hängen direkt von der Zahl der Datenpunkte n_{sample} und der Zeitspanne T des zu transformierenden Signalausschnitts ab.

$$\Delta f = \frac{1}{T}, \quad f_{max} = \frac{1}{2} \Delta f n_{sample}$$

Da die Realisierung der Fourier-Transformation im Computer anders als die mathematisch exakte Form nicht mit unendlich langen Signalausschnitten arbeiten kann, entstehen Abschneidefehler. Diese werden vermieden, indem eine Fensterfunktion verwendet wird. Dabei wird das Zeitsignal vor der eigentlichen Transformation mit einer Funktion multipliziert, die dafür sorgt, dass das Zeitsignal zu Beginn und zu Ende kontinuierlich auf den Wert null abfällt. Gängige Fensterfunktionen, die von jedem Computerprogramm in Verbindung mit der FFT angeboten werden, sind etwa das Hanningfenster oder das Hammingfenster. Der Begriff Rechteckfenster wird als Synonym für keine Fensterung gebraucht.

Ordnungsanalyse

Untersuchungen anhand von Frequenzbereichsbetrachtungen erlauben prinzipiell Rückschlüsse in zwei unterschiedlichen Bereichen. Zum einen lassen sich die Eigenfrequenzen des Systems bestimmen. Dazu wird idealerweise eine bekannte Erregung vorgegeben, die das gesamte interessierende Frequenzband umfasst, etwa eine sinusförmige Kraft oder ein sinusförmiges Moment mit langsam anwachsender Frequenz oder auch ein Impuls (die Fourier-Transformierte des idealen Stoßes enthält alle Frequenzen mit gleicher Amplitude). Die Frequenzen, die sich in der Systemantwort dann als Maxima zeigen, sind die Eigenfrequenzen des Systems. Zum anderen können Frequenzbereichsbetrachtungen verwendet werden, um die im Erregerspektrum in einer gegebenen Anwendung enthaltenen Frequenzen zu analysieren. Hierbei stellt sich das Problem, dass sich die schwingungserregenden Kräfte und Momente in der Praxis oft nicht von den Kräften und Momenten isolieren lassen, die durch Resonanzüberhöhungen im Schwingungssystem bewirkt werden.

In Anhang B ist in einem allgemeineren Kontext das Zusammenspiel von Eigenfrequenzen und Resonanzen erläutert. Es ergibt sich die Schlussfolgerung, dass mit Schwingungsproblemen stets da zu rechnen ist, wo eine Eigenfrequenz des Systems mit einer Erregerfrequenz zusammenfällt. Um jedoch rückwärts die Ursachen identifizieren zu können, ist es entscheidend, beide isoliert voneinander zu identifizieren. Bei rotierenden Maschinen dient hierzu die Technik der Ordnungsanalyse. Dabei wird ausgenutzt, dass die Mehrzahl der Erregermechanismen für Schwingungen in rotierenden Maschinen in einem direkten proportionalen Zusammenhang zur Drehzahl stehen. Dazu wird ein breiter Drehzahlbereich durchfahren und bei jeder Drehzahl wird eine Frequenzanalyse der Messsignale gemacht. Diese werden dann in einer dreidimensionalen grafischen Darstellung verglichen. Bild 6.9 zeigt eine Darstellungsform, bei der für jede Drehzahl ein Amplitudenspektrum geplottet ist, wobei analog der gewöhnlichen Darstellung in Bild 6.7 und Bild 6.8 die Frequenz auf der x -Achse aufgetragen ist. Man spricht hier von einem Wasserfalldiagramm, Kaskadendiagramm oder auch Campbelldiagramm.

In dieser Darstellung liegen Amplitudenmaxima, die - unabhängig von der Drehzahl - bei fester Frequenz auftreten und somit auf Eigenfrequenzen deuten, auf einer senkrechten Linie. Amplitudenmaxima, die zur Drehzahl proportional sind und also auf drehzahlinduzierte Erregerfrequenzen hindeuten, liegen auf diagonalen Linien. Im Bild sind deutlich eine Reihe von Eigenfrequenzen zu erkennen. Weiter erkennt man die besonders starke Erregung bei einfacher Drehfrequenz, wie sie etwa durch Unwucht hervorgerufen wird. Zu erkennen sind auch höhere Harmonische, etwa mit zweifacher Drehfrequenz. Solche deuten auf Erregermechanismen hin, die nicht harmonische Erregungen erzeugen, deren Fourier-Reihenentwicklung dementsprechend Glieder höherer Ordnung enthält.

Eine alternative Darstellungsform ist in Bild 6.10 gezeigt, das auf denselben Messdaten basiert. Auch hier ist auf der als x -Achse die Frequenz abgetragen, jedoch als Ordnungsverhältnis bezogen auf die jeweilige Drehzahl. Eine weitere Variation gegenüber der Darstellung in Bild 6.9 ist die Tatsache, dass hier die dritte Dimension nicht perspektivisch als z -Achse sondern über eine Farbskala dargestellt ist.

In dieser Darstellung ist ein Amplitudenmaximum, das bei einer proportional der Drehzahl steigenden Frequenz auftritt, als senkrechte Linie zu erkennen, im Beispiel etwa die Maxima bei den Ordnungszahlen 1 und 2. Ein Amplitudenmaximum, das bei konstanter Frequenz auftritt, ist als hyperbelförmig gekrümmte Kurve zu erkennen.

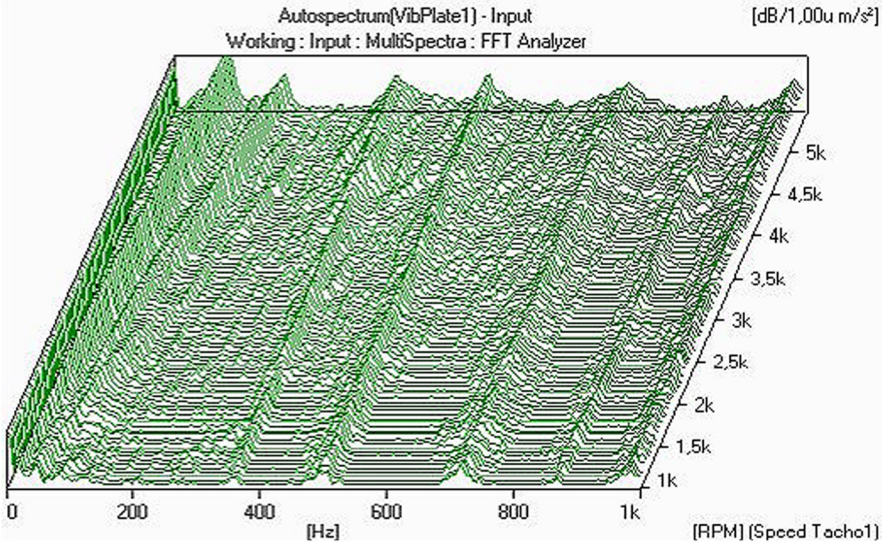


Bild 6.9 Darstellung des Amplitudenspektrums über die Frequenz
Bild mit freundlicher Genehmigung von Brüel & Kjær

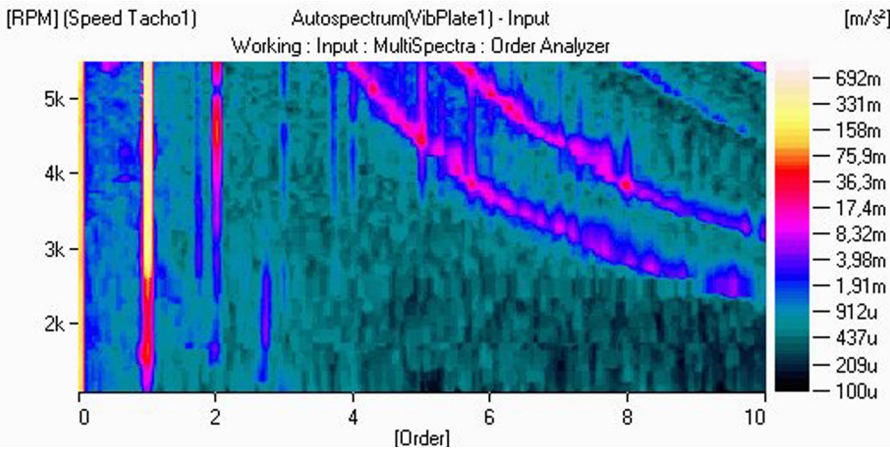


Bild 6.10 Darstellung des Amplitudenspektrums über die Ordnungszahl
Bild mit freundlicher Genehmigung von Brüel & Kjær

Anhand der so gewonnenen Informationen über die Ordnungszahlen der vorherrschenden Erregerfrequenzen können dann Rückschlüsse auf die vorliegenden Verursachungsmechanismen gezogen werden. Typische Phänomene bei Torsionsschwingungen sind etwa die in Kapitel 4 bereits ausführlich diskutierten oszillierenden Drehmomentanteile bei Verbrennungsmotoren. Bei Biege-

schwingungen ist meist die Unwucht dominierend, die stets ausschließlich drehsynchrone Erregung bewirkt, jedoch können auch hier Kurbeltriebe aufgrund ihrer Kinematik Kraftverläufe erzeugen, die nicht harmonisch sind und deren Fourier-Reihenentwicklung dementsprechend Glieder höherer Ordnung enthält. Treten Amplitudenmaxima auf, die über ein breites Drehzahlband hinweg stets gleiche Frequenz haben, deutet das auf Mechanismen hin, die eine dynamische Instabilität oder auch selbsterregte Schwingungen erzeugen. Man vergleiche hierzu auch die Anmerkungen in Anhang B. Die Zuordnung typischer Ordnungszahlen zu relevanten Erregungstypen und Schwingungsphänomenen wird in der Diagnosetabelle im folgenden Abschnitt getroffen.

6.4 Diagnosetabelle, Schwingungsprobleme

Schwingungstyp	Mögliche Ursachen der Anregung	Charakteristische Merkmale	Messmittel zur Diagnose	Tipps zur Reduzierung oder Vermeidung der Schwingung
Biegeschwingungen	Statische oder dynamische Unwucht	<ul style="list-style-type: none"> Mit der Drehung der Welle umlaufende Biegelinie, Messsignal jeder Achsrichtung sinusförmig. Orbit kreis- oder ellipsenförmig Die Frequenz entspricht der Drehfrequenz Bei anisotroper Lagerung ergeben sich zwei kritische Drehzahlen Bei Dämpfung verschmelzen diese Bereiche um die kritischen Drehzahlen zu einem gemeinsamen breiten Resonanzbereich 	<ul style="list-style-type: none"> Beschleunigungs- oder Geschwindigkeitsaufnehmer am Lagergehäuse in zwei Achsrichtungen senkrecht zur Drehachse Wegaufnehmer in zwei Achsrichtungen an verschiedenen Stellen des Wellenstrangs zwischen den Lagern 	<ul style="list-style-type: none"> Auswuchten der Einzelkomponenten Betriebswuchten des gesamten Wellenstrangs Verlagerung der biegekritischen Drehzahlen, z. B. durch geänderte Lagerung, geänderte biegeelastische Kupplungen, geänderte Masseverteilung (siehe Kapitel 4) Erhöhung der Biegedämpfung, z. B. durch Gleitlager (Achtung: bei überkritisch betriebenen Maschinen keine mitrotierende Dämpfung einbauen, sonst Instabilität)

Tabelle 6.1 Schwingungsprobleme im Wellenstrang und deren Analyse , Teil 1

Schwingungstyp	Mögliche Ursachen der Anregung	Charakteristische Merkmale	Messmittel zur Diagnose	Tipps zur Reduzierung oder Vermeidung der Schwingung
Biegeschwingungen	<p>Geometriefehler bei Kupplungen durch Plan- oder Zentrierfehler bei zu steifen Verbindungen</p>	<ul style="list-style-type: none"> Wie bei Unwuchtschwingungen mit der Welle umlaufende Biegelinie Ist die Messstelle nahe dem Geometriefehler, sind auch bei sehr langsamer Rotation Auslenkungen messbar (anders als bei Unwucht) 	<ul style="list-style-type: none"> Wie bei Unwuchtschwingungen, allerdings vorzugsweise Wegmessung, um ggf. auch bei sehr kleinen Drehzahlen Messsignale zu erhalten Bei konkretem Verdacht zusätzliche statische Kontrollmessungen mit z. B. Messuhr 	<ul style="list-style-type: none"> Einsatz von elastischen Kupplungen oder Verbesserung der Plan- und Rundlaufeigenschaften des Wellenstrangs Verlagerung der biegekritischen Drehzahlen (siehe Unwuchtschwingungen) Erhöhung der Biegedämpfung (siehe Unwuchtschwingungen)
	<p>Magnetische Erregungen bei unsymmetrisch oder exzentrisch aufgebauten Läufern von Elektromotoren oder Generatoren wie elektrischen Leistungsbremsen</p>	<ul style="list-style-type: none"> Wie bei Unwuchtschwingungen mit der Welle umlaufende Biegelinie, durch Auswuchten jedoch nicht reduzierbar 	<ul style="list-style-type: none"> Wie bei Unwuchtschwingungen 	<ul style="list-style-type: none"> Austausch des Läufers Verlagerung der biegekritischen Drehzahlen (siehe Unwuchtschwingungen) Erhöhung der Biegedämpfung (siehe Unwuchtschwingungen)

Tabelle 6.1 Schwingungsprobleme im Wellenstrang und deren Analyse , Teil 2

Schwingungstyp	Mögliche Ursachen der Anregung	Charakteristische Merkmale	Messmittel zur Diagnose	Tipps zur Reduzierung oder Vermeidung der Schwingung
Biegeschwingungen	<p>Verbogene Welle, z. B. durch thermischen Verzug beim Anlauf von Leistungsmotoren</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Wie bei Unwuchtschwingungen mit der Welle umlaufende Biegelinie • Auch bei sehr langsamer Rotation Auslenkungen messbar (sofern die Verbiegung nicht erst während des Betriebs eintritt) 	<ul style="list-style-type: none"> • Wie bei Unwuchtschwingungen, allerdings vorzugsweise Wegmessung, um ggf. auch bei sehr kleinen Drehzahlen Messsignale zu erhalten • Kontrolle von thermischen Einfluss durch Abhängigkeit der Messergebnisse von der Betriebsdauer (kalte vs. warme Maschine) 	<ul style="list-style-type: none"> • Einseitige radiale Temperaturbelastung des Wellenstrangs beseitigen • Dauerhaft verbogenen Wellenabschnitt austauschen • Verlagerung der biegekritischen Drehzahlen (siehe Unwuchtschwingungen) • Erhöhung der Biegedämpfung (siehe Unwuchtschwingungen)

Tabelle 6.1 Schwingungsprobleme im Wellenstrang und deren Analyse , Teil 3

Schwingungstyp	Mögliche Ursachen der Anregung	Charakteristische Merkmale	Messmittel zur Diagnose	Tipps zur Reduzierung oder Vermeidung der Schwingung
Biegeschwingungen	<p>Dynamische Instabilität, selbstregte Schwingungen, z. B. infolge von innerer Dämpfung oder durch Wirbeln von Gleitlagern (siehe Anhang A)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Harmonische, aufklingende Schwingungen • Auftreten ab einer Mindestdrehzahl, meist in der Nähe einer Biegeeigenfrequenz • Keine fest definierte Phasenlage zwischen den Schwingungen in den beiden Achsrichtungen • Frequenz der Schwingungen ist stets eine Eigenfrequenz des Systems, ist also nicht proportional zur Drehzahl 	<ul style="list-style-type: none"> • Wie bei Unwuchtschwingungen 	<ul style="list-style-type: none"> • Innere Dämpfung im Wellenstrang minimieren, typische Quellen innerer Dämpfung sind Verbindungselemente mit innerer Reibung wie formschlüssige Kupplungen oder unzureichend entfettete Klemmsitze • Erhöhung der Biegedämpfung (äußere Dämpfung), z. B. durch Gleitlager
Anisotroper Wellenstrang		<ul style="list-style-type: none"> • Sinusförmige Schwingung mit der doppelten Drehfrequenz, d. h. Resonanz, wenn die Drehzahl gleich der halben Biegeeigenfrequenz ist 	<ul style="list-style-type: none"> • Wie bei Unwuchtschwingungen 	<ul style="list-style-type: none"> • Geometrische Korrektur der Steifigkeitsanisotropie (nachfolgend neu auswuchten!)

Tabelle 6.1 Schwingungsprobleme im Wellenstrang und deren Analyse , Teil 4

Schwingungstyp	Mögliche Ursachen der Anregung	Charakteristische Merkmale	Messmittel zur Diagnose	Tipps zur Reduzierung oder Vermeidung der Schwingung
Torsionsschwingungen	Oszillierendes Drehmoment durch kinematische und dynamische Erregungen, z. B. bei Verbrennungsmotoren Kolbenpumpen, Zahnradern	<ul style="list-style-type: none"> • Frequenzen sind zur Drehzahl proportional, die Ordnungszahlen der Grundfrequenzen relativ zur Drehzahl können je nach Typ der Maschine unterschiedlich sein (siehe Kapitel 4) • Oft sehr viele verschiedene höhere harmonische Anteile • Größte Amplituden bei Drehzahlen, bei denen eine der Anregungsfrequenzen mit einer Torsionseigenfrequenz zusammenfällt (siehe Kapitel 4) 	<ul style="list-style-type: none"> • Ungefiltertes Ausgangssignal des Drehmomentaufnehmers • Auswertung von Drehwinkel- oder Drehzahlsignalen, bei nicht konstanten Drehzahlen ggf. über Differenzbildung bzw. Bestimmung der Phasenunterschiede von zwei Messstellen an beiden Enden des Wellenstrangs • Quervergleich mit Biege- oder Lagerschwingungen gleicher Frequenz 	<ul style="list-style-type: none"> • Verlagerung der torsionskritischen Drehzahlen, z. B. durch drehelastische, dämpfende Kupplungen im Wellenstrang (siehe Kapitel 5) • Erhöhung der Drehdämpfung, z. B. durch Einbau drehelastischer, dämpfender Kupplungen (siehe Kapitel 5), Antriebs- und Bremsmaschine dämpfend lagern • Falls möglich Erregung verringern durch Änderungen an der verursachenden Maschine

Tabelle 6.1 Schwingungsprobleme im Wellenstrang und deren Analyse , Teil 5

Schwingungstyp	Mögliche Ursachen der Anregung	Charakteristische Merkmale	Messmittel zur Diagnose	Tipps zur Reduzierung oder Vermeidung der Schwingung
Torsionsschwingungen	<p>Beschleunigungen infolge von Anfahr- und Bremsvorgängen</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Führt zu Schwingungserscheinungen nur bei extrem ruckartigem Beschleunigen bzw. Abbremsen • Einzelne Drehmomentspitzen, zeitlich eng zusammenhängend mit dem Steuerimpuls aus Antrieb bzw. Bremse • Je nach Dämpfung im Strang werden diese Spitzen von Nachschwingen gefolgt 	<ul style="list-style-type: none"> • Ungefiltertes Ausgangssignal des Drehmomentaufnehmers • Auswertung von Drehwinkel- oder Drehzahlsignalen, bei nicht konstanten Drehzahlen ggf. über Differenzbildung bzw. Bestimmung der Phasenunterschiede von zwei Messstellen an beiden Enden des Wellenstrangs 	<ul style="list-style-type: none"> • Verlagerung der torsionskritischen Drehzahlen (s.oszillierendes Drehmoment) • Erhöhung der Drehdämpfung (s.oszillierendes Drehmoment) • Vermeidung ruckartiger Beschleunigungen, z. B. durch Änderung des Steuerungskonzepts oder Verwendung einer alternativen elektrischen Antriebs- oder Bremseinheit
	Schaltvorgänge	<ul style="list-style-type: none"> • Einzelne Drehmomentspitzen, zeitlich eng zusammenhängend mit dem Schaltvorgang • Je nach Dämpfung im Strang werden diese Spitzen von Nachschwingen gefolgt 	<ul style="list-style-type: none"> • Wie bei Torsionsschwingungen infolge von Anfahr- und Bremsvorgängen 	<ul style="list-style-type: none"> • Verlagerung der torsionskritischen Drehzahlen, (s.oszillierendes Drehoment) • Erhöhung der Drehdämpfung (s.oszillierendes Drehoment) • Vermeidung von Schaltvorgängen oder Verringerung von deren negativer Wirkung, z. B. durch Änderung des Steuerungskonzepts oder Verwendung einer alternativen elektrischen Antriebs- oder Bremseinheit

Tabelle 6.1 Schwingungsprobleme im Wellenstrang und deren Analyse , Teil 6

Schwingungstyp	Mögliche Ursachen der Anregung	Charakteristische Merkmale	Messmittel zur Diagnose	Tipps zur Reduzierung oder Vermeidung der Schwingung
Torsionsschwingungen	Ungleichförmigkeit bei Kreuzgelenkwellen, (siehe Kapitel 5)	<ul style="list-style-type: none"> • Sinusförmig oszillierendes Drehmoment • Frequenz entspricht der zweifachen Drehfrequenz 	<ul style="list-style-type: none"> • Ungefiltertes Ausgangssignal des Drehmomentaufnehmers 	<ul style="list-style-type: none"> • Es ist zu unterscheiden, ob die Auslenkung der Gelenkwelle statisch oder dynamisch ist • Verbessertes Ausrichten des Wellenstrangs • Kreuzgelenkwellen stets in Z-Anordnung einbauen, so dass sich die beiden Beugungswinkel an beiden Enden kompensieren • Kreuzgelenkwellen durch Gleichlaufgelenkwellen ersetzen

Tabelle 6.1 Schwingungsprobleme im Wellenstrang und deren Analyse , Teil 7

Schwingungstyp	Mögliche Ursachen der Anregung	Charakteristische Merkmale	Messmittel zur Diagnose	Tipps zur Reduzierung oder Vermeidung der Schwingung
Torsionsschwingungen	Scheinbares oszillierendes Drehmoment infolge von Übersprechen von Biegeverformungen aus statischem Versatz, (siehe Kapitel 4)	<ul style="list-style-type: none"> ● Im raumfesten System gleichbleibende Verformung bedeutet für den Drehmomentaufnehmer Walken mit der Drehfrequenz (siehe Kapitel 4) ● Die Frequenz entspricht der Drehfrequenz ● Die Amplitude ist praktisch unabhängig von der Drehzahl 	<ul style="list-style-type: none"> ● Ungefiltertes Ausgangssignal des Drehmomentaufnehmers ● Statische Messung der Ausrichtung, z. B. mit Messuhren oder Laser-Ausrichtgerät (siehe Kapitel 5) 	<ul style="list-style-type: none"> ● Verbessertes Ausrichten des Wellenstrangs ● Ausgleichende Elemente vorsehen, die Ausrichttoleranzen ausgleichen (biegeelastische Kupplungen, oder Gelenkwellen für größere Ausrichttoleranzen)
	Scheinbares oszillierendes Drehmoment infolge von Übersprechen von oszillierenden Biegeverformungen (siehe Kapitel 4)	<ul style="list-style-type: none"> ● Biegeschwingungen mit kreisförmig umlaufender Wellenausbiegung zeigen beim Übersprechen keinen oszillierenden Anteil ● Gerichtete Biegeschwingungen und umlaufende mit stark elliptischen Orbits erzeugen beim Übersprechen oszillierenden Anteil ● Die Frequenz entspricht der Frequenz der jeweiligen Biegeschwingung 	<ul style="list-style-type: none"> ● Ungefiltertes Ausgangssignal des Drehmomentaufnehmers ● Gleichzeitig direkte Messung der Biegeschwingungen (siehe oben) 	<ul style="list-style-type: none"> ● Maßnahmen gegen die jeweiligen Biegeschwingungen (siehe oben)

Tabelle 6.1 Schwingungsprobleme im Wellenstrang und deren Analyse , Teil 8

Schwingungstyp	Mögliche Ursachen der Anregung	Charakteristische Merkmale	Messmittel zur Diagnose	Tipps zur Reduzierung oder Vermeidung der Schwingung
Sonstige Schwingungen	<p>Mechanische Lockerungen z. B. von</p> <ul style="list-style-type: none"> • Lagerdeckeln • Flanschverbindungen im Wellenstrang • Formschlüssigen Wellenverbindungen 	<ul style="list-style-type: none"> • Sinusförmige Schwingungen mit abgehackten Maxima oder sehr zackige Kurvenformen • Die Grundfrequenz entspricht der Drehfrequenz • Gerichtete (nicht umlaufende) Bewegung • Vielzahl überlagerter gradzahliger und ungradzahliger hochfrequenter Oberschwingungen • Überlagerte Oberschwingungen auf dynamischem Drehmoment-signal 	<ul style="list-style-type: none"> • Beschleunigungs- oder Geschwindigkeitsaufnahme am Lagergehäuse in zwei Achsrichtungen senkrecht zur Drehachse • Wegaufnahme in zwei Achsrichtungen in der Nähe der vermuteten Ursache • Speziell bei lockeren Flansch- oder Wellenverbindungen Überwachung des dynamischen Drehmomentsignals • Akustische Prüfung, mit Messtechnik oder menschlichem Ohr 	<ul style="list-style-type: none"> • Überprüfung der Schraubverbindungen von <ul style="list-style-type: none"> - Lagerdeckeln, - Wellenflanschen - Gehäusebefestigungen von Motoren und Lagern, • Überprüfung der formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen (z. B. ausgeschlagene Evolvertenverzahnungen)

Tabelle 6.1 Schwingungsprobleme im Wellenstrang und deren Analyse , Teil 9

Schwingungstyp	Mögliche Ursachen der Anregung	Charakteristische Merkmale	Messmittel zur Diagnose	Tipps zur Reduzierung oder Vermeidung der Schwingung
Sonstige Schwingungen	<ul style="list-style-type: none"> • Schadhafte Wälzlager • Beschädigungen der Kugellaufbahn von innerem und äußerem Ring • Beschädigung der Kugeln oder Wälzkörper • Beschädigungen des Käfigs • Lagerspiel 	<ul style="list-style-type: none"> • Normalerweise geringe sinusförmige Schwingungsamplitude • Frequenzen bei Schaden an innerer oder äußerer Lagerschale ca. 40 % bis 60 % des Produkts Kugelanzahl · Drehfrequenz • Grundschiwingung bei massiven Schäden des Käfigs häufig kleiner als die Drehfrequenz • Teilweise stochastische Schwingungen 	<ul style="list-style-type: none"> • Geschwindigkeits- und Beschleunigungsaufnehmer an den Lagergehäusen 	<ul style="list-style-type: none"> • Lagerüberwachung bzw. regelmäßige Untersuchung mit Hilfe der Frequenzanalyse der auftretenden Schwingungen

Tabelle 6.1 Schwingungsprobleme im Wellenstrang und deren Analyse , Teil 10

6.5 Beurteilungen von Schwingungen

Die Beurteilung, welches Maß an Schwingungen für den Betrieb einer Maschine, wie etwa eines Leistungsprüfstands, toleriert werden kann, obliegt in letzter Konsequenz stets dem Hersteller oder Betreiber des Gesamtsystems. In den Spezifikationen von HBM-Drehmomentaufnehmern sind mehrere Angaben enthalten, die sich auf die Festigkeit gegen Schwingungen beziehen.

Die Angaben zu Vibrationsbeständigkeit dokumentieren die Prüfkriterien, auf deren Einhaltung sowohl Rotor als auch Stator der Drehmomentaufnehmer getestet sind. Die Prüfung erfolgt in Anlehnung an DIN IEC 68, Teil 2-6, die sich auf die Belastbarkeit elektronischer Geräte gegenüber derartigen Umweltbedingungen bezieht. Die Angabe der Schwingbreite nach DIN 50100 hingegen bezieht sich auf die mechanische Dauerschwingbelastung des Messkörpers bei oszillierendem Drehmoment (siehe hierzu auch Erläuterungen in Anhang A).

Die zulässigen Schwingungen mit Blick auf die Laufruhe rotierender Maschinen sind bei HBM-Drehmomentaufnehmern durch den maximalen Schwingweg s_{max} spezifiziert (siehe Kapitel 5 sowie technische Daten der Aufnehmer). Die Art der Abhängigkeit des maximalen Schwingwegs von der Drehzahl entspricht DIN 45670/VDI 2059, in welcher die maximalen Schwingwege für Turbomaschinen definiert sind.

Etliche Faktoren können Abweichungen von den Vorgaben der Norm nötig machen. Gerade im Zusammenhang mit der messtechnischen Aufgabe können andere Forderungen auftreten, die von Fall zu Fall geringere oder höhere Grenzen für tolerierbare Schwingungen erforderlich machen.

Die Angabe der Schwingbreite nach DIN 50 100 hingegen bezieht sich auf die mechanische Dauerschwingfestigkeit des Messkörpers bei oszillierendem Drehmoment, vgl. hierzu auch die Erläuterungen in Anhang A.

7 Kalibrieren von Drehmomentaufnehmern

7.1 Begriffsabgrenzung

7.1.1 Das Kalibrieren

Zweck des Kalibrierens

Beim Kalibrieren wird unter vorgegebenen Bedingungen der Zusammenhang zwischen dem Messwert der Ausgangsgröße und der als Eingangsgröße vorliegenden Messgröße, hier Drehmoment, ermittelt. Es wird also ein Vergleich mit einer Referenz gleicher Einheit angestellt. Für die Drehmomentkalibrierung ergibt sich daraus, dass diese nur mit einem rückführbaren Referenz-Drehmoment erfolgen darf. Ein Rückführbarkeitsnachweis nur für die Messgröße Kraft reicht nicht aus, denn wie die Kraft mit Hilfe eines Hebelarms in ein Drehmoment umgesetzt wird, wäre ja undokumentiert.

Die vorgegebenen Bedingungen umfassen sowohl Umweltbedingungen wie Temperatur und relative Luftfeuchte als auch die Einbausituation des Aufnehmers und die Belastungsfolge. Das als Eingangsgröße erforderliche Drehmoment muss einerseits mechanisch erzeugt werden, andererseits auch quantitativ bekannt sein. Dabei ist stets eine höhere Genauigkeit erforderlich, als für das Objekt der Kalibrierung angestrebt wird. Die Kalibrierung stellt dann eine Zuordnung zwischen dieser Eingangsgröße (dem im Rahmen der Genauigkeit des Kalibrierverfahrens wirklichen Drehmoment) und der Ausgangsgröße her. Objekt der Kalibrierung ist entweder ein Drehmomentaufnehmer oder auch eine Messkette, die neben dem Aufnehmer auch eine Verstärkerelektronik und Anzeigeeinheit umfasst. Je nach Typ des Aufnehmers und je nach Einstellung des Messverstärkers kommen verschiedene Ausgangsgrößen in Frage:

- Spannungsverhältnis (mV/V) bei passiven DMS-Aufnehmern (Drehmomentaufnehmer mit Signalübertragung durch Schleifringe)
- Frequenzsignal (Hz) bei vielen Drehmomentaufnehmern mit berührungsloser Signalübertragung
- Spannung (V) bei Drehmomentaufnehmern mit integriertem Messverstärker
- Digitale Ausgangssignale
- Bei abgeglichenen Messketten: Anzeige in physikalischer Einheit des Drehmoments (N·m); zur Unterscheidung von der Eingangsgröße wird in Kalibrierscheinen von Anzeigeeinheiten gesprochen

Gültigkeit der Kalibrierung

Eine Kalibrierung gilt streng genommen nur für Anwendungen, bei denen der Drehmomentaufnehmer entsprechend den Kalibrierbedingungen eingesetzt wird. Für die DKD-Kalibrierung ist dies auch in den entsprechenden Normen DIN 51309 und EA-10/14 [17] festgeschrieben.

Das bedeutet auch, dass bei Kalibrierung und Anwendung gleichartige Messverstärker und Kabel einzusetzen sind. Der Idealfall für einen guten Transfer ist die Kalibrierung der Messkette, bei der der Aufnehmer gemeinsam mit dem Verstärker kalibriert wird, mit dem er auch in der Anwendung gemeinsam eingesetzt wird. Ansonsten sollten die Geräte möglichst gleichartig sein, am besten typgleich mit gleichen technischen Eigenschaften. Hieraus ergibt sich beispielsweise für Drehmomentaufnehmer mit der Ausgabegröße Spannungsverhältnis, dass eine Gültigkeit der Kalibrierung nicht voll gegeben ist, wenn beispielsweise ein Aufnehmer, der beim Kalibrieren mit Gleichspannung gespeist wurde, im Betrieb mit Trägerfrequenz gespeist wird. Gleiches gilt für einen Wechsel zwischen verschiedenen Trägerfrequenzen.

Auch bezüglich der mechanischen Einbausituation hat die Einschränkung der Gültigkeit der Kalibrierung auf gleiche Einsatzbedingungen weitreichende Konsequenzen. Für die Übertragung auf die Einsatzbedingungen in einer späteren Anwendung ergeben sich daraus unterschiedliche Möglichkeiten.

Einerseits kann man die Bedingungen im Einsatz denjenigen während der Kalibrierung angleichen. Dies erreicht man, indem man die Umgebungsbedingungen und Adaptionsteile des Kalibrierlabors möglichst genau nachbildet und die parasitären Belastungen minimiert. Andererseits kann man die Einflüsse, denen der Aufnehmer im Einsatz ausgesetzt ist, in die Kalibriersituation übertragen. Dies geschieht durch Einkalibrieren der Adaptionsteile, die dem Drehmomentaufnehmer direkt benachbart sind. Schließlich kann der Weg der Vor-Ort-Kalibrierung beschritten werden. Dabei verbleibt der Aufnehmer während des Kalibrierens weitgehend in der gleichen Einbausituation, in der er sich auch im Normalbetrieb befindet. Mit dem letztgenannten Weg beschäftigt sich Abschnitt 7.5. Auch eine Kombination der drei Methoden kann sinnvoll sein. In einer Messunsicherheitsbetrachtung der Anwendung sollten diese Einflüsse auf jedem Fall berücksichtigt werden.

Was die Fristen zur Rekalibrierung betrifft, muss man sich darüber im Klaren sein, dass die Aufgabe der Kalibrierung darauf beschränkt ist, die Eigenschaften des kalibrierten Objekts zum Zeitpunkt der Kalibrierung zu dokumentieren. Es kann demnach nicht Bestandteil der Kalibrierung sein, Angaben über zukünftige Eigenschaften zu machen. Deshalb ist auch keine Gültigkeitsdauer ab-

zuleiten. Die Festlegung des nächsten Kalibrierdatums liegt immer in der Verantwortung des Anwenders, da sie von der Nutzungshäufigkeit, der Wichtigkeit des Messmittels, den Auswirkungen bei Abweichungen und ähnlichen Faktoren abhängt.

Die Festlegung sollte Bestandteil des Qualitätsmanagement-Handbuchs sein. Als Eckwert kann man heranziehen, dass die der DKD-Kalibrierung zugrundeliegende nationale Norm DIN 51309 eine Rekalibrierfrist von max. 24 Monaten (zzgl. zwei Monate für die Durchführung) vorschreibt. HBM als Hersteller empfiehlt eine Rekalibrierung von Elektronikgeräten nach etwa einem Jahr, von Aufnehmern nach spätestens zwei Jahren. In jedem Fall ist jedoch erneut zu kalibrieren, wenn der Drehmomentaufnehmer einer Belastung jenseits der zulässigen Belastungen ausgesetzt worden ist, nach einer Instandsetzung und nach unsachgemäßer Handhabung, die Einfluss auf die Messeigenschaften haben kann.

7.1.2 Begriffe, die oft mit dem Kalibrieren verwechselt werden

Die Prüfung

Bei der Prüfung wird festgestellt, inwieweit eine Forderung erfüllt wird. Es erfolgt im Allgemeinen ein Vergleich auf die Überschreitung von Grenzwerten und eine entsprechende Beurteilung.

Die Justierung

Die Justierung ist das Einstellen oder Abgleichen eines Messgeräts, um bekannte systematische Abweichungen für die vorgesehene Anwendung zu beseitigen. Es ist also – im Gegensatz zur Kalibrierung – immer ein Eingriff erforderlich, der eine bleibende Veränderung verursacht. Es sei betont, dass die Justierung eines Messgeräts dessen Kalibriergeschichte zerstört. Um über die neu eingestellten Messeigenschaften eine im Sinne des Kalibrierens verlässliche Dokumentation zu erhalten, ist nach erfolgter Justierung eine Kalibrierung erforderlich.

Beispiele für Justierungen von Drehmomentaufnehmern sind die Einstellung des Kennwerts auf einen Wert nahe dem Nennkennwert und die Minimierung des Temperatureinflusses auf das Nullsignal. Beides gehört bei der Fertigung von Drehmomentaufnehmern bei HBM zum normalen Prozessablauf. Dazu werden Abgleichswiderstände eingelötet oder Kompensationsstreifen in der Brückenschaltung verändert oder aus der Schaltung herausgetrennt.

Oft sind Prüfung, Justierung und Kalibrierung eng miteinander verzahnt, wenn etwa bei einer Prüfung eine unzulässige Abweichung des Kennwerts eines Aufnehmers festgestellt wird, diese vor Ort sofort durch Kompensationsmaßnahmen behoben wird (also eine Justierung durchgeführt wird) und anschließend die so eingestellten Messeigenschaften des Aufnehmers aufgenommen und aufgezeichnet werden (also eine Kalibrierung durchgeführt wird).

Die Eichung

Die Eichung umfasst die Qualitätsprüfungen und Kennzeichnungen nach den Eichvorschriften und ist dem gesetzlichen Messwesen vorbehalten (Eichämter, Eichbeamte). Sie ist vorgeschrieben etwa für Anwendungen der Preisfindung (Briefwaage der Deutschen Post, Tanksäule usw.).

Abgleich der Messkette

Beim Abgleich der Messkette geht es darum, die (typischerweise aus einer Kalibrierung) bekannten Messeigenschaften des Aufnehmers in die richtigen Einstellungen am Messverstärker umzusetzen, so dass sich aus der Anzeige bequem auf die anliegende Eingangsgröße (hier Drehmoment) schließen lässt. Dieser Vorgang ist ausführlich in Kapitel 5 beschrieben.

Shuntkalibrierung

Bei der Shuntkalibrierung wird im Aufnehmer das Kalibriersignal aktiviert, im Messverstärker eingemessen und diesem dann ein (typischerweise aus einer Kalibrierung) bekannter Wert der Eingangsgröße zugewiesen. Es handelt sich hier also um ein spezielles Verfahren zum Abgleich der Messkette (siehe auch Kapitel 5). Die besondere Bedeutung des Kalibriersignals liegt darin, dass es auch zur Überwachung der Messkette genutzt werden kann.

7.2 Bauformen von Kalibrieranlagen für Drehmomentaufnehmer

Kalibrieranlagen und Kalibriervorrichtungen für Drehmomentaufnehmer lassen sich grob nach dem verwendeten Bezugsnormale unterteilen.

Bei Hebelarm-Masse-Systemen wird ein genau definiertes Drehmoment erzeugt, indem die Gewichtskraft kalibrierter oder geeichter Massen über einen Hebelarm bekannter Länge auf den Prüfling wirkt. Man spricht von Direktbelastungsanlage und Totgewichten. Charakteristisch ist hier, dass die Referenzeigenschaft dadurch zustande kommt, dass das Drehmoment quantitativ genau

erzeugt wird. Kalibrieranlagen nach dem Prinzip des Hebelarm-Masse-Systems sind die Technologie, die derzeit bei allen Kalibrierlabors für hohe und höchste Genauigkeitsanforderungen im Einsatz ist. Bild 7.1 zeigt eine Kalibrieranlage für Drehmomente bis 20 kN·m, die bei HBM unter anderem für DKD-Kalibrierungen eingesetzt wird.



Bild 7.1 Kalibrieranlage nach dem Hebelarm-Masse-Prinzip

Bei Systemen mit Drehmoment-Referenzaufnehmern kann die Drehmoment-erzeugung prinzipiell mit beliebigen Mechanismen stattfinden. Das erzeugte Drehmoment wird dann mit Hilfe eines Drehmoment-Transfer- oder -Referenz-aufnehmers gemessen. Eine Mischform der beiden genannten Prinzipien ist die Kombination eines Kraft-Referenzaufnehmers mit einem Hebelarm.

Die hohe Präzision, die heute von Drehmomentaufnehmern in Verbindung mit der Notwendigkeit gefordert wird, dass die Referenz stets genauer sein muss als die angestrebte kleinste angebbare Messunsicherheit für die zu kalibrierenden Objekte, stellt erhebliche Anforderungen an die Kalibriereinrichtungen. An dieser Stelle sollen einige ausgewählte Aspekte kurz aufgeführt werden.

Bei allen Bauformen ist besonders darauf zu achten, dass die Belastung, die auf den zu kalibrierenden Drehmomentaufnehmer wirkt, wirklich ein reines Dreh-

moment ist. Da aber die Erzeugung eines Drehmoments sehr oft mit erheblichen Querkraften verbunden ist, muss oft durch entsprechende Lagerungen sichergestellt werden, dass Querkraften, Axialkräfte und Biegemomente aufgenommen werden können ohne auf den Aufnehmer zu wirken.

Eine Lagerung zwischen dem Referenz-Drehmoment und dem Drehmomentaufnehmer kann durch ihre Reibung die Messergebnisse verfälschen. Deshalb wird in Kalibrieranlagen hoher Aufwand für möglichst reibungsarme Lagerungen betrieben. Dies geht bis hin zur Verwendung der in Anschaffung und Betrieb extrem aufwändigen Luftlager.

Bei Hebelarm-Masse-Systemen gibt es einige weitere, bauformspezifische Schwierigkeiten. Erstens hängt die Belastung durch Gewicht vom Erdschwerefeld ab. Da dieses jedoch gewisse geographische Unterschiede aufweist, muss in Kalibrierlabors die Fallbeschleunigung lokal gemessen werden. Zweitens muss auch die Länge des Hebelarms genau bekannt sein, wodurch ganz spezielle Konstruktionen der Krafteinleitung am Hebelarmende erforderlich werden. Die effektive Länge des Hebelarms hängt aber auch davon ab, ob dieser genau horizontal ausgerichtet ist. Da aber die Verformung eines Drehmomentaufnehmers unter Last bereits eine gewisse Verdrehung ermöglicht, kann die horizontale Lage des Hebelarms nicht a priori sichergestellt werden. Deshalb ist eine Nachführung mit Hilfe einer elektronischen Regelung erforderlich.

7.3 Hierarchiestufen des Kalibrierens – die Kalibrierpyramide

Jedes Unternehmen, das sich nach ISO 9000 zertifizieren lassen will oder zertifiziert ist, muss die Rückführbarkeit auf nationale Normale nachweisen. Diese Forderung erstreckt sich auf alle Mess- und Prüfmittel, die bei der Qualitätssicherung eigener Produkte zum Einsatz kommen. Das Ziel der Rückführbarkeitsforderung ist die Sicherstellung “richtigen” Messens.

Hintergrund dieser Forderung ist, dass auch bei ausreichender Genauigkeit des Messmittels nicht bekannt ist, ob die Anzeige eines Drehmoments von beispielsweise 128,6 N·m auch richtig ist oder ob in Wirklichkeit 133,1 N·m anliegen. Klarheit schafft hier nur der Vergleich mit einer Referenz – eben die Kalibrierung.

Der Rückführbarkeitsnachweis ist erbracht, wenn ein Messmittel oder eine Messeinrichtung mit einer Referenz kalibriert wurde, die wiederum in einer ununterbrochenen Kette bis hin zum Nationalen Normal kalibriert wurde. Je nach Ebene in dieser Rückführbarkeitskette heißt die Referenz Nationales Normal

(den nationalen metrologischen Instituten vorbehalten, in Deutschland PTB), Bezugsnormal (dem DKD vorbehalten) oder Werksnormal. Diese hierarchische Stufung ist in Bild 7.2 schematisch wiedergegeben. Je nach Ebene in der Hierarchie der Normale werden an die Kalibrierung zur Weitergabe der Kalibrierung an das jeweils nächste Normal in der Kette (Transfer der Messgröße) unterschiedliche Anforderungen gestellt. Daraus ergibt sich eine Hierarchiestruktur der Kalibrierungen.

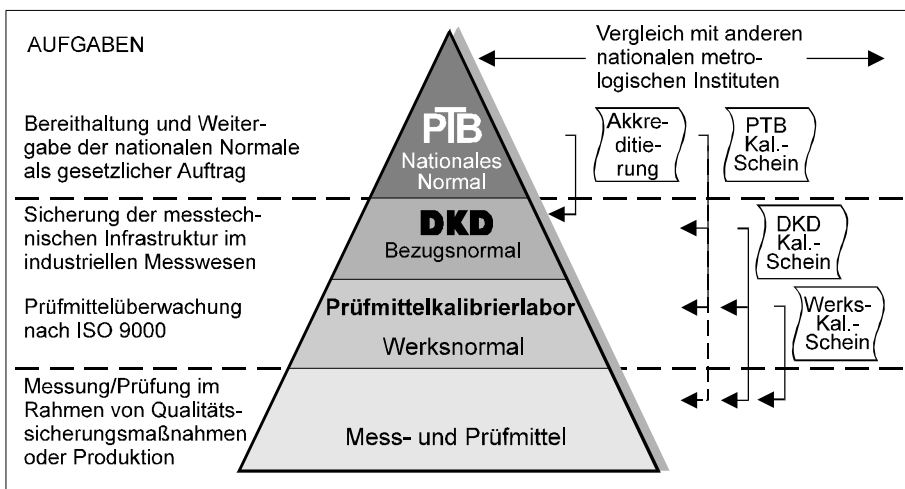


Bild 7.2 Hierarchiestufung der Messmittel und der Kalibrierungen

Neben der formalen Hierarchie ist bei der Weitergabe der Kalibrierungen zu beachten, dass eine solche nur sinnvoll sein kann, wenn die Genauigkeit des Messmittels, das als Referenz dient, höher ist als diejenige, die für das zu kalibrierende Messmittel ausgewiesen werden soll. Aus der Praxis hat sich als Mindestabstand zwischen beiden Genauigkeiten ein Faktor von 2 bis 5 ergeben.

Kalibrierung durch die PTB

An der obersten Stufe der Hierarchie der Kalibrierungen steht die Kalibrierung durch das nationale metrologische Institut, das im gesetzlichen Auftrag das nationale Normal bereithält und im Rahmen von Kalibrierungen weitergibt. In Deutschland ist dies die Physikalisch-Technische Bundesanstalt (PTB).

Kalibrierung im Rahmen des DKD

An zweiter Stelle der Hierarchie der Kalibrierungen steht eine Kalibrierung im Rahmen des Deutschen Kalibrierdienstes (DKD). Der DKD umfasst Kalibrierlaboratorien, die durch die PTB zur Durchführung von DKD-Kalibrierungen

akkreditiert sind. Insbesondere wird damit gesagt, dass eine solch hochrangige Kalibrierung weit mehr erfordert, als dass lediglich das Bezugsnormal durch die PTB kalibriert wurde. Vielmehr ist die gesamte Durchführung und Auswertung der Kalibrierungen durch nationale oder internationale Normen verbindlich festgeschrieben. Derzeitig sind dies für die Messgröße Drehmoment die europäische Richtlinie EA-10/14, [17], die deutsche DIN 51309 und die ergänzende DKD-Richtlinie DKD-R 3-5, [18]. Deren korrekte Umsetzung wird im Rahmen der Akkreditierung und der kontinuierlichen Überwachung durch die PTB gewährleistet. Dabei umfasst die Akkreditierung neben der Qualifizierung des Bezugsnormal und der sonstigen Einrichtungen auch die Qualifikation des für die Kalibrierung verantwortlichen Personals. Aus der Akkreditierung folgt unmittelbar, dass DKD-Kalibrierscheine unzweifelhafte Rückführbarkeitsnachweise sind.

Werkskalibrierung

Werkskalibrierungen werden gegenüber den DKD-Kalibrierungen meist einfacher und damit kostengünstiger durchgeführt. Durchführen können sie nicht nur akkreditierte DKD-Labors, sondern auch Anbieter ohne Akkreditierung oder der Anwender selbst. Die Verantwortung für die Bestimmung des Ablaufs und der Durchführung liegt allein beim Durchführenden.

Die Rückführbarkeit des in einer Werkskalibrierung kalibrierten Objekts kann leicht nachgewiesen werden, wenn die Werkskalibrierung in einem Kalibrierlabor mit DKD-Akkreditierung stattgefunden hat. Andernfalls erfordert der Nachweis der Rückführbarkeit ergänzende Informationen zur Kalibrierung des verwendeten Werknormal. HBM bezieht sich bei seinen Werkskalibrierungen auf die Norm DIN/ISO 10012 um die Rückführbarkeit zu dokumentieren.

Werkprüfung beim Messtechnikhersteller

Im allgemeinen Sinne stellt die Werkprüfung nur die Anwendung von Messmitteln dar. Wenn aber das zu prüfende Produkt wiederum ein Messmittel ist, werden naturgemäß messtechnische Eigenschaften geprüft. Wird die Prüfung in einem Herstellerprüfprotokoll dokumentiert, beinhaltet dieses oft Aussagen, die einer Kalibrierung gleichkommen, sofern das Prüfergebnis sich nicht nur auf gut/schlecht-Aussagen beschränkt, sondern die Messergebnisse auch quantitativ dokumentiert.

Der wesentliche Unterschied zur Kalibrierung im eigentlichen Sinn besteht darin, dass die Werkprüfung Teil des Produktionsprozesses ist, während eine Kalibrierung ein vollständig fertig gestelltes Produkt voraussetzt. Auch sonst sind die Aussagen eines Prüfprotokolls bezüglich ihrer Wertigkeit am Ende der Kalibrierhierarchie einzuordnen.

7.4 Prüfprotokolle und Kalibrierscheine der verschiedenen Hierarchiestufen

7.4.1 Prüfung in der Produktion und Herstellerprüfprotokoll

Das Prüfprotokoll entspricht bei HBM inhaltlich einem Abnahmeprüfprotokoll nach EN 10204. Es dokumentiert die Prüfung auf Einhaltung spezifischer technischer Daten. Welche Daten geprüft werden und welcher Prüfablauf vorgeschrieben wird, wird vom Hersteller selbst für jedes Produkt festgelegt. Das Protokoll geht über die Aufgabe einer reinen Prüfung nach der obigen Definition insofern hinaus, als nicht nur dokumentiert ist, dass die Grenzwerte für bestimmte technische Eigenschaften eingehalten sind, sondern auch die tatsächlich festgestellten Werte dieser Kenngrößen. Sofern diese Kenngrößen messtechnische Eigenschaften beschreiben, kann das Prüfprotokoll auch als Kalibrierschein gesehen werden. Die Angaben auf dem Prüfprotokoll eines Drehmomentenaufnehmers von HBM sind als Basis für den Abgleich der Messkette ausreichend, ohne jedoch Aussagen über die Messunsicherheit zu beinhalten.

Prüfablauf

Der Prüfablauf zur Erstellung des Prüfprotokolls für HBM-Drehmomentenaufnehmer umfasst die nachfolgend aufgelisteten Schritte:

- Dreimaliges Vorbelasten bis zum Nenndrehmoment zur Vorwegnahme von Setzungseffekten
- Messung des Ausgangssignals bei den für den Aufnehmer geltenden Stufen bei zunehmendem Drehmoment (Aufwärtsmessreihe)
- Messung des Ausgangssignals bei den für den Aufnehmer geltenden Stufen bei abfallendem Drehmoment (Abwärtsmessreihe)

Dieser Ablauf wird für Rechtsdrehmoment (im Uhrzeigersinn) und Linksdrehmoment (gegen den Uhrzeigersinn) separat durchgeführt. Er ist in Bild 7.3 für einen Drehmomentenaufnehmer wiedergegeben, bei dem zwei Laststufen gefahren werden. Bei einigen Typen besonders hoher Genauigkeit wird eine größere Zahl von Laststufen geprüft.

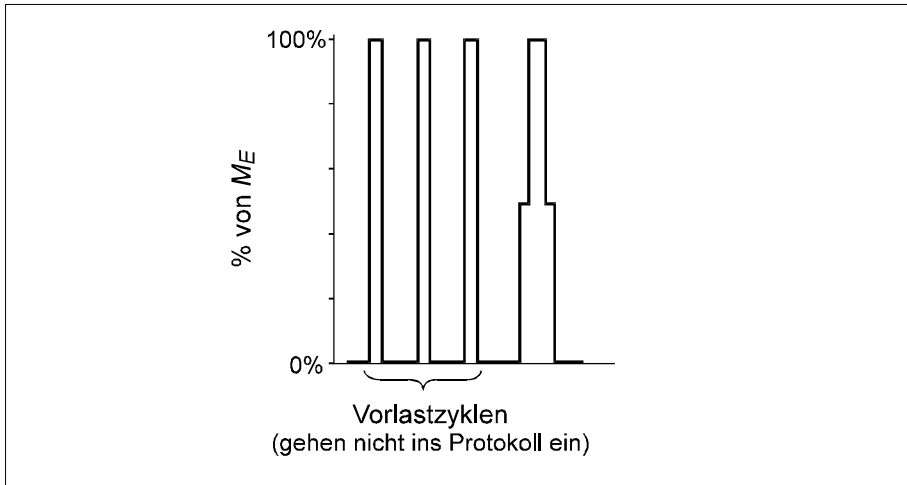


Bild 7.3 Ablauf der Prüfung zur Erstellung des Prüfprotokolls

Inhalt des Protokolls

Bei HBM-Drehmomentaufnehmern werden im Einzelnen folgende Kenngrößen im Prüfprotokoll ausgewiesen, jeweils getrennt für Rechts- und Linksdrehmoment:

- Gemessene Ausgangsgröße des Drehmomentaufnehmers für die im Prüfprotokoll festgelegten Belastungsstufen
- Kennwert
- Linearitätsabweichung
- Linearitätsabweichung einschließlich Hysterese
- Relative Umkehrspanne

Zur genauen Definition dieser Größen sei auf Anhang A verwiesen. In der Auswertung werden die drei Vorbelastungszyklen nicht berücksichtigt.

Die angegebenen Messwerte sind stets bereinigt, angegeben ist also jeweils die Signalspanne bezogen auf das Vordrehmomentsignal – das Ausgangssignal nach der letzten Vorbelastung und vor Beginn des eigentlichen Messzyklus (siehe Anhang A).

Zusätzlich wird auch der Wert des Kalibriersignals individuell ermittelt und im Prüfprotokoll festgehalten. Daher werden für diesen auch keine Sollwertangaben gemacht. Bild 7.4 zeigt beispielhaft das Prüfprotokoll eines HBM-Drehmoment-Messflanschs T10F.



Nr: 0313.002

Prüfprotokoll

test certificate / protocole d'essai

V1.6/IB-BM/9.00

Typ: T10F
type / typeAuftrag: 801008068
order no / commissionOption1, Code: --
option1, code / option1,codePrüfer: Breitwieser
examiner / contrôleurNenn Drehmoment: 1kNm
nominal torque / couple nominalDatum: 3.8.2001
test date / date d'essaiIdentNr: XXXXXXX
serial no / N°-d'ident**Prüfergebnisse:**
test results / résultats d'essaiEingangsgröße des Meßbereichs [%]
input quantity / échelle d'essaiAusgangsgröße [Hz]
output quantity / résultats

	Links	Rechts
	anticlockwise / sens anti-horaire	clockwise / sens horaire
0	0.0	0.0
50	-2498.7	2499.4
100	-4997.6	4998.2
50	-2498.7	2499.1
0	0.1	0.0

Prüfergebnisse und Kennwert C sind Abweichungen von der Ausgangsfrequenz des Aufnehmers ohne Drehmoment. Sie beträgt etwa 10kHz.
test results and characteristic value C are deviations from the frequency output without torque applied frequency being approx 10kHz.
les résultats d'essais et la sensibilité C sont mesurés par rapport à la fréquence du capteur au zéro sans charge (approx. 10kHz).

Aus den Prüfergebnissen berechnete und sonstige meßtechnische Eigenschaften :
metrological characteristics calculated from the measuring results and others
valeurs caractéristiques calculées à partir des résultats d'essai

Kennwert C [Hz] sensitivity / sensibilité	-4997.6	4998.2
Linearitätsabweichung [%vC] linearity deviation / linéarité (Abweichung von der bestpassenden Geraden durch das Nullsignal) (deviation from bestfit through zero / écart par rapport à la meilleure droite passant par le zéro)	0.001	0.004
Linearitätsabweichung einschließlich Hysterese [%vC] linearity deviation incl. hysteresis / écart de linéarité y compris hystérésis	0.002	0.004
Relative Umkehrspanne [%vC] relative hysteresis/hystérésis relatif	-0.002	-0.006
Kalibriersignal [Hz] calibration signal / signal de calibration	2855	
Kalibriersignal [Nm] calibration signal / signal de calibration	571.0	

Allgemeine Zusatzinformationen:
general information / informations complémentaires

Alle weiteren meßtechnischen Eigenschaften des Aufnehmers sind durch Typprüfungen und laufende Produktaudits des Qualitätswesens abgesichert.
All other metrological characteristics of the transducer are verified by type testing and regular product audits of the quality department.
Toutes les autres caractéristiques techniques du capteur sont garanties par le Service Qualité, au moyen d'essais et d'audits suivis sur le produit.

Zertifiziert nach ISO 9001 und ISO14001 (DQS-00001)
ISO 9001 and ISO 14001 certified / Certification selon ISO 9001 et ISO 14001

Akkreditiertes DKD Kalibrierlaboratorium und EMV-Prüflaboratorium
Accredited DKD calibration laboratory and EMC test laboratory
Laboratoire accrédité par le DKD et laboratoire d'essais CEM
DKD-K-00101; DAT-P-006/012

Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH Im Tiefen See 45 D-64293 Darmstadt

Bild 7.4 Prüfprotokoll eines Drehmoment-Messflanschs T10F

Verwendung zum Abgleich der Messkette

Sollen die Angaben im Prüfprotokoll zum Abgleich der Messkette herangezogen werden, ist die Zweipunkteinstellung mit eingemessenem Null- oder Vordrehmomentsignal die empfohlene Methode. Der zweite Punkt ist dabei das Nenn Drehmoment des Drehmomentaufnehmers und der im Prüfprotokoll angegebene Kennwert als zugeordnete Ausgangssignalspanne. Je nach Einsatz muss entschieden werden, ob der Kennwert für Rechts- oder für Linksdrehmoment verwendet wird. Prinzipiell kann der zweite Punkt auch unter Verwendung des Shuntkalibriersignals eingemessen werden, jedoch ist diese Methode weniger genau, da hier die Toleranz des Kalibriersignals selbst und die Kennwerttoleranz als zusätzliche Unsicherheiten auftreten.

Die Durchführung des Abgleichs der Messkette ist in Kapitel 5 beschrieben.

7.4.2 Werkskalibrierung und Werkskalibrierschein

Ein Werkskalibrierschein liefert eine Zuordnung der Eingangsgröße Drehmoment zur Ausgangsgröße des Drehmomentaufnehmers. Eine Auswertung auf messtechnische Eigenschaften wie Linearität oder Hysterese wird nicht vorgenommen.

Der Werkskalibrierschein ist dann die richtige Wahl, wenn nicht die qualifizierten Aussagen zur Messunsicherheit erforderlich sind, die ein DKD-Kalibrierschein bietet, aber dennoch Informationen gefragt sind, die über die im Prüfprotokoll gegebenen hinausgehen, etwa wenn eine gegenüber einem Prüfprotokoll erhöhte Zahl von Drehmomentstufen gewünscht ist. Auch ist eine Kalibrierung in Teilbereichen möglich oder die Kalibrierung der Messkette mit dem Messverstärker, mit dem der Aufnehmer in der Anwendung betrieben wird.

Kalibrierablauf

Der Werkskalibrierschein wird bei HBM in Anlehnung an DIN/ISO 10012 Teil 1

ausgestellt. HBM bietet verschiedene Varianten von Werkskalibrierscheinen, die sich in der Zahl der Laststufen unterscheiden. Wie beim Prüfprotokoll wird je eine Messreihe auf- und abwärts durchfahren. Je nach Wunsch des Auftraggebers wird die Kalibrierung für Rechts- oder Linksdrehmoment durchgeführt. Eine Kalibrierung für Rechts- und Linksdrehmoment besteht aus zwei quasi unabhängigen Kalibrierungen, die nacheinander durchgeführt werden, einschließlich der Vorbelastungen.

Im Unterschied dazu ist auch eine Kalibrierung für Wechseldrehmoment möglich, die den Wechsel zwischen Rechts- und Linksdrehmoment in einem einzi-

gen Ablauf integriert. Der Messbereich, für den die Kalibrierung durchgeführt wird, kann vom Auftraggeber bestimmt sein und auch vom Nennmessbereich des Aufnehmers abweichen, es kann also auch eine Kalibrierung für Messungen im Teillastbereich durchgeführt werden.

Der Ablauf der Messungen umfasst folgende Schritte:

- Dreimaliges Vorbelasten bis zum Nenndrehmoment
- Messung des Ausgangssignals bei den für die Kalibrierung vorgesehenen Stufen, bei ansteigendem Drehmoment (Aufwärtsmessreihe)
- Messung des Ausgangssignals bei den für die Kalibrierung vorgesehenen Stufen, bei fallendem Drehmoment (Abwärtsmessreihe)

Dieser Ablauf ist schematisch für eine Werkskalibrierung mit 6 Stufen in Bild 7.5 dargestellt. Die Stufen sind 20 %, 40 %, 50 %, 60 %, 80 %, 100 % vom Endwert des zu kalibrierenden Messbereichs.

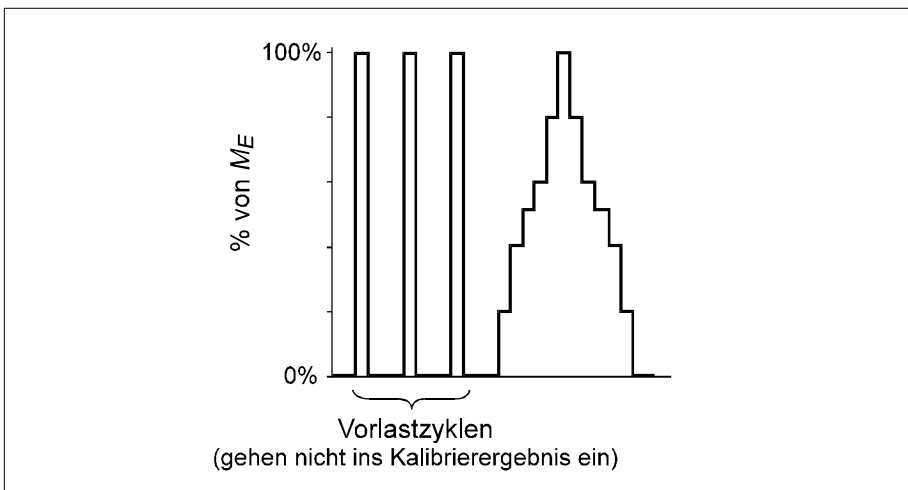


Bild 7.5 Kalibrierablauf zur Werkskalibrierung

Wahl der Anzeigeeinheit

Bei der Kalibrierung eines Drehmomentaufnehmers als solchem ist die Anzeigeeinheit die Einheit des elektrischen Ausgangs des Aufnehmers, in den meisten Fällen also Hz, mV/V oder V.

Bei der Kalibrierung einer Messkette, die neben dem Drehmomentaufnehmer auch die zugehörige Verstärkerelektronik umfasst, kann der Auftraggeber wählen, ob als Anzeigeeinheit die Einheit des elektrischen Ausgangs des Aufneh-

mers oder die Einheit N·m für Newtonmeter verwendet werden soll. Da der Kalibrierschein Gegenüberstellungen von Drehmoment in N·m und dem Ausgang der Messkette in der Anzeigeeinheit enthält, könnten im letzteren Fall Verwechslungen oder Unklarheiten entstehen. Deshalb wird in solchen Tabellen der neutrale Begriff Anzeigeeinheit, abgekürzt AE, verwendet. Die Wahl der Anzeigeeinheit schlägt auf Angaben der Auswertungsergebnisse durch.

Zentrales Problem bei der Wahl der Anzeigeeinheit N·m ist, dass hierzu die Messkette abgeglichen werden muss, und zwar bereits vor Beginn der eigentlichen Kalibrierung. Dieser Abgleich setzt aber voraus, dass der Kennwert bekannt ist. Dieser wird aus der letzten Vorbelastung bestimmt. Aus diesem Vorgehen resultiert der wesentliche Nachteil dieser Wahl: der im Kalibrierschein für den Abgleich der Messkette angegebene Kennwert ist nicht auf Basis aller Messwerte optimiert, sondern basiert auf einer einzigen Messung. Im Gegensatz dazu steht nach einer Kalibrierung in der Ausgabeeinheit des Aufnehmers das Kalibrierergebnis als optimale Datenbasis für den Abgleich der Messkette zur Verfügung. Allerdings hängt dieser Abgleich vom Einsatz ab (Volllastbereich oder Teillastbereich), so dass keine allgemeingültige Angabe für die Wahl des Kennwerts möglich ist und dieser nach genauer Überlegung aus der Fülle der Informationen herausgearbeitet werden muss. Auf die Verwendung des Werkskalibrierscheins zum Abgleich der Messkette wird weiter unten näher eingegangen.

Angaben auf dem Werkskalibrierschein

Die Angaben sind auf dem in Bild 7.6 abgedruckten Werkskalibrierschein für einen Drehmoment-Messflansch T10F von HBM zu erkennen. Hier sollen lediglich einige Erläuterungen angefügt werden:

Der Gegenstand der Kalibrierung wird benannt und die Seriennummer angegeben. Aus der Benennung geht neben den Typbezeichnungen auch explizit hervor, ob es sich lediglich um einen Drehmomentaufnehmer oder um eine Messkette handelt.

Auf Seite 2 oben ist die Unsicherheit der Kalibriereinrichtung aufgeführt. Diese ist nicht mit einer Messunsicherheit zu verwechseln, die für den Gegenstand der Kalibrierung ausgewiesen ist und die es nur bei DKD-Kalibrierscheinen gibt.

Seite 2 des Kalibrierscheins enthält die nähere Beschreibung der bei der Kalibrierung verwendeten Geräte und Zubehörteile (Kabel usw.). Hier muss betont werden, dass die Angabe des Nullsignals in der Rubrik Eigenschaften des Aufnehmers lediglich der vollständigen Dokumentation der Kalibrierung und ihrer Randbedingungen dient. Der angegebene Wert ist im Anschluss an die Kali-

brierung nach dem Ausbau aus der Kalibriereinrichtung gemessen. Abweichungen beim späteren Einsatz sind hier in relativ weiten Grenzen unbedenklich, jedoch ist eine regelmäßige Überprüfung des Nullsignals ein wichtiges Mittel zur laufenden Überwachung (siehe Kapitel 5). Unter dem Ausgeber wird hier der eigentliche Messverstärker verstanden, im Fall von modular aufgebauten Messverstärkersystemen ist dies in der Regel ein einzelner Einschub.

Das Shuntkalibriersignal des Drehmomentaufnehmers ist angegeben, und zwar entsprechend der auch für die Kalibrierung gewählten Einheiten entweder als Rohsignal oder in N·m. Die Anzeigeeinheit, im üblichen Sprachgebrauch oft als Teil des Messverstärkers betrachtet, wird separat aufgeführt und mit Anzeiger bezeichnet. Im Feld Anzeigeranpassung ist ggf. die Anpassung eingetragen, die der Kalibrierung zugrunde liegt, wenn als Anzeigeeinheit statt der Ausgabeeinheit des Drehmomentaufnehmers beispielsweise N·m gewählt ist. Der kalibrierte Messbereich ist angegeben. Dies ist wichtig, da sich eine Kalibrierung nicht unbedingt über den gesamten Nennmessbereich des Aufnehmers erstrecken muss; auch eine Kalibrierung für einen Teilbereich kann sinnvoll sein.

Das Kalibrierergebnis ist nur in Tabellenform gegeben als Gegenüberstellung von Eingangsgröße (Drehmoment) und Messwert in der gewünschten Anzeigeeinheit, jeweils für die Aufwärts- und die Abwärtsmessreihe. Die angegebenen Messwerte sind in aller Regel bereinigt, d. h. angegeben ist jeweils die Signalspanne bezogen auf das Vordrehmomentsignal, welches durch das Ausgangssignal nach der letzten Vorbelastung und vor Beginn des eigentlichen Messzyklus gegeben ist (siehe auch Anhang A).

Der Werkskalibrierschein enthält keine Auswertung in Hinblick auf Kenngrößen wie Linearität und Hysterese. Auf eine Aussage zur optimalen Anpassung zur Messung von Drehmomenten, die nicht exakt mit den aufgenommenen Laststufen übereinstimmen (Interpolation), wird ebenfalls verzichtet.



Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH
 Im Tiefen See 45 · DE - 64293 Darmstadt
 Tel.: +49 / (0)6151 / 803 - 436
 Fax: +49 / (0)6151 / 803 - 590

Zertifiziert nach ISO 9001 u. ISO 14001 (DQS-0001)
 Certified acc. to ISO 9001 and ISO 14001 by DQS

Akkreditiert als DKD-Kalibrierlab. (DKD-K-00101)
 Accredited as DKD calibration laboratory by PTB

Akkreditiert als EMV-Prüflab. (DAT-P-012 / DAT-P-006)
 Accredited as EMC testing laboratory by DATech

Kalibrierschein in Anlehnung an DIN ISO 10012 Teil 1
 Calibration Certificate according to ISO 10012 part 1

(Werkskalibrierschein / Working standard calibration certificate)

XXXXXX
HBM
01-10

Gegenstand <i>Object</i>	Drehmomentaufnehmer
Hersteller <i>Manufacturer</i>	Hottinger Baldwin Messtechnik, Darmstadt
Typ <i>Type</i>	T10F/5kN m
Fabrikate/Serien-Nr. <i>Serial number</i>	XXXXXX
Auftraggeber <i>Customer</i>	XXXXX, XXXXX
Auftragsnummer <i>Order No.</i>	123456A

Anzahl der Seiten des Kalibrierscheines **3**
Number of pages of the certificate

Die Kalibrierung erfolgte mit Messmitteln, die im Sinne der DIN EN ISO 9001 und DIN ISO 10012, Teil 1, auf Nationale Normale rückführbar sind.

The calibration was performed using calibration equipment traceable to National Standards according to ISO 9001 and ISO 10012 part 1.

Prüfer **Breitwieser**
Tester



Abnahme
Release

Datum **2001-10-23**
Date

1002_01 10/00

QV1091A1.03 - 01/98

Seite / page 1

Bild 7.6 Werkskalibrierschein eines Drehmoment-Messflanschs T10F

Seite 2 zur Kalibrierung vom 23.10.2001

Der Aufnehmer wurde auf einer 20 kN·m-Drehmomentmess-
einrichtung kalibriert, deren Belastungsgewichte über einen
zweiseitigen Hebel das Drehmoment erzeugen.

+-----+
: XXXXX :
+-----+
: HBM :
: :
+-----+
: 01-10 :
+-----+

von der Physikalisch-Technischen Bundesanstalt mit Gesch.Nr:
PTB 8.32-021980/93 bestätigte Messunsicherheit des Drehmomentes:

von 0 N·m bis 200 N·m 0.04 %
von 250 N·m bis 20000 N·m 0.02 %

Die Kalibrierung ist nur gültig bei Verwendung von Ausgebern gleicher
Bauart, wie sie unten beschrieben sind.

Umgebungstemperatur: 21 Grad C

Umgebungsfeuchte : 47 %

Angaben zum Aufnehmer

Typ : T10F/5kN·m F.-Nr. : 023130003
Nullsignal: 10021,1 Hz Einbauteile : HBM-Standard
Kalibrierbereich : 5000 N·m Kalibrierzubehör : AP17

Angaben zum Kabel

Länge(fest verbunden): - Verlängerung: 3 m
Ausführung : Standard
Anschluss Ausgeber (Messverstärker) : Standard
Sonstiges Zubehör: -

Angaben zum Ausgeber:

Verstärkertyp : HBM-MC60 F.-Nr. : DKD 63
Brückenspeisespannung : 5 VDC Filter : 0,1 Hz Bessel
(spg., Frequ., Form)
Anschlussart : Standard Kalibriersignal: 2793,0 Hz
Mess-Stelle : Kanal 1 Messbereich: 20 kHz

Angaben zum Anzeiger

Anzeigertyp : HBM-AB12 F.-Nr. : 2550/013
Anzeigeranpassung : -
Sonstiges : -

Der Ausgeber und Anzeiger sind Eigentum des Kalibrierlaboratoriums.

Werkskalibrierschein eines Drehmoment-Messflanschs T10F (Seite 2)

Verwendung zum Abgleich der Messkette

Sollen die Angaben im Werkskalibrierschein zum Abgleich der Messkette herangezogen werden, ist die Zweipunkteinstellung die empfohlene Methode. Aus welcher Stelle im Kalibrierschein die Wertepaare bezogen werden, hängt davon ab, ob die Kalibrierung mit oder ohne Anpassung der Anzeigeeinheiten vorgenommen wurde.

Im Fall einer Kalibrierung ohne Anpassung kommen für beide Punkte generell alle im Werkskalibrierschein enthaltenen Drehmomentstufen in Frage. Meist ist jedoch der erste Punkt das eingemessene Null- oder Vordrehmomentsignal. Beim Werkskalibrierschein bleibt es dem Anwender überlassen, ob er die Punkte aus der Aufwärts- oder der Abwärtsreihe bezieht oder ob er selber eine Mittelung vornimmt.

Im Fall einer Kalibrierung mit Anpassung der Anzeigeeinheit ist die auf Seite 2 des Kalibrierscheins angegebene Anpassung zu verwenden. Da bei der Kalibrierung mit Anpassung auch das Kalibriersignal in der Einheit N·m angegeben ist, kann auch dieses verwendet werden, um den zweiten Punkt zu generieren. Vorteil ist, dass hier nur der Wert der Eingangsgröße (also das Kalibriersignal in N·m gemäß Kalibrierschein) von Hand eingegeben werden muss, während das zugeordnete elektrische Signal nach Aktivieren des Shuntwiderstands eingemessen werden kann.

Liegt keine Kalibrierung für Wechseldrehmoment vor, ist je nach Einsatz zu entscheiden, ob der Abgleich mit den Kalibrierergebnissen für Rechts- oder Linksdrehmoment durchgeführt wird. Die Durchführung des Abgleichs der Messkette ist in Kapitel 5 beschrieben.

7.4.3 DKD-Kalibrierung und DKD-Kalibrierschein

Einsatzbereich und Nutzen einer DKD-Kalibrierung

Wie in Abschnitt 7.3 erläutert, stellt eine Kalibrierung im Rahmen des DKD die Rückführbarkeit in sehr direkter Linie sicher. Sie enthält weiterhin die Angabe einer Messunsicherheit sowie bestimmter messtechnischer Einzeleigenschaften, die auf Basis der Messungen am Individuum bestimmt sind. Auf Basis dieser Werte wird eine Klassifizierung nach Geräteklassen vorgenommen und ebenfalls im Kalibrierschein ausgewiesen.

Eine DKD-Kalibrierung ist daher in den folgenden Fällen empfohlen:

- Für Aufnehmer oder Messketten mit hoher Genauigkeit
- Für Aufnehmer oder Messketten, die als Werksnormale verwendet werden sollen
- Wenn die Messunsicherheit und die wichtigsten messtechnischen Einzelseigenschaften wie Linearität oder Hysterese für den Aufnehmer oder die Messkette als Individuum ausgewiesen sein sollen
- Wenn eine Klassifizierung nach Geräteklassen vorgenommen und ebenfalls im Kalibrierschein ausgewiesen sein soll
- Wenn ein Nachweis der Rückführbarkeit gegenüber externen Stellen, vor allem im Ausland, erforderlich ist

Kalibrierablauf

Die Kalibrierungen im Rahmen des DKD werden bei HBM je nach Wunsch des Auftraggebers nach der deutschen Norm DIN 51309 oder der internationalen Richtlinie EA-10/14 der European co-operation for Accreditation (EAD) durchgeführt. Für Wechsellastkalibrierungen wird darüber hinaus die DKD-Richtlinie DKD-R 3-5 herangezogen, die sich als Ergänzung zur DIN 51309 begreift. HBM bietet DKD-Kalibrierungen mit 5 und 8 Laststufen an. Eine hohe Zahl von Laststufen ist Voraussetzung (aber nicht Gewähr) für das Ausweisen einer geringen Messunsicherheit bzw. einer guten Geräteklasse.

Im Prüfablauf werden mehrere Messreihen auf- und abwärts durchfahren. Je nach Wunsch des Auftraggebers wird die Kalibrierung für Rechtsdrehmoment oder Linksdrehmoment durchgeführt. Eine Kalibrierung für Rechts- und Linksdrehmoment besteht aus zwei quasi unabhängigen Kalibrierungen, die nacheinander durchgeführt werden, einschließlich der Vorbelastungen. Im Unterschied dazu ist auch eine Kalibrierung für Wechseldrehmoment möglich, die den Wechsel zwischen Rechts- und Linksdrehmoment in einem einzigen Ablauf integriert. Der Messbereich, für den die Kalibrierung durchgeführt wird, kann vom Auftraggeber bestimmt sein und auch vom Nennmessbereich des Aufnehmers abweichen, es kann also auch eine Kalibrierung für Messungen im Teillastbereich durchgeführt werden.

Der Ablauf der Messungen umfasst folgende Schritte:

- dreimaliges Vorbelasten bis zum Nenndrehmoment
- Messung des Ausgangssignals bei den für die Kalibrierung vorgesehenen Stufen, bei ansteigendem Drehmoment (Aufwärtsmessreihe)
- Messung des Ausgangssignals bei den für die Kalibrierung vorgesehenen Stufen, bei fallendem Drehmoment (Abwärtsmessreihe)

- Nochmalige Messung des Ausgangssignals bei ansteigendem Drehmoment (Wiederholbarkeitsmessung)
- Neumontage des Aufnehmers in der Kalibrieranlage in veränderter Einbaustellung
- Eine Vorbelastung in der neuen Einbaustellung
- Messung je einer Aufwärts- und Abwärtsmessreihe in der neuen Einbaustellung (Vergleichbarkeitsmessung)
- Neumontage des Aufnehmers, erneute Vorbelastung und Aufwärts- und Abwärtsreihe in einer dritten und ggf. weiteren Einbaustellungen (Vergleichbarkeitsmessung)

Vorzugsweise wird in drei Einbaustellungen gemessen, die sich durch Drehung des Aufnehmers um jeweils 120° um die Längsachse ergeben. Abweichende Regelungen gelten für Drehmomentaufnehmer mit Vierkantaufnahme.

Dieser Ablauf ist schematisch in Bild 7.7 dargestellt. Es ist beispielhaft die DKD-Kalibrierung mit 5 Stufen dargestellt: 20 %, 40 %, 60 %, 80 %, 100 % vom Endwert des zu kalibrierenden Messbereichs.

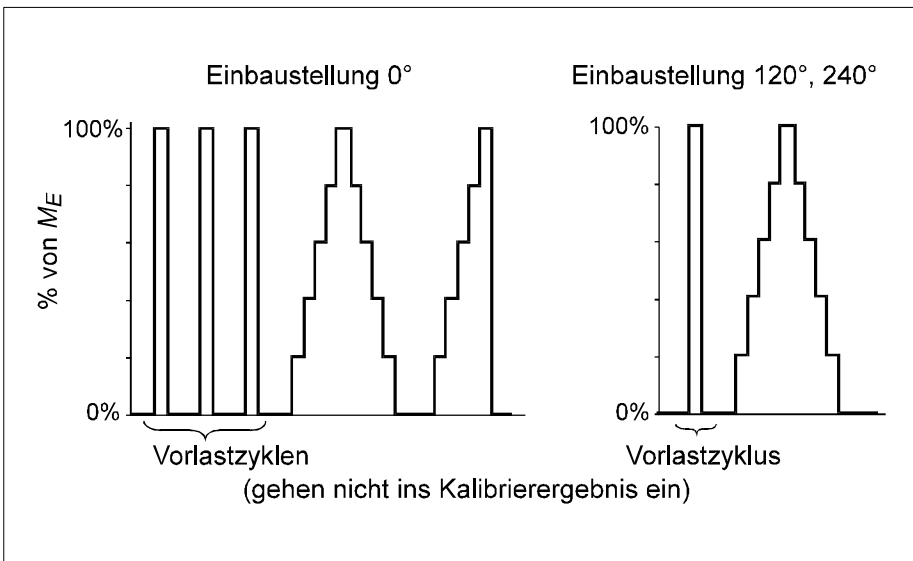


Bild 7.7 Ablauf einer DKD-Kalibrierung mit 5 Stufen

Besonders hervorzuheben ist die Tatsache, dass im Gegensatz zur Werkskalibrierung mehrere Messreihen gefahren werden. Damit wird die Bestimmung von Wiederholbarkeit und Vergleichbarkeit ermöglicht, die weiter unter näher erläutert sind.

Wahl der Anzeigeeinheit

Bei der Wahl der Anzeigeeinheit müssen dieselben Aspekte wie für die Werkskalibrierung berücksichtigt werden.

Angaben auf dem DKD-Kalibrierschein

Für Kalibrierungen im Rahmen des DKD sind neben dem Kalibrierablauf auch die Auswertung der Messungen und die Gestaltung des Kalibrierscheins selbst, einschließlich der Angaben, die zu machen sind, durch Normen und Richtlinien geregelt. Diese Gestaltung und die enthaltenen Angaben sind dem in Bild 7.8 abgedruckten DKD-Kalibrierschein für einen Drehmoment-Messflansch T10F von HBM zu entnehmen. Hier sollen lediglich besonders wichtige und erklärungsbedürftige Punkte aufgegriffen und erläutert werden:

Der Gegenstand der Kalibrierung wird benannt und die Seriennummer angegeben. Aus der Benennung geht neben den Typbezeichnungen auch explizit hervor, ob es sich um einen Drehmomentaufnehmer oder um eine Messkette handelt.

Auf Seite 2 oben des DKD-Kalibrierscheins ist die Unsicherheit der Kalibriereinrichtung aufgeführt. Diese ist nicht zu verwechseln mit einer Messunsicherheit, die für den kalibrierten Aufnehmer oder Messkette ausgewiesen ist und die als Teil des Kalibrierergebnisses weiter unten aufgeführt ist. Sie kann im günstigsten Fall – wenn der Aufnehmer entsprechende Genauigkeit aufweist – die Unsicherheit der Kalibriereinrichtung erreichen. Weiter enthält Seite 2 wie beim Werkskalibrierschein die nähere Beschreibung der bei der Kalibrierung verwendeten Geräte und Zubehörteile (Kabel usw.). Es gelten die gleichen Bemerkungen bezüglich der Angabe von Nullsignal, Kalibriersignal und Anzeigeranpassung wie beim Werkskalibrierschein.

Die Angaben auf den Seiten 3 bis 5 des Kalibrierscheins sind nach Wichtigkeit für den Anwender geordnet. Dadurch kommt die am stärksten komprimierte Darstellung zuerst. Um das Zustandekommen dieser Auswertungen besser erklären zu können, werden die Erläuterungen hier in einer abweichenden Reihenfolge gegeben.

Seite 5 enthält die Messwerte sämtlicher Messungen (auch Vorbelastungen). Die angegebenen Messwerte sind in aller Regel bereinigt, angegeben ist jeweils die Signalspanne bezogen auf das Vordrehmomentsignal, welches durch das Ausgangssignal nach der letzten Vorbelastung und vor Beginn der ersten Messreihe in der jeweiligen Einbaustellung gegeben ist. Ein erneuter Abgleich des Nullsignals vor der zweiten Aufwärtsmessreihe in der 0°-Position (Wiederholmessreihe) erfolgt hingegen nicht.

Das Kalibrierergebnis im engen Sinn ist auf Seite 3 des DKD-Kalibrierscheins in Form einer Tabelle dargestellt, in der die Werte des Eingangsdrehmoments den Werten des Ausgangssignals in der gewünschten Anzeigeeinheit zugeordnet sind. Diese Zuordnung ist eindeutig, weil jeweils über die Aufwärtsmessreihen für sämtliche Einbaupositionen gemittelt ist. Allerdings ist die zweite Aufwärtsmessreihe in der 0° -Position bewusst nicht einbezogen, um diese Einbaustellung nicht gegenüber den übrigen stärker zu gewichten.

Die auf Seite 4 aufgeführten Interpolationspolynome (eigentlich müsste man von Ausgleichspolynomen sprechen) sind Gleichungen, die eine Kennlinie wiedergeben, die in möglichst guter Näherung alle Punkte des Kalibrierergebnisses schneidet. Als Verfahren wird die Methode der kleinsten Fehlerquadrate benutzt. Das lineare Interpolationspolynom ist eine Geradengleichung und somit das einzige, das auch bei Verwendung von Messverstärkern umgesetzt werden kann, die nur eine Zweipunktanpassung erlauben. Geringere Abweichungen erhält man durch Verwendung des quadratischen oder kubischen Polynoms, die eine gekrümmte Kennlinie darstellen.

Bei Kalibrierung von Rechts- und Linksdrehmoment werden jeweils separate Interpolationspolynome ermittelt. Zusätzlich wird auch ein lineares Interpolationspolynom für Rechts- und Linksdrehmoment gemeinsam ermittelt, das gewöhnlich größere Abweichungen ergibt. Es ist nicht gleichzusetzen mit einem Interpolationspolynom für Wechseldrehmoment. Bei der Wechseldrehmomentkalibrierung wird nur je ein lineares, quadratisches und kubisches Interpolationspolynom angegeben. Diese gelten für den gesamten Messbereich vom negativen bis positiven Messbereichsendwert.

Die nächste Stufe der Auswertungen ist durch Kenngrößen gegeben, die verschiedene messtechnische Einzeleigenschaften quantitativ erfassen und durch Auswertung der Messwerte und teilweise Vergleich mit den Interpolationspolynomen gewonnen werden. In der DIN 51309 wird für diese Kenngrößen der Begriff Kennwerte gebraucht, der jedoch hier aus Verwechslungsgründen vermieden wird. Zu den Kenngrößen gehören:

- Die relative Spannweite b' als Maß für die Wiederholbarkeit
- Die relative Spannweite b als Maß für die Vergleichbarkeit
- Die relative Umkehrspanne h als Maß für die Hysterese (siehe Anhang A)
- Die relative Nullpunktabweichung f_0
- Die Auflösung r
- Die relative Interpolationsabweichung f_a separat für Verwendung des linearen, quadratischen und des kubischen Ausgleichspolynoms

Die genauen Definitionen werden in den Normen und Richtlinien zur Kalibrierung gegeben. Lediglich die beiden zentralen Begriffe Wiederholbarkeit und Vergleichbarkeit sollen hier etwas ausführlicher erläutert werden, da sonst leicht Verwechslungen auftreten. Die Wiederholbarkeit beschreibt die Eigenschaft eines Aufnehmers, bei mehrfacher Messung des gleichen Drehmoments unter unveränderten Bedingungen das gleiche Ausgangssignal auszugeben. In der DKD-Kalibrierung wird sie aus einem Vergleich der ersten und der zweiten Aufwärtsreihe (Wiederholmessung) in der 0°-Einbauposition ermittelt.

Die Vergleichbarkeit beschreibt die Eigenschaft eines Aufnehmers, bei mehrfacher Messung des gleichen Drehmoments unter geänderten Bedingungen das gleiche Ausgangssignal auszugeben. Die Änderungen der Bedingungen können Änderungen der Einbausituation, des Orts, der Zeit der Messung oder ein Wechsel der die Messung durchführenden Person sein. In der DKD-Kalibrierung wird die Vergleichbarkeit aus einem Vergleich der Messreihen bei den unterschiedlichen Einbaupositionen ermittelt.

Auf Seite 3 des DKD-Kalibrierscheins sind die Messunsicherheit und die Klassifizierung nach der jeweiligen Richtlinie (DIN 51309 bzw. EA-10/14) aufgeführt. In Zusammenhang mit dieser Klassifizierung spricht man auch von Klassen. Diese sind nicht zu verwechseln mit dem Begriff der Genauigkeitsklasse, der herstellerepezifisch definiert ist (siehe Anhang A).

Die Messunsicherheit und die Klassifizierung stellen die am höchsten komprimierten Darstellungsweisen für die Genauigkeit des Aufnehmers oder der Messkette dar. Sie basieren auf der Auswertung der oben aufgeführten Kenngrößen. Die Messunsicherheit ergibt sich als eine summarische Größe, in der die einzelnen Einflüsse auf die Genauigkeit überlagert sind, die in den Kenngrößen quantitativ beschrieben sind. Die Verrechnung basiert auf den Gesetzen der Statistik. Zur statistischen Interpretation der Messunsicherheit sei auf den eigenen Abschnitt unten verwiesen. Die Messunsicherheit ist die Größe, die am ehesten geeignet ist, den allgemeinsprachlichen Begriff der Genauigkeit mit einem einzelnen Zahlenwert zu beschreiben.

Die Klassifizierung des Aufnehmers erfolgt unter Auswertung derselben Kenngrößen, wobei für die Eingruppierung in eine Klasse für jede einzelne Kenngröße bestimmte Obergrenzen gelten. Man beachte, dass sowohl die Messunsicherheit als auch die Einstufung für verschiedene Teilbereiche des gesamten kalibrierten Messbereichs unterschiedlich sein können. Bei kleinen Teilbereichen sind sie gewöhnlich schlechter wegen der Istwert-bezogenen Toleranzen, die der Bewertung zugrunde liegen. Außerdem besteht wieder die Abhängigkeit vom verwendeten Interpolationspolynom.

Auf der letzten Seite des DKD-Kalibrierscheins sind grafische Darstellungen gegeben.

Die erste Grafik zeigt sämtliche Messreihen im Einzelnen. Auf der horizontalen Achse ist das Eingangsdrehmoment aufgetragen. Um die feinen Unterschiede überhaupt sichtbar zu machen, ist für die vertikale Achse die Abweichung gegenüber einer idealisierten Geraden gewählt. Die Gerade geht durch den Ursprung und den Punkt der durch Messbereichsendwert einerseits und einen Bezugswert des Ausgangssignals andererseits definiert ist. Letzterer ist oben auf der Seite angegeben. Die Einheit der Darstellung des Ausgangssignals auf der vertikalen Achse ist in Prozent dieses Werts. Man erkennt, dass alle Aufwärtsmessreihen bei 0 % beginnen, da jeweils bereinigte Werte aufgetragen sind. An ihrem Ende sind sie mit der jeweiligen Abwärtsmessreihe verbunden.

Die zweite und ggf. dritte Grafik zeigen die Interpolationsabweichungen, ebenfalls in Abhängigkeit vom Eingangsdrehmoment. Anders als in der oberen Grafik sind die Abweichungen hier prozentual auf den Istwert bezogen, deshalb sind die aufgetragenen Werte bei kleinem Drehmoment am größten. Die Grafiken enthalten jeweils separate Kurven für das lineare, quadratische und kubische Ausgleichspolynom. Man erkennt, dass die Abweichungen beim linearen Ausgleichspolynom am größten sind.

DEUTSCHER KALIBRIERDIENST **DKD**

Kalibrierlaboratorium für mechanische Messgrößen
Calibration laboratory for mechanical quantities

Akkreditiert durch die / *accredited by the*
 Akkreditierungsstelle des DKD bei der
 PHYSIKALISCH-TECHNISCHEN BUNDESANSTALT (PTB)



Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH
 DKD-Kalibrierlaboratorium
 Im Tiefen See 45 DE - 64293 Darmstadt
 Tel. +49 / (0)6151 / 803-436 Fax. +49 / (0)6151 / 803-590



DKD-K-00101

Kalibrierschein *Calibration Certificate*

Kalibrierzeichen
Calibration label

XXXXX
DKD-K- 00101
01-10

<p>Gegenstand <i>Object</i></p> <p>Hersteller <i>Manufacturer</i></p> <p>Typ <i>Type</i></p> <p>Fabrikat/Serien-Nr. <i>Serial number</i></p> <p>Auftraggeber <i>Customer</i></p> <p>Auftragsnummer <i>Order No.</i></p> <p>Anzahl der Seiten des Kalibrierscheines <i>Number of pages of the certificate</i></p> <p>Datum der Kalibrierung <i>Date of calibration</i></p>	<p>Messkette aus Drehmomentaufnehmer und Messverstärker</p> <p>Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH,</p> <p>T10F/5kN m,MGCplus / ML60,ABX22A</p> <p>XXXXX, XXXXX, XXXXX</p> <p>XXXXX, XXXXX</p> <p>123456A</p> <p style="text-align: right;">6</p> <p style="text-align: right;">2001-10-09</p>	<p>Dieser Kalibrierschein dokumentiert die Rückführung auf nationale Normale zur Darstellung der Einheiten in Übereinstimmung mit dem Internationalen Einheitensystem (SI).</p> <p>Der DKD ist Unterzeichner der multilateralen Übereinkommen der European co-operation for Accreditation (EA) und der International Laboratory Accreditation Cooperation (ILAC) zur gegenseitigen Anerkennung der Kalibrierscheine.</p> <p>Für die Einhaltung einer angemessenen Frist zur Wiederholung der Kalibrierung ist der Benutzer verantwortlich.</p> <p><i>This calibration certificate documents the traceability to national standards, which realize the units of measurement according to the International System of Units (SI).</i></p> <p><i>The DKD is signatory to the multilateral agreements of the European co-operation for Accreditation (EA) and of the International Laboratory Accreditation Cooperation (ILAC) for the mutual recognition of calibration certificates.</i></p> <p><i>The user is obliged to have the object recalibrated at appropriate intervals.</i></p> <p>Dieser Kalibrierschein darf nur vollständig und unverändert weiterverbreitet werden. Auszüge oder Änderungen bedürfen der Genehmigung sowohl der Akkreditierungsstelle des DKD als auch des ausstellenden Kalibrierlaboratoriums. Kalibrierscheine ohne Unterschrift und Stempel haben keine Gültigkeit.</p> <p><i>This calibration certificate may not reproduced other than in full except with the permission of both the Accreditation Body of the DKD and the issuing laboratory. Calibration certificates without signature and seal are not valid.</i></p>
---	---	---

<p>Stempel <i>Seal</i></p>	<p>Datum <i>Date</i></p> <p>2001-10-12</p>	<p>Stellv. Leiter des Kalibrierlaboratoriums <i>Deputy Head of the calibration laboratory</i></p> <p>Harreus</p>	<p>Bearbeiter <i>Person in charge</i></p> <p>Moor</p>
<p>Zertifiziert nach ISO 9001 und ISO 14001 (DQS-00001) <i>Certified according to ISO 9001 and ISO 14001 by DQS</i></p>		<p>Akkreditiert als EMV-Prüflaboratorium (DAT-P-006, -012) <i>Accredited as EMC testing laboratory by DATech</i></p>	
		<p>Seite / page 1 <small>v.13</small></p>	

Bild 7.8 DKD-Kalibrierschein eines Drehmoment-Messflanschs T10F

Deutscher Kalibrierdienst (DKD)

Seite 2

Page 2

XXXXX
DKD-K-
00101
01-10

In case of doubts the German text of this certificate is valid.

Kalibriereinrichtung <i>Torque Reference Standard</i>	20 kN m - BNME	PTB-Zeichen: <i>Official sign</i>	PTB-8.32-21088/92
Anschlussmessunsicherheit: <i>Best measurement capability</i>	<= 0,02 %	der eingestellten Drehmomentstufe <i>of the torque applied</i>	

Angaben zur Kalibrierung

Calibration conditions

Umgebungstemperatur: <i>Ambient temperature</i>	21 ± 1 °C	Umgebungsfeuchte: <i>Environmental humidity</i>	40% rel.
Umgebungsluftdruck: <i>Atmospheric pressure</i>	1023 hPa		

Die Kalibrierung ist nur gültig bei Verwendung des unten beschriebenen Ausgeber-Typs.
The calibration is only valid if a signal conditioner of the same type as described below is used.

Angaben zum Aufnehmer

Transducer data

Nullsignal: <i>Zero signal</i>	10006,5 Hz
Kalibrierzubehör: <i>Calibration accessories</i>	DKD-Standard

Angaben zum Kabel

Cable data

Länge (fest verbunden): <i>Length (fixed)</i>	*****	Verlängerung: <i>Extension</i>	6 m
Ausführung: <i>Version</i>	6 - adrig ...-core	Ausgeber-Anschluss: <i>Connection of amplifier</i>	Standard ...-lead

Angaben zum Ausgeber

Signal conditioner data

Verstärkertyp: <i>Amplifier type</i>	MGCplus / ML60	Identifizierung: <i>Identification</i>	835964018
Messbereich: <i>Measuring range</i>	20 kHz	Messstelle: <i>Measuring channel</i>	1
Brückenspeisespannung: <i>Bridge excitation voltage</i>	5VDC	Filter: <i>Filter</i>	0,1 Hz Bessel
Kalibriersignal: <i>Check signal</i>	2350,4 Hz	Anschlussart: <i>Type of connection</i>	Standard ...-lead

Angaben zum Anzeiger

Indicator data

Anzeigertyp: <i>Indicator type</i>	ABX22A	Identifizierung: <i>Identification</i>	ohne
Anzeigeranpassung: <i>Indicator matching</i>	*****		

Sonstiges

Other data

-

DKD-Kalibrierschein eines Drehmoment-Messflanschs T10F (Seite 2)

Deutscher Kalibrierdienst (DKD)

Seite 3
Page 3

XXXXX
DKD-K-
00101
01-10

In case of doubts the German text of this certificate is valid.

- Kalibrierverfahren / Calibration Procedure :** DIN 51309 : 1998-02
- Die im Kalibrierverfahren beschriebenen Vorbelastungen sind vor jeder Benutzung durchzuführen.
The preloading described in the calibration procedure has to be repeated each time the transducer is used.
- Kalibrieranordnung / Calibration installation :** Einbauage horizontal / horizontal position of device
- Berechnete Werte sind um die jeweilige Nullanzeige reduziert. (Korrekturen lt. Akkreditierung sind berücksichtigt.)
Calculated values are reduced by the respective zero signal. (Correction factors acc. to accreditation are included.)
- Die Ergebnisse sind in der letzten Stelle gerundet. *The calculated values are rounded in the last decimal.*
- Zusätzliche Angaben / Additional information :**

7. Auswertung / Analysis

7.1 Kalibrierergebnis / Calibration results

Drehmoment / torque in kN m	Signal / signal in Hz	rel. Messunsicherheit / rel. uncertainty in %, k=2 bei Ausgleichsft. / using interpolation equation		
		linear *	quadrat.	kubisch
Rechtsdrehmoment / clockwise torque				
0	0,00			
0,5	500,98	0,171	0,132	0,132
1	1001,92	0,117	0,081	0,081
1,6	1603,03	0,095	0,062	0,062
2	2003,67	0,078	0,051	0,051
2,5	2504,37	0,069	0,051	0,051
3	3004,90	0,055	0,047	0,048
4	4006,23	0,043	0,042	0,042
5	5006,83	0,059	0,043	0,043
Linksdrehmoment / anticlockwise torque				
0	0,00			
-0,5	-501,13	0,178	0,098	0,097
-1	-1002,03	0,114	0,057	0,057
-1,6	-1602,94	0,074	0,037	0,037
-2	-2003,57	0,064	0,033	0,033
-2,5	-2503,97	0,042	0,030	0,030
-3	-3004,47	0,035	0,031	0,031
-4	-4005,70	0,033	0,032	0,032
-5	-5006,40	0,049	0,035	0,035

7.2 Klasseneinstufung nach DIN 51309 / Classification according to DIN 51309

U = erweiterte relative Messunsicherheit gemäß .. / expanded relative uncertainty according to ..
Sawla, A. "Guidance for the best measurement capability of force calibration machines and uncertainty of calibration results of force measuring devices", PTB-Mitteilungen 104

Klasse Class	lineare Ausgleichsft. linear interpolation equation			quadratische Ausgleichsft. quadratic interpolation equation			kubische Ausgleichsft. cubic interpolation equation		
	von/from in kN m	bis / to	<i>U</i> in %	von/from in kN m	bis / to	<i>U</i> in %	von/from in kN m	bis / to	<i>U</i> in %
0,05									
0,1	1,6	5	0,10	1,6	5	0,06	1,6	5	0,06
0,2	0,5	5	0,17	0,5	5	0,13	0,5	5	0,13
0,5									
1									
2									
5									
0,05									
0,1	-1,6	-5	0,07	-1	-5	0,06	-1	-5	0,06
0,2	-0,5	-5	0,18	-0,5	-5	0,12	-0,5	-5	0,12
0,5									
1									
2									
5									

* In Abweichung zur DIN 51309 wird die Interpolationsabweichung von einer linearen Ausgleichsfunktion nicht als zufällig betrachtet und analog zu f_g nach Formel (C.5) des Anhanges C der DIN 51309 in der Messunsicherheit verrechnet.

Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH

Im Tiefen See 45 · DE-64293 Darmstadt

Zertifiziert nach ISO 9001 und ISO 14001 (DQS-02001)
Certified according to ISO 9001 and ISO 14001 by DQS

Akkreditiert als EMV-Prüflaboratorium (DAT-P-006, -012)
Accredited as EMC testing laboratory by DATech

Telefon: (06151) 803 436 · Telefax: (06151) 803 590

DKD-Kalibrierschein eines Drehmoment-Messflanschs T10F (Seite 3)

Deutscher Kalibrierdienst (DKD)

Seite 4
Page 4

XXXXX
DKD-K-
00101
01-10

8. Interpolationsgleichungen / *Interpolation equations* S in Hz M in kN m

8.1 Lineare Interpolationsgleichung / *Linear interpolation equation*

8.1.1 Rechtsdrehmoment / *clockwise torque*:

$$\begin{matrix} S_{\text{Re}} = & 1,001550 \text{ E}+03 & M_1 \\ M_{\text{Re}} = & 9,984523 \text{ E}-04 & S_1 \end{matrix}$$

8.1.2 Linksdrehmoment / *anticlockwise torque*:

$$\begin{matrix} S_{\text{Li}} = & 1,001445 \text{ E}+03 & M_1 \\ M_{\text{Li}} = & 9,985572 \text{ E}-04 & S_1 \end{matrix}$$

8.1.3 Rechts- und Linksdrehmoment / *clockwise and anticlockwise torque*:

$$\begin{matrix} S_{\text{Re}} = & 1,001497 \text{ E}+03 & M_1 \\ M_{\text{Re}} = & 9,985047 \text{ E}-04 & S_1 \end{matrix} \quad (\text{siehe Fußnote 2 / see footnote 2})$$

8.2 Quadratische Interpolationsgleichung / *Quadratic interpolation equation*:

8.2.1 Rechtsdrehmoment / *clockwise torque*:

$$\begin{matrix} S_{\text{Re}} = & 1,002109 \text{ E}+03 & M_1 + & -1,462735 \text{ E}-01 & M_1^2 \\ M_{\text{Re}} = & 9,978948 \text{ E}-04 & S_1 + & 1,456455 \text{ E}-10 & S_1^2 \end{matrix}$$

8.2.2 Linksdrehmoment / *anticlockwise torque*:

$$\begin{matrix} S_{\text{Li}} = & 1,002024 \text{ E}+03 & M_1 + & 1,514692 \text{ E}-01 & M_1^2 \\ M_{\text{Li}} = & 9,979798 \text{ E}-04 & S_1 + & -1,508690 \text{ E}-10 & S_1^2 \end{matrix}$$

8.3 Kubische Interpolationsgleichung / *Cubic interpolation equation*:

8.3.1 Rechtsdrehmoment / *clockwise torque*:

$$\begin{matrix} S_{\text{Re}} = & 1,002036 \text{ E}+03 & M_1 + & -9,813972 \text{ E}-02 & M_1^2 + & -6,934177 \text{ E}-03 & M_1^3 \\ M_{\text{Re}} = & 9,979681 \text{ E}-04 & S_1 + & 9,741395 \text{ E}-11 & S_1^2 + & 6,938535 \text{ E}-15 & S_1^3 \end{matrix}$$

8.3.2 Linksdrehmoment / *anticlockwise torque*:

$$\begin{matrix} S_{\text{Li}} = & 1,002332 \text{ E}+03 & M_1 + & 3,542897 \text{ E}-01 & M_1^2 + & 2,921844 \text{ E}-02 & M_1^3 \\ M_{\text{Li}} = & 9,976732 \text{ E}-04 & S_1 + & -3,526275 \text{ E}-10 & S_1^2 + & -2,902739 \text{ E}-14 & S_1^3 \end{matrix}$$

9. Kennwerte nach DIN 51309 / *Classification criteria according to DIN 51309*

M_k in kN m	b^* in %	b in %	f_0 in %	h in %	r in kN m	f_a (lin.) in %	f_a (quadr.) in %	f_a (kub.) in %
5,0	0,000	0,052	-	-	0,0	-0,018	-0,001	-0,001
4,0	0,000	0,047	-	0,022	0,0	0,001	0,003	0,003
3,0	0,003	0,050	-	0,040	0,0	0,008	-0,004	-0,005
2,5	0,000	0,044	-	0,059	0,0	0,020	0,000	0,000
2,0	0,005	0,035	-	0,067	0,0	0,028	0,002	0,002
1,6	0,000	0,037	-	0,089	0,0	0,034	0,002	0,003
1,0	0,010	0,030	-	0,130	0,0	0,037	-0,005	-0,001
0,5	0,040	0,000	-	0,220	0,0	0,040	-0,009	-0,003
0,0	-	-	0,016	-	-	-	-	-
0,0	-	-	0,014	-	-	-	-	-
-0,5	0,020	0,040	-	0,153	0,0	0,082	0,032	0,011
-1,0	0,000	0,020	-	0,087	0,0	0,059	0,016	0,003
-1,6	0,000	0,012	-	0,050	0,0	0,039	0,006	0,000
-2,0	0,010	0,005	-	0,042	0,0	0,034	0,006	0,004
-2,5	0,004	0,012	-	0,033	0,0	0,014	-0,006	-0,004
-3,0	0,003	0,023	-	0,026	0,0	0,004	-0,008	-0,004
-4,0	0,002	0,030	-	0,017	0,0	-0,002	0,001	0,004
-5,0	0,006	0,038	-	-0,017	0,0	-0,016	0,001	-0,001

- 2) Die Bestimmung der linearen Interpolationsgleichung für Rechts- und Linksdrehmoment ist nicht identisch mit einem Kalibrierergebnis für Wechseldrehmoment. Sie ermöglicht es, mit nur einem Kalibrierfaktor das Anzeigergerät optimal für Rechts- und Linksdrehmoment anzupassen.
2) *The linear interpolation equation for clockwise torque and anticlockwise torque can't be used as a calibration result for alternating torque. It only can be used to adjust the indicator optimally for clockwise torque and anticlockwise torque with a single calibration factor.*

Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH

Zertifiziert nach ISO 9001 und ISO 14001 (DQS-00001)
Certified according to ISO 9001 and ISO 14001 by DQS

Akkreditiert als EMV-Prüflaboratorium (DAT-P-006, -012)
Accredited as EMC testing laboratory by DA-Tech

Im Tiefen See 45 · DE-64293 Darmstadt

Telefon: (06151) 803 436 · Telefax: (06151) 803 590

DKD-Kalibrierschein eines Drehmoment-Messflanschs T10F (Seite 4)

Deutscher Kalibrierdienst (DKD)

Seite 5
Page 5

XXXXX
DKD-K-
00101
01-10

10. Messdaten / measuring data in Hz

Rechtsdrehmoment / clockwise torque

0	0,0	-1,2	-1,6	0,0	-0,3	-0,3
0,5	-	-	-	500,9	500,7	500,8
1	-	-	-	1001,9	1001,5	1001,7
1,6	-	-	-	1603,2	1602,6	1602,9
2	-	-	-	2003,8	2003,4	2003,6
2,5	-	-	-	2504,9	2504,3	2504,6
3	-	-	-	3005,7	3005,1	3005,3
4	-	-	-	4007,3	4006,9	4007,0
5	5008,4	5007,7	5006,3	5008,3	5008,3	5008,0
kN m	1. Vorbel. preloading	2. Vorbel. preloading	3. Vorbel. preloading	0° /1		0° /2

0	0,0	0,0	-0,6	0,0	0,0	-0,8
0,5	-	500,9	499,6	-	500,9	499,1
1	-	1001,8	1000,2	-	1001,6	999,7
1,6	-	1602,8	1601,2	-	1602,6	1600,5
2	-	2003,5	2001,9	-	2003,1	2001,1
2,5	-	2504,4	2502,6	-	2502,8	2501,8
3	-	3004,8	3003,4	-	3004,2	3002,6
4	-	4006,0	4005,0	-	4005,4	4004,1
5	5007,1	5006,5	5006,5	5003,5	5005,7	5005,7
kN m	Vorbel. preloading	120°		Vorbel. preloading	240°	

Linksdrehmoment / anticlockwise torque

0	0,0	1,0	1,7	0,0	0,6	0,6
-0,5	-	-	-	-500,9	-500,4	-500,4
-1	-	-	-	-1001,7	-1001,3	-1001,1
-1,6	-	-	-	-1602,7	-1602,4	-1602,1
-2	-	-	-	-2003,3	-2003,2	-2002,9
-2,5	-	-	-	-2504,1	-2503,9	-2503,6
-3	-	-	-	-3004,8	-3004,5	-3004,3
-4	-	-	-	-4006,3	-4006,0	-4005,8
-5	-5007,5	-5006,9	-5006,4	-5007,3	-5007,3	-5007,0
kN m	1. Vorbel. preloading	2. Vorbel. preloading	3. Vorbel. preloading	0° /1		0° /2

0	0,0	0,0	0,7	0,0	0,0	0,6
-0,5	-	-501,1	-500,2	-	-501,1	-500,2
-1	-	-1001,9	-1000,7	-	-1001,9	-1000,9
-1,6	-	-1602,6	-1601,5	-	-1602,8	-1601,8
-2	-	-2003,2	-2001,9	-	-2003,3	-2002,2
-2,5	-	-2503,8	-2502,5	-	-2504,0	-2503,0
-3	-	-3004,1	-3002,9	-	-3004,5	-3003,7
-4	-	-4005,1	-4004,1	-	-4005,7	-4005,0
-5	-4999,0	-5005,4	-5005,4	-5007,2	-5006,5	-5006,5
kN m	Vorbel. preloading	120°		Vorbel. preloading	240°	

Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH

Zertifiziert nach ISO 9001 und ISO 14001 (DQS-00001)
Certified according to ISO 9001 and ISO 14001 by DQS

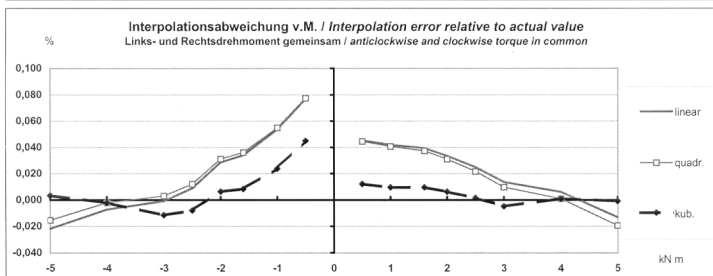
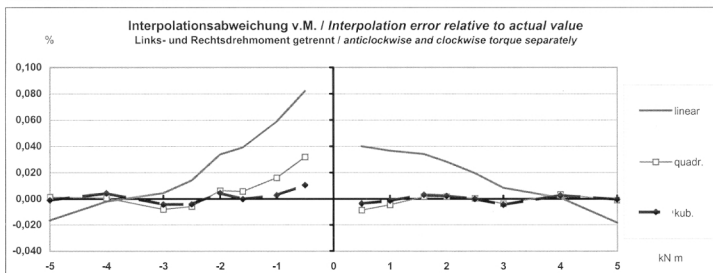
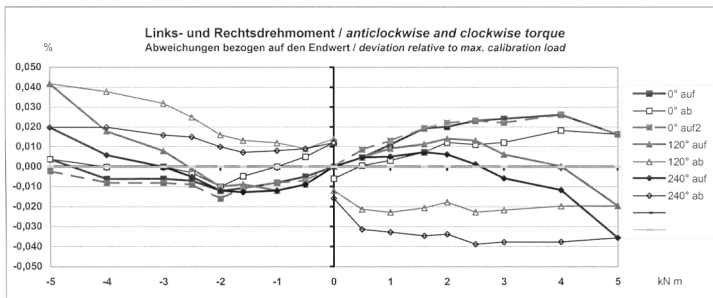
Akkreditiert als ENV-Prüflaboratorium (DAT-P-006, -012)
Accredited as EMC testing laboratory by DAkTch

Im Tiefen See 45 · DE-64293 Darmstadt
Telefon: (06151) 803 436 · Telefax: (06151) 803 590

DKD-Kalibrierschein eines Drehmoment-Messflanschs T10F (Seite 5)

11. Darstellung der Ergebnisse in Diagrammen / Results in diagrams

Bezugswert / Reference: 5007,5 in Hz



Version: 4.2.1

Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH

Zertifiziert nach ISO 9001 und ISO 14001 (DQS-00001)
Certified according to ISO 9001 and ISO 14001 by DQS

Akkreditiert als EMV-Prüflaboratorium (DAT-P-006, -012)
Accredited as EMC testing laboratory by DA Tech

Im Tiefen See 45 · DE-64293 Darmstadt

Telefon: (06151) 803 436 · Telefax: (06151) 803 550

7.4.4 Mathematisch-statistische Deutung zu Messunsicherheit und Vertrauensbereich

Die Messunsicherheit gibt die mögliche betragsmäßige Abweichung zwischen dem Ausgabewert und der Eingangsgröße an. Das heißt konkret, dass das wirkliche Drehmoment (der „wahre Wert“) sich im Bereich von Ausgabewert plus/minus Messunsicherheit befindet. Bei der relativen Messunsicherheit erfolgt die Angabe in Prozent des Messwerts.

Da die Messunsicherheit statistische Abweichungen einschließt und selbst auch nach den Gesetzen der Statistik aus einer Stichprobe (den Messungen bei der Kalibrierung) bestimmt ist, existiert stets eine Restwahrscheinlichkeit, dass der wahre Wert doch außerhalb des Intervalls liegt. Man halte sich in diesem Zusammenhang vor Augen, dass in der bekannten Kurve der Normalverteilung die Wahrscheinlichkeitsdichte für Werte weit vom Erwartungswert zwar asymptotisch gegen null geht, aber null nie erreicht.

Die erweiterte Unsicherheit, die bei einer DKD-Kalibrierung angegeben wird, umfasst üblicherweise einen Vertrauensbereich von 95 %. Bei einer Normalverteilung wird dies durch Verwendung des Erweiterungsfaktors $k=2$ erreicht, mit dem die (kombinierte) Standardunsicherheit des Schätzwerts multipliziert wird. Eine ausführliche Darstellung der Grundlagen für Berechnung und Bewertung der Messunsicherheit ist in [19] zu finden.

Verwendung zum Abgleich der Messkette

Beim Vorliegen eines DKD-Kalibrierscheins ohne Anpassung der Anzeigeeinheiten bieten sich sehr viele Möglichkeiten, die Messkette abzugleichen, die je nach Einsatz und je nach verfügbaren Funktionen der Verstärkerelektronik sinnvoll sein können. Für den sehr häufig verwendeten Zweipunktvergleich über den gesamten kalibrierten Messbereich empfiehlt sich die Verwendung des linearen Interpolationspolynoms. Höhere Interpolationspolynome mit ihren geringeren Interpolationsabweichungen sind meist nur über Rechner-Anbindung zu verwenden.

Sehr hochwertige Messverstärker bieten die Möglichkeit eines Vielpunkt-Abgleichs, die Interpolation über alle eingegebenen Punkte erfolgt dann im Messverstärker automatisch. Hierzu sind die Wertepaare aus der Rubrik Kalibrierergebnis die günstigste Eingabe. Da die Interpolationspolynome im Kalibrierschein stets für den gesamten kalibrierten Messbereich ermittelt sind, ist es bei Verwendung in Teillastbereichen ggf. günstiger, einen Zweipunktvergleich auf Basis derjenigen Wertepaare aus dem Kalibrierergebnis zu machen, die den gewünschten Teillastbereich am besten abstecken.

Bei einer Kalibrierung mit Anpassung der Anzeigeeinheit ist die auf Seite 2 des Kalibrierscheins angegebene Zweipunktanpassung zu verwenden. Wie oben schon für den Werkskalibrierschein beschrieben, kann auch das Kalibriersignal verwendet werden, um den zweiten Punkt für die Anpassung zu generieren.

Liegt keine Kalibrierung für Wechseldrehmoment vor, ist je nach Einsatz zu entscheiden, ob der Abgleich mit den Kalibrierergebnissen für Rechts- oder Linksdrehmoment durchgeführt wird. Die Durchführung des Abgleichs der Messkette ist in Kapitel 5 beschrieben.

7.5 Kalibrieren im Prüfstand

7.5.1 Aufgabenstellung und Lösungsansätze

Transfer der Messgröße in die Anwendung

Aufgabe des Kalibrierens eines Aufnehmers, der in einer Anwendung wie einem Leistungsprüfstand eingesetzt werden soll, ist immer der Transfer der Messgröße Drehmoment in die Anwendung. Darunter versteht man, dass eine rückführbare Bezugsgröße vorhanden sein muss, mit der der Aufnehmer das Drehmoment vergleicht, das er in der Anwendung erfährt.

Kalibrieren im Kalibrierlabor oder vor Ort im Prüfstand

Im einfachsten Fall wird der Transfer der Messgröße Drehmoment direkt durch den im Wellenstrang verbleibenden Drehmomentaufnehmer durchgeführt. Das heißt, dass als Bezug die Kalibrierung des Drehmomentaufnehmers herangezogen wird, die in der Kalibrieranlage der Herstellers oder einem sonstigen Kalibrierlabor im Vorfeld stattgefunden hat. Dabei können je nach Anforderungen vom PTB- oder DKD-Kalibrierschein bis hinunter zum Herstellerprüfprotokoll Zertifikate sämtlicher Hierarchiestufen verwendet werden.

Wird dieser Drehmomentaufnehmer allerdings dann in seiner vorgesehenen Prüfstandanwendung eingesetzt, können die dort vorliegenden Randbedingungen die Messunsicherheit der Drehmomentmessung im Prüfstand entscheidend beeinflussen und zu weiteren Abweichungen führen. Grund solcher Abweichungen können beispielsweise Prüfstandkomponenten wie Rahmen und Kupplungen sein. Aber auch Faktoren wie Ausrichtung der Komponenten, elastisches Werkstoffverhalten der Adaptionen oder Verschraubungen können Einfluss auf das Verformungsverhalten im Wellenstrang und damit auch den Drehmomentaufnehmer haben. Dabei kann die Messcharakteristik des Drehmomentaufnehmers beeinflusst werden.

Ein alternativer Ansatz ist das Kalibrieren des Drehmomentaufnehmers vor Ort im eingebauten Zustand in der Anwendung. Solchen Verfahren und ihrer Beurteilung ist der vorliegende Abschnitt gewidmet. Vorteilhaft sind Verfahren, bei denen die Rückwirkungen des Prüfstands und dessen Umgebung auf die Messergebnisse minimiert und abgeschätzt werden können. Der Status einer Vor-Ort-Kalibrierung in der Kalibrierhierarchie ist nicht automatisch schlechter als der einer Laborkalibrierung, sondern hängt vom Status der verwendeten Bezugsnormale ab, sowie von einer Qualifizierung der Einrichtung und Verfahrensweisen.

Das Kalibrieren im Prüfstand kann bei optimierter Vorgehensweise Vorteile bringen. Dazu gehören in erster Linie:

- Einflüsse, die eine Abweichung zwischen Einbauzustand im Prüfstand und Einbauzustand bei Kalibrierung bewirken, entfallen.
- Zeitersparnis beim Nachkalibrieren durch möglicherweise schnellere Durchführung, denn es entfallen der vollständige Ausbau und der Transport zum externen Kalibrierlabor.
- Da eine Anwendung wie ein Prüfstand üblicherweise als Ganzes ein Messmittel darstellt, dessen saubere Rückführbarkeit dokumentiert werden sollte, kommt die Kalibrierung vor Ort dem Grundgedanken der Rückführbarkeit näher.

Klären der Genauigkeitsanforderungen an die Kalibrierung

Trotz der potenziellen Vorteile des Kalibrierens im Prüfstand kann die Frage, ob dieses dem Kalibrieren im Kalibrierlabor vorzuziehen ist, an dieser Stelle nicht pauschal beantwortet werden. Zum einen, da sich die Frage nicht vom konkreten Anwendungsfall lösen lässt, zum anderen aber auch, weil die Bewertung von Kalibriereinrichtungen und -methoden nach den Kriterien, die für das Kalibrieren im Kalibrierlabor bereits üblich sind, noch in den Kinderschuhen steckt.

Bei der Auswahl der Kalibriermethode ist zunächst Klarheit über die allgemeinen Anforderungen zu schaffen. Wie bereits bei der Auswahl des Drehmomentaufnehmers als solchem erläutert (siehe Kapitel 4), ist auch hier die Frage nach der erforderlichen Genauigkeit nicht durch eine einzige Zahlenangabe zu beantworten. Vielmehr sind diverse wohldefinierte Begriffe separat zu beleuchten.

So ist es gerade bei Kalibrierungen im Prüfstand gängige Praxis, nur auf eine möglichst gute Übereinstimmung des zu kalibrierenden Drehmomentaufnehmers mit dem Bezugsdrehmoment zu achten. Dabei wird die Kalibrierung auf

eine einzige Messreihe und eine einzige Einbaulage des Aufnehmers beschränkt. Als Genauigkeitskriterium wird dann lediglich die maximale vorgefundene Abweichung angenommen.

Wird hingegen Rückführbarkeit angestrebt, sollten die Regeln der Kalibrierhierarchie bei der Weitergabe des Drehmoments in die Betrachtungen einfließen. Als erstes stellt sich dann die Frage, ob es ausreicht, die Wiederholbarkeit zu gewährleisten, oder ob Vergleichbarkeit gefordert ist. Ist Vergleichbarkeit gefordert, müssen gleiche Verhältnisse wie in der Kalibrieranlage sichergestellt werden, auch bei anderen Einbaubedingungen.

Bei Wiederholbarkeit reicht die Betrachtung einer Einbaustellung aus. Gerade hier bietet die Kalibrierung im Prüfstand oft einen prinzipiellen Vorteil, da die Änderungen der Einbausituation zwischen Kalibriervorgang und Einsatz hier oft so minimal sind, dass Wiederholbarkeit ausreicht.

Für gewisse Anforderungen ist außerdem die Frage zu stellen, ob mehrere Teilbereichskalibrierungen benötigt werden, wodurch sich – entsprechende Eigenschaften des Aufnehmers vorausgesetzt – die Genauigkeit im unteren Teil des Messbereichs oft verbessern lässt.

7.5.2 Techniken und Vorrichtungen zum Kalibrieren im Prüfstand

Wenn eine Kalibrierung im Prüfstand geplant ist, bieten sich analog der Kalibrierung im Labor mehrere Methoden an.

Kalibriereinrichtungen auf Basis von Hebelarm-Masse-Systemen

Die größte Verbreitung haben derzeit noch Hebelarm-Masse-Systeme. Hier handelt es sich um Kalibriersysteme bei denen das Bezugsdrehmoment dadurch zustande kommt, dass das Drehmoment quantitativ genau erzeugt wird. Vorteile dieses Verfahrens sind, dass es sich innerhalb bisheriger Genauigkeitserwartungen bewährt hat und weitgehendes Vertrauen der Anwender genießt. Aufgrund der rein mechanischen Methode des Transfers ist die Langzeitstabilität relativ unkritisch. Ein wichtiger Vorteil aus konstruktiver und praktischer Sicht ist, dass ein Prüfstand und eine zugehörige Kalibriereinrichtung nach dem Prinzip des Hebelarm-Masse-Systems so konstruiert werden können, dass der Hebelarm auf den Prüfstand aufgesetzt werden kann, ohne dass dazu der Wellenstrang aufgetrennt werden muss.

Eine praktische Schwierigkeit besteht darin, dass Hebelarm-Masse-Systeme insbesondere bei größeren Drehmomenten zur Kalibrierung der Messgröße

ausgesprochen unhandlich sind, da die notwendigen Massen und Hebelarme relativ groß sind.

Ein prinzipielles Problem besteht darin, den Einfluss von Lagerreibung auszuschließen oder zu minimieren. Denn im Gegensatz zu Kalibrieranlagen für den Betrieb in Kalibrierlabors ist der Einsatz spezieller Lager beim Kalibrieren im Prüfstand kaum möglich und steht oft im Widerspruch zur Forderung, den Prüfstand beim Kalibrieren gegenüber dem Normalbetrieb möglichst wenig zu ändern.

Die Schwierigkeit lässt sich auch nicht umgehen, wenn der Hebelarm unmittelbar benachbart zum Drehmomentaufnehmer angebracht wird, wie in dem in Bild 7.9 schematisch skizzierten Aufbau. Dies lässt sich am besten mit Hilfe der Begriffe äußeres und inneres Moment aus der Technischen Mechanik erklären. Das über den Hebelarm aufgebrachte Drehmoment wirkt als äußeres Moment auf den Wellenstrang. Nach dem Momentensatz der Statik kann Gleichgewicht nur herrschen, wenn sich alle äußeren Drehmomente in der Summe gegenseitig aufheben. Das gemessene Drehmoment hingegen wirkt als inneres oder so genanntes Schnittmoment. In der Gleichgewichtsbetrachtung wird es nur sichtbar, wenn man den Wellenstrang an der Position des Drehmomentaufnehmers gedanklich zerteilt. Bild 7.9 unten zeigt diesen Vorgang. Ziel der Gleichgewichtsbetrachtungen ist eine Gleichung zur Bestimmung des auf den Drehmomentaufnehmer wirkenden Drehmoments aus dem bekannten Bezugsdrehmoment, das hier das äußere Drehmoment des Hebels ist. Hier erhält man die Gleichung durch die Gleichgewichtsbetrachtung an dem im Bild durch die geschweifte Klammer gekennzeichneten Wellenabschnitt zu

$$M_{DMess} = M_{DHebel} - M_{DReib2} - M_{DReib3}$$

Daraus ist zu erkennen, dass die Reibmomente durch die Lagerung des Hebels verfälschend eingehen.

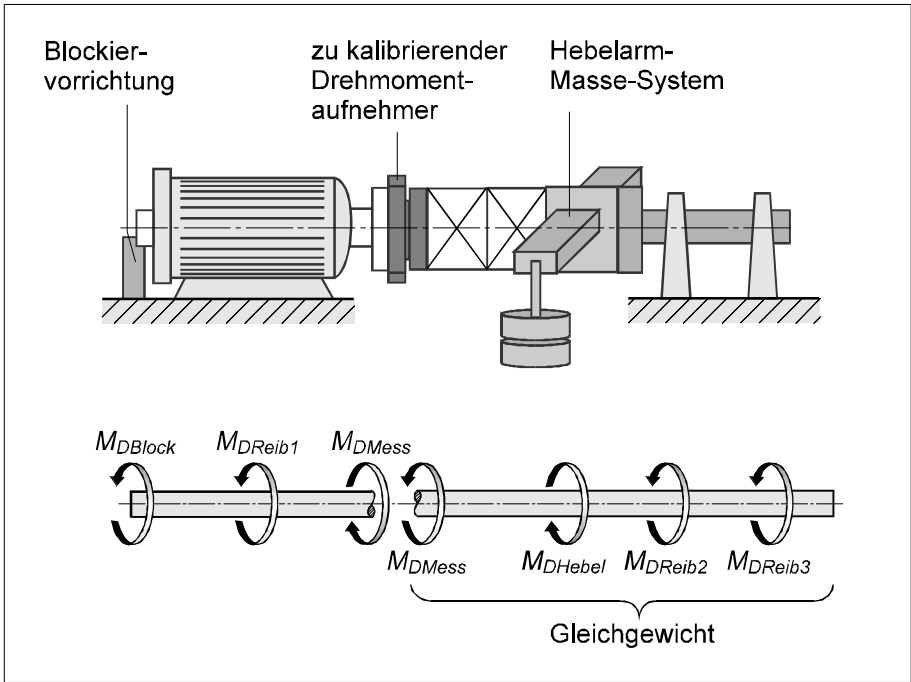


Bild 7.9 Prüfstand mit Kalibriereinrichtung nach dem Prinzip Hebelarm-Masse-System, Hebelarm von separater Lagerung getragen

Bei heutigen Drehmoment-Messflanschen, die erhebliche Biegemomente und Radialkräfte tragen können, wird daher oft auf jegliche Lagerung zwischen dem Kalibrierhebelarm und dem Messflansch verzichtet, wie dies in Bild 7.10 skizziert ist. Allerdings wird dabei die mögliche Beeinflussung des Kalibrierergebnisses durch Biegemomente und Radialkräfte in Kauf genommen, die parasitäre Lasten darstellen.

Wird auch für diesen Fall das mechanische Schnittbild der auftretenden Drehmomente betrachtet (siehe Bild unten), erhält man aus der Gleichgewichtsbilanz für den durch die geschweifte Klammer gekennzeichneten Wellenabschnitt die Gleichung

$$M_{DMess} = M_{DHebel}$$

Diese zeigt, dass hier keine Verfälschung des Drehmoments durch die Lagerreibung erfolgt. Allerdings ist nun mit Verfälschung durch den Einfluss parasitärer Belastungen zu rechnen, da das Gewicht des Hebelarms auf den Drehmomentaufnehmer Biegemomente und Querkräfte ausübt.

Das Biegemoment lässt sich reduzieren, indem der Hebelarm oder ein Aufnahmemechanismus so konstruiert wird, dass der Schwerpunkt des Hebelarms

samt Kalibriermassen möglichst auf gleicher axialer Position liegt wie der Drehmomentaufnehmer. Die Querkraft allerdings lässt sich durch diese Maßnahme nicht verringern.

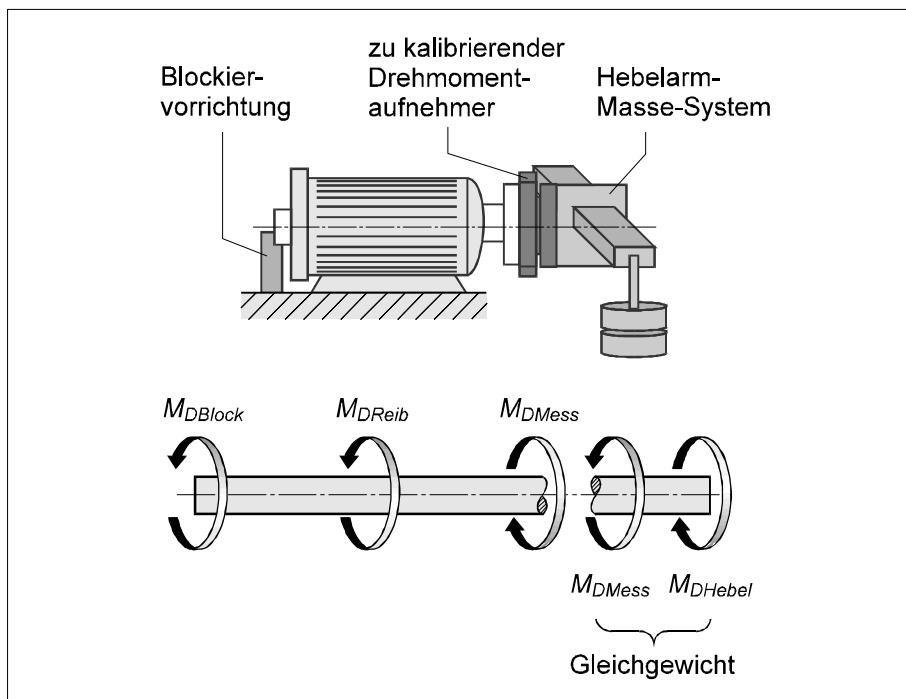


Bild 7.10 Prüfstand mit Kalibriereinrichtung nach dem Prinzip Hebelarm-Masse-System, Hebelarm vom Drehmomentaufnehmer getragen

Diese beiden Fehlerquellen, die Lagerreibung bei gelagertem Hebelarm und parasitäre Belastungen bei nicht gelagertem Hebelarm, müssen im Einzelfall quantitativ abgeschätzt werden, so dass sie gegeneinander abgewogen werden können. Eine Abwägung muss dann auch konstruktive Gründe einbeziehen und schließlich die Frage, ob möglicherweise dem Kalibrieren mit Hilfe von Transfer- oder Referenzaufnehmer der Vorzug zu geben ist.

Kalibriereinrichtungen mit Drehmoment-Referenz- oder Transferaufnehmern

Bei Systemen mit Drehmoment-Referenz- oder Transferaufnehmern kann die Drehmomenterzeugung prinzipiell mit beliebigen Mechanismen stattfinden, was für den Einsatz bei der Vor-Ort-Kalibrierung im Prüfstand teilweise ganz erhebliche Vorteile bringt. Je nach Konstruktion der Kalibriereinrichtung kann dadurch das Drehmoment einfacher, an einer geeigneteren Stelle und mit gerin-

geren parasitären Lasten eingeleitet werden. Auch ein erhöhter Automatisierungsgrad ist generell möglich, da sich das umständliche Auflegen von Gewichten erübrigt. Aus dem gleichen Grund ergeben sich Vorteile bezüglich Transportabilität. Praktisch ohne Alternative ist das Verfahren, wenn ein stufenloser Belastungsablauf gefordert ist. Allerdings liegen mit solchen Verfahren bisher wenig Erfahrungen vor, und die Klärung der günstigsten Gestaltung und der erreichbaren Kalibrierengenauigkeit ist stark vom Einzelfall abhängig. Zur Einschätzung der zusätzlichen Messunsicherheitsanteile müssen die Rückwirkungen des Leistungsprüfstands oder der Kalibriereinrichtung auf den Transferaufnehmer bekannt sein.

Die meisten oben genannten Vorteile lassen sich auf die Eigenheit des Verfahrens zurückführen, dass sich der Einfluss von Reibmomenten aus der Lagerung praktisch immer ausschließen lässt. Dies soll anhand des beispielhaft in Bild 7.11 gezeigten Aufbaus ausgeführt werden.

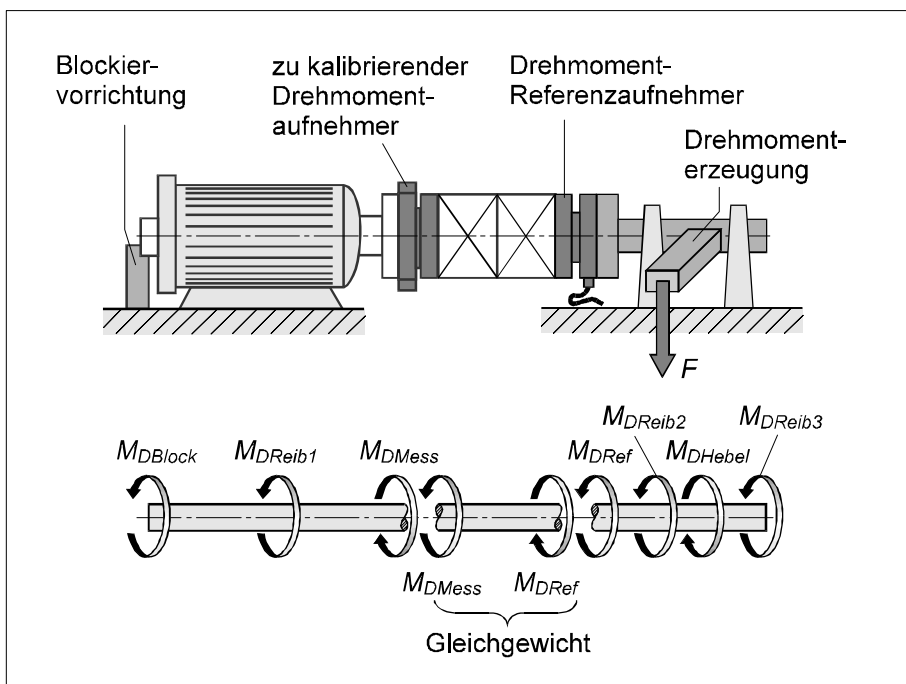


Bild 7.11 Prüfstand mit Kalibriereinrichtung mit Transfer- oder Referenzaufnehmer

Entscheidend ist, dass hier nicht nur das Moment, das der noch zu kalibrierende Aufnehmer erfährt, sondern auch das Bezugsmoment innere Momente sind. Zum Aufstellen einer Gleichgewichtsbetrachtung, mit deren Hilfe ersteres aus

letzterem bestimmt werden kann, muss also der Wellenstrang an beiden Positionen gedanklich zerteilt werden, wie im unteren Teil des Bilds skizziert. Die Gleichgewichtsbetrachtung für den durch die geschweifte Klammer gekennzeichneten Abschnitt liefert dann die Gleichung

$$M_{DMess} = M_{DRef}$$

Man erkennt, dass keinerlei Verfälschung durch Reibmomente auftreten kann. Dies ist im Vergleich zu den oben beschriebenen Beispielen von Kalibriereinrichtungen nach dem Prinzip des Hebelarm-Masse-Systems besonders bemerkenswert, da hier die Einleitungsstelle des Drehmoments beidseitig von Lagern umgeben ist.

Als Mechanismen zur Erzeugung des Drehmoments können daher praktisch beliebige, manuell oder motorisch betriebene, Einrichtungen verwendet werden. Eine einfache Lösung besteht aus einem Hebelarm, der mit einer Kraft belastet wird. Diese kann durch Verspannen einer elastischen Feder oder hydraulisch erzeugt werden. In jedem Fall ist die Lagerung relativ unkritisch, denn das von der Einrichtung erzeugte Drehmoment wird durch den Drehmoment-Transfer- oder Referenzempfänger gemessen. Weiterhin können auch elektrische Maschinen, wie Servo- oder Schrittmotoren zur Erzeugung des Drehmoments verwendet werden.

Wird zur Kalibrierung das exakte Anfahren vorgegebener Laststufen gefordert, ist eine Steuerung der Drehmomentenerzeugungseinheit erforderlich, was sich nicht mit jedem Mechanismus verwirklichen lässt.

Kalibriereinrichtungen mit Kraft-Referenz- oder Kraft-Transferempfängern

Als letztes Konstruktionsprinzip von Kalibriereinrichtungen für Vor-Ort-Kalibrierungen sei auch hier wieder die Mischform aus einer Kombination eines Kraft-Referenzempfängers mit einem Hebelarm erwähnt.

Qualifizierung von Kalibriereinrichtungen für Vor-Ort-Kalibrierungen

Die Kalibriereinrichtung als Ganzes und das Kalibrierverfahren sind nach Möglichkeit zu qualifizieren (ggf. zu zertifizieren). Empfohlen wird die Zertifizierung durch den Hersteller der Kalibriereinrichtung oder eine unabhängige Stelle. Zur Beurteilung der Messergebnisse muss der gesamte Prüfstand für den geplanten Anwendungsfall und das vorgesehene Kalibrierverfahren betrachtet werden. Dies kann wiederum mittels Drehmoment-Transferempfänger, adap-

tierbarer Hebel-Masse-Systeme oder Kalibriervorrichtungen mit Referenzaufnehmer erfolgen.

Wird eine formale Zertifizierung angestrebt, müssen Messunsicherheiten in Abhängigkeit von der denkbaren Anwendungssituationen und Umgebungsbedingungen ermittelt werden. Leider gibt es hierfür derzeit keine allgemein anerkannte Norm oder Empfehlung, wie etwa bei Kraft-Zugmesseinrichtungen (DIN 10002-2). In jedem Fall ist eine Kalibrierung der verwendeten Massesätze oder der Transfer- und/oder Referenzaufnehmer hierfür nicht ausreichend.

Bewertungskriterien

Es werden abschließend die Bewertungskriterien zusammengefasst, nach denen die Entscheidung für bestimmte Kalibrierverfahren getroffen werden können, nachdem die bereits aufgeführten Fragen hinsichtlich Genauigkeit und Rückführbarkeit der Kalibrierung geklärt wurden. Einige der Kriterien wurden bereits im Zusammenhang mit bestimmten Verfahren erwähnt, die für diese Vorteile bieten.

- Möglichst keine Änderung der Einbausituation des Drehmomentaufnehmers in der Kalibriersituation gegenüber der Einbausituation im normalen Betrieb
- Möglichst geringe Belastung des Drehmomentaufnehmers durch parasitäre Lasten (Biegemomente und Querkräfte)
- Vermeidung einer Verfälschung des Bezugsdrehmoments durch Lagerreibung
- Platz- und Montagegegebenheiten im Prüfstand müssen berücksichtigt sein

7.5.3 Einsatz von Transfer- und Referenzaufnehmern im industriellen Umfeld

Unterscheidung zwischen Transfer- und Referenzaufnehmern

Die Unterscheidung zwischen Referenz- und Transferaufnehmer wird davon abgeleitet, in welchem Stadium seiner Geschichte der Aufnehmer seine Kalibrierung erhalten hat, also nach der Rolle, die der Aufnehmer beim Transfer der Messgröße in die Anwendung spielt.

Ein Transferaufnehmer übergibt seinen kalibrierten Kennwert an eine andere Messeinrichtung oder Anwendung. Üblicherweise wird die Rückführung oder der Transfer der Messgröße Drehmoment mittels Drehmoment-Transferauf-

nehmer vom nationalen Normal (PTB) auf ein Bezugsnormal (DKD), weiter auf Werksnormale wie Kalibriervorrichtungen und zuletzt auf Prüfeinrichtungen wie Leistungsprüfstände gewährleistet. Diese Weitergabe des Bezugsdrehmoments auf eine Kalibriereinrichtung der nächsten Stufe kann auch dadurch erfolgen, dass der Transferaufnehmer in dieser Kalibriereinrichtung verbleibt. Es liegt dann also eine Kalibriereinrichtung mit Transferaufnehmer vor.

Gemäß dieser Definition kann jedoch auch der Transfer des Drehmoments in die Endanwendung (Prüfstand) durch den Verbleib des Transferaufnehmers als Messeinrichtung erfolgen. Anders ausgedrückt, bei jedem Einsatz eines Drehmomentenaufnehmers, für den eine Kalibrierung lediglich im Kalibrierlabor durchgeführt wurde und nicht im Prüfstand, übernimmt dieser Drehmomentenaufnehmer die Rolle eines Transferaufnehmers.

Die Übertragung auf den im Prüfstand verbleibenden Aufnehmer kann aber auch indirekt über einen Referenzaufnehmer erfolgen. Dazu ist in der Regel eine Kalibriereinrichtung mit Referenzaufnehmer vorgesehen. Ein Referenzaufnehmer erhält sein Bezugsdrehmoment durch Einkalibrierung innerhalb seiner vorgesehenen Anwendung und Einbausituation mit Hilfe eines geeigneten Transferverfahrens. Er hat die Aufgabe, dieses Bezugsdrehmoment möglichst gut zu wiederholen. Wird der im Prüfstand fest integrierte Aufnehmer hingegen direkt vom Transferaufnehmer kalibriert, übernimmt dieser Aufnehmer selbst die Funktion eines Referenzaufnehmers im Sinne der Definition.

Optimierung des Transfers der Messgröße

Selbstverständliche Grundvoraussetzung um einen möglichst optimalen Transfer der Messgröße Drehmoment in die Anwendung – einen Prüfstand – zu erreichen, ist die geschlossene Kette der Rückführbarkeit zum nationalen Normal.

In der Praxis besonders bedeutsam ist dabei, dass der Aufnehmer, der in dieser Kette den Transfer vom Kalibrierlabor in die Anwendung übernimmt, dort nicht durch abweichende Bedingungen gegenüber dem Einbau in der Kalibrieranlage abweichende Messeigenschaften hat. Findet keine Vor-Ort-Kalibrierung statt, geschieht der Transfer durch den im Prüfstand verbleibenden Aufnehmer. In diesem Fall sind die Einbauhinweise für rotierende Drehmomentenaufnehmer zu beachten, die in Kapitel 5 beschrieben sind. Von Bedeutung sind in diesem Zusammenhang besonders die Leitlinien zur Gestaltung der Flanschverbindungen und die Minimierung der parasitären Belastungen. Insbesondere sei hier hervorgehoben, dass ein Einkalibrieren von Adaptionsteilen (wie anwendungsseitigen Flanschen) sinnvoll sein kann. Weitere Anforderungen, die spezifisch für einzelne Produkte sind, finden sich in der jeweiligen Pro-

duktdokumentation. Eine detaillierte Studie derartiger Einflüsse ist in [20] zu finden.

Der Einsatz von Drehmoment-Transferaufnehmern in Schaftform, die eigentlich für die Benutzung in Kalibrierlabors optimiert sind, erfordert besondere Sorgfalt. Die offene Bauweise gewährleistet optimale Messeigenschaften nur in klimatisierten Räumen. Die Empfindlichkeit gegen Biegemomenten ist im Vergleich zu Drehmomentaufnehmern in Flanschform relativ hoch. Solche Aufnehmer werden optional mit zusätzlicher Messung der Biegemomente geliefert, so dass eine Überwachung dieser Einflussgröße ermöglicht wird. Sinnvoll ist eine solche Überwachung allerdings nur, wenn der mechanische Einbau eine Einflussnahme zur Minimierung der Biegemomente zulässt. Gleiches gilt für eine optionale Ausstattung mit einer Temperaturmessstelle.

Für den Einsatz zum Kalibrieren in Industriebedingungen bieten sich Drehmoment-Referenznehmer in Flanschform an, die hinsichtlich ihrer Messkörpergeometrie den berührunglos messenden rotierenden Drehmomentaufnehmern gleichen. Die Einflüsse auf die Messeigenschaften und diesbezügliche Abhilfemaßnahmen entsprechen denen für die rotierenden Drehmomentaufnehmer, die oben und ausführlicher in Kapitel 5 dargestellt sind.

7.6 Dynamisches Kalibrieren

7.6.1 Bedeutung

Heute sind Drehmomentaufnehmer für das Einsatzfeld Prüfstandtechnik im weitesten Sinne in aller Regel rein statisch kalibriert, obwohl der Einsatz in praktisch allen Fällen dynamisch ist, wie in Kapitel 4 aufgezeigt wurde. Vom Messprinzip der Dehnungsmessstreifen ist bekannt, dass dessen Wirksamkeit in weiten Grenzen für statische und dynamische Belastungen gleichermaßen trägt, so dass diese Vorgehensweise sicher in sehr guter Näherung gerechtfertigt ist. Dennoch gewinnt die Frage nach einer wirklich dynamischen Kalibrierung im Zuge der immer weiter steigenden Genauigkeitsanforderungen und der dementsprechend hohen Anforderungen an die Rückführung der Messgröße an Bedeutung. Der vorliegende Abschnitt verfolgt das Ziel, die grundlegenden Fragestellungen aufzuzeigen, die in der Diskussion um das dynamische Kalibrieren zu beachten sind. Eindeutige Empfehlungen oder gar fertige Verfahrensweisen existieren derzeit noch nicht.

7.6.2 Begriffsabgrenzung des dynamischen Kalibrierens

Als dynamische Kalibrierung im engeren Sinne soll hier verstanden werden, dass während der Kalibrierung die aufgebrachten Drehmomente schnellen zeit-

lichen Änderungen unterliegen, die in ihrer Dynamik den zeitlichen Änderungen im möglichen Betrieb entsprechen.

Dabei ist es erforderlich, sowohl die Bestimmung des Bezugsdrehmoments als auch die Messung der Ausgabe des zu kalibrierenden Aufnehmers bei ständiger Änderung des Drehmoments durchzuführen. Das erfordert ein besonderes Augenmerk auf die Gleichzeitigkeit der Messung. Bei zeitlich schnell veränderlichem Drehmoment können weiter auch die Signallaufzeiten der Verstärkerelektroniken Einfluss haben, sofern nicht für Referenz und Kalibrierobjekt exakt gleiche Verstärkertypen verwendet werden. Unterschiedliche Signallaufzeiten können auch aus unterschiedlichen Filtereinstellungen oder unterschiedlichen Filtercharakteristiken resultieren.

Als Quelle für das Bezugsdrehmoment scheiden Hebelarm-Masse-Systeme aus. Gewöhnlich wird mit Drehmoment-Referenzaufnehmern gearbeitet. Denkbar ist auch, das Drehmoment aus einer Drehbeschleunigung rückzurechnen, die es einem Körper mit bekanntem Massenträgheitsmoment aufprägt.

Oft wird auch das Kalibrieren während der Rotation mit dynamischem Kalibrieren in einem Atemzug genannt oder gar verwechselt, obwohl eine Rotationsbewegung an sich noch nicht ausschlaggebend dafür ist, ob das Drehmoment statisch oder dynamisch ist. Dennoch ist die Assoziation in einem gewissen Maß gerechtfertigt, da sich bei Rotation dynamische Drehmomentanteile nie vollständig vermeiden lassen (siehe Kapitel 4). Im Sinne einer systematischen Vorgehensweise muss aber beim Kalibrieren unter Rotation die Unterscheidung zwischen statischem und dynamischem Drehmoment gemacht werden. Bereits das statische Kalibrieren unter Rotation stellt eine Aufgabe dar, für die eine abgesicherte Vorgehensweise auch in Ansätzen nicht vorhanden ist. Das dynamische Kalibrieren unter Rotation bringt gegenüber dem statischen noch zusätzliche Schwierigkeiten. Stand der Technik ist lediglich die Bestimmung des Einflusses der Drehzahl auf das Nullsignal.

7.6.3 Zügiges Kalibrieren

Von der eigentlichen dynamischen Kalibrierung zu unterscheiden ist die zügige oder kontinuierliche Kalibrierung, bei der das Drehmoment statt in Stufen stetig geändert wird. Auch hier ist die Gleichzeitigkeit der Bestimmung des Bezugsdrehmoments und der Messung der Ausgabe des zu kalibrierenden Aufnehmers erforderlich, jedoch ist die Dynamik der zeitlichen Änderung des Drehmoments wesentlich reduziert.

Bei Verwendung einer maschinell angetriebenen Drehmomenterzeugung und einer gewissen Automatisierung ergibt sich durch die kontinuierliche Kalibrierung eine große Zeitersparnis.

A Begriffe zur Spezifikation von Drehmomentaufnehmern

A.1 Messtechnische Eigenschaften des Drehmomentmesssystems

Genauigkeitsklasse

Die Genauigkeitsklasse eines HBM-Drehmomentaufnehmers besagt, dass die größte derjenigen Einzelabweichungen, die in Prozent angegeben sind, kleiner oder gleich dem als Genauigkeitsklasse angegebenen Wert ist. Dabei wird die Kennwerttoleranz nicht einbezogen.

Die Genauigkeitsklasse umfasst folgende messtechnische Eigenschaften, die unten noch separat erläutert sind:

- Linearitätsabweichung einschließlich Hysterese (d_h)
- Relative Standardabweichung der Wiederholbarkeit (σ_{rel})
- Temperatureinfluss (bezogen auf 10 K) auf das Nullsignal (TK_0)
- Temperatureinfluss (bezogen auf 10 K) auf den Kennwert (TK_c)

Bei Aufnehmern mit mehreren elektrischen Ausgängen (Frequenz- und Spannungsausgang) ist zur Bestimmung der Genauigkeitsklasse der Ausgang mit der höheren Genauigkeit ausschlaggebend. Die Genauigkeitsklasse darf nicht mit einer Einstufung in eine Klasse nach DIN 51309 oder EA-10/14 verwechselt werden.

Für die Praxis gibt die Genauigkeitsklasse einen Anhaltspunkt für die Eingruppierung der jeweiligen Typenreihe innerhalb des HBM-Programms. Sie ist nicht mit der Gesamtgenauigkeit im praktischen Einsatz zu verwechseln, bei dem die verschiedenen Einzeleinflüsse gleichzeitig wirken.

Beispiel:

Betrachtet wird der Drehmoment-Messflansch T10F einerseits in Ausführung mit Option "S" (Standardausführung) und andererseits in Ausführung mit Option "G" (d. h. verringerte Linearitätsabweichung einschl. Hysterese) jeweils für die Messbereiche 100 N·m bis 10 kN·m.

Bei der Ausführung "S" sind die im Datenblatt angegebenen Höchstgrenzen für den Temperatureinfluss auf das Nullsignal (TK_0) 0,05 %, für den Temperatureinfluss auf den Kennwert (TK_C) 0,1 % und für die Linearitätsabweichung einschl. Hysterese (d_{lh}) $\pm 0,1$ %. Wegen der beiden Letztgenannten wird die Genauigkeitsklasse hier mit 0,1 angegeben. Bei der Ausführung "G" ist hingegen die Linearitätsabweichung einschl. Hysterese (d_{lh}) verbessert und beträgt nur 0,05 %.

Da aber der Temperatureinfluss auf den Kennwert (TK_C) weiterhin 0,1 % beträgt, ist nun dieser die größte prozentual angegebene Einzelabweichung und die Genauigkeitsklasse beträgt auch für die Ausführung "G" 0,1. Es scheint also, als ob die Ausführung "G" keinen erhöhten Nutzen biete. Jedoch weist sie den relativ größten Einfluss nur bezüglich einer einzigen Kenngröße, dem TK_C , auf. Diese stellt als einzige aus der Gruppe der die Genauigkeitsklasse bestimmenden Kenngrößen ein Istwert-bezogenes Maß für Abweichungen dar, so dass sie etwa bei Messungen im Teillastbereich weit geringeren Einfluss hat (siehe unten).

Kennwert C

Die Spanne zwischen den Werten des Ausgangssignals bei Nenndrehmoment und bei Drehmoment null. Bei HBM-Drehmomentaufnehmern werden gewöhnlich zwei separate Kennwerte für Rechts- und Linksdrehmoment angegeben.

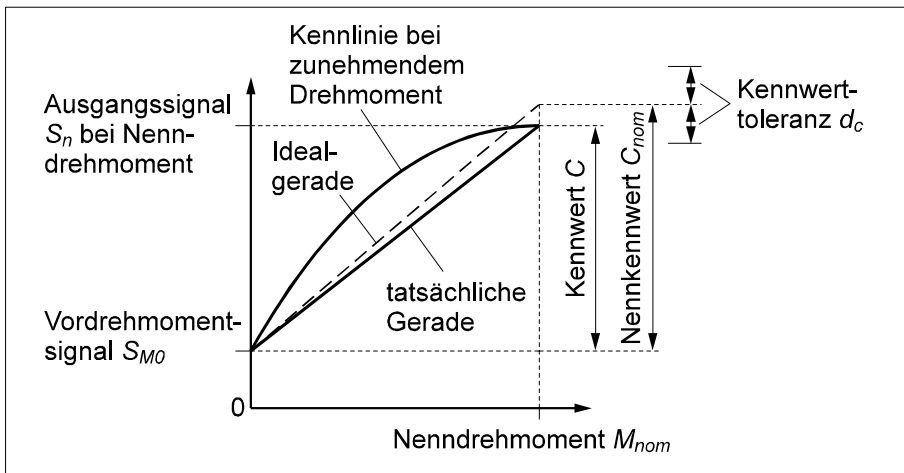


Bild A.1 Kennwert und Nenndrehmoment

Der Kennwert C charakterisiert die Geradensteigung der Kennlinie. Als Kennlinie wird dabei die Verbindungsgerade zwischen dem Ausgangssignal S_{M0} in

Einbaustellung vor Belastung (Vordrehmomentsignal) und dem Ausgangssignal S_n bei Nenndrehmoment zugrundegelegt, die bei zunehmender Drehmomentbelastung bestimmt sind. Damit kommt man zu der einfachen Berechnungsformel

$$C = S_n - S_{M0}$$

Der Kennwert bildet gemeinsam mit dem Nenndrehmoment ein bekanntes Wertepaar aus Drehmoment und zugehöriger Spanne des Ausgangssignals. Sind zwei solcher Wertepaare gegeben, kann damit die Einstellung des Messverstärkers vorgenommen werden. Als zweites Wertepaar wird in der Regel das Paar Drehmoment null – Ausgangssignalspanne null (Ausgangssignal = Vordrehmomentsignal) verwendet.

Nennkennwert C_{nom}

Der den Aufnehmer kennzeichnende Nennwert für den Kennwert. Der Nennkennwert ist für Rechts- und Linksdrehmoment normalerweise gleich.

Der Nennkennwert ist ein für Typ und Messbereich des jeweiligen Aufnehmers charakteristischer Wert. Der Kennwert des Individuums entspricht diesem nur innerhalb gewisser Toleranzen.

Kennwerttoleranz d_C

Die zulässige Abweichung zwischen tatsächlichem Kennwert und Nennkennwert. Sie wird prozentual bezogen auf den Nennkennwert.

Bei Drehmomentaufnehmern von HBM wird der Kennwert vor Auslieferung gemessen und im Prüfprotokoll oder Kalibrierschein eingetragen. Aus diesem Grund wird die Kennwerttoleranz bei der Bestimmung der Genauigkeitsklasse nicht einbezogen.

Temperatureinfluss auf den Kennwert TK_C

Der Temperatureinfluss auf den Kennwert ist die Änderung des tatsächlichen Ausgangssignals infolge einer Temperaturänderung von 10 K, ermittelt bei Nenndrehmoment und bezogen auf den Kennwert. Es wird der maximale Betrag im Nenntemperaturbereich angegeben.

Der Temperatureinfluss auf den Kennwert (auch: Temperaturkoeffizient des Kennwerts) ist ein Maß für den Temperatureinfluss auf das Ausgangssignal bei

belastetem Aufnehmer. Zu seiner Bestimmung ermittelt man die Änderung des tatsächlichen Ausgangssignals des durch ein Drehmoment belasteten Aufnehmers infolge einer Temperaturänderung um 10 K, nachdem sich ein neuer stationärer Temperaturzustand eingestellt hat.

Dabei ist die ausschlaggebende Temperatur stets die Temperatur des Aufnehmers selbst. Ein stationärer Temperaturzustand ist bei HBM dadurch definiert, dass die Temperatur sich innerhalb von 15 Minuten um nicht mehr als 0,1 K verändert. Die Abweichung wirkt prozentual auf die tatsächliche Ausgangssignalspanne bei der jeweiligen Drehmomentbelastung (bei Belastung mit Nenndrehmoment entspricht diese dem Kennwert).

Der Temperatureinfluss auf den Kennwert bewirkt eine Änderung der Steigung der Kennlinie (siehe Bild A.2). Er ist von Bedeutung, wenn ein Aufnehmer weit von der Referenztemperatur betrieben wird. Im Teillastbereich zeigt er jedoch nur wenig Einfluss, da die von ihm verursachte prozentuale Abweichung stets auf den Istwert bezogen ist.

Man beachte, dass sich generell der Temperatureinfluss auf den Kennwert und der Temperatureinfluss auf den Nullpunkt (TK_0) überlagern.

Beispiel:

Bei einem Drehmomentaufnehmer mit Nenndrehmoment 1 kN·m sei der Temperatureinfluss auf den Kennwert mit $TK_C \leq 0,1 \%$ angegeben. Die Referenztemperatur sei mit 23 °C und der Nenntemperaturbereich mit +10 °C bis +60 °C angegeben.

Wird der Aufnehmer nun bei einer Temperatur von 33 °C (oder auch 13 °C) betrieben, so kann die Abweichung des Kennwerts infolge der Temperaturänderung bis zu 0,1 % betragen. Das entspricht bei Drehmoment 1 kN·m (Nenndrehmoment) einer Abweichung im Anzeigewert von 1 N·m, bei einem Drehmoment von 200 N·m hingegen nur 0,2 N·m, denn der TK_C wirkt stets als prozentuale Abweichung bezogen auf die tatsächliche Ausgangssignalspanne. Das ist dadurch begründet, dass der Kennwert als Maß für die Geradensteigung zu verstehen ist. Wird der gleiche Aufnehmer bei 43 °C betrieben (20 K Abweichung von der Nenntemperatur), so kann das im ungünstigsten Fall eine Abweichung von bis zu 0,2 % bewirken. Für die Ausgangssignaländerung bei einem Einsatz bei 3 °C lässt sich dieser Grenzwert nicht übernehmen, denn diese Temperatur liegt außerhalb des hier geltenden Nenntemperaturbereichs.

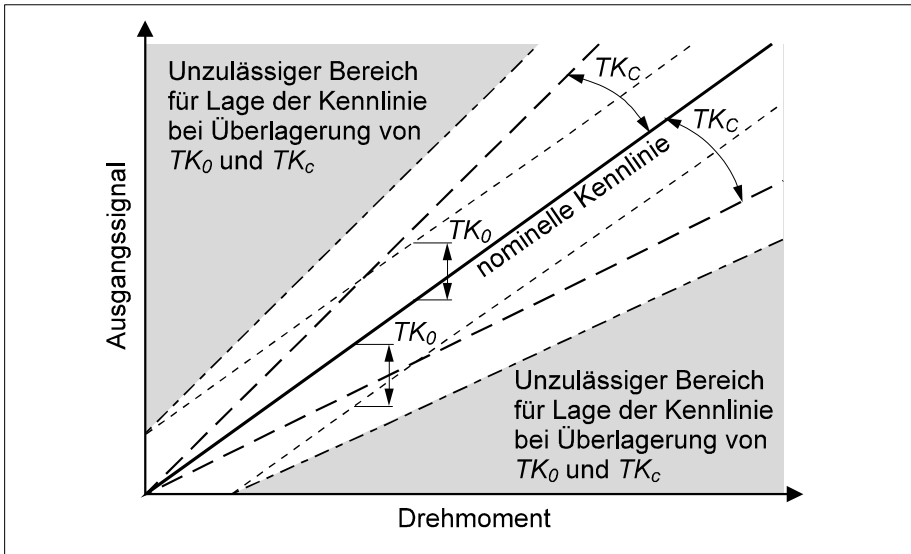


Bild A.2 Temperatureinfluss auf den Kennwert TK_c und auf den Nullpunkt TK_0 .

Temperatureinfluss auf das Nullsignal TK_0

Der Temperatureinfluss auf das Nullsignal ist die auf den Nennwert bezogene Änderung des Ausgangssignals des unbelasteten Aufnehmers infolge einer Temperaturänderung von 10 K. Es wird der maximale Betrag im Nenntemperaturbereich angegeben.

Der Temperatureinfluss auf das Nullsignal (auch: Temperaturkoeffizient des Nullsignals) wird bestimmt, indem man die Änderung des tatsächlichen Ausgangssignals des unbelasteten Aufnehmers ermittelt, die sich infolge einer Temperaturänderung um 10 K ergibt, nachdem sich ein neuer stationärer Temperaturzustand eingestellt hat. Dabei ist die ausschlaggebende Temperatur stets die Temperatur des Aufnehmers selbst. Ein stationärer Temperaturzustand ist bei HBM dadurch definiert, dass die Temperatur sich innerhalb von 15 Minuten um nicht mehr als 0,1 K verändert.

Der Temperatureinfluss auf das Nullsignal bewirkt eine Parallelverschiebung der Kennlinie (siehe Bild A.2). Er ist besonders wichtig, wenn ein Aufnehmer weit von der Referenztemperatur betrieben wird. Wird für einen Aufnehmer bei Betriebstemperatur ein Trieren oder Nullabgleich vorgenommen, kann der Messfehler infolge des Temperatureinflusses auf das Nullsignal eliminiert werden.

Man beachte, dass sich generell der Temperatureinfluss auf den Nullpunkt und der Temperatureinfluss auf den Kennwert (TK_C) überlagern.

Beispiel:

Bei einem Drehmomentaufnehmer mit Nenndrehmoment 1 kN·m sei der Temperatureinfluss auf das Nullsignal mit $TK_0 \leq 0,05 \%$ angegeben. Die Referenztemperatur sei mit 23 °C und der Nenntemperaturbereich mit +10 °C bis +60 °C angegeben.

Wird der Aufnehmer nun bei einer Temperatur von 33 °C (oder auch 13 °C) betrieben, so kann die Abweichung des Nullsignals bis zu 0,05 % des Nennkennwerts betragen. Das entspricht einer Abweichung im Anzeigewert von 0,5 N·m. Diese Abweichung ist unabhängig vom Drehmoment, mit dem der Aufnehmer belastet wird. Wird der Aufnehmer bei 43 °C betrieben, so kann die Abweichung im ungünstigsten Fall bis zu 0,1 % betragen. Für die Ausgangssignaländerung bei einem Einsatz bei 3 °C lässt sich dieser Grenzwert nicht übernehmen, denn diese Temperatur liegt außerhalb des hier geltenden Nenntemperaturbereichs.

Linearitätsabweichung d_{lin}

Maximaler Betrag der Abweichung einer bei zunehmender Belastung ermittelten Kennlinie des Drehmomentaufnehmers von der Bezugsgeraden, die die Kennlinie als Gerade annähert. Der angegebene Wert ist auf den Kennwert C bezogen.

Zur Bestimmung der Linearitätsabweichung wird eine Messreihe bei von null auf das Nenndrehmoment ansteigender Drehmomentbelastung aufgenommen. Die Bezugsgerade ist die bestpassende Gerade, die so durch den Ausgangspunkt gelegt wird, dass die maximale Abweichung vom Messsignal nach oben und nach unten betragsmäßig gleich sind (siehe Bild A.3). Die angegebene Linearitätsabweichung ist die maximale Abweichung des tatsächlichen Ausgangssignals von der Bezugsgeraden. Sie kann somit auch als die halbe Breite des symmetrisch um die Bezugsgerade liegenden Toleranzbands interpretiert werden.

Die Linearitätsabweichung ist bedeutsam, weil beim üblichen Abgleich der Messkette vorausgesetzt wird, dass die Kennlinie die Form einer Geraden hat. Ihr Einfluss ist am größten, wenn ein Aufnehmer einem sehr weiten Bereich von Belastungen ausgesetzt ist, im Extremfall von Drehmoment null bis zum Nenndrehmoment.

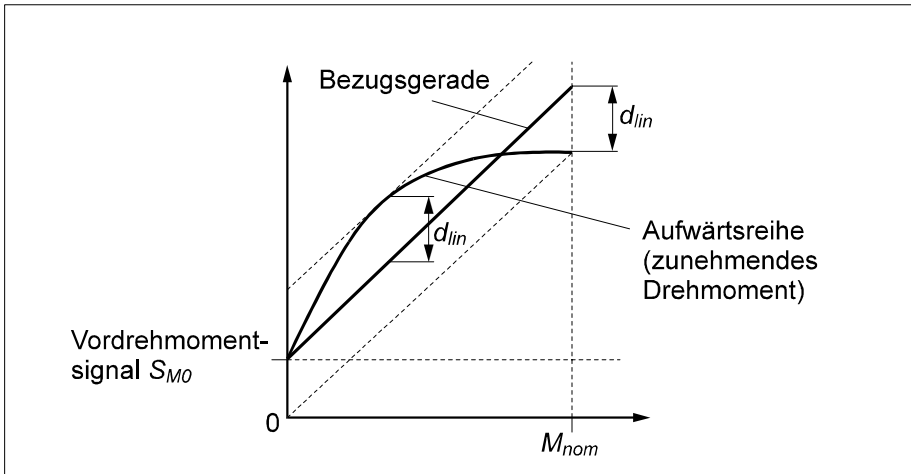


Bild A.3 Bestimmen der Linearitätsabweichung d_{lin}

Relative Umkehrspanne d_{hy}

Die Umkehrspanne ist die Differenz der Ausgangssignale bei Messung des gleichen Drehmoments bei steigender und fallender Belastung (siehe Bild A.4). Angegeben wird der betragsmäßig größte Wert im Messbereich, prozentual auf den Kennwert C bezogen.

Die relative Umkehrspanne ist ein Maß für die Hysterese, also den Unterschied zwischen der Kennlinie bei steigendem und der bei fallendem Belastungsdrehmoment. Zur Bestimmung der relativen Umkehrspanne wird ein Belastungszyklus vom Drehmoment null bis zum Nenndrehmoment und dann zurück auf null durchfahren. Zur praktischen Auswertung werden dann bestimmte, für die jeweilige Prüfung allgemein festgelegte Punkte des Zyklus herangezogen (0 %, 50 %, 100 % von M_{nom}).

Hysterese beschreibt die Abhängigkeit des Messsignals von der Belastungsgeschichte des Aufnehmers. Sie ist besonders wichtig, wenn ein Aufnehmer Belastungen in einem sehr weiten Bereich ausgesetzt ist und zwischen dem Aufnehmen zweier relevanter Messwerte keine Entlastung erfolgt. Den Extremfall stellt der Einsatz von Drehmoment null bis zum Nenndrehmoment dar. Im Teillastzyklus ist die Hysterese generell deutlich kleiner als bei Be- und Entlastung über den gesamten Nenndrehmomentbereich.

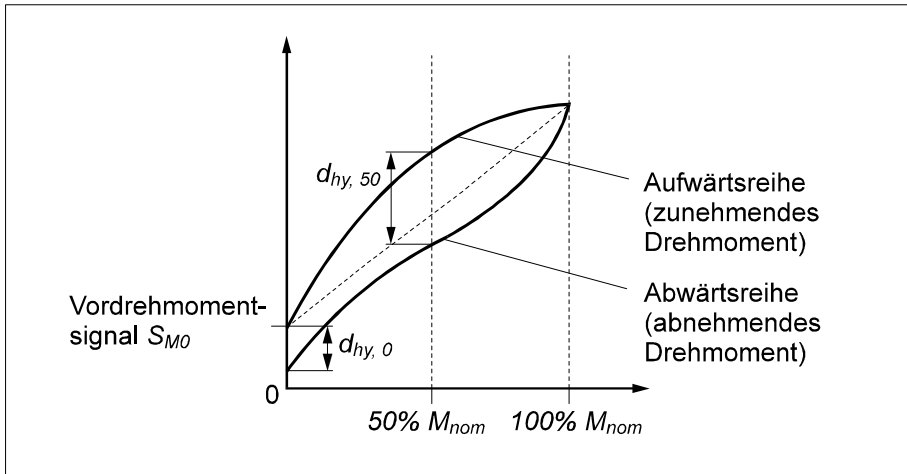


Bild A.4 Bestimmen der relativen Umkehrspanne d_{hy} aus Belastungs-Entlastungs-Zyklus, (hier bei Zugrundelegen der Belastungsstufen 0 %, 50 %, 100 % M_{nom}). Der anzugebende Wert ergibt sich als Maximum der Umkehrspannen an den vorgegebenen Belastungsstufen (hier $d_{hy,0}$ und $d_{hy,50}$)

Linearitätsabweichung einschließlich Hysterese d_{lh}

Die Linearitätsabweichung einschließlich Hysterese gibt den Betrag der maximalen Abweichung des Ausgangssignals von der Bezugsgeraden an. Die Bezugsgerade ist die bestpassende Gerade durch den Ausgangspunkt (siehe Bild A.5). Dabei sind sowohl die Linearitätsabweichung als auch die Hysterese einbezogen. Der angegebene Wert ist auf den Kennwert C bezogen.

Der Belastungszyklus zur Bestimmung der Linearitätsabweichung einschließlich Hysterese setzt sich zusammen aus dem Belasten des Aufnehmers von null bis zum Nenndrehmoment und dem anschließendem Entlasten bis zum Drehmoment null (siehe Bild A.5). Die Bezugsgerade ist die bestpassende Gerade, die so durch den Ausgangspunkt gelegt wird, dass die maximale Abweichung vom Messsignal nach oben und nach unten betragsmäßig gleich sind.

Die Linearitätsabweichung einschließlich Hysterese kann somit auch als die halbe Breite des symmetrisch um die Bezugsgerade gelegten Toleranzbands interpretiert werden (siehe Bild A.5). Der Unterschied zur Linearitätsabweichung d_{lin} besteht lediglich darin, dass hier – sowohl zur Bestimmung der Bezugsgeraden als auch für die Abweichungen von dieser – ein Messzyklus herangezogen wird, der auch die Abwärtsreihe einschließt.

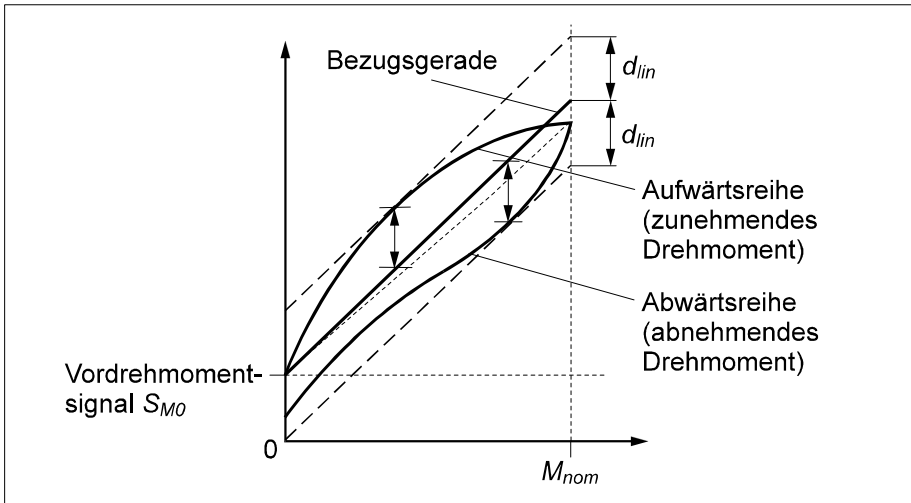


Bild A.5 Bestimmen der Linearitätsabweichung einschließlich Hysterese d_h aus Belastungs-Entlastungs-Zyklus

Die Bestimmung erfolgt bei HBM nach folgendem Ablauf:

- Vorbelasten des Aufnehmers mit Linksdrehmoment in drei Lastzyklen von null auf 100 % des Nenndrehmoments und wieder auf null. Dieses dient dazu, Einflüsse wie das Setzen der Schrauben und das Einebnen von Oberflächen nach der Montage vorweg zu nehmen
- Ein Belastungszyklus mit Linksdrehmoment mit Aufnahme der jeweiligen Werte des Messsignals bei festgelegten Punkten des Belastungszyklus (bei der Prüfung in laufender Fertigung von HBM sind dies beispielsweise 0 %, 50 %, 100 %, 50 %, 0 % von M_{nom})
- Vorbelasten des Aufnehmers mit Rechtsdrehmoment in drei Lastzyklen von null auf 100 % des Nenndrehmoments und wieder auf null
- Ein Belastungszyklus mit Rechtsdrehmoment mit Aufnahme der jeweiligen Werte des Messsignals bei den festgelegten Punkten des Belastungszyklus
- Berechnung der bestpassenden Geraden nach der oben angegebenen Definition separat für Rechts- und Linksdrehmoment
- Bestimmung des Betrags der größten Abweichung von der bestpassenden Geraden separat für Rechts- und Linksdrehmoment

Die Linearitätsabweichung einschließlich Hysterese ist bedeutsam, da beim üblichen Abgleich der Messkette vorausgesetzt wird, dass die Kennlinie die Form einer Geraden hat. Ihr Einfluss ist am größten, wenn ein Aufnehmer Belastungen in einem sehr weiten Bereich ausgesetzt ist und zwischen dem Aufnehmen zweier relevanter Messwerte keine Entlastung erfolgt. Den Extremfall stellt der Einsatz von Drehmoment null bis zum Nenndrehmoment dar.

Beispiel:

Bei einem Drehmoment-Messflansch T10FS sei die maximal zulässige Linearitätsabweichung einschließlich Hysterese für den Frequenzgang mit $d_{lh} \leq 0,05 \%$ angegeben, der Nennkennwert betrage 5 kHz. Wird die Messkette optimal abgeglichen, so kann der durch Linearitätsabweichung und Hysterese verursachte Fehler im Ausgangssignal maximal 2,5 Hz betragen.

Relative Standardabweichung der Wiederholbarkeit σ_{rel}

Unter Wiederholbarkeit versteht man die Eigenschaft, dass das Ausgangssignal bei mehrfachen Messungen des gleichen Drehmoments den gleichen Wert hat. Dabei bleibt die Einbaustellung des Drehmomentenaufnehmers unverändert und der Drehmomentenaufnehmer wird nicht zwischenzeitlich aus- und wieder eingebaut (Wiederholbedingungen). Die Standardabweichung bezeichnet die mittlere Abweichung zwischen mehreren Messungen unter solchen Bedingungen.

Die relative Standardabweichung der Wiederholbarkeit stellt ein Maß für die Wiederholpräzision nach DIN 1319 dar. Sie ist definiert als Wiederholstandardabweichung nach DIN 1319, bezogen auf die Spanne der Signaländerung. Sie stellt eine statistische Aussage über zufällige Messabweichungen dar. Daher werden diejenigen Bedingungen konstant gehalten, deren Änderungen als Ursache für Änderungen systematischer Messabweichungen in Frage kommen (Wiederholbedingungen nach DIN 1319).

Die Bestimmung der relativen Standardabweichung geschieht als Typprüfung auf einer statischen Kalibrieranlage und wird in folgenden Schritten durchgeführt:

- Vorbelasten des Drehmomentaufnehmers bis Nenndrehmoment. Aufnahme des Messsignals $S_{i,100\%}$ bei Nenndrehmoment
- Zurücknehmen der Last auf 50 % der Nennlast. Aufnahme des Messsignals $S_{i,50\%}$ bei halbem Nenndrehmoment
- Wechseln zwischen Drehmomentbelastung 50 % und 100 %. Aufnahme der Messsignale $S_{i,50\%}$ bzw. $S_{i,100\%}$ bis je 10 Messwerte für beide Laststufen vorliegen
- Bilden der relativen Standardabweichung (nach mathematischer Definition empirische Standardabweichung aus einer Stichprobe) für beide Laststufen und Beziehen auf die Ausgangssignalspanne nach den Formeln

$$\sigma_{rel,50\%} = \frac{1}{\bar{S}_{100\%} - \bar{S}_{50\%}} \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (S_{i,50\%} - \bar{S}_{50\%})^2}$$

und

$$\sigma_{rel,100\%} = \frac{1}{\bar{S}_{100\%} - \bar{S}_{50\%}} \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (S_{i,100\%} - \bar{S}_{100\%})^2}$$

mit der Zahl $n=10$ der Messungen für das jeweilige Lastdrehmoment (50 % bzw. 100 %) und dem arithmetischen Mittelwert der Messsignale nach

$$\bar{S}_{50\%} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{i,50\%} \quad \text{und} \quad \bar{S}_{100\%} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{i,100\%}$$

- In den technischen Daten angegeben ist der schlechtere der beiden Werte $\sigma_{rel,50\%}$ und $\sigma_{rel,100\%}$.

Beispiel:

Ein Drehmoment-Messflansch T10F, Nennmessbereich 1 kN·m, sei in einem Prüfstand für Verbrennungsmotoren eingesetzt. Es werden nun Vergleichsmessungen mit unterschiedlichen Einstellungen der Steuerelektronik des Motors durchgeführt. Dabei werde an der Einbausituation des Drehmomentaufnehmers und den Umwelteinflüssen nichts geändert. Die Standardabweichung der Wiederholbarkeit für den Messflansch T10F wird von HBM mit $\sigma_{\text{rel}} \leq 0,03 \%$ spezifiziert. Dieser Wert ist bezogen auf die Spanne der Ausgangssignale zwischen den Belastungsdrehmomenten, entsprechend hier also einer Spanne der Anzeigewerte von 500 N·m. Somit beträgt die Wiederholstandardabweichung hier max. 0,15 N·m.

Damit ist gegeben, wie groß die Änderung aufgrund statistischer Streuung ist. Unterschiede der Drehmomentanzeigewerte, die darüber hinaus gehen, rühren entweder aus unterschiedlichen Drehmomenten, aus statistischen Streuungen in der Anwendung oder aus systematischen (im Gegensatz zu den zufälligen) Messwertabweichungen.

A.2 Einsatzbereich und Belastungsgrenzen

Nenndrehzahl

Die Nenndrehzahl stellt die obere Grenze des bei null beginnenden Drehzahlbereichs dar. Sie gilt gleichermaßen für Rechts- und Linksdrehung.

Nenndrehmoment M_{nom}

Das Nenndrehmoment ist das Drehmoment, bis zu dem die spezifizierten Grenzwerte der Aufnehmereigenschaften eingehalten werden.

Maximales Gebrauchsdrehmoment

Das maximale Gebrauchsdrehmoment ist das Drehmoment, bis zu dem ein eindeutiger Zusammenhang zwischen Ausgangssignal und Drehmoment besteht. Oberhalb des Nenndrehmoments müssen dabei jedoch die in den Spezifikationen angegebenen Grenzwerte nicht eingehalten werden.

Wurde der Aufnehmer Drehmomenten zwischen Nenndrehmoment und maximalem Gebrauchsdrehmoment ausgesetzt, werden bei Wiederverwendung des Aufnehmers bei Drehmomenten bis zum Nenndrehmoment die in den Spezifikationen angegebenen Grenzwerte wieder eingehalten. Eine geringe Verschiebung des Nullsignals kann auftreten, bedeutet jedoch keine Verletzung der Spezifikationen.

Bis zum maximalen Gebrauchsdrehmoment kann der Drehmomentaufnehmer unter Inkaufnahme ungünstigerer messtechnischer Eigenschaften zum Messen verwendet werden.

Das maximale Gebrauchsdrehmoment kann sich aus elektronischen Grenzen ergeben (Grenze des Aussteuerbereichs der internen Verstärkerelektronik) oder aus mechanischen (z. B. durch einen Überlastanschlag). Bei Aufnehmern ohne interne Elektronik und ohne mechanischen Überlastschutz ist häufig das maximale Gebrauchsdrehmoment mit dem Grenzdrehmoment identisch.

Grenzdrehmoment

Das Grenzdrehmoment ist das Drehmoment, bis zu dem keine bleibenden Veränderungen der messtechnischen Eigenschaften auftreten.

Wurde der Aufnehmer Drehmomenten zwischen Nenndrehmoment und Grenzdrehmoment ausgesetzt, so werden bei Wiederverwendung des Aufnehmers bei Drehmomenten bis zum Nenndrehmoment die in den Spezifikationen angegebenen Grenzwerte wieder eingehalten. Eine geringe Verschiebung des Nullsignals kann auftreten, bedeutet jedoch keine Verletzung der Spezifikationen.

Bei Dauerschwingbelastung treten an die Stelle des Grenzdrehmoments die im Abschnitt zur zulässigen Schwingbreite aufgeführten Grenzen.

Bruchdrehmoment

Das Bruchdrehmoment ist das Drehmoment, oberhalb dessen mit einer mechanischen Zerstörung zu rechnen ist.

Bei Drehmomenten zwischen Grenzdrehmoment und Bruchdrehmoment tritt zwar keine mechanische Zerstörung ein, jedoch ist mit Schädigungen des Aufnehmers zu rechnen, die diesen auf Dauer unbrauchbar machen können.

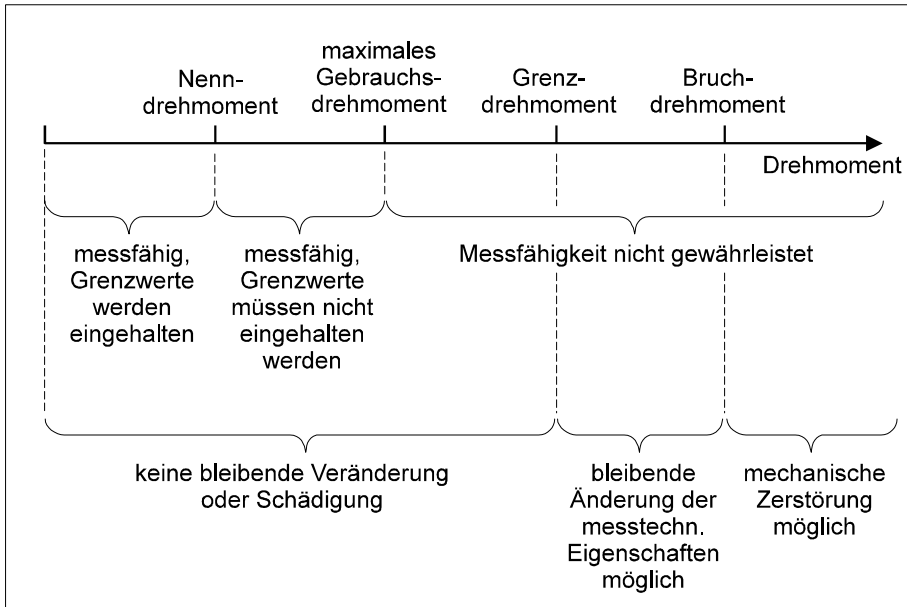


Bild A.6 Belastungsgrenzen

Zulässige Schwingbreite

Schwingbreite eines sich sinusförmig ändernden Drehmoments, die der Aufnehmer bei einer Beanspruchung mit $10 \cdot 10^6$ Schwingspielen erträgt, ohne dass dadurch signifikante Veränderungen seiner messtechnischen Eigenschaften bewirkt werden.

Die Amplitude wird als Spitze-Spitze-Wert angegeben, also als Differenz zwischen maximalem und minimalem Drehmoment, siehe auch Bild A.7.

In Ergänzung zur zulässigen Schwingbreite muss eine zulässige Obergrenze für das auftretende Drehmoment definiert sein. Diese ist in der Regel gleich dem Nennmoment (jeweils in positiver und negativer Richtung), abweichende Werte sind in den technischen Daten explizit angegeben.

Die Begrifflichkeit ist aus der Norm DIN 50100 übernommen, die sich mit Dauerschwingfestigkeit im Rahmen der Werkstoffprüfung befasst, und wurde von mechanischer Spannung sinngemäß übertragen auf Drehmoment.

Ausschlaggebend für die Dauerfestigkeit ist allein die Zahl der Schwingspiele, die Frequenz ist innerhalb des für mechanische Vorgänge relevanten Frequenzbereichs unerheblich, siehe [21]. Nach DIN 50100 kann bei der von HBM getesteten Anzahl von $10 \cdot 10^6$ Schwingspielen für Stahlwerkstoffe in hinreichender Näherung davon ausgegangen werden, dass das Bauteil dauerhaft ist.

Die Obergrenze für das Drehmoment bei der Schwingbelastung ersetzt explizite Informationen zum Mittelwert der Schwingbelastung. Innerhalb des durch positive und negative Obergrenze definierten Bereichs ist sowohl schwellendes als auch wechselndes Drehmoment zulässig (siehe Bild A.7).

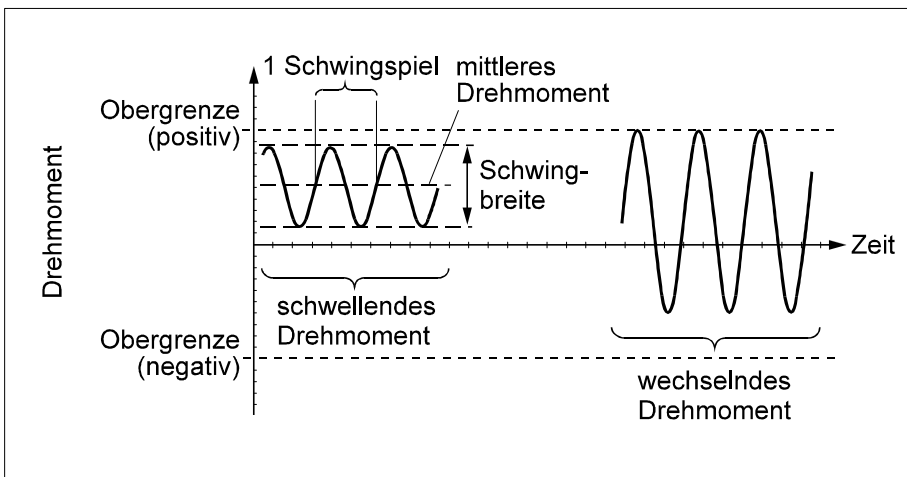


Bild A.7 Begriffe zur Schwingbreite

Grenzlängskraft

Die Grenzlängskraft ist die maximal zulässige Längskraft (Axialkraft), F_a in Bild A.8. Bei Überschreiten der Grenzlängskraft kann der Aufnehmer in seiner Messfähigkeit bleibend geschädigt werden.

Bei HBM-Drehmomentaufnehmern stellt die Grenzlängskraft eine Obergrenze des Gebrauchsbereichs dar, der Drehmomentaufnehmer kann bei Längskräften bis zur Grenzlängskraft zum Messen verwendet werden. Dabei kann es jedoch zu einer Beeinflussung des Messsignals kommen. Die Obergrenze für diese Beeinflussung ist in den technischen Daten separat ausgewiesen.

Die zulässige Längskraft reduziert sich gegenüber der angegebenen Grenzlängskraft, wenn gleichzeitig eine andere irreguläre Beanspruchung (Biegemom-

ment, Querkraft, Überschreiten des Nenndrehmoments) auftritt. Anderenfalls sind die Grenzwerte zu reduzieren. Wenn beispielsweise je 30 % des Grenzbiegemoments und der Grenzquerkraft vorkommen, sind nur noch 40 % der Grenzlängskraft zulässig, wobei das Nenndrehmoment nicht überschritten werden darf. Treten parasitäre Belastungen als Dauerschwingbelastungen auf, können die entsprechenden zulässigen Schwingbreiten gegenüber den jeweiligen Grenzbelastungen abweichen.

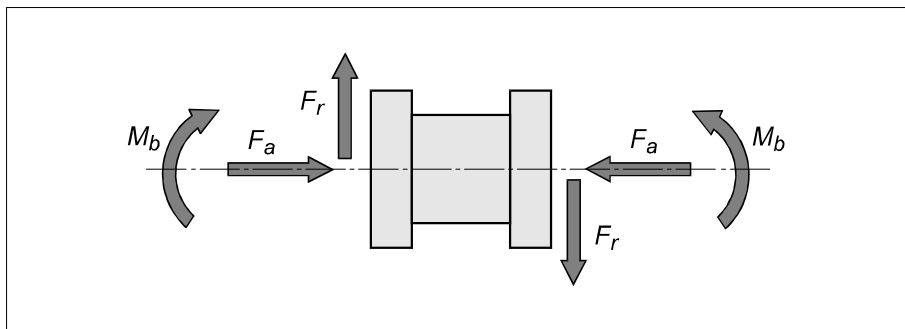


Bild A.8 Parasitäre Belastungen: Längskraft F_a , Querkraft F_r , Biegemoment M_b

Grenzquerkraft

Die Grenzquerkraft ist die maximal zulässige Querkraft (Radialkraft), F_r in Bild A.8. Bei Überschreiten der Grenzquerkraft kann der Aufnehmer in seiner Messfähigkeit bleibend geschädigt werden.

Bei HBM-Drehmomentaufnehmern stellt die Grenzquerkraft eine Obergrenze des Gebrauchsbereichs dar, der Drehmomentaufnehmer kann bei Querkräften bis zur Grenzquerkraft zum Messen verwendet werden. Dabei kann es jedoch zu einer Beeinflussung des Messsignals kommen. Die Obergrenze für diese Beeinflussung ist in den technischen Daten separat ausgewiesen.

Die zulässige Querkraft reduziert sich gegenüber der angegebenen Grenzquerkraft, wenn gleichzeitig eine andere irreguläre Beanspruchung (Längskraft, Biegemoment, Überschreiten des Nenndrehmoments) auftritt. Anderenfalls sind die Grenzwerte zu reduzieren. Wenn beispielsweise je 30 % der Grenzlängskraft und des Grenzbiegemoments vorkommen, sind nur noch 40 % der Grenzquerkraft zulässig, wobei das Nenndrehmoment nicht überschritten werden darf. Treten parasitäre Belastungen als Dauerschwingbelastungen auf, können die entsprechenden zulässigen Schwingbreiten gegenüber den jeweiligen Grenzbelastungen abweichen.

Grenzbiegemoment

Das Grenzbiegemoment ist das maximal zulässige Biegemoment, M_b in Bild A.8. Bei Überschreiten des Grenzbiegemoments kann der Aufnehmer in seiner Messfähigkeit bleibend geschädigt werden.

Bei HBM-Drehmomentaufnehmern stellt das Grenzbiegemoment eine Obergrenze des Gebrauchsbereichs dar, der Drehmomentaufnehmer kann bei Biegemomenten bis zum Grenzbiegemoment zum Messen verwendet werden. Dabei kann es jedoch zu einer Beeinflussung des Messsignals kommen. Die Obergrenze für diese Beeinflussung ist in den technischen Daten separat ausgewiesen.

Das zulässige Biegemoment reduziert sich gegenüber dem angegebenen Grenzbiegemoment, wenn gleichzeitig eine andere irreguläre Beanspruchung (Längskraft, Querkraft, Überschreiten des Nenndrehmoments) auftritt. Andernfalls sind die Grenzwerte zu reduzieren. Wenn beispielsweise je 30 % der Grenzlängskraft und der Grenzquerkraft vorkommen, sind nur noch 40 % des Grenzbiegemoments zulässig, wobei das Nenndrehmoment nicht überschritten werden darf. Treten parasitäre Belastungen als Dauerschwingbelastungen auf, können die entsprechenden zulässigen Schwingbreiten gegenüber den jeweiligen Grenzbelastungen abweichen.

Referenztemperatur

Die Referenztemperatur ist die Umgebungstemperatur, bei der die Spezifikationen des Aufnehmers gelten, soweit für diese nicht Temperaturbereiche angegeben sind.

Nenntemperaturbereich

Der Nenntemperaturbereich ist der Bereich der Umgebungstemperatur, in dem der Aufnehmer bei der praktischen Anwendung betrieben werden kann und innerhalb dessen er die in den Spezifikationen angegebenen Grenzwerte der messtechnischen Eigenschaften einhält.

Gebrauchstemperaturbereich

Der Gebrauchstemperaturbereich ist der Bereich der Umgebungstemperatur, in dem der Aufnehmer betrieben werden kann, ohne dass bleibende Änderungen seiner messtechnischen Eigenschaften auftreten.

Bei Temperaturen, die innerhalb des Gebrauchstemperaturbereichs, jedoch außerhalb des Nenntemperaturbereichs liegen, müssen die in den Spezifikationen

angegebenen Grenzwerte der messtechnischen Eigenschaften nicht eingehalten werden.

Lagerungstemperaturbereich

Der Lagerungstemperaturbereich ist der Bereich der Umgebungstemperatur, in dem der Aufnehmer mechanisch und elektrisch unbeanspruchungsgelagert werden darf, ohne dass bleibende Änderungen seiner messtechnischen Eigenschaften auftreten.

B Kurzer Abriss der Schwingungstechnik

Dieser Anhang gibt eine knappe Einführung in die Grundlagen der mechanischen Schwingungslehre. Dabei soll kein Lehrbuch der Technischen Mechanik oder der Schwingungslehre ersetzt werden. Vielmehr werden die Begriffe und grundlegenden Ergebnisse dargestellt, die erforderlich sind, um die Ausführungen zum Schwingungsverhalten rotierender Maschinen zu verstehen. Der mit diesen Grundlagen bereits vertraute Leser findet hier die im Buch verwendete Notation erläutert.

B.1 Beispielhafte schwingungsfähige Systeme

In diesem Abschnitt werden zunächst Schwingungssysteme mit einem Freiheitsgrad vorgestellt, an denen die grundlegenden Effekte erklärt werden.

Das Standardbeispiel der mechanischen Schwingungslehre ist der in Bild B.1 skizzierte Einmassenschwinger, bestehend aus einem starren Körper der Masse m , der translatorische Bewegungen in einer Richtung ausführen kann (Auslenkungsordinate x).

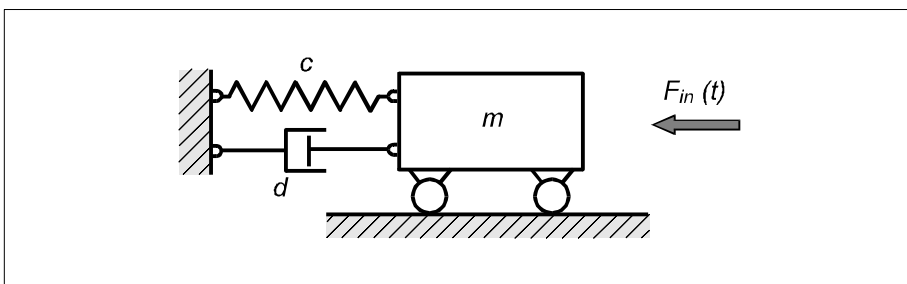


Bild B.1 Einmassenschwinger aus massebehaftetem Körper, linearer Feder und linear viskosem Dämpfer

Dieser Körper wird von einer elastischen Feder gehalten, deren Rückstellkraft sich mit Hilfe der Federkonstante c aus dem linearen Federgesetz

$$F_c = - c x$$

bestimmt und die als masselos idealisiert ist. Das negative Vorzeichen drückt dabei aus, dass die Rückstellkraft der Feder stets entgegen der Richtung der Auslenkung wirkt.

Neben der elastischen Feder wirkt auf den Körper auch eine Dämpfung. Diese ist idealisiert durch einen linear viskosen Dämpfer repräsentiert, dessen bremsende Kraft proportional der Geschwindigkeit ist und sich mit Hilfe der Dämpferkonstante d aus dem Dämpfungsgesetz

$$F_d = -d\dot{x}$$

bestimmt. Der hochgestellte Punkt wird als Kurzschreibweise für die Ableitung nach der Zeit verwendet, so dass \dot{x} die Geschwindigkeit darstellt. Das negative Vorzeichen drückt aus, dass die Dämpferkraft der Richtung der Bewegung stets entgegengerichtet ist.

Neben diesen inneren Kräften des Systems wird für den allgemeinen Fall auch eine äußere Erregerkraft F_{in} einbezogen, welche eine Funktion der Zeit t ist. Durch Einsetzen der Summe sämtlicher oben beschriebenen Kräfte in das Newtonsche Bewegungsgesetz (Kraft gleich Masse mal Beschleunigung)

$$F = m a$$

erhält man dann die Bewegungsgleichung des Schwingungssystems

$$m \ddot{x} + d \dot{x} + c x = F_{in}(t)$$

wobei die Beschleunigung als zweite zeitliche Ableitung der Auslenkungsordinate x ausgedrückt ist, was wieder mit Hilfe der Konvention der hochgestellten Punkte symbolisiert wurde. Bei dieser Bewegungsgleichung des mechanischen Systems handelt es sich mathematisch gesehen um eine Differentialgleichung zweiter Ordnung in Abhängigkeit von der Zeit. Sie wird im vorliegenden Buch zur Abgrenzung oft auch als Schwingungsdifferentialgleichung bezeichnet. Diese Gleichung wird im Folgenden beispielhaft als Ausgangspunkt der Diskussion der verschiedenen Effekte und Phänomene verwendet.

Auch für Systeme mit variierter mechanischer Anordnung und für elektrische Schaltkreise können sich Gleichungen mit vollkommen analoger Struktur ergeben.

Das einfachste Beispiel dieser Art ist der in Bild B.2 skizzierte elektrische Schwingkreis aus Spule (Induktivität L), Kondensator (Kapazität C) und ohmschem Widerstand (Widerstand R). Als Erregung wirkt hier eine äußere Spannung $U(t)$.

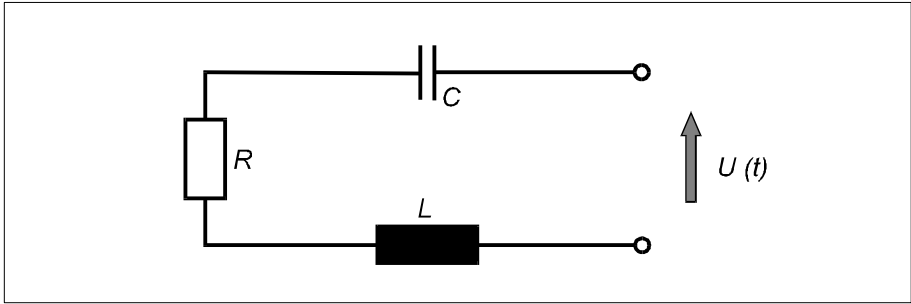


Bild B.2 Elektrischer Schwingkreis

Es gilt für die Ladung q die Schwingungsdifferentialgleichung

$$L\ddot{q} + R\dot{q} + \frac{1}{C}q = U(t)$$

Man erkennt die Analogie zur Gleichung für den Einmassenschwinger. Folglich sind auch die weiter unten am Beispiel des Einmassenschwingers erläuterten allgemeinen Aussagen zu Schwingungsphänomenen (beispielsweise Resonanzverhalten) auch für den elektrischen RLC-Schwingkreis gültig.

B.2 Freie Schwingungen

Als freie Schwingungen bezeichnet man Schwingungen, die ohne gleichzeitiges Wirken einer Erregung stattfinden. Mathematisch ist also die Lösung der Schwingungsdifferentialgleichung für den Fall $F_{in}(t) \equiv 0$ gesucht. Man spricht auch von der Lösung der homogenen Differentialgleichung und verwendet daher zur Kennzeichnung den Index h . Eine solche Bewegung folgt als Nachschwingen infolge einer Anfangsauslenkung oder Anfangsgeschwindigkeit. Praktisch kann dies etwa bei dem in Bild B.1 gezeigten System auftreten, wenn der skizzierte Wagen zunächst durch eine äußere Kraft ausgelenkt und anschließend losgelassen wird.

Die Lösung wird ohne weitere Herleitung angegeben. Es sei auf die Literatur zur Technischen Mechanik [23] und zur Technischen Schwingungslehre [15] verwiesen.

B.3 Freie ungedämpfte Schwingungen

Zunächst seien die ungedämpften freien Schwingungen angeführt, die in Systemen auftreten, bei denen die Dämpferkonstante d null ist. In diesem Fall gilt für die Auslenkung

$$x_h(t) = \hat{x}_h \cos(\omega_0 t + \beta)$$

mit den Konstanten \hat{x}_h , ω_0 , und β . Man erkennt, dass stets sinusförmige Bewegungen oder harmonische Schwingungen vorliegen, wie auch in Bild B.3 skizziert.

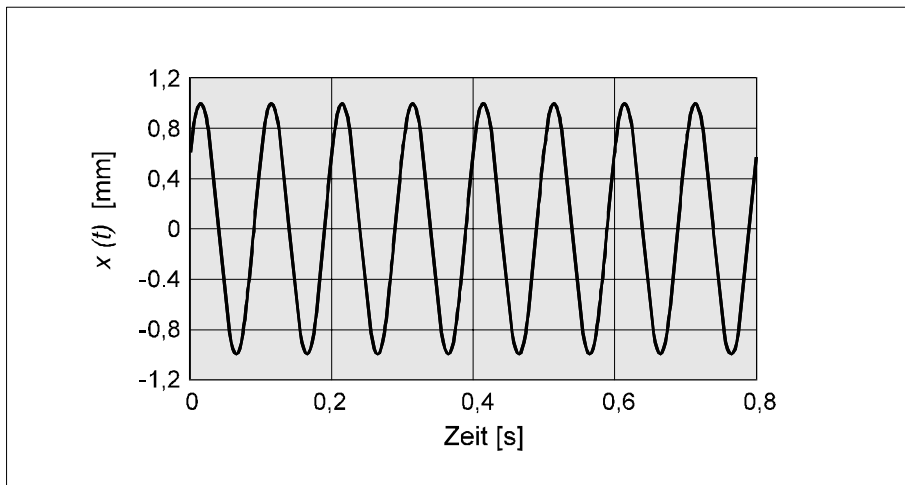


Bild B.3 Freie ungedämpfte Schwingungen

Unter den Konstanten hat herausragende Bedeutung die Eigenkreisfrequenz ω_0 , die sich für das mechanische Beispielsystem zu

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}$$

ergibt. Sie hat die Einheit s^{-1} oder anschaulicher rad/s und wird über die Beziehung

$$f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi}$$

in die Eigenfrequenz f_0 umgerechnet, die in der Einheit Hz steht. Die Eigenfrequenz oder Eigenkreisfrequenz ist eine entscheidende charakterisierende

Größe jedes schwingungsfähigen mechanischen Systems. Da sie nur von den Systemparametern Steifigkeit und Masse abhängt, ist auch sie ein Systemparameter, wodurch sie sich von den Konstanten Amplitude \hat{x}_h und Phasenwinkel ψ unterscheidet. Diese sind Integrationskonstanten, die von den Anfangsbedingungen abhängen. Sie müssen also für jeden Fall von Schwingungen des gleichen Systems neu bestimmt werden. Bezüglich ihrer Berechnung sei auf die Literatur verwiesen.

B.4 Freie gedämpfte Schwingungen

Bei den freien Schwingungen von Systemen mit Dämpfung sind verschiedene Fälle zu unterscheiden, von denen hier nur der für Schwingungen im engeren Sinne relevante Fall "schwache Dämpfung" betrachtet werden soll.

Für diesen Fall gehorchen die Schwingungsauslenkungen $x_h(t)$ der Gleichung

$$x_h(t) = K e^{-\omega_0 D t} \cos\left(\sqrt{1-D^2} \cdot \omega_0 t + \gamma\right)$$

und ihr zeitlicher Verlauf ist in Bild B.4 skizziert.

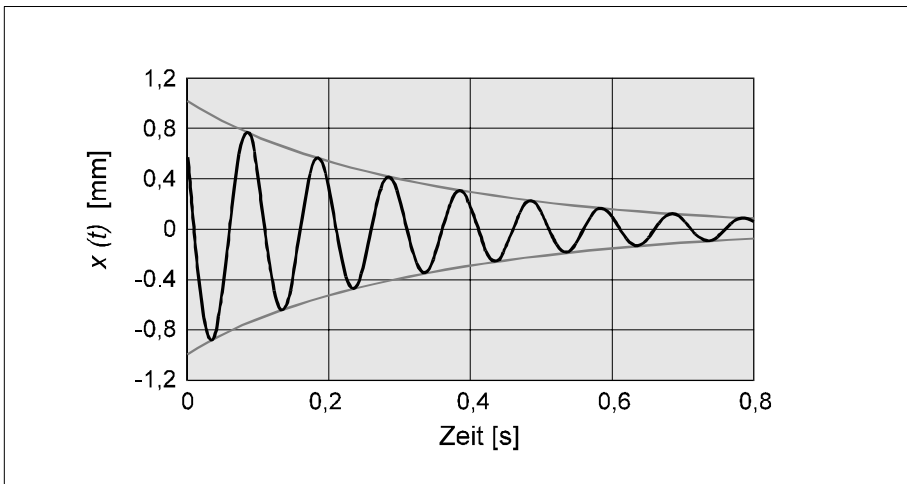


Bild B.4 Schwach gedämpfte freie Schwingungen

Als zusätzlicher Systemparameter tritt das Dämpfungsmaß D auf. Für den einfachen mechanischen Schwinger aus dem Beispiel hat es die Form

$$D = \frac{d}{2\sqrt{cm}} = \frac{d}{2m\omega_0}$$

Die oben bereits erwähnte Einschränkung schwacher Dämpfung bedeutet, dass das Dämpfungsmaß $D > 1$ ist.

Wie sowohl die Gleichung für $x_h(t)$ als auch Bild B.4 zeigen, lassen sich die Bewegungen durch sinusförmige Schwingung beschreiben, deren Amplitude exponentiell abklingt, in endlicher Zeit also nie den Wert Null erreicht.

Man erkennt in der Gleichung, dass die Frequenz der freien Schwingungen

$$\omega_d = \omega_0 \sqrt{1 - D^2}$$

beim gedämpften System die Eigenfrequenz der gedämpften Schwingungen ist, die streng genommen von derjenigen der ungedämpften Schwingungen abweicht. Dennoch wird zur Charakterisierung des Systems oft auch bei gedämpften Systemen die Eigenfrequenz ω_0 bei vernachlässigter Dämpfung herangezogen. Zur Unterscheidung von der mathematisch exakten Eigenfrequenz ω_h wird sie bei gedämpften Systemen als die Kennkreisfrequenz bezeichnet.

Da Dämpfungszahlen generell sehr klein sind, ist die Abweichung zwischen Kennfrequenz und Eigenfrequenz des gedämpften Systems oft vernachlässigbar. So bedeutet in vielen Anwendungen ein Dämpfungsmaß von $D = 10\%$ bereits eine sehr große Dämpfung, die Auswirkung auf die Eigenfrequenz beträgt dennoch nur 1% .

Wie bei freien ungedämpften Schwingungen treten auch bei freien gedämpften Schwingungen zwei Integrationskonstanten auf, die von den Anfangsbedingungen abhängen. Eine ist für die Phasenlage kennzeichnend, die andere für die Amplituden. Da die Amplituden bei der abklingenden gedämpften Schwingung zeitlich veränderlich sind, kann allerdings die Integrationskonstante selbst nicht direkt der Amplitude gleichgesetzt werden.

B.5 Erzwungene Schwingungen

Erzwungene Schwingungen sind solche, die im Gegensatz zu freien Schwingungen infolge einer Erregung stattfinden. In dem in Bild B.1 gezeigten mecha-

nischen Beispielsystem wird sie durch die Erregerkraft $F(t)$ repräsentiert. Gesucht wird somit die Lösung der inhomogenen Differentialgleichung. Spezialisierte Lösungen der inhomogenen Differentialgleichung bezeichnet man als Partikularlösung und verwendet zur Kennzeichnung den Index p . Die Lösungen werden wiederum ohne weitere Herleitung angegeben. Es sei auf die Literatur zur Technischen Mechanik [22] und zur Technischen Schwingungslehre [15] verwiesen.

Zunächst ist es sinnvoll, die Betrachtungen auf harmonische Erregerfunktionen zu beschränken. Durch angepasste Wahl des Nullpunkts der Zeitzählung lässt sich damit die Bewegungsdifferentialgleichung des Beispielsystems aus Bild B.1 stets in der Form

$$m \ddot{x} + d \dot{x} + c x = \hat{F}_{in} \cos(\Omega t)$$

schreiben. Die harmonische Erregung ist hier durch die Erregerkraftamplitude \hat{F}_{in} und die Kreisfrequenz Ω der Erregung charakterisiert. Beide sind Parameter der Erregung und nicht Systemeigenschaften des Schwingungssystems.

Es gilt nun die Beziehung zwischen Erregung und erzeugter Auslenkung des Schwingungssystems zu klären. Man spricht von der Schwingungsantwort. Wegen der Linearität der Gleichung kann den hier vorgestellten Lösungen stets zusätzlich ein Anteil freier Schwingungen überlagert sein. Erst diese Summe stellt die vollständige Lösung der inhomogenen Differentialgleichung dar. Eindeutig wird diese Lösung erst durch Berücksichtigung der Anfangsbedingungen, die in gleicher Weise wie bei den freien Schwingungen Einfluss auf die Bewegungen des Systems haben.

Diese Spezialisierung auf Anfangsbedingungen ist aber für die praktischen Überlegungen bei Auslegung und Schwingungsanalyse meist wenig relevant und soll hier nicht näher diskutiert werden. Ein Grund hierfür ist, dass in wirklichen technischen Systemen immer ein gewisses Maß an Dämpfung vorhanden ist, so dass der Anteil der freien Schwingungen letztlich abklingt. Unter allen denkbaren Lösungen der Gleichung soll hier deshalb der eingeschwungene Zustand diskutiert werden, der die Systemantwort nach hinreichend langer Einschwingphase wiedergibt.

Man kann zeigen, dass die Schwingungsbewegungen im eingeschwungenen Zustand die Form

$$x_p(t) = \hat{x}_p \cos(\Omega t - \psi)$$

haben. Die Schwingungsantwort bei harmonischer Erregung ist also wiederum eine harmonische Bewegung. Deren Kreisfrequenz (respektive Frequenz) stimmt mit der Erregerfrequenz Ω überein (nicht etwa mit der Eigenfrequenz ω_0 des Systems). Die beiden Konstanten sind x_p , die Auslenkungsamplitude und ψ , der Phasenverschiebungswinkel. Durch Einsetzen des obigen Ansatzes in die Ausgangsgleichung und einige mathematische Operationen lassen sich diese Konstanten bestimmen zu

$$x_p = \hat{F}_{in} \frac{1}{\sqrt{(\omega_0^2 - \Omega^2)^2 + (2D\omega_0 \Omega)^2}}$$

und

$$\psi(\Omega) = \arctan \left(\frac{2D\omega_0 \Omega}{\omega_0^2 - \Omega^2} \right)$$

Man erkennt, dass die Amplitude der Erregung nur auf die Amplitude der Antwort Einfluss nimmt, nicht jedoch auf den Phasenwinkel. Dieser Einfluss auf die Amplitude ist rein linear, eine Verdopplung der Erregeramplitude führt also auch zu einer Verdopplung der Antwortamplitude. Daher ist es sinnvoll, das Verhältnis der Antwortamplitude zur Erregeramplitude zu betrachten. Durch Multiplikation mit der Steifigkeit c entsteht eine dimensionslose Verhältniszahl, die als Vergrößerungsfunktion $V_A(\Omega)$ bezeichnet wird. Diese kann auf zwei Weisen physikalisch interpretiert werden; erstens als Verhältnis der Amplitude \hat{x}_p der Auslenkung zur gedachten Auslenkung \hat{F}_{in}/c , die eine statische Kraft gleicher Größe hervorrufen würde, und zweitens als das Verhältnis der Amplitude $c \hat{x}_p$ der Federkraft zur Erregerkraft \hat{F}_{in} . Die Vergrößerungsfunktion für das Beispiel lautet

$$V_A(\Omega) = c \frac{\hat{x}_p}{\hat{F}_{in}} = \frac{\omega_0^2}{\sqrt{(\omega_0^2 - \Omega^2)^2 + (2D\omega_0 \Omega)^2}}$$

Sie ist für ein gegebenes Schwingungssystem lediglich eine Funktion der Erregerfrequenz, ebenso wie die Funktion der Phasenverschiebung $\psi(\Omega)$. Sind beide Funktionen für ein Schwingungssystem bekannt, lässt sich die Antwortamplitude für jede harmonische Erregung beliebiger Frequenz und Amplitude angeben.

In der hier nicht weiter erläuterten komplexen Schreibweise lässt sich das Verhältnis von Antwort- zu Erregeramplitude mit der Phasenfunktion zu einem einzigen komplexen Quotienten zwischen einer komplexen Erregeramplitude und einer komplexen Antwortamplitude zusammenfassen, die als Übertragungsfunktion bekannt ist. Für eine übersichtliche praktische Beurteilung sind die Vergrößerungsfunktion und die Phasenverschiebungsfunktion in grafischer Darstellung sehr hilfreich, wie Bild B.5 für das Standardbeispiel aus Bild B.1 zeigt.

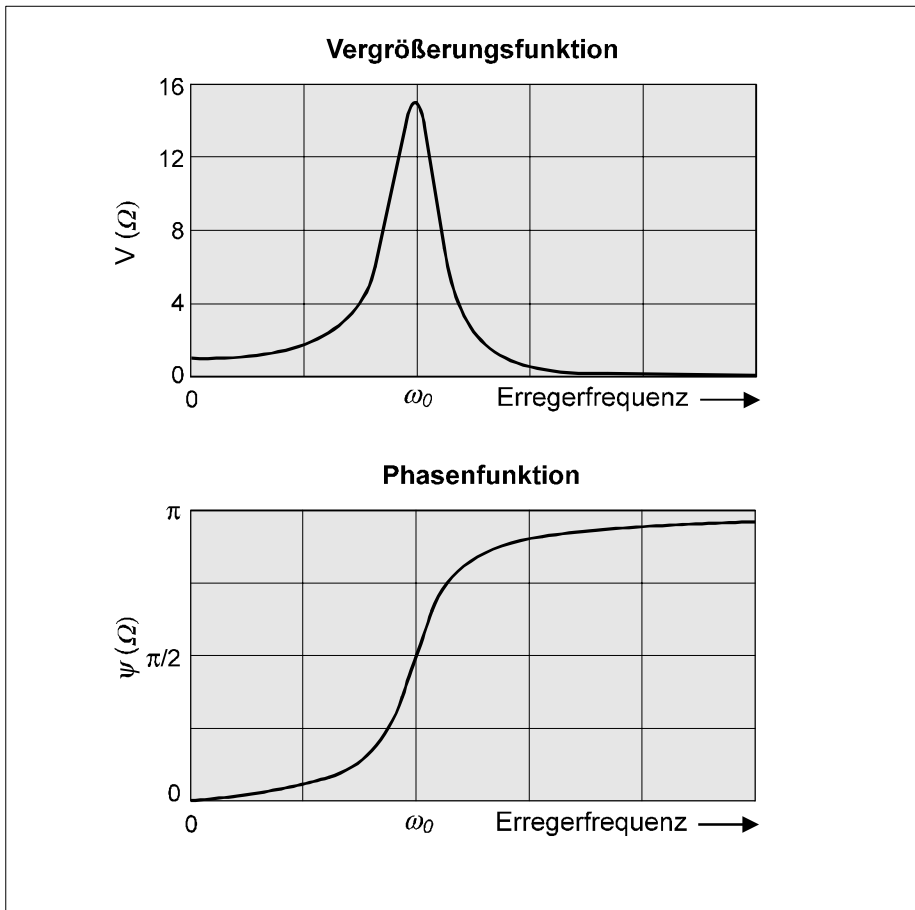


Bild B.5 Vergrößerungsfunktion und Phasenverschiebung

Man erkennt aus dem Bild das bekannte Phänomen der Resonanz. Wenn die Frequenz der Erregung der Eigenfrequenz des Systems etwa entspricht, kommt es zu stark überhöhten Schwingungsausschlägen. Die Größe der Resonanzüberhöhung hängt von der Dämpfung des Systems ab, bei Dämpfung null geht

die Amplitude der Schwingungsantwort in der Resonanzfrequenz gegen unendlich.

Die Abhängigkeit der Resonanzüberhöhung vom Dämpfungsmaß D ist für einige ausgewählte Werte in Bild B.6 dargestellt. Beim gedämpften System ist die Lage der Frequenz, bei der das Maximum der Amplitudenüberhöhung auftritt, in geringem Maß von der Dämpfung abhängig, jedoch ist in der Praxis fast immer die Kennkreisfrequenz ω_0 eine hinreichende Näherung für die Resonanzfrequenz.

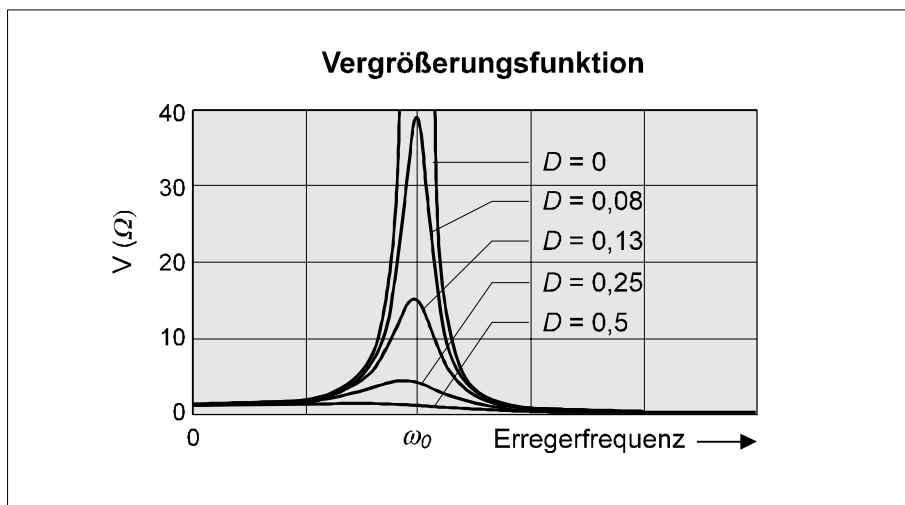


Bild B.6 Vergrößerungsfunktion für verschiedene Dämpfungsmaße

Bei Erregerfrequenzen, die deutlich unter der Resonanzfrequenz liegen, geht die Vergrößerungsfunktion gegen eins, die Phasenverschiebung gegen null. Das System verhält sich wie eine direkte, nicht schwingungsfähige Verbindung zwischen Erregung und Antwort. Man spricht vom unterkritischen Bereich. Bei Erregerfrequenzen, die deutlich über der Resonanzfrequenz liegen, geht die Vergrößerungsfunktion gegen null, die Phasenverschiebung gegen π . Das System schwingt im Gegentakt zur Erregung. Bei sehr hohen Erregerfrequenzen bewirkt also die Erregung aufgrund der Trägheit des Systems keine Bewegung desselben. Man spricht vom überkritischen Bereich.

Ohne weitere Herleitung sei ergänzt, dass analoge Zusammenhänge auch gelten, wenn Art der Erregung (Eingangsgröße) nicht Kraft ist, sondern etwa eine Bewegung des Fußpunkts der Feder oder des gemeinsamen Fußpunkts von Feder und Dämpfer. Desgleichen gelten analoge Zusammenhänge auch, wenn die Größe, die als Ausgangsgröße betrachtet wird, nicht die Wegamplitude ist, son-

dern etwa die Amplitude der Geschwindigkeit oder die Haltekraft von Feder und Dämpfer an der Wand. Besonders hervorzuheben ist hier der Fall, dass im Beispielsystem aus Bild B.1 neben der Eingangsgröße auch die Ausgangsgröße Kraft ist, und zwar die Befestigungskraft an der Wand.

Dieser Fall ist von besonderem praktischen Interesse für die Drehmomentmessung. Überträgt man nämlich dieses System auf das entsprechende System mit rotatorischer Bewegung, so bedeutet dies eine Erregung durch Drehmoment und eine Ausgangsgröße Drehmoment. Die Erregung durch Drehmoment entspricht der Praxis in rotierenden Maschinen und die Ausgangsgröße Drehmoment ist in der Praxis von vorrangigem Interesse, da dies erstens die Messgröße ist und zweitens die Größe, die zur Einschätzung der Belastung des Aufnehmers wie des gesamten Wellenstrangs wichtig ist. Die Verläufe der Vergrößerungsfunktion $V_A(\Omega)$ und der Phasenfunktion $\psi(\Omega)$ entsprechen qualitativ den in Bild B.5 gezeigten. Auch für das Drehmoment ist im Resonanzbereich also eine starke Überhöhung zu verzeichnen, was zu Überlastung des Drehmomentaufnehmers oder anderer Komponenten im Wellenstrang führen kann. Im unterkritischen Bereich, in dem die Vergrößerungsfunktion etwa eins ist, wirkt das System wie die Verbindung durch ein starres Wellenstück, so dass das Erregerdrehmoment nahezu ungeändert zum anderen Ende des Schwingungssystems durchkommt. Im überkritischen Bereich, in dem die Vergrößerungsfunktion etwa null ist, kommt das Erregerdrehmoment nur zu einem minimalen Teil bis zum anderen Ende des Schwingungssystems durch.

Bei nicht harmonischer Erregung lässt sich das Systemantwortverhalten bestimmen, indem die Erregerfunktion in harmonische Anteile zerlegt wird. Die Systemantwort ergibt sich dann als Summe der Systemantworten auf die einzelnen harmonischen Bestandteile der Erregungsfunktion. Diese Vorgehensweise ist mathematisch durch die Linearität der Gleichungen gerechtfertigt, die das Systemverhalten beschreiben. Zur Durchführung dieser Zerlegung wird die Fourier-Transformation eingesetzt, die in Kapitel 6 erläutert ist.

B.6 Ausblick auf Systeme mit mehreren Freiheitsgraden

Alle bisher wiedergegebenen Betrachtungen waren schwingungsfähigen Systemen mit einem Freiheitsgrad gewidmet. Hieran ließen sich viele grundlegende Begriffe und Phänomene der Schwingungstechnik klären und auch eine quantitative Berechnung wirklicher technischer Systeme ist oft möglich, wenn diese sinnvoll auf ein einfaches mechanisches Ersatzmodell mit nur einem Freiheitsgrad abgebildet werden können.

In vielen Fällen erfordert jedoch die Formulierung eines sinnvollen mechanischen Ersatzmodells die Berücksichtigung von mehreren Freiheitsgraden. Die

Schwingungsauslenkungen werden dabei an mehreren Referenzpunkten betrachtet, wobei die Bewegungen jedes einzelnen Referenzpunkts nicht direkt durch die Bewegungen der übrigen ausgedrückt werden können.

Zur Illustration des Prinzips eines Schwingungssystems mit mehreren Freiheitsgraden dient der Zweimassenschwinger in Bild B.7. Man erkennt, dass zur Beschreibung der Bewegung des Systems die Angabe der zwei Verschiebungs koordinaten x_1 und x_2 erforderlich ist.

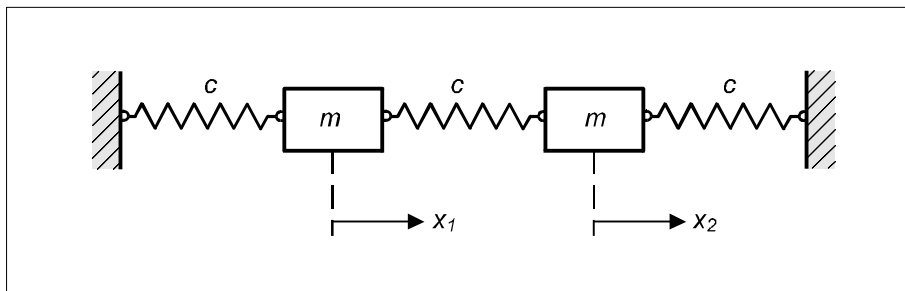


Bild B.7 Zweimassenschwinger

Es sind also auch zwei Bewegungsdifferentialgleichungen erforderlich, die jedoch nicht unabhängig voneinander zu lösen sind; man spricht von einem gekoppelten Differentialgleichungssystem. Zur mathematischen Behandlung sei hier auf die Literatur verwiesen. Ziel dieses Abschnitts ist vielmehr, die Hauptphänomene, die bei Systemen mit mehreren Freiheitsgraden hinzukommen, kurz phänomenologisch vorzustellen.

Von besonderer Bedeutung bei der Drehmomentmessung sind Wellen mit mehreren Scheiben, die Torsionsschwingungen ausführen können, wie das in Bild B.8 skizzierte System. Die Freiheitsgrade der Torsionsschwingungen sind die Verdrehwinkel φ_i . Das gleiche System kann auch Biegeschwingungen ausführen, deren Freiheitsgrade durch die Absenkungen w_i der einzelnen Scheiben gegeben sind.

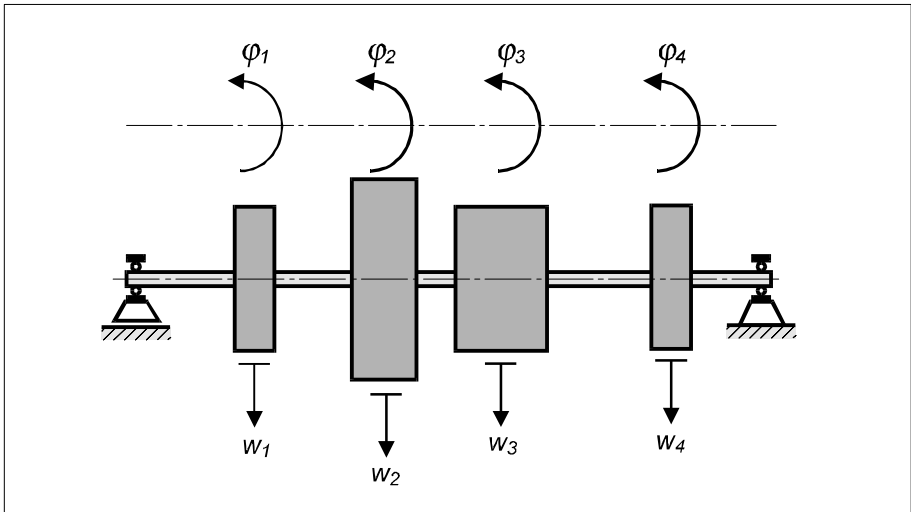


Bild B.8 Welle mit mehreren Scheiben

Eine weitere Verfeinerung der Modellbildung führt schließlich auf das Modell mit unendlich vielen Freiheitsgraden, bei dem die Schwingungsauslenkung nicht nur an einer endlichen Anzahl von Referenzpunkten betrachtet wird, sondern als Funktion über einen Bereich. Ein Beispiel ist die in Bild B.9 gezeigte elastische Welle.

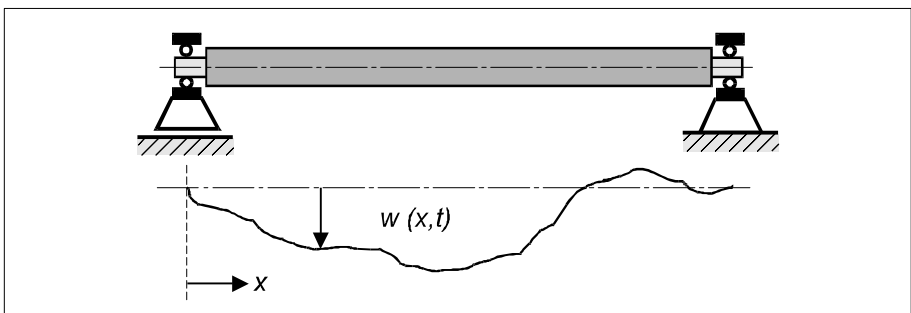


Bild B.9 Welle mit kontinuierlicher Massen- und Steifigkeitsverteilung

Zur mathematischen Modellierung solcher Systeme werden neben der Bewegungskordinaten auch Parameter wie Masse und Steifigkeit als Funktion des Orts angegeben. Das Beispiel zeigt den einfachsten Sonderfall; eine homogene Welle, mit über die Länge kontinuierlich verteilter Masse und Biegesteifigkeit.

B.7 Freie Schwingungen

Die freien Schwingungen eines Systems mit mehreren Freiheitsgraden setzen sich aus Schwingungen mit mehreren Eigenfrequenzen zusammen. Diese Ein-

zelanteile werden als Eigenschwingungen bezeichnet. Jeder dieser Anteile ist durch seine Eigenfrequenz und Eigenschwingungsform charakterisiert. Letztere gibt eine feste Beziehung der Auslenkungen der einzelnen Freiheitsgrade untereinander an.

Besonders einfach sind die Eigenformen des symmetrisch aufgebauten Zweimassenschwingers nach Bild B.7. Für die erste Eigenform gilt

$$x_2(t) = x_1(t) \text{ mit der Eigenfrequenz } \omega_1 = \sqrt{\frac{c}{m}}$$

Bei dieser handelt es sich also um eine Gleichtaktbewegung der beiden Körper. Die zweite Eigenform stellt eine Gegentaktbewegung dar. Für sie gilt

$$x_2(t) = -x_1(t) \text{ mit der Eigenfrequenz } \omega_2 = \sqrt{\frac{3c}{m}}$$

Die Zahl der Eigenformen oder Eigenfrequenzen entspricht in der Regel der Zahl der Freiheitsgrade, im obigen Beispiel also zwei. Ein wichtiger Sonderfall liegt dann vor, wenn Bewegungen möglich sind, bei denen keine Verformung des Systems in sich auftritt. Man spricht dann von Starrkörperbewegungsformen. Ein Beispiel für eine solche Bewegungsform ist die gleichmäßige Rotation bei der Welle aus Bild B.8. Bei der Abzählregel gilt auch eine solche Bewegungsform als Eigenform, obwohl sie keine Schwingung im eigentlichen Sinne darstellt, für die zugehörige Eigenfrequenz ergibt sich formal der Wert null.

Es bietet sich an, zur Beschreibung der Bewegung nicht die physikalischen Freiheitsgrade zu wählen, sondern als Koordinaten im verallgemeinerten Sinne die Amplitude zu wählen, mit denen die einzelnen Eigenformen vertreten sind. Man spricht von modaler Beschreibung. Welche Eigenschwingungen mit welcher Amplitude und welcher Phasenlage vertreten ist, folgt wie bei den freien Schwingungen der Einfreiheitsgradsysteme aus den Anfangsbedingungen.

Bei kontinuierlichen Systemen gibt es unendlich viele Eigenformen und Eigenfrequenzen. Von praktischer Bedeutung sind allerdings meist nur die unteren Eigenfrequenzen. Bild B.10 zeigt beispielhaft die beiden ersten Eigenformen für die elastische homogene Welle aus Bild B.9. Hierzu sei angemerkt, dass die Eigenfrequenz zur zweiten Eigenform das Vierfache der ersten Eigenfrequenz beträgt. Generell steigt die Eigenfrequenz mit der Anzahl der Schwingungsknoten an, bei denen die Auslenkungen null bleiben. Zur mathematischen Behandlung und weiteren Details der Schwingungen kontinuierlicher Systeme sei auf die spezielle Literatur verwiesen, beispielsweise [23].

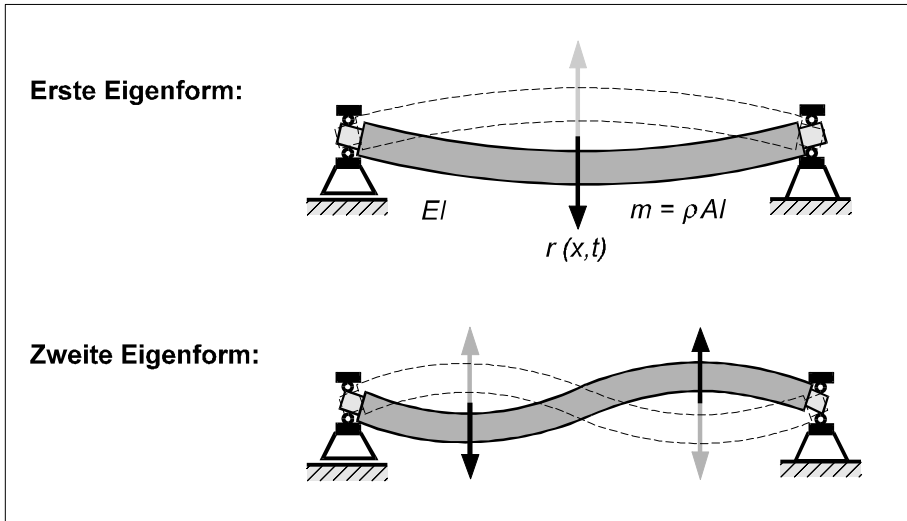


Bild B.10 Eigenformen für eine elastische homogene Welle

B.8 Erzwungene Schwingungen

Allgemein stellt jede Eigenfrequenz des Systems eine potenzielle Resonanzfrequenz dar. Deshalb sind Erregerfrequenzen in der Nähe von Eigenfrequenzen zu vermeiden. Es kann allerdings vorkommen, dass eine Erregung mit oder nahe bei einer Eigenfrequenz nicht zu einer Resonanzüberhöhung führt. Dies ist der Fall, wenn die Bewegung, die dem System durch die Erregung aufgezungen wird, bei einer Zerlegung in die einzelnen Eigenformen keinen Anteil in einer bestimmten Eigenform hat. Wird beispielsweise der Zweimassenschwinger aus Bild B.7 erregt, indem an beiden Körpern gleiche Kräfte im Gleichtakt angreifen, so wird die zweite Eigenform nicht angeregt. In diesem Fall kommt es nicht zur Resonanz bei der zweiten Eigenfrequenz.

Bei Systemen mit mehreren Freiheitsgraden steigt allgemein die Zahl der Erregerfrequenzen, die zu kritischen Amplitudenüberhöhungen führen. In der technischen Praxis ergibt sich vielfach die Entscheidung, wie viele Freiheitsgrade (und damit Eigenfrequenzen) bei der mechanischen Modellbildung berücksichtigt werden sollen, aus der höchsten in der Anwendung zu erwartenden Erregerfrequenz. Eine verfeinerte Modellierung, deren Ergebnis vor allem die höheren Eigenfrequenzen sind, ist dann oft entbehrlich.

B.9 Weitere Mechanismen der Schwingungserregung

Bisher wurden lineare zeitinvariante Schwingungssysteme mit nicht negativen Dämpfungsgliedern behandelt. Hebt man eine oder mehrere dieser Einschränkungen auf, so werden weitere Mechanismen der Schwingungserregung möglich. Diese Phänomene sollen hier nur phänomenologisch aufgeführt werden. Eine ausführliche Darstellung, die auch die mathematische Behandlung umfasst, ist in Lehrbüchern über nichtlineare Schwingungen, wie [24] zu finden.

B.9.1 Schwingungen nichtlinearer Systeme

Von nichtlinearen Schwingungen spricht man, wenn die Schwingungsdifferentialgleichung, die das Bewegungsverhalten beschreibt, nichtlinear ist.

Freie Schwingungen

Die allgemeine Aussage, dass die freien Schwingungen stets harmonische Zeitfunktionen darstellen, gilt bei nichtlinearen Schwingungen nicht. Ein besonderes Erkennungsmerkmal nichtlinearer Schwingungen ist weiterhin, dass die Frequenz der freien Schwingungen von deren Amplituden abhängt.

Bei starker Nichtlinearität wird das Bewegungsverhalten so komplex, dass die von den linearen Schwingungen bekannten Begriffe völlig ihre Gültigkeit verlieren. Die freien Schwingungen sind dann nicht mehr periodisch, bis hin zu den oft zitierten „chaotischen Schwingungen“. Solche extremen Ausprägungen sind jedoch in sinnvoll gestalteten technischen Systemen normalerweise nicht anzutreffen.

Erzwungene Schwingungen

Eine Besonderheit der erzwungenen Schwingungen nichtlinearer Systeme sind die subharmonischen und superharmonischen Schwingungen. Von Subharmonischen spricht man, wenn die Frequenz der Schwingungsantwort ein Bruchteil ($1/2, 1/3, \dots$) von der Erregerfrequenz ist. Von Superharmonischen spricht man, wenn die Frequenz der Antwort ein Vielfaches der Erregerfrequenz darstellt.

Die Superharmonischen sollten jedoch nicht verwechselt werden mit dem Effekt, dass oft bei Erregungsmechanismen eine nicht harmonische Erregung vorliegt, deren Zerlegung in Harmonische in einer Fourier-Reihe immer Anteile in den Vielfachen der Grundfrequenz beinhaltet. Sind solche Vielfachen der Grundfrequenz bereits in der Erregung vorhanden, so sind sie anteilig natürlich auch in der Schwingungsantwort zu finden, und dies auch bei linearen Sys-

temen. Wenn genau dieses Vielfache der Grundfrequenz der Erregung eine Resonanzfrequenz des Systems trifft, erscheint in der Schwingungsantwort dieses Vielfache dominierend, so dass der Eindruck superharmonischer Schwingungen entsteht.

B.9.2 Schwingungen nichtlinearer Systeme

Parametererregte Schwingungen können bei Systemen auftreten, deren Parameter (z. B. Steifigkeit) zeitlich veränderlich sind, typischerweise periodisch schwankend. Parametererregte Schwingungen können generell bei linearen wie nichtlinearen Systemen auftreten. An dieser Stelle sollen nur einige der grundlegenden Zusammenhänge wiedergegeben werden, wie sie bereits bei linearen Systemen auftreten. Bei nichtlinearen Systemen können noch weit komplexere Zusammenhänge hinzukommen.

Ein für die Rotordynamik bedeutsames Beispiel parametererregter Schwingungen ist die unrunde Welle, wenn beispielsweise der Wellenquerschnitt rechteckig mit verschiedenen Seitenlängen ist. Bei der unrunder Welle ist die Steifigkeit gegen Radialkräfte von der Richtung der Kraft abhängig. Bezogen auf die Gewichtskraft, die immer in die gleiche Richtung wirkt, hängt damit die Steifigkeit von der Winkelstellung der rotierenden Welle, und somit indirekt von der Zeit ab. Es kommt dann zu gewichtserregten Schwingungen. Typisch für diese ist, dass ihre Frequenz etwa dem Doppelten der Drehzahl entspricht. Die Resonanz tritt demnach auf, wenn die Drehzahl der Hälfte der Eigenfrequenz des Systems entspricht. Man spricht hier auch von der gewichtskritischen Drehzahl.

Ähnliche Phänomene können auch durch nicht rotationssymmetrische Kuppungen hervorgerufen werden. Die richtungskonstante Belastung kann statt durch Gewichtskraft auch durch eine raumfeste Vorspannung infolge von Ausrichtfehlern bei der Montage erfolgen (siehe [11]).

Eine ganze Gruppe typischer parametererregter Schwingungen wird durch die Mathieusche Gleichung beschrieben. Ihnen ist gemeinsam, dass sie nur dann auftreten können, wenn das Verhältnis zwischen Erregerfrequenz Ω und Eigenfrequenz ω_0 sich den Werten $2/1$, $2/2$, $2/3$ usw. annähert, wobei die Schwingungen bei den zuerst genannten Verhältniszahlen am stärksten sind.

Selbsterregte Schwingungen

Bei selbsterregten Schwingungen handelt es sich ebenfalls nicht um zwangserregte Schwingungen, sondern um ein Aufklingen der freien Schwingungen. Daraus folgt als wichtiges Merkmal, dass die Frequenz selbsterregter Schwin-

gungen stets eine Eigenfrequenz ist, sich also nicht mit Parametern wie der Drehzahl ändert, die gewöhnlich die Erregungsfrequenzen bestimmen. Eine anschauliche Erklärung der mathematischen Ursache ist das Vorhandensein negativer Dämpfungsterme in der Schwingungsdifferentialgleichung.

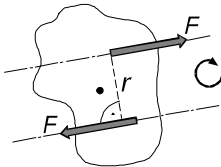
Praktische technische Beispiele selbsterregter Schwingungen sind aerodynamische Flatterschwingungen (etwa bei Flugzeugtragflächen) sowie die Biegeschwingungen von rotierenden Wellen mit innerer Dämpfung. Dies ist eine Dämpfung, die auf die Verformungsgeschwindigkeit im mitrotierenden System reagiert. Obwohl lokal auch sie kinetische Energie dissipiert, hat sie mathematisch die Wirkung einer negativen Dämpfung. Die für die aufklingenden Schwingungen benötigte Energie wird aus dem Antrieb der Wellendrehung bezogen.

Bei linearen Systemen klingen selbsterregte Schwingungen schnell auf und die Amplituden werden extrem groß, nach der mathematischen Theorie sogar unendlich. Bei nichtlinearen Systemen gibt es meist einen Effekt der dem unbegrenzten Anwachsen der Amplituden entgegenwirkt. Das Aufklingen findet dann bei einer bestimmten systemtypischen Bewegungsform ein Ende, bei der das System dann verbleibt. Man spricht dabei vom Grenzyklus.

C Formeln und Tabellen

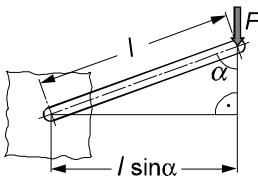
C.1 Moment und Drehmoment

Versucht man, alle Kräfte, die an einem starren Körper angreifen, zu einer einzigen resultierenden Kraft zusammenzufassen, stellt man fest, dass dies im allgemeinen Fall nicht gelingt. Zwei gleich große, entgegengesetzt gerichtete Kräfte auf unterschiedlichen, aber parallelen Wirkungslinien lassen sich nicht zu einer resultierenden Einzelkraft zusammenfassen. Ein solches Kräftepaar stellt, neben der Kraft, ein eigenständiges Grundelement dar, das man als Moment bezeichnet. Ein Moment hat das Bestreben, den Körper, an dem es angreift, zu drehen und zwar um eine auf die Kräfteebene senkrechte Achse. Im allgemeinen räumlichen Fall ist das Drehmoment ein Vektor. Beschränkt man sich auf ebene Problemstellungen, ergibt sich die Größe des Moments aus dem Produkt aus Kraft F und senkrechtem Abstand r . Das Vorzeichen ist in diesem Buch positiv bei Drehsinn im Uhrzeigersinn. Als Drehmoment wird ein Moment bezeichnet, dessen Achse der Drehachse entspricht, die durch die Funktionsweise einer Maschine festgelegt ist.



$$M = F r$$

Moment und Kräftepaar als äquivalente Darstellungsweisen



$$M = F l \sin \alpha$$

Moment einer Kraft um eine festgelegte Drehachse

Beim Moment, das durch Wirkung einer Einzelkraft bei festgelegter Drehachse entsteht, geht neben der Länge des Hebelarms auch der Winkel α zwischen Hebelarm und Kraft in die Berechnung ein.

C.2 Leistung in einer rotierenden Welle

Die Leistung P in einer rotierenden Welle erhält man aus dem Produkt aus Drehmoment und Winkelgeschwindigkeit

$$P = M_D \Omega$$

C.3 Mechanischer Wirkungsgrad

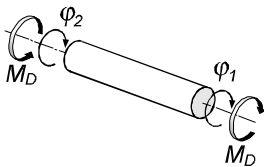
Jede Maschine nimmt mehr Leistung auf, als sie abgibt. Ursache hierfür sind Verluste wie Reibung, Luftwiderstand und Erwärmung. Das Verhältnis der abgegebenen Leistung zur zugeführten Leistung wird als Wirkungsgrad η bezeichnet

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_{in}}$$

C.4 Torsionssteifigkeit elastischer Wellen oder Wellenabschnitte

Definition der Torsionssteifigkeit

Die Torsionssteifigkeit c_T ist der Quotient aus einem Drehmoment M_D , mit dem der Wellenabschnitt belastet wird und der durch dieses Drehmoment bewirkten Verdrehung $\Delta\varphi$.



$$c_T = \frac{M_D}{\Delta\varphi} \quad \text{mit} \quad \Delta\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$$

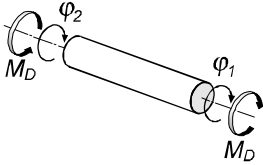
Berechnung der Torsionssteifigkeit für gerade Wellenabschnitte mit konstantem Querschnitt

Die Torsionssteifigkeit ist abhängig von der Länge l der Welle und dem Torsionsträgheitsmoment I_T (siehe C.6), das den Einfluss des Wellenquerschnitts beschreibt, und einer Materialkonstanten, die als Schubmodul G (siehe C.9) bezeichnet wird.

$$c_T = \frac{G I_T}{l}$$

Berechnung der Torsionssteifigkeit für zusammengesetzte Wellenabschnitte

Die Torsionssteifigkeit für zusammengesetzte Wellenabschnitte errechnet sich aus der Torsionssteifigkeit nach der Rechenvorschrift für in Serie (hintereinander) geschaltete elastische Federn.

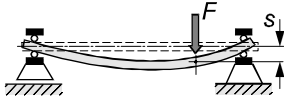


$$\frac{1}{c_{Tges}} = \frac{1}{c_{T1}} + \frac{1}{c_{T2}} + \dots$$

C.5 Biegesteifigkeit elastischer Wellen

Definition der Biegesteifigkeit

Die Biegesteifigkeit c_b ist der Quotient aus einer Radialkraft F_r , mit der die Welle belastet wird und der durch diese Radialkraft bewirkten radialen Durchbiegung s an der axialen Position an der die Radialkraft wirkt.



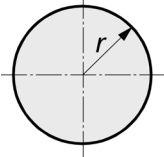
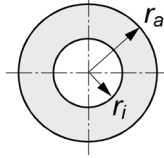
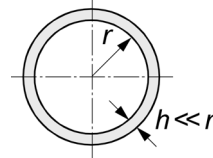
$$c_B = \frac{F_r}{s}$$

Tabelle der Biegesteifigkeiten in Abhängigkeit von Wellengeometrie und Position der Radialkraft

Die Biegesteifigkeit ist abhängig von der Geometrie der Welle einschließlich der Lagerung, von einer als Elastizitätsmodul E (siehe C.9) bezeichneten Materialkonstanten, und von der Position der Krafteinleitung.

Geometrie	Biegesteifigkeit c_B
	$\frac{6EI}{ab(l^2 - a^2 - b^2)}$ <p>Sonderfall $a = b = \frac{l}{2} \Rightarrow \frac{48EI}{l^3}$</p>
	$\frac{3EI}{l^3}$

C.6 Flächenträgheitsmomente und Torsionsträgheitsmomente

Wellenquerschnitt	Flächenträgheitsmoment I	Torsionsträgheitsmoment I_T
 <p>Vollkreisquerschnitt</p>	$\frac{\pi}{4} r^4$	$\frac{\pi}{2} r^4$
 <p>dickwandiger Hohlkreisquerschnitt</p>	$\frac{\pi}{4} (r_a^4 - r_i^4)$	$\frac{\pi}{2} (r_a^4 - r_i^4)$
 <p>dünnwandiger Hohlkreisquerschnitt</p>	$\pi r^3 h$	$2\pi r^3 h$

C.7 Massenträgheitsmomente

Bedeutung und Definition des Massenträgheitsmoments

Die Massenträgheitsmomente eines Körpers sind ein Maß für den Trägheitseffekt, den dieser einer Drehbeschleunigung, also der Änderung seiner Winkelgeschwindigkeit, entgegensetzt. Man kann die Massenträgheitsmomente analog zur Masse eines Körpers verstehen, die ein Maß für den Trägheitseffekt ist, den dieser einer Beschleunigung, also der Änderung seiner translatorischen Geschwindigkeit, entgegensetzt. An die Stelle der Kraft als Ursache der Beschleunigung tritt dabei das Moment als Ursache der Drehbeschleunigung. Die quantitative Beschreibung des Zusammenhangs wird durch den Momentensatz wiedergegeben, der zum ersten Newtonschen Bewegungsgesetz für die translatorischen Bewegungen analog ist.

Die recht komplizierten Zusammenhänge allgemeiner räumlicher Probleme mit angreifenden Momenten und Drehbewegungen in beliebigen Richtungen sind bei den meisten praktischen Anwendungen im Zusammenhang mit der Drehmoment-Messtechnik ohne Belang, weil als Drehrichtung die Wellenachse festgelegt ist, und bei den Momenten nur das Drehmoment interessiert, also das Moment in genau dieser Achsrichtung.

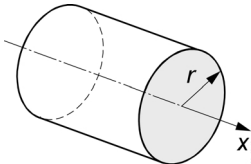
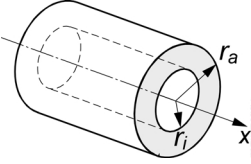
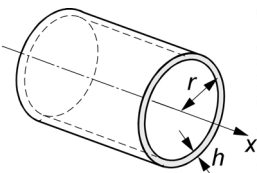
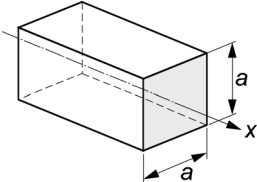
Das Massenträgheitsmoment J eines Körpers um eine beliebige, aber fest vorgegebene Drehachse berechnet sich aus dem Integral

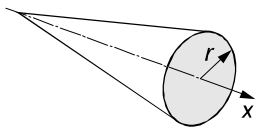
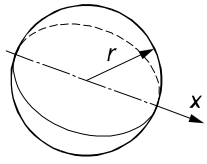
$$J = \int_{(m)} r^2 dm$$

wobei r den Abstand des inkrementellen Massenteilchens von der Drehachse bezeichnet.

Tabelle der Massenträgheitsmomente homogener symmetrischer Körper

Die in der Tabelle angegebenen Massenträgheitsmomente gelten für Drehbewegungen um die x -Achse (siehe Skizzen). Eine homogene Massenverteilung vorausgesetzt, kann die Abhängigkeit von der Massenverteilung durch die Geometrie des Körpers und dessen Gesamtmasse ausgedrückt werden.

Geometrie	Massenträgheitsmoment J
 <p>Vollzylinder/Kreisscheibe</p>	$\frac{1}{2} m r^2$
 <p>dickwandiger Hohlzylinder</p>	$\frac{1}{2} m (r_a^2 + r_i^2)$
 <p>dünnwandiger Hohlzylinder/ Kreisring</p>	$m r^2$
 <p>Prisma mit quadratischer Grundfläche</p>	$\frac{1}{6} m a^2$

Geometrie	Massenträgheitsmoment J
 Kreiskegel	$\frac{3}{10}mr^2$
 Kugel	$\frac{2}{5}mr^2$

Berechnung von Massenträgheitsmomenten zusammengesetzter Körper

Aus der Definition des Massenträgheitsmoments folgt, dass sich die Trägheitsmomente eines Körpers, der sich aus mehreren Teilkörpern zusammensetzt, aus der Summe der Trägheitsmomente der Teilkörper errechnet. Dies kann auch zur Berechnung der Massenträgheitsmomente von Hohlkörpern genutzt werden, wobei für den Hohlraum eine negative Masse angesetzt wird.

$$J_{ges} = J_1 + J_2 + \dots$$

Voraussetzung für diese einfache Addition ist allerdings, dass sich die gegebenen Massenträgheitsmomente aller Teilkörper auf dieselbe Rotationsachse beziehen.

C.8 Physikalische Größen und ihre Einheiten

Größe und Formelzeichen	Einheiten	Umrechnung
Länge	m (Meter) in (inch) ft (foot)	1 in = 0,0254 m 1 ft = 0,3048 m
Kraft F	N (Newton = kg·m/s ²) lbf (pound-force) ozf (ounce-force) kp (kilopond)	1 lbf = 4,448 N 1 ozf = 0,2780 N 1 kp = 9,807 N

Größe und Formelzeichen	Einheiten	Umrechnung
Drehmoment bzw. Biegemoment M_D bzw. M_b	N·m (Newtonmeter = N·m) ozf·in (ounce-force inch) ozf·ft (ounce-force foot) lbf·in (pound-force inch) lbf·ft (pound-force foot)	 1 ozf·in = $0,7062 \cdot 10^{-2}$ N·m 1 ozf·ft = 0,08474 N·m 1 lbf·in = 0,1130 N·m 1 lbf·ft = 1,356 N·m
Drehzahl n Winkelgeschwindigkeit Ω	min^{-1} (Umdr. pro Minute) rpm (revolutions per minute) s^{-1} , anschaulich auch rad/s	 1 rpm = 1 min^{-1} $\Omega[\text{s}^{-1}] = \frac{2\pi}{60} n[\text{min}^{-1}]$
Frequenz f Kreisfrequenz Ω	Hz (Hertz = s^{-1}) s^{-1} , anschaulich auch rad/s	 $\Omega[\text{s}^{-1}] = 2\pi f [\text{Hz}]$
Leistung P	W (Watt = N·m/s) PS (metrische Pferdestärke) hp (horsepower, elektr.)	 1 PS = 735,5 W 1 hp = 745,7 W
Torsionssteifigkeit c_T	N·m/rad lbf·in/rad (pound-force inch per radian)	 1 lbf·in/rad = 0,1130 N·m/rad
Federsteifigkeit bzw. Biegesteifigkeit c bzw. c_B	N/m lbf/in (pound-force per inch)	 1 lbf/in = 175,1 N/m

Größe und Formelzeichen	Einheiten	Umrechnung
Massenträgheitsmoment J	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$ (= $\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^2$) $\text{lb}\cdot\text{in}\cdot\text{s}^2$	$1 \text{ lb}\cdot\text{in}\cdot\text{s}^2 = 0,1130 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
Spannungsverhältnis (Spannungsänderung bez. auf Speisespannung)	mV/V (Millivolt pro Volt)	

C.9 Materialkonstanten gebräuchlicher Werkstoffe

Material	Dichte ρ [kg/dm^3]	Elastizitätsmodul E [N/mm^2]	Schubmodul G [N/mm^2]
Stahl	7,85	$2,11\cdot 10^5$	$0,83\cdot 10^5$
Grauguss	7,25	$0,9\cdot 10^5 \dots 1,55\cdot 10^5$	$0,36\cdot 10^5 \dots 0,63\cdot 10^5$
Messing	8,3	$1,04\cdot 10^5$	$0,40\cdot 10^5$
Aluminium	2,7	$0,72\cdot 10^5$	$0,27\cdot 10^5$
Titan	4,5	$1,05\cdot 10^5$	$0,39\cdot 10^5$

Literatur

- [1] HBM-Publikation: Der Weg zum Meßgrößenaufnehmer – ein Leitfaden zur Anwendung der HBM K-DMS und der Zubehörkomponenten (1989)
- [2] Michael Quaß, Rainer Schicker: Neues Meßprinzip revolutioniert die Drehmomentmeßtechnik, antriebstechnik, Heft Nr. 4, April 1995
- [3] Rainer Schicker: Drehmoment-Messflansch nach dem Prinzip der Scherkraftmessung am Doppel-T-Profil; Sensoren, Aufnehmer und Systeme 2000 by b-Quadrat Verlag, 86916 Kaufering
- [4] Böge, A.: Das Techniker-Handbuch, 2. Auflage, Friedrich Vieweg & Sohn GmbH, Braunschweig
- [5] Eberhard Heringhaus: Trägerfrequenz- und Gleichspannungs-Meßverstärker für das Messen mechanischer Größen – ein Systemvergleich aus anwendungstechnischer Sicht, Sonderdruck aus: Messtechnische Briefe 18 (1982)
- [6] H. Pfützner, R. Markert: Mechanische Schwingungslehre und Maschinendynamik II, Vorlesungsskript, Institut für Mechanik der TU Berlin, 1980
- [7] H.-P. Willumeit: Modelle und Modellierungsverfahren in der Fahrzeugdynamik, Teubner-Verlag, Stuttgart/Leipzig, 1998
- [8] M. Künzel, D. Laier, R. Markert: Gekoppelte Biege- und Torsionsschwingungen rotierender Wellen, Zeitschr. f. Angew. Mathematik u. Mechanik, Band 76, Heft S5 (1996), S. 275-276
- [9] R. Gasch, H. Pfützner: Rotordynamik – eine Einführung, Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg/New York, 1975
- [10] R. Markert, H. Pfützner, R. Gasch: Biegeschwingungsverhalten rotierender Wellen beim Durchlaufen der kritischen Drehzahlen, Konstruktion 29 (1977) II. 9, S. 355-365
- [11] P. Millet, H. Mertens: Statisches und dynamisches Verhalten von Ringscheiben- und Laschenkupplungen, Konstruktion 3/2000, S. 43-47

- [12] Martin Goedeckemeyer, Rainer Schicker, Herbert Windisch: Reibleistungsmessungen an Zylinderköpfen mittels Drehmomenterfassung, MSR Magazin 6/98, S. 12-14
- [13] Jürgen Paetow: Die 6-Leiterschaltung für DMS-Aufnehmer Sonderdruck aus wägen + dosieren 1/1988
- [14] Jochen Schneider: Frequenzmessung mit MGCplus – der neue Frequenzmess-Einschub ML60B, HBM-Publikation HOTline 1/00
- [15] P. Hagedorn, S. Otterbein: Technische Schwingungslehre – Lineare Schwingungen diskreter mechanischer Systeme, Springer-Verlag Berlin/Heidelberg/New York/Tokyo, 1987
- [16] A. Papoulis: Signal Analysis, McGraw-Hill, New York, 1984
- [17] European co-operation for Accreditation EA-10/14: EA Guidelines on the Calibration of Static Torque Measuring Devices, EA, 2000
- [18] Physikalisch Technische Bundesanstalt: Richtlinie DKD-3-5: Kalibrierung von Drehmomentmessgeräten für statische Wechseldrehmomente, Wirtschaftsverlag NW, Bremerhaven, 1998
- [19] Leitfaden zur Angabe der Unsicherheit beim Messen (dt. Übersetzung des "Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement"), Hrsg.: DIN (Deutsches Institut für Normung e.V.), Beuth-Verlag GmbH, Berlin, 1. Auflage 1995
- [20] Andrae, J.: Measurement and calibration using reference and transfer torque flanges: Proceedings of the 17th Int. Conf. IMEKO TC3, Sept. 17-21, 2001, Istanbul, Türkei, S. 350 - 360
- [21] H.-J. Bargel, G. Schulze: Werkstoffkunde, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1988
- [22] W. Hauger, W. Schnell, D. Gross: Technische Mechanik, Band 3: Kinetik, 6. Auflage, Springer-Verlag Berlin/Heidelberg/New York/Tokyo, 1999
- [23] P. Hagedorn: Technische Schwingungslehre, Band II Lineare Schwingungen kontinuierlicher mechanischer Systeme, Springer-Verlag Berlin/Heidelberg/New York/Tokyo, 1989
- [24] P. Hagedorn: Non-Linear Oscillations, Oxford Engineering Science Series, 2nd Edition 1988

Schlagwortverzeichnis

4-Quadranten-Betrieb, 25
6-Leiterschaltung, 127

A

Abgleich der Messkette, 180
Abtastrate, 151
Abtasttheorem, 151
Aktionsmoment, 14
Aktionsmomentmessung, 18
Alias-Effekt, 150, 151
Analogausgang ± 10 V, 39
Asymmetrisches Ausgangssignal, 37
Aufbau, mechanischer, 21
Auflichtverfahren, 34
Ausgleichspolynome, 143
Auswuchten, 86, 101
Axiales Scherprinzip, 23
Axialschwingung, 89

B

Bahnkurve, 155
Berührungslose Übertragung, 27
Beschleunigungsaufnehmer, 148
Biegebeanspruchung, 21
Biegekritische Drehzahlen, 89
Biegemoment, 58
Biegeschwingung, 79
Biegesteifigkeit, 81, 259
Bogenzahn-Kupplungen, 101

C

CE-Kennzeichnung, 128

D

Dämpfung, 66, 78, 240, 243
Dämpfungsmaß, 244
DC-Verstärker, 131
Dehnungsmessstreifenprinzip, 19
Differenzleitungsempfänger, 37
DIN 51309, 200
DIN/ISO 10012, 184
DKD, 183
DKD-Kalibrierschein, 198
DKD-R3-5, 184
Doppelgelenkkupplung, 106
Drehmoment-Wechselastanteil, 52
Drehmomentaufnehmer, Aufbau von, 21
Drehmomentauswertung, 134
Drehmomenteinleitung, 96
Drehmomentnebenschluss, 63
Drehrichtungsbestimmung, 91
Drehrichtungserkennung, 39
Drehzahl- und Drehwinkelmessung, 47
Drehzahl-/Drehwinkel auswertung, 134
Drehzahl-/Drehwinkelmessung, 33
Drehzahl-Messsystem, 36
Durchlichtverfahren, 34
Dynamische Unwucht, 84

E

EA-10/14, 184, 200
Eichung, 180
Eigenfrequenz, 68, 71, 242
Eigenkreisfrequenz, 242
Einbaulage, 90
Einfachgelenkkupplung, 104
Einmassenschwinger, 239
Elektrische Verbindung, 127
Elektromagnetische Felder, 128
Elektromagnetische Störungen, 129
Ellipse, 156
EMV-Probleme, 128
EN 10204, 185
Erregerspektrum, 66
Erzwungene Schwingungen, 244
Exzentrizität, 126

F

Fensterfunktionen, 162
Festlager, 118
FFT (Fast Fourier Transform), 160
Filter, 139, 149
Flanschfehler, 61, 111
Fluchtungsfehler, 111
Formschlüssige Verbindung, 25
Fourier-Reihen, 158
Fourier-Transformation, 160
Freie Schwingungen, 241, 242

G

Gebrauchstemperaturbereich, 64, 237

Geometrische Kriterien, 43
Gesamtelastizität, 81
Gewichtskritische Drehzahl, 255
Glitchfilter, 134
Greenline-Konzept, 128

H

Halbkupplung, 104
HBM-Messverstärker, 132
Hebelarm-Masse-System, 180, 211
Herstellerprüfprotokoll, 184
Hochpassfilter, 149
Hysterese, 62

I

Individueller Nullpunkt, 94
Inline-Drehmomentmessung, 18
Innere Dämpfung, 256
Integrierte Lagerung, 121
IP-Schutzklasse, 63
ISO 1940, 87
ISO 9000, 182

J

Justierung, 179

K

Kalibrieren, 177
Kalibriersignal, 93, 143, 180
Kennkreisfrequenz, 244, 248
Kennlinie, 139, 142
Kennwert, 143, 222
Klemmverbindung, 25, 96

Kombiniertes Frequenzzähl-Periodendauer-Verfahren, 133
Komplementäre Signale RS-422, 37, 39
Kontinuierliche Kalibrierung, 220
Konusprinzip, 96
Kritische Drehzahlen, 75

L

Lager, 26
Lagerungstemperaturbereich, 64, 238
Lamellenkupplungen, 102
Längskraft, 235
Laser-Vibrometer, 147
Lineares Federgesetz, 239
Linearität, 62
Loslager, 118

M

Magnetische Drehzahlerfassung, 33
Masseband, 130
Mechanischer Tiefpass, 76
Mehrpunktgleich, 143
Messgeräte zur Weiterverarbeitung, 130
Messkörper, 21
Messkörperausführungen, 21
Messeite, 90
Messuhr, 125
Messunsicherheit, 200
Minstdrehzahl, 33, 34
Mittleres Drehmoment, 48
Montagefehler, 100

N

Nenndrehmoment, 48, 222
Nenntemperaturbereich, 64, 237
Newtonsche Bewegungsgesetz, 240
Nichtlineare Schwingungen, 254
Nullabgleich, 141
Nullverschiebung, 141

O

Orbit, 155
Ordnungsanalyse, 162

P

Parametererregte Schwingungen, 255
Passfederverbindung, 25
Pendelmaschine, 77
Phasenverschiebung, 246
Platzprobleme, 95
Potenzialunterschied, 130
Prüfprotokoll, 185
Prüfung, 179
PTB, 183

Q

Querkraft, 58, 236

R

Radiales Scherprinzip, 23
Radiales Verspannen, 96
Reaktionsdrehmoment, 14
Reaktionsdrehmomentmessung, 77

Reaktionskraft, 16
Reaktionskraftmessung, Methode der, 14
Reaktionsmoment, 14
Reaktionsmomentaufnehmer, 16
Referenzempfänger, 217
Referenzimpuls, 36
Referenztemperatur, 65
Reißschluss, 98
Rekalibrierfrist, 179
Resonanz, 66
Resonanzüberhöhung, 78, 247
Restunwucht, 87
Rückführbare Bezugsgröße, 209
Rückführbarkeit, 182
Rückführbarkeitsnachweis, 177, 182
Runout, 148

S

Sampling rate, 151
Scherprinzip, 22
Schnittstellen, 132
Schraubeneinsteckrichtung, 97
Schwingungsgeschwindigkeitsaufnehmer, 149
Schwingungsdifferentialgleichung, 240
Selbsterregte Schwingungen, 255
Shuntkalibrierung, 180
Sicherheitsfaktor, 49
Signalübertragung, 21
Speisespannung, 137
Standzeit, 28
Statisch bestimmte Lagerung, 118
Statische Unwucht, 84

Statischer Versatz, 61, 111
Störfestigkeit, 127
Störstrahlung, 128
Stoßfaktor, 55
Symmetrisches Ausgangssignal, 37

T

Tarieren, 141
Teilbereich, 139
Tiefpassfilter, 150
Torsionsbeanspruchung, 21
Torsionseigenfrequenz, 71
Torsionskritische Drehzahlen, 75
Torsionsschwingungsmessung, 147
Trägerfrequenz-Messverstärker, 36, 130
Transfer, 209
Transfer der Messgröße, 183
Transferempfänger, 217

U

Überkritischer Bereich, 248
Überkritischer Betrieb, 74
Überprüfen von Drehmomentaufnehmern, 93
Überprüfung des Drehmoment-Flanschs, 94
Übertragung mit Schleifringen, 27
Übertragungsfunktion, 247
Überwachen von Drehmomentaufnehmern, 93
Überwachung des Drehmoment-Flanschs, 94
Umsetzungsverfahren, 131
Umwelteinflüsse, 62
Unterkritischer Bereich, 248

Unterkritischer Betrieb, 74
Unwucht, 84
Unwuchten, 101

V

Vergleichbarkeit, 62, 200
Vergrößerungsfunktion, 246
Verschraubter Flansch, 25
Versorgungsspannung, 137
Vierkant-Steckanschluss nach
DIN 3121, 25
Viskoser Dämpfer, 240
Vollkupplung, 106
Vorzugspassung, 97

W

Wasserfalldiagramm, 163
Werkskalibrierschein, 188
Werkskalibrierung, 184
Wiederholbarkeit, 62, 200
Wirbelstromsensor, 147
Wirkrichtung des Moments, 91
Wuchtebenen, 86

Z

Zentrierfehler, 61, 111
Zügige Kalibrierung, 220
Zulässige Schwingung, 176
Zwangsverformung, 112, 113
Zweipunktungleich, 142