

Schwingungen bei Maschinen mit Rotoren und Stahltragwerken

**Einige Aspekte
zu
Messung, Beurteilung, Schadensfrüherkennung
Berechnung und Beanspruchung**

1 Messung von Schwingungen

Mechanische Schwingungen bei Maschinen entstehen aus den inneren Betriebskräften und sind so vom jeweiligen Betriebszustand abhängig.

Maschinen mit Rotoren sind z. B.

- Turbinen, Verdichter, Industrieturbosätze,
- E-Motoren u. Generatoren.

Vielfach sind es periodische Anregungen im Drehzahltakt oder dem Vielfachen davon, z. B.

- Unwuchten, Ausrichtefehler
- Kräfte aus der inneren Interaktion, z. B. Laufrad/Leitrad.

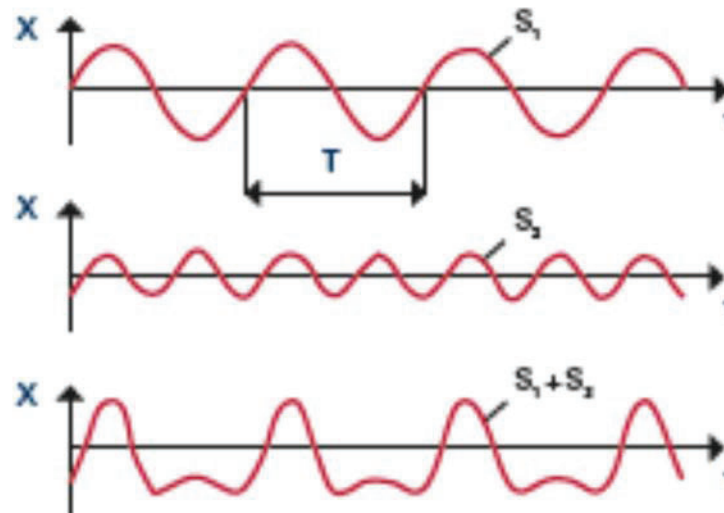
In Stahlbauten sind periodische Anregungen typisch, insbesondere in Tragwerken für die mechanische Verfahrenstechnik, z. B. durch

- Schwingsieben, Brecher, Antriebe.

Periodische Schwingungen

sind gekennzeichnet durch

- die mit der Zeit im „Sinus – Rhythmus“ schwankende Amplitude s
- die Schwingungsdauer T
- die Anzahl der Schwingungen pro Zeiteinheit, die Frequenz $f = 1/T$
- und die Kreisfrequenz $\omega = 2\pi f$.



Periodische Schwingungen und deren Überlagerung

(Quelle: PCB SYNOTECH)

Schwingungsgrößen

Schwingweg $s = x(t) = x_0 \sin \omega t$ in μm

Schwinggeschwindigkeit $v = dx(t)/dt = \omega x_0 \cos \omega t$ in mm /s

Schwingbeschleunigung $a = dv(t)/dt = -\omega^2 x_0 \sin \omega t$ in m/s^2

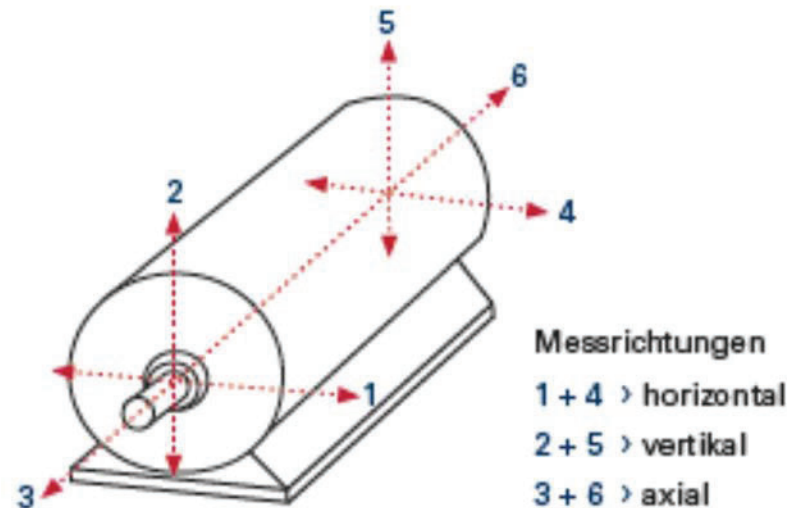
Schwingstärke, RMS- Wert $V_{\text{eff}} = V_{\text{rms}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T v^2(t) dt}$

RMS- Wert (periodische) $V_{\text{rms}} = \frac{V_0}{\sqrt{2}}$

- **Schwingweg**,
 - als absolute Schwingungen der Struktur, meist gemessen bis ca. 100 Hz, als Strukturverformungen unter periodischer Last = proportional der Beanspruchung
 - als relative Wellenschwingungen der Wellen in Gleitlagerschalen
- **Schwingstärke**, quadratischer Mittelwert der gemessenen Schwinggeschwindigkeit. gemessen bevorzugt im Bereich von 10 bis 1kHz,
 - zur Beurteilung der Laufruhe von Rotoren
 - zur Analyse der spektralen Anteile, FFT- Analysen
- **Schwingbeschleunigung**, als Messgröße der Beschleunigungssensoren
 - als Basis für Körperschallpegel (z. B. Wälzlagergeräusche)
 - als Basis für die Integration zu Geschwindigkeit und Weg der Schwingungen

Absolute Lagerschwingungen,

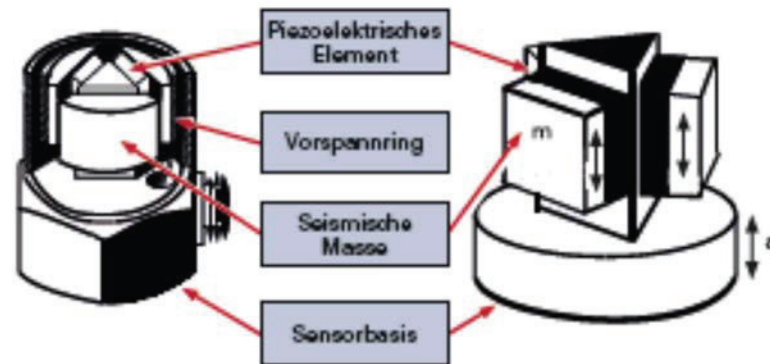
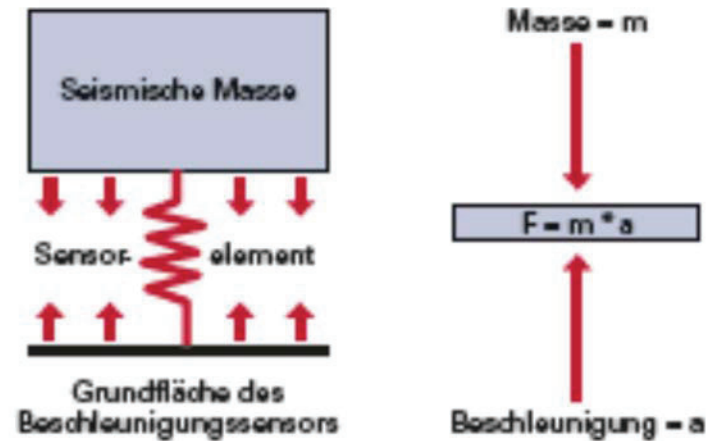
werden bevorzugt an den Lagerstellen der Maschinengehäuse gemessen.



Meßpunkte am Gehäuse, bevorzugt bei den Lagersitzen

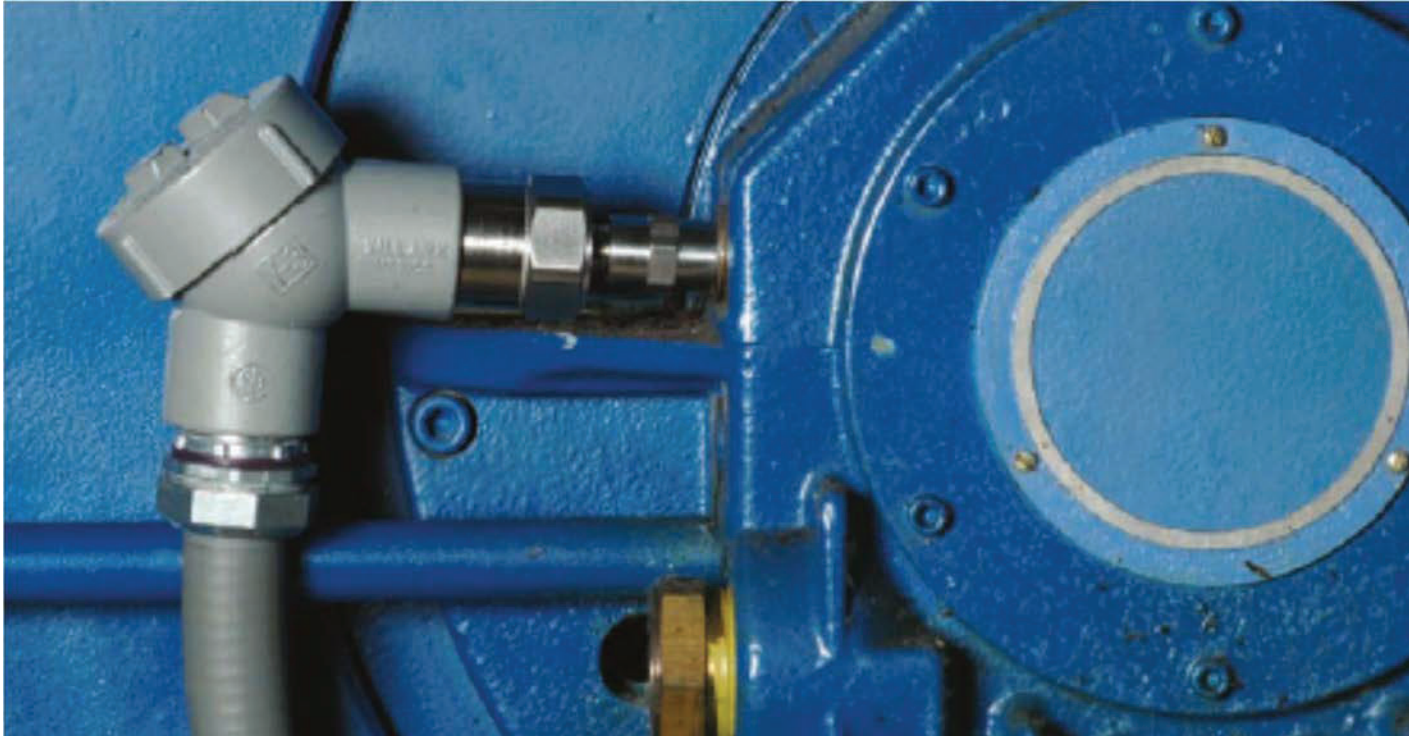
(Quelle: PCB SYNOTECH)

Als Sensoren zur Messung werden Beschleunigungsaufnehmer verwendet, die also Beschleunigungswerte liefern oder auch Schwinggeschwindigkeitsaufnehmer. Schwingwege ergeben sich je nach Sensor dann aus der einmaligen oder aus der zweifachen Integration.



Prinzip und Aufbau eines Beschleunigungsaufnehmers

(Quelle: PCB SYNoTech)



Montage eines fest installierten Beschleunigungssensor

(Quelle: PCB SYNoTech)

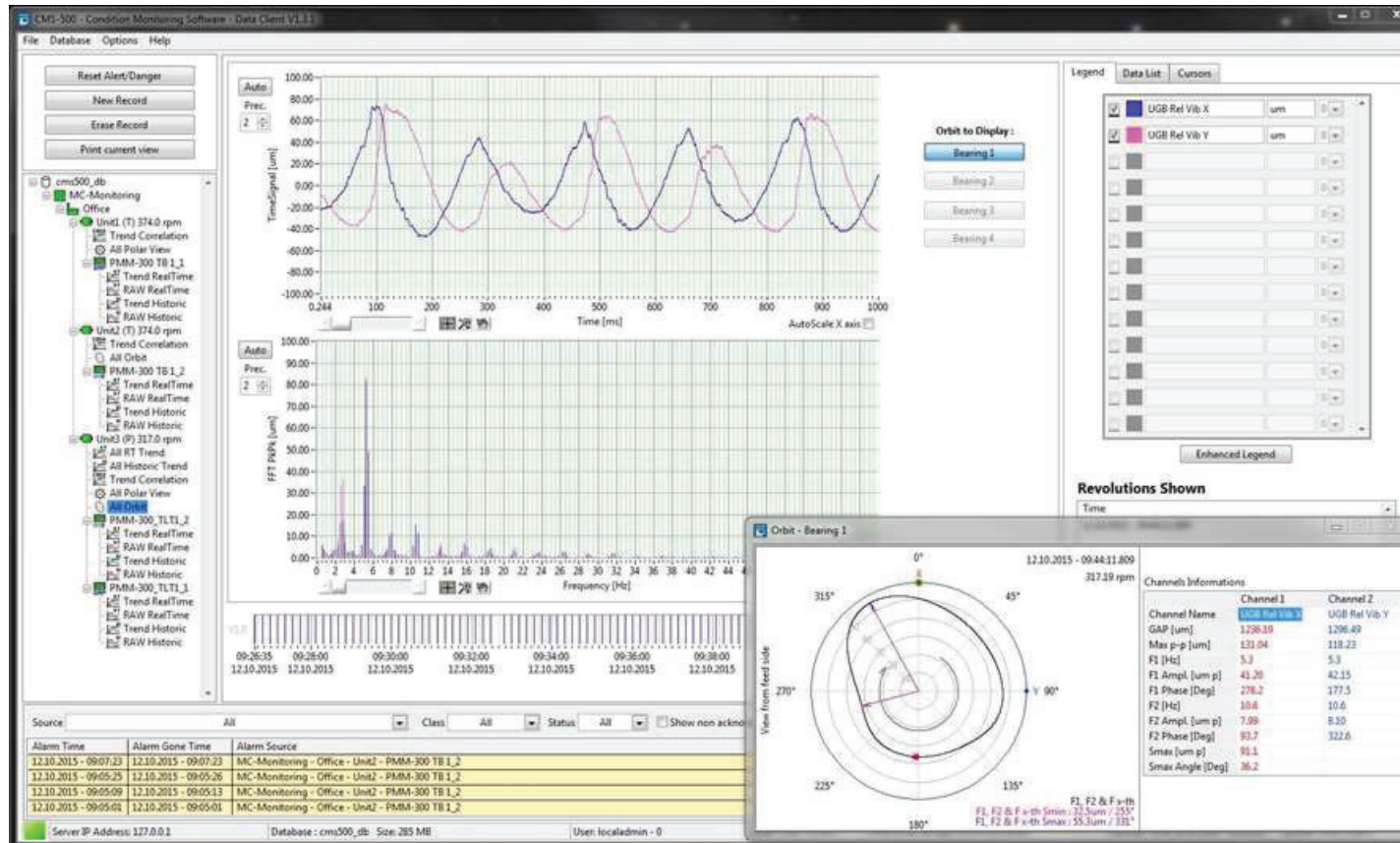
Relative Wellenschwingungen

sind bei Rotoren in Gleitlagern von Bedeutung. Gemessen wird die Bewegung der Wellenoberfläche relativ zur Innenseite der Schale des Gleitlagers, so z. B. bei Turbomaschinen, Generatoren und E-Motoren.



Sensor zur Messung relative Wellenschwingungen

(Quelle: Aviba sensoren & messtechnik)



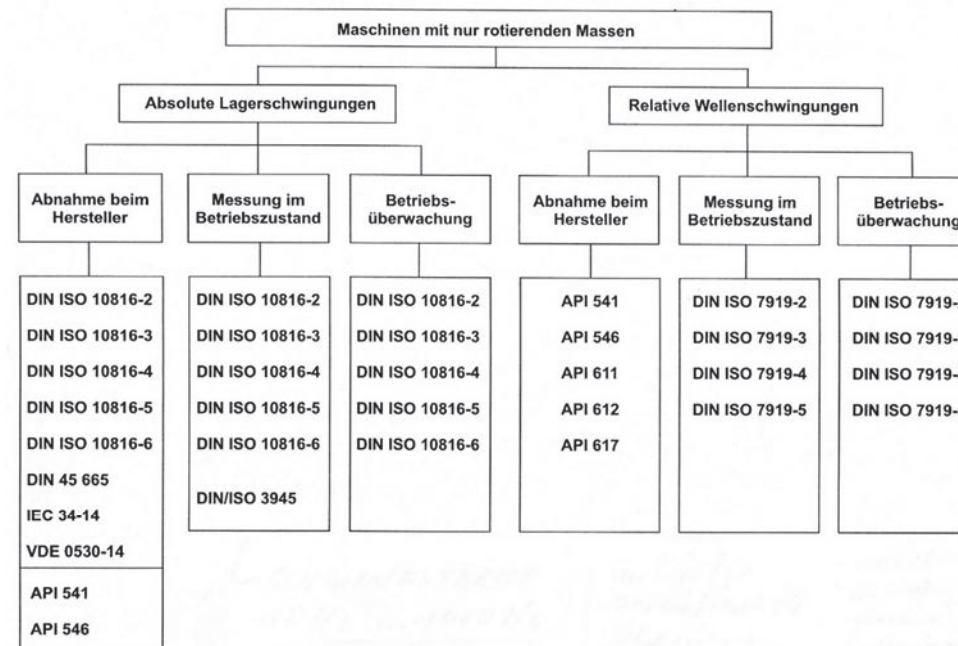
Relative Wellenschwingung
Zeitverlauf (oben), FFT- Analyse (unten), Ortskurve (rechts, unten)
 (Quelle: Aviba sensoren & messtechnik)

2 Messung und Beurteilung der Laufruhe

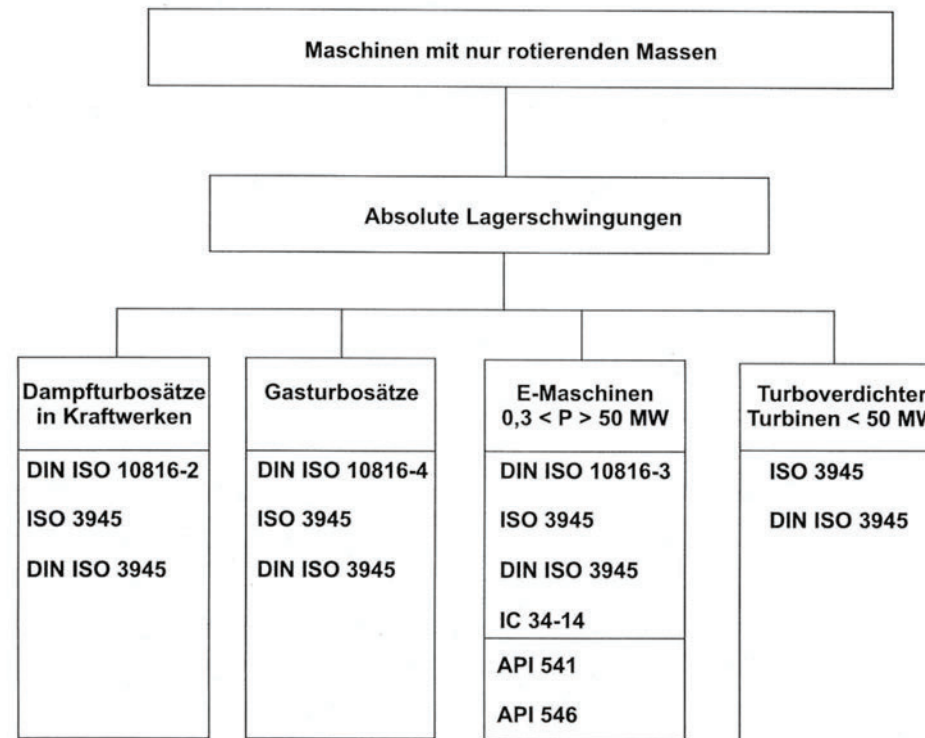
Die Messung und Beurteilung der Laufruhe von Maschinen hat insbesondere im Kraftwerksbereich bei Turbosätzen, Generatoren und E- Motoren eine lange Tradition, entsprechende auch die Zusammenfassung von Erfahrungswerten zu „guten“ und „schlechten“ Schwingungen in Richtlinien.

- **1939, T. C. Rathbone**, Konzept zur Beurteilung von Schwingungen anhand Vibration (ips peak = Spitzenwerte der Schwingwege) an den Lagerstellen in 8 Stufen von Very smooth 0,0049 ... Good 0,0392... Very Rough 0,628
- **1930....., nationale Konzepte**, ebenfalls basierend auf Schwingwegmessungen an den Lagerstellen
- **1960, VDI 2056**, Beurteilungsmaßstäbe für mechanische Schwingungen von Maschinen - für 6 Maschinengruppen mit den Beurteilungsstufen gut, brauchbar, noch zulässig und unzulässig zur Beurteilung der Schwingstärke v_{eff} in mm/s (10 bis 1000 Hz). **Die VDI 2056 wurde als „Mutter aller Normen“** später durch entsprechende DIN-, ISO- Normen und VDI- Richtlinien ersetzt.

Übersicht über Normen und Richtlinien



Absolute Lagerschwingungen



DIN ISO 10816

DIN ISO 10816

Mechanische Schwingungen -

**Bewertung der Schwingungen von Maschinen
durch Messungen an nicht-rotierenden Teilen**

Teil 1: Allgemeine Anleitungen

**Teil 2: Große stationäre Dampfturbinen-Generatorsätze mit
Leistungen über 50 MW**

**Teil 3: Industrielle Maschinen mit Nennleistungen über 15 kW
und Nenndrehzahlen zwischen 120 U/min und
15 000 U/min bei Messungen am Aufstellungsort**

**Teil 4: Maschinensätze mit Antrieb durch Gasturbinen mit
Ausnahme von Flug-Triebwerken**

Teil 5: Maschinensätze in Wasserkraft und Pumpenanlagen

Teil 6: Hubkolbenmaschinen mit Leistungen über 100 kW

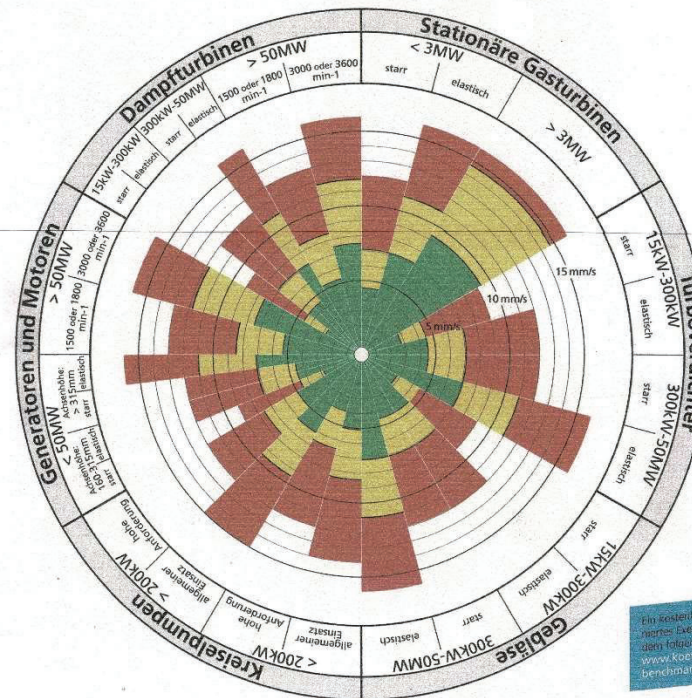
A Neu aufgestellte Maschine
 B Dauerbetrieb geeignet
 C Kurzzeitbetrieb zulässig
 D Nicht zulässig

				11,0 mm/s	Schwinggeschwindigkeit (RMS-Wert) (10 - 1000 Hz, $r < 600 \text{ min}^{-1}$) (2 - 1000 Hz, $r < 120 \text{ min}^{-1}$)
D				7,1 mm/s	
				4,5 mm/s	
C				3,5 mm/s	
				2,8 mm/s	
B				2,3 mm/s	
				1,4 mm/s	
A				0,71 mm/s	
starr	weich	starr	weich	Fundament	
mittelgroße Maschinen 15 kW < P < 300 kW		große Maschinen 300 kW < P < 50 MW		Maschinentyp	
Motoren: 160 mm < H < 315 mm		Motoren: 315 mm < H			
Gruppe 2		Gruppe 1		Gruppe	

Auszug aus der DIN ISO 10816-Teil3: Bewertung der Schwingungen von Maschinen durch Messungen an nicht rotierenden Teilen

Bewertungszonen und Werte der Schwingstärke DIN ISO 10816-3, Gruppe 1 u. 2

Richtwert zur Beurteilung von Maschinenschwingungen im Kraftwerksbereich



Empfohlene Schwinggeschwindigkeiten (RMS) für Messungen an nicht-rotierenden Teilen basierend auf der DIN ISO 10816.

- Für den Dauerbetrieb geeignet
- Maßnahmen einplanen
- Maßnahmen dringend erforderlich

Darstellung der Richtwerte im Kreis
(Quelle: KÖTTER CONSULTING ENGINEERS)

ROTATING MACHINERY HAVING RIGID ROTORS

Table 1-Vibration Severity Criteria
 Recommended for General Machinery Turning from 600 to 12000 RPM
 (Based on ISO IS 2372)

RMS Overall velocity Level Measured in 1000 Hz Bandwidth		Vibration Severity Criteria			
Mm/s	In/s	Class I	Class II	Class III	Class IV
0.28	0.01	Good	Good	Good	Good
0.45	0.02				
0.71	0.03	Satisfactory	Satisfactory	Satisfactory	Satisfactory
1.12	0.04				
1.8	0.07	Unsatisfactory	Unsatisfactory	Unsatisfactory	Unsatisfactory
2.8	0.11				
4.5	0.18	Unacceptable	Unacceptable	Unacceptable	Unacceptable
7.1	0.28				
11.2	0.44	Unacceptable	Unacceptable	Unacceptable	Unacceptable
18	0.71				
28	1.10	Unacceptable	Unacceptable	Unacceptable	Unacceptable
45	1.77				

Class I. Small-sized machines (powered from 0 to 15 KW)

Class II. Medium-sized machines (powered from 15 to 75 KW)

Class III. Large-sized machines (powered > 75 KW) mounted on "Rigid Support" structures and foundations

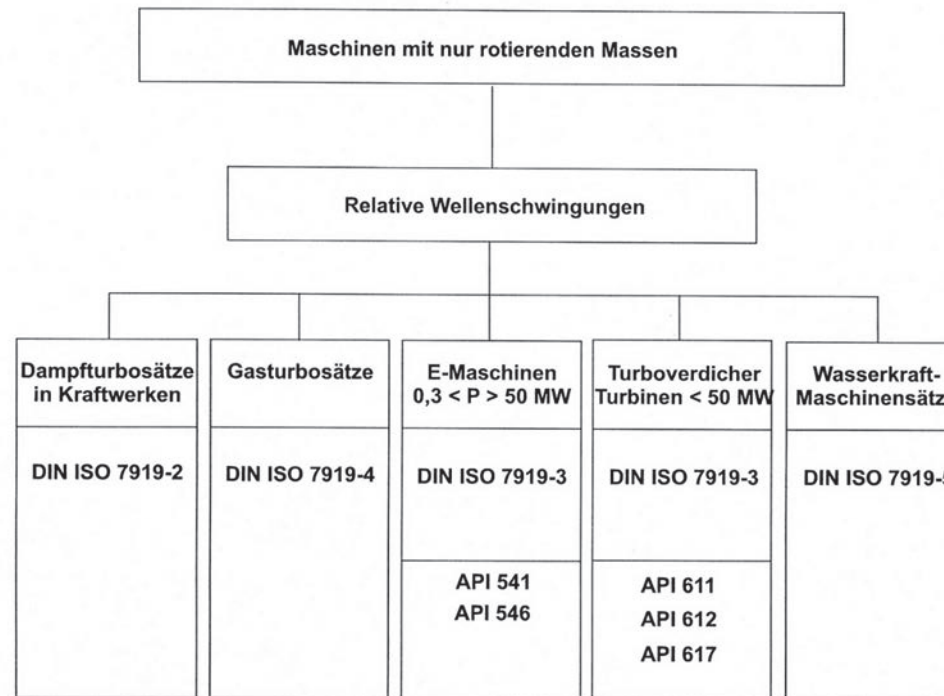
Class IV. Large-sized machines (powered >75 KW) mounted on "Flexible Support" structures

Note:

Support is determined as rigid support if the fundamental frequency of the machine installed on the support is higher than the machine main excitation frequency

Support is determined as flexible support if the fundamental frequency of the machine installed on the support is lower than the machine main excitation frequency

Relative Wellenschwingungen



DIN ISO 7919

Mechanische Schwingungen von Maschinen
mit Ausnahme von Kolbenmaschinen
Messung und Bewertung von Wellenschwingungen

- Teil 1: Allgemeine Anleitungen
- Teil 2: Große stationäre Dampfturbinen-
Generatorsätze
- Teil 3: Gekuppelte industrielle Maschinen
- Teil 4: Gasturbinen
- Teil 5: Maschinensätze in Wasserkraft-
und Pumpenanlagen

DIN ISO 7919-2

Große stationäre Dampfturbinen-Generatorsätze

Spitze-Spitze-Werte in Mikrometer

Bewertungs- zonen	Wellendrehzahl in min ⁻¹			
	1500	1800	3000	3600
	maximaler relativer Schwingweg der Welle			
A	100	90	80	75
B	200	185	165	150
C	320	290	260	240
D				

Empfohlene Werte für den maximalen relativen Schwingweg der Welle an den Zonengrenzen bei großen Dampfturbinen-Generatorsätzen

VDI- Handbuch Schwingungstechnik

Es hat in Deutschland eine lange Tradition, dass der VDI regelmäßig Richtlinien zu den verschiedensten Themen der Technik erarbeitet, so auch zum Thema Schwingungstechnik. Diese Richtlinien ergänzen oder erweitern häufig die in den nationalen und internationalen Normen behandelten Fragen.

1987-05 VDI 2057 Blatt 4.3	Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen - Messung und Beurteilung für Wasserfahrzeuge
1981-11 VDI 2059 Blatt 1	Wellenschwingungen von Turbosätzen; Grundlagen für die Messung und Beurteilung
1990-06 VDI 2059 Blatt 2	Wellenschwingungen von Dampfturbosätzen für Kraftwerke - Messung und Beurteilung
1985-10 VDI 2059 Blatt 3	Wellenschwingungen von Industrieturbosätzen; Messung und Beurteilung
1981-11 VDI 2059 Blatt 4	Wellenschwingungen von Gasturbosätzen; Messung und Beurteilung
1982-10 VDI 2059 Blatt 5	Wellenschwingungen von Wasserkraftmaschinensätzen; Messung und Beurteilung

Beispiele aus dem VDI- Handbuch zur Messtechnik

2010-06 VDI 3839 Blatt 4	0 Hinweise zur Messung und Interpretation der Schwingungen von Maschinen - Typische Schwingungsbilder bei Ventilatoren und Gebläsen für Gase
2011-01 VDI 3839 Blatt 4 Be- richtigung	Hinweise zur Messung und Interpretation der Schwingungen von Maschinen - Typische Schwingungsbilder bei Ventilatoren und Gebläsen für Gase, Berichtigung zur Richtlinie VDI 3839 Blatt 4:2010-06
2001-09 VDI 3839 Blatt 5	0 Hinweise zur Messung und Interpretation der Schwingungen von Maschinen - Typische Schwingungsbilder bei elektrischen Maschinen
2007-10 VDI 3839 Blatt 6	0 Hinweise zur Messung und Interpretation der Schwingungen von Maschinen - Typische Schwingungsbilder bei Maschinensätzen in hydraulischen Kraftwerken
2012-05 VDI 3839 Blatt 7	0 Hinweise zur Messung und Interpretation der Schwingungen von Maschinen - Typische Schwingungsbilder bei Pumpen
2004-06 VDI 3839 Blatt 8	0 Hinweise zur Messung und Interpretation der Schwingungen von Maschinen - Typische Schwingungsbilder bei Kolbenmaschinen

Beispiel aus dem VDI- Handbuch zur Interpretation von
Maschinenschwingungen

3 Zustandsüberwachung und Diagnostik

Normen und Richtlinien

Die Anlagen- und Prozessüberwachung haben in der Industrie allgemein /1/ und insbesondere auch im Kraftwerksbereich und Bergbau eine lange Tradition, ebenso die Diagnostik von Maschinenschwingungen zur Erkennung und Vermeidung von Schäden.

1995, VDI 3841 Schwingungsüberwachung von Maschinen mit rotierenden Massen, erstmals veröffentlicht

2002, DIN ISO 13373-1 Zustandsüberwachung und -diagnostik von Maschinen, Teil 1 Allgemeine Anleitungen, erstmals veröffentlicht

Dem Bedarf folgend ist aus der DIN ISO 13373 eine ganze Reihe weiterer Teile entstanden, siehe nachstehende Auflistung.

/1/ VDI-Bericht 243: Methoden der Schadensuntersuchung. VDI- Verlag 1975

DIN ISO 13373-1:2002-07

Zustandsüberwachung und -diagnostik von Maschinen - Schwingungs-Zustandsüberwachung - Teil 1:
Allgemeine Anleitungen (ISO 13373-1:2002)

DIN ISO 13373-2:2016-11

Zustandsüberwachung und -diagnostik von Maschinen - Schwingungs-Zustandsüberwachung - Teil 2:
Verarbeitung, Analyse und Darstellung von Schwingungsmesswerten (ISO 13373-2:2016)

DIN ISO 13373-3:2015-12

Zustandsüberwachung und -diagnostik von Maschinen - Schwingungs-Zustandsüberwachung - Teil 3:
Anleitungen zur Schwingungsdiagnose (ISO 13373-3:2015)

DIN ISO 13373-4:2020-06 - Entwurf

Zustandsüberwachung und -diagnostik von Maschinen - Schwingungs-Zustandsüberwachung - Teil 4:
Verfahren zur Diagnostik an Gas- und Dampfturbinen mit Gleitlagern (ISO/DIS 13373-4:2020); Text
Deutsch und Englisch

DIN ISO 13373-5:2021-02

Zustandsüberwachung und -diagnostik von Maschinen - Schwingungs-Zustandsüberwachung - Teil 5:
Verfahren zur Diagnostik an Ventilatoren und Gebläsen (ISO 13373-5:2020)

DIN ISO 13373-9:2018-03

Zustandsüberwachung und -diagnostik von Maschinen - Schwingungs-Zustandsüberwachung - Teil 9:
Verfahren zur Diagnostik an Elektromotoren (ISO 13373-9:2017)

Folgeteile zur Zustandsüberwachung der DIN ISO 13373

Entwicklung

Mit der rasanten Entwicklung der Digitalisierung der Mess- und Analysetechnik und der zunehmenden Unterstützung durch entsprechende Software ab etwa der siebziger Jahre gewann die formalisierte Schadensfrüherkennung und –diagnostik sehr an Bedeutung in allen Bereichen, so auch im Bergbau.

- **1974:** Auf Wunsch des LOBA NRW /2/ hat der Vortragende ein System zur Messung der Schwingungen von über 200 Ventilatoren mit bis zu 3 MW zur Bewetterung der Grubengebäude aufgebaut und betreut, dies mit dem Ziel der Schadensfrüherkennung und der Beurteilung der Laufruhe und der Betriebssicherheit /3/.
- **1988:** Vertiefung der Entwicklung der betrieblich einsetzbaren, formalisierten Schadensfrüherkennung durch Schwingungs- und Schallanalysen /4,5/.

/2/ Maßnahmen zur Vermeidung von Schäden an Lüfteranlagen (Hauptlüfter) NRW LOBA-Rundverfügung 18.31.1.13 vom 22.03.1974

/3/ Reiser, P.: Schadensfrüherkennung bei Maschinen durch Schwingungs- und Schallanalysen. bergbau 11/88

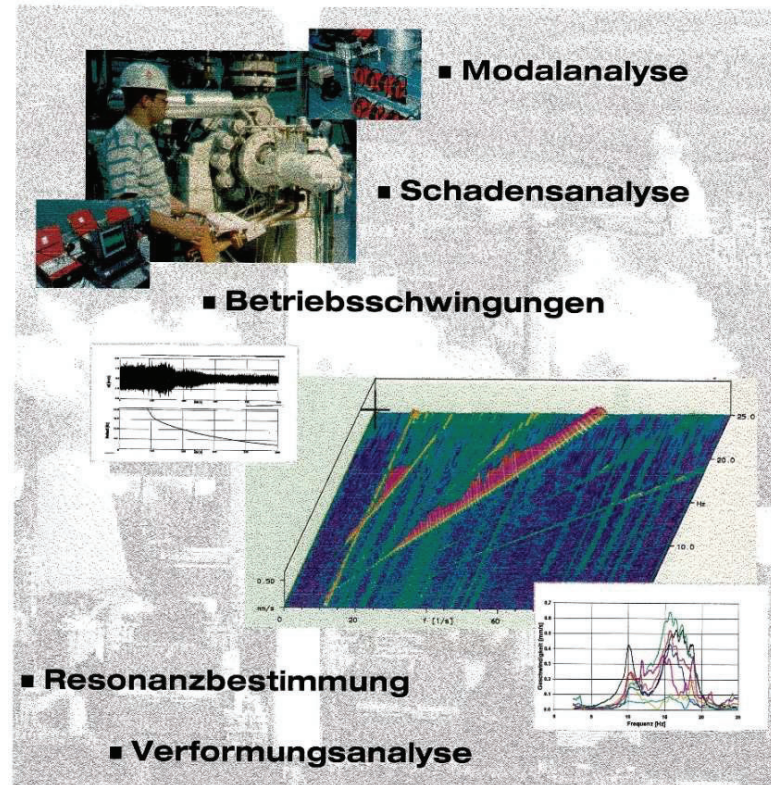
/4/ Reiser, P.: BMFT- Forschungsvorhaben Computergestützte Betriebsroutine zur Schadensfrüherkennung mittels Schwingungsanalyse. BMFT-Statusseminar Zukunftstechnik Bergbau1988 und VBFEh Bericht ABF 55 1992

/5/ Reiser, P.: Schadensfrüherkennung bei Maschinen durch Schwingungs- und Schallanalysen. bergbau 11/88

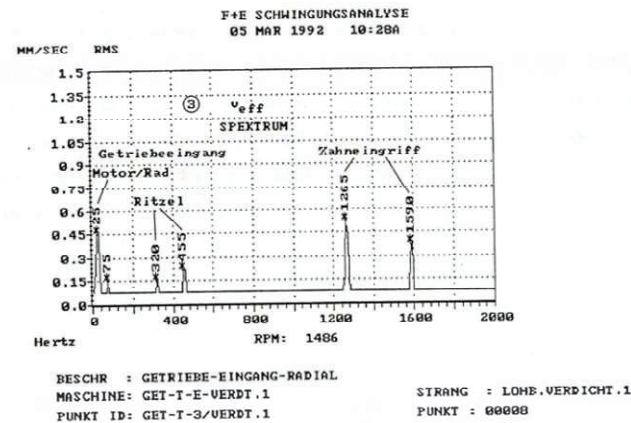
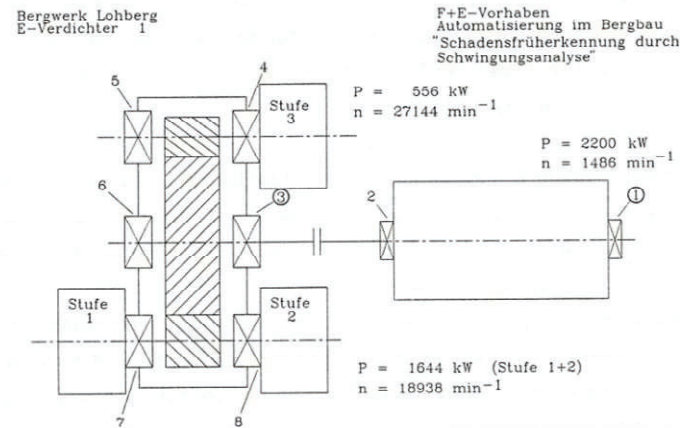


Datensammler VST- 55 mit Ex- Schutz im Bergbau /4/

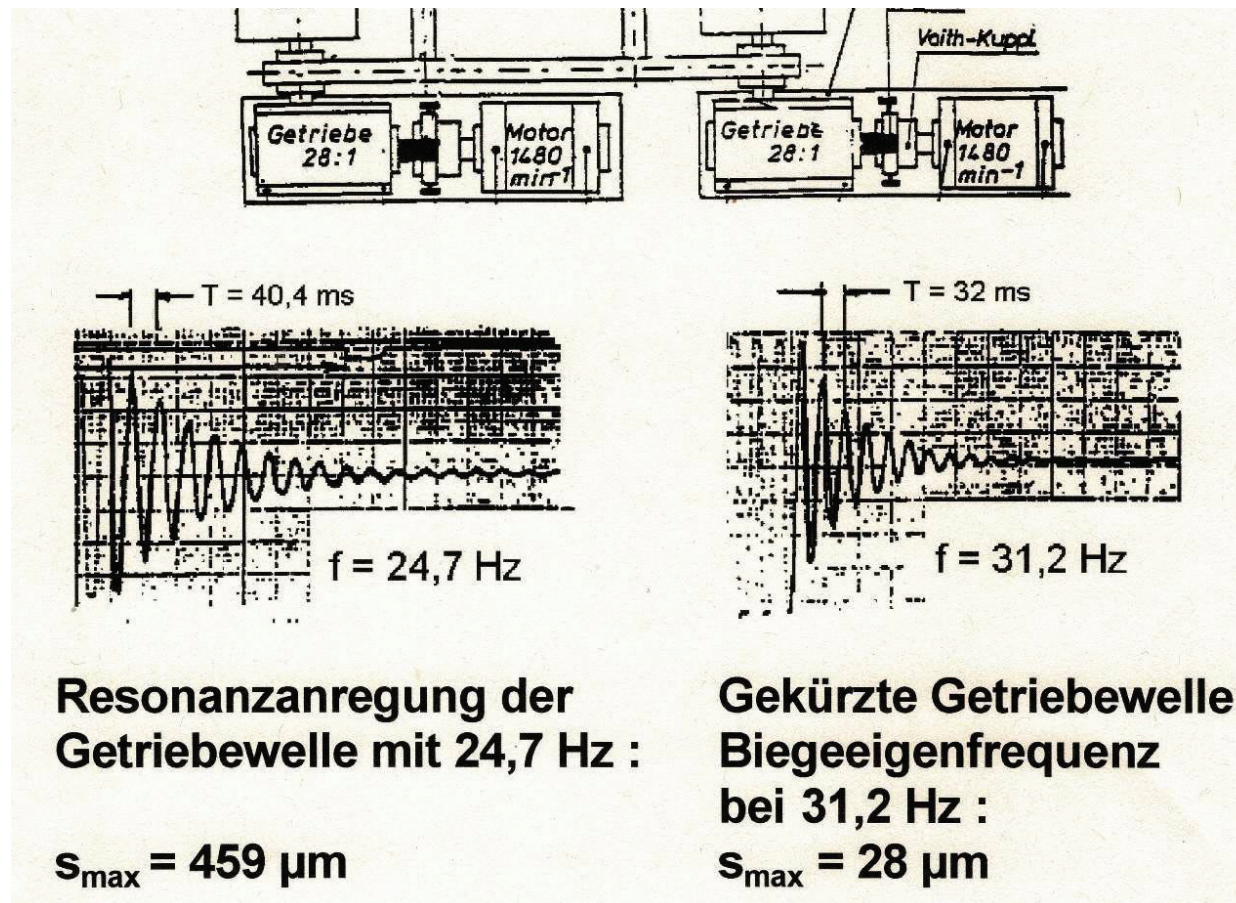
Beispiele zur Diagnostik und Schadensanalyse



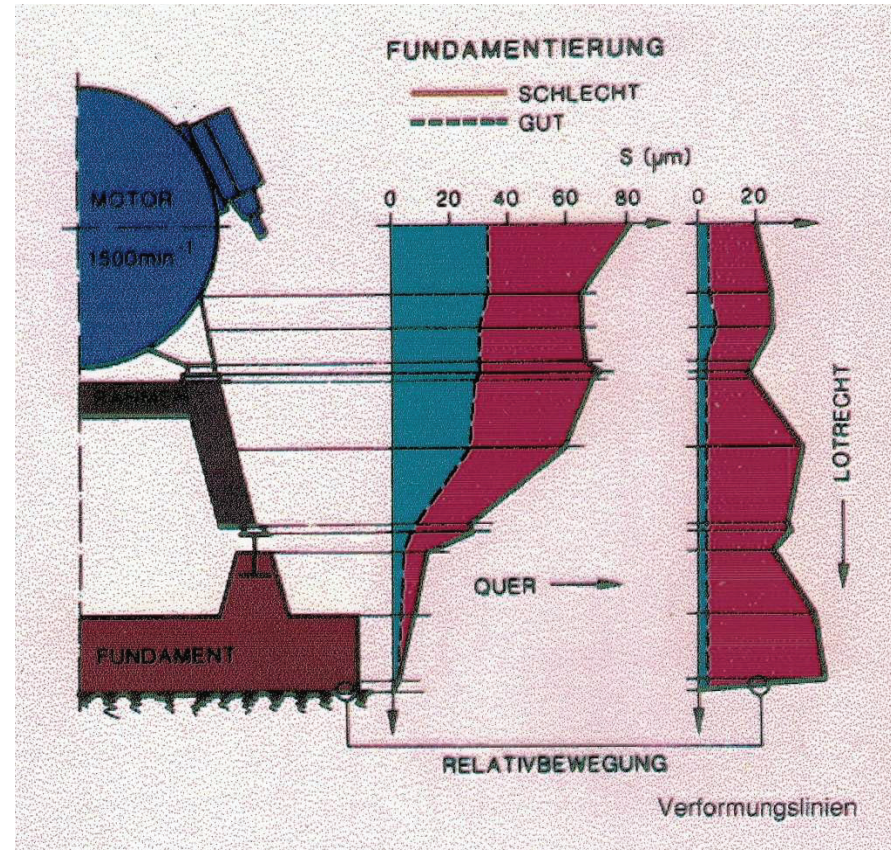
Typische Möglichkeiten der Analyse



An einem Turboverdichter gemessenes Schwinggeschwindigkeitsspektrum

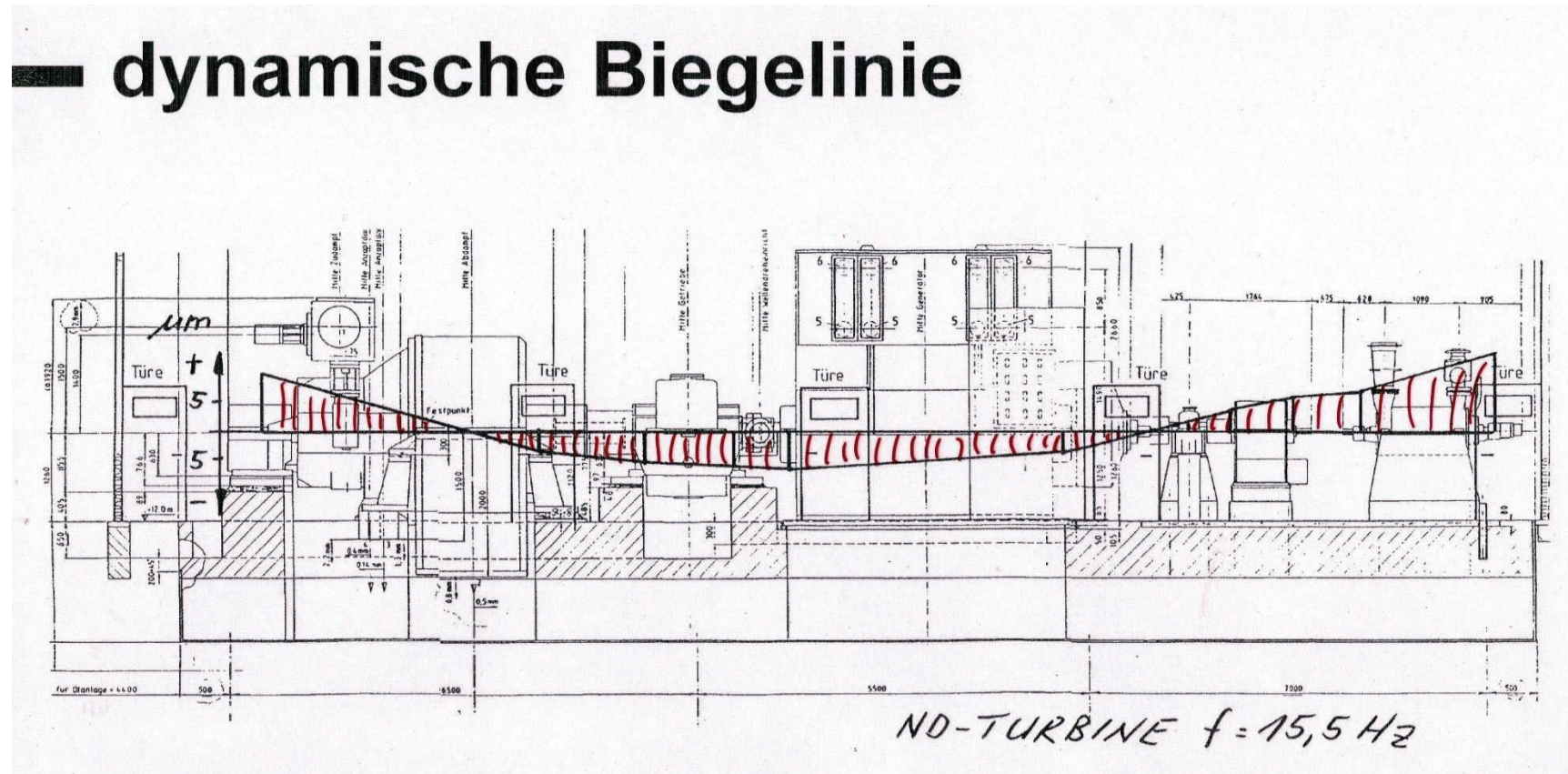


Beseitigung einer Resonanz am der Getriebeeingangswelle eines Bandantrieb



Schwingwege der Verformungslinie unter Last (Motorrestunwucht)
Beseitigung des Spiels zwischen Fundament und Sohlplatte

— dynamische Biegelinie



Schwingwege der Verformungslinie unter Last eines Industrieturbosatzes bei Nenndrehzahl

- **2000 bis heute**, eine zusammenfassende Darstellung der physikalischen Grundlagen der Schadensfrüherkennung und der vorbeugenden Instandhaltung mittels der Schwingungsmesstechnik sind z. B. in /6,7,8/ gegeben. Schlagworten zum Stöbern im Netz sind Condition Monitoring und Predictive Maintenance, nachstehendes ein Beispiel zu einem umfassenden System.

Condition Monitoring Systeme (CMS) der DMT GROUP /9/

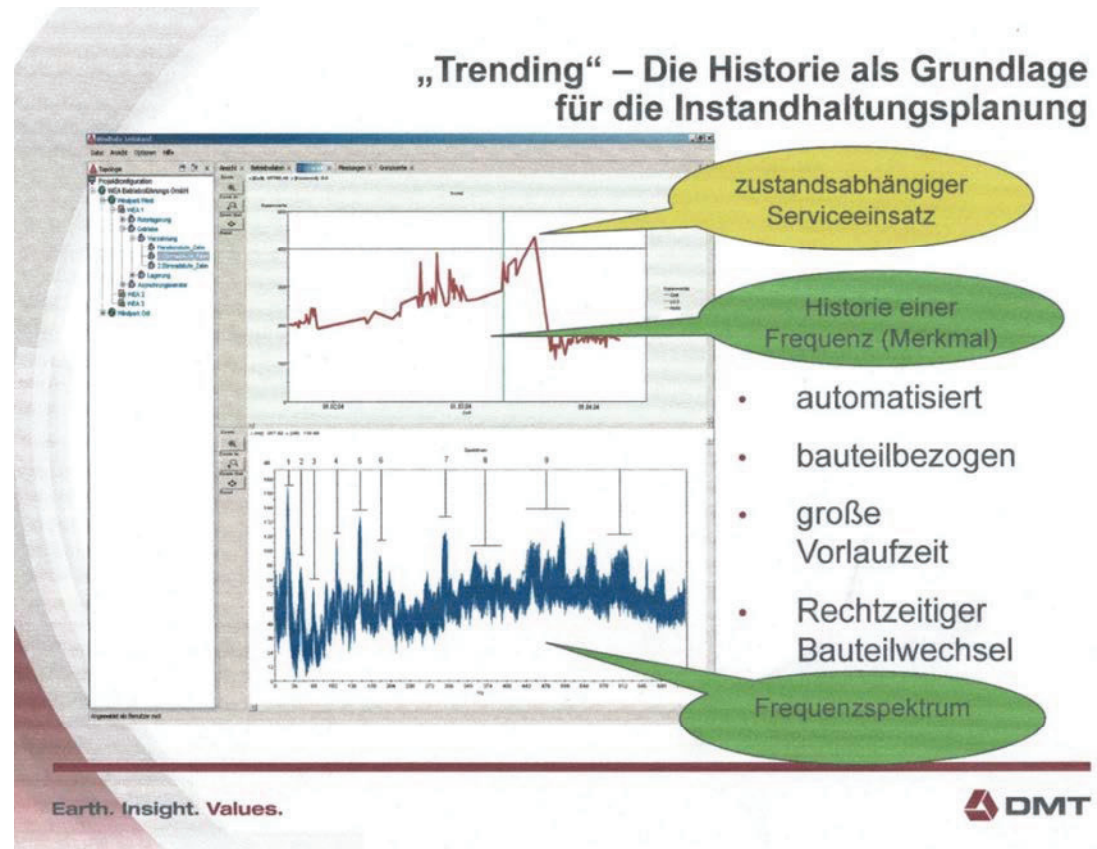
- **Mine Safe**, System für den Bergbau
- **PlantSafe**, System für Kraftwerke, Petrochemie und Metallerzeugung
- **WindSafe**, System für Windkraftanlagen
- **KS22**, Turmschwingungssensor für Windkraftanlagen
- **Vib3D**, IOT-Sensor zur Echtzeitüberwachung

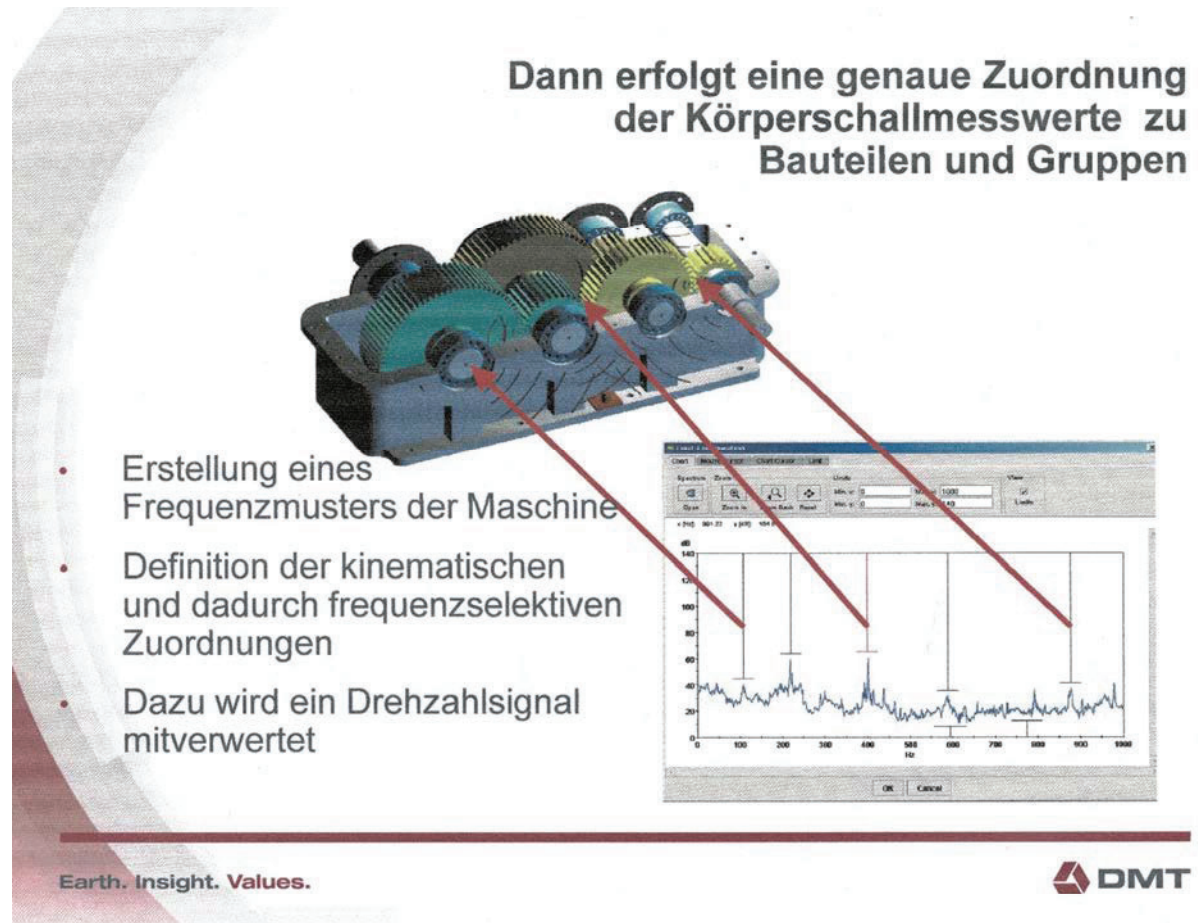
/6/ Kolerus, J. , Becker, E.:Condition Monitoring und Instandhaltungsmanagement. Expert- Verlag 2021

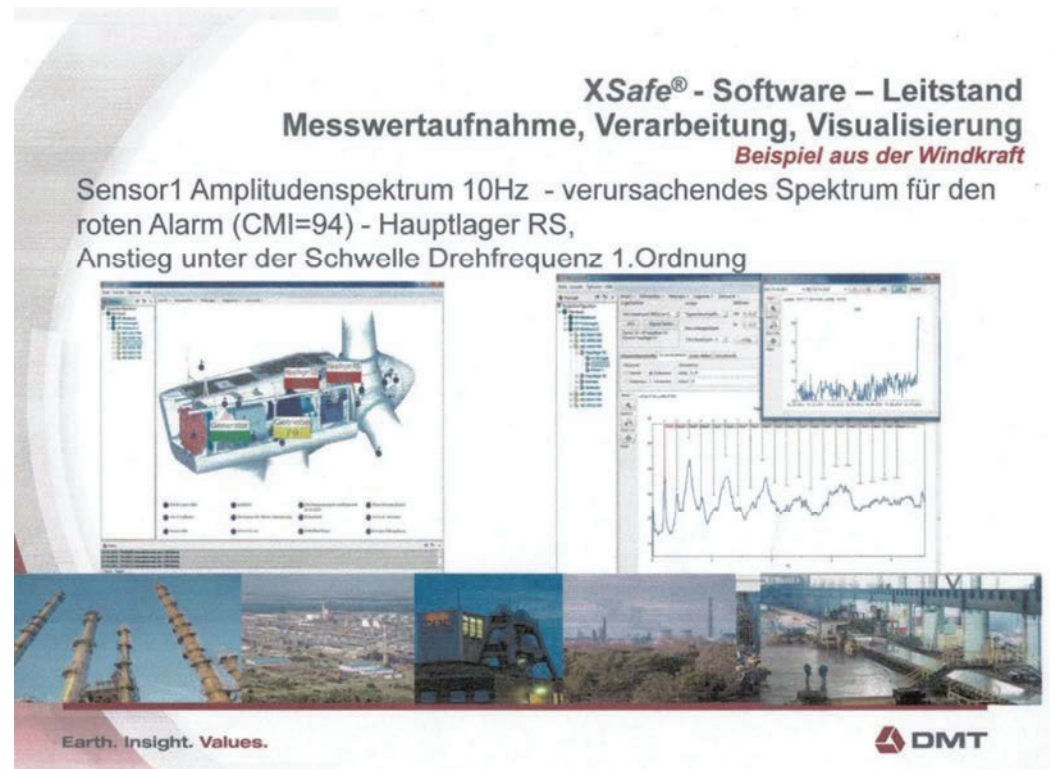
/7/ Klein, U.: Schwingungsdiagnostische Beurteilung von Maschinen und Anlagen. Verlag Stahleisen GmbH 1998

/8/ Geropp, B.: Schwingungsdiagnose an Wälzlagern mit Hilfe der Hüllkurvenanalyse Verlag Augustinus Buchhandlung 1995

/9/ Kaci, V: Online Detektion von Maschinenschäden an rotierenden Maschinen, Einsatzmöglichkeiten, Systeme, Erfahrungen.
DMT GmbH & Co. KG







4 Berechnung der Statik und Dynamik im Stahlbau

Statik

Der Beginn statischer Überlegungen und erster Ansätze zu Berechnungen reicht sehr weit zurück, man denke z. B. nur an die Hebelgesetze von Archimedes.

Einen umfassenden Überblick über die Entwicklung der Statik, die eng mit der Entwicklung der Mechanik und Mathematik verbunden ist, geben die beiden nachstehend genannten sehr nennenswerte Bücher.

- **Kurrer, K.- E.: Geschichte der Baustatik**, Verlag Ernst& Sohn, 2017
- **Szabò, I.: Geschichte der mechanischen Prinzipien**, Verlag Birkhäuser, 1987

Nachweise, die von der Statik erbracht werden sind

- **Tragsicherheitsnachweis**, Festigkeit der Querschnitte der Strukturen
- **Gebrauchstauglichkeit**, primär die Einhaltung von zulässigen Verformungen
- **Stabilität**, Knicken, Platten- und Schalenbeulen

Verein für Technische Sicherheit und Umweltschutz e. V.

Berechnung und Konstruktion von Stahlbaustrukturen unter statischen Lasten erfolgt anstelle der DIN 18800 seit Jahren nach dem

- **Eurocode 3** Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten.

Die am häufigsten in der Ingenieurpraxis genutzten Teile sind

- **DIN EN 1993-1-1** Allg. Bemessungsregeln und Regeln für den Hochbau
- **DIN EN 199301-8** Bemessung von Anschlüssen

Der heutige Stand der Berechnungsverfahren und deren Anwendungen findet sich z. B in den Büchern des Verlages Ernst & Sohn.

- **Kindmann, R., Krüger, U.: Stahlbau, Teil 1: Grundlagen**
- **Kindmann, R., Stracke, M.: Verbindungen im Stahl- und Verbundbau**
- **Kindmann, R., Kraus, M.: Finite- Elemente- Methoden im Stahlbau**

Sehr umfassende Darstellungen der Statik und Stabilität im Stahlbau geben die im Springer/ Vieweg- Verlag erschienenen Bücher von Christian Petersen

- **Stahlbau, Grundlagen der Berechnung und baulichen Ausbildung von Stahlbauten**
- **Statik und Stabilität der Baukonstruktionen**

Dynamik,

für Stahlbaustrukturen, insbesondere für Maschinenfundamente mit dynamischen Lasten sind von Bedeutung

- **DIN 4024, Teil1 +2** Maschinenfundamente, Elastische und steife Stützkonstruktionen für Maschinen mit rotierenden Massen
- **VDI 3840** Schwingungstechnische Berechnungen für Maschinensätze, gilt primär für Wellenstränge

Einmassenschwinger

m = Masse, c = Steifigkeit, d = Dämpfung

DGL $m\ddot{x} + d\dot{x} + cx = F(t)$

z. B. Unwucht $F(t) = m_R e \Omega^2 \sin \Omega t$
 m_R = Rotormasse e = Exzentrizität
 Ω = Drehfrequenz des Rotors

Eigenfrequenz ω : aus DGL des ungedämpften Schwingers ohne F(t)

$$m\ddot{x} + cx = 0$$

mit $x = x_0 \sin \omega t$ und $\ddot{x} = -\omega^2 x_0 \sin \omega t$

$$\begin{aligned} (-m \omega^2 + c) &= 0 \\ m \omega^2 &= c \end{aligned}$$

$$\omega_E = \sqrt{c/m}$$

$$f_E = \frac{1}{2\pi} \sqrt{c/m} \quad \text{Eigenfrequenz des Einmassenschwingers}$$

Mehrmassenschwinger oder Mehrkörpersysteme MKS

M = Massenmatrix

D = Dämpfungsmatrix

C = Steifigkeitmatrix (Statik)

DGL

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{D}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\mathbf{x} = \mathbf{F} = \mathbf{f}e^{i\omega t}$$

mit periodischer Anregung

$$(-\omega^2\mathbf{M} + i\omega\mathbf{D} + \mathbf{C})\mathbf{x} = \mathbf{F}$$

Eigenfrequenzen

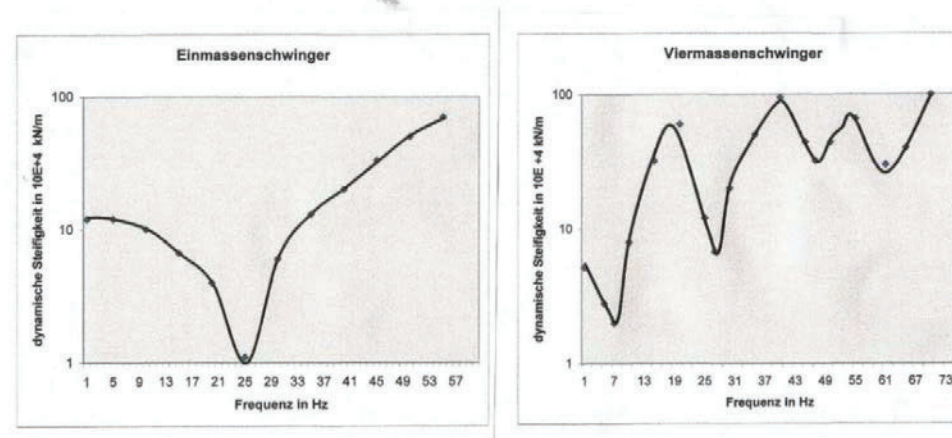
$$\det(\mathbf{C} - \omega^2\mathbf{M}) = 0$$

dynamische Steifigkeit

$$\mathbf{K} = \mathbf{F}/\mathbf{x} = (\mathbf{C} - \omega^2\mathbf{M} + i\omega\mathbf{D})$$

statische Steifigkeit $\omega = 0$

$$\mathbf{K} = \mathbf{F}/\mathbf{x} = \mathbf{C}$$

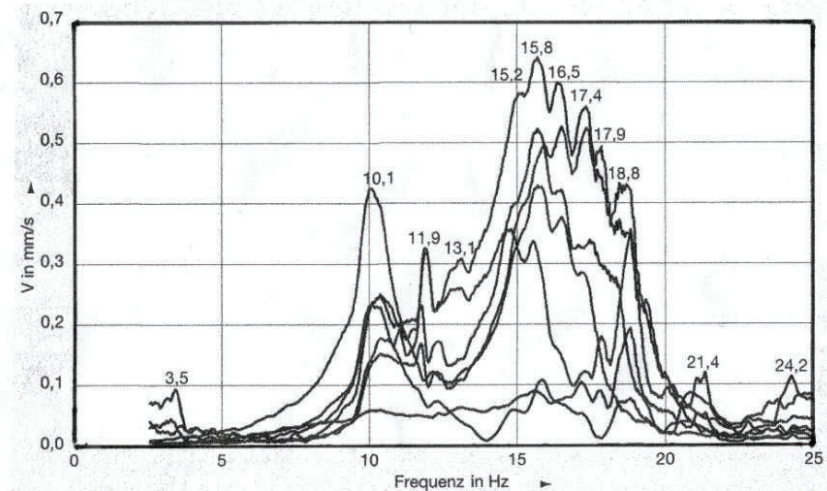


Verlauf der dynamischen Steifigkeit für bedämpfte Systeme

- **Einmassenschwinger (links)** mit dem **Einbruch** der dynamischen Steifigkeit bei der **Eigenfrequenz** von 25 Hz, linkes Bild.
- **Viermassenschwinger, (rechts)** mit entsprechenden **Einbrüchen** bei den vier **Eigenfrequenzen** 7, 27, 48 und 61 Hz.
- **Resonanzanregung**, erfolgt die Anregung der Struktur bei einer Eigenfrequenz des Systems, so treten wegen des Einbruches der Steifigkeit große Strukturbewegungen der Massen auf und man spricht von Resonanz.

- **Eigenformen**, gehören zu den Eigenfrequenzen und beschreiben die zu Eigenfrequenz gehörende typische Verformung, siehe links im Bild.
- **Vergrößerungsfunktionen $V(f)$** , sie im Wesentlichen die Kehrwerte der dynamischen Steifigkeiten über der Frequenz, siehe rechts im Bild aufgetragen die vertikalen Amplituden an 6 Messpunkten auf der Tischplatte.

Eigenfrequenzen in Hz		zugehörige Eigenformen	
aus Frequenzspektren			
in Betrieb	im Stillstand		
8,75		8,73	
12,5	12,7	12,13	
19,0		19,18	
56,0		59,36	
100,0		96,64	



Gemessene Eigenfrequenzen und zugehörige Eigenformen
 links, Tischfundament auf 6 Stützen (Turb. 25 Hz, Gen. 50 Hz)
 rechts, $V(f)$ Tischfundament mit 8 Stützen (Turb. 80 Hz, Gen. 25 Hz)
 (Quellen: links Messungen Waller, rechts eigene Messungen)

Software für Fundamentberechnungen

Die Verwendung moderne Rechenprogramme auf der Basis von FEM-Modellen – Stäbe-, Platten-, Schalen-, Volumenelemente – sind für Berechnungen der Statik und der Dynamik unerlässlich. Nachstehend eine Auswahl von Programmen.

Statik- Programme

- **FRILO Statik** FRILO Software GmbH Stuttgart, Deutschland
- **SOFiSTiK** SOFiSTiK AG, München, Deutschland
- **LTBeam, EBPlate** cticm, St. Rémy les Chevreuse, Frankreich

Statik- u. Dynamik- Programme

- **ABAQUS** ABACUS, Inc., Providence, Rhode Island, USA
- **ANSYS** ANSYS, Inc., Canonsburg, Pennsylvanian, USA
- **RSTAB** Ing.- Software Dlubal GmbH, Tiefenbach, Deutschland
- **RFEM** Ing.- Software Dlubal GmbH, Tiefenbach, Deutschland

5 Stahlfundamente

Aufgaben

Stahlfundamente haben als Unterbau von Maschinen mit Rotoren, z. B. Verdichter, Turbinen, Generatoren, E- Maschinen und Industrieturbosätze als Mehrwellenanlagen mehrere Aufgaben:

- Die Aufnahme der statische und dynamische Betriebskräfte und Lasten infolge
 - Maschinengewichte
 - Antriebsmomente, Betrieb und Kurzschluss
 - Unwuchtkräfte der Rotoren, Betrieb und Störfall
 - Vakuumzug, Rohrleitungskräfte
- Einleitung der Betriebskräfte und Lasten in den Untergrund
- geringstmögliche Verformung der Lagerstellen mit Blick auf das „Fluchten der Wellen“
- Vermeidung von Resonanzen bei den Betriebsdrehzahlen und bei Störfall
- Gewährleistung eines ruhigen und schwingungsarmen Betriebes – „gute Laufruhe“

Aus diesen Aufgaben ergeben sich z. B. folgende Anforderungen:

- **Statische Steifigkeiten**
 - Durchbiegung bei Heben u. Transport $< 0,2\text{mm/m}$ bis 160t, darüber $< 0,4\text{mm/m}$
 - relative vertikale Absenkung der Lager unter Maschinenlast $< 0,05$ bis $0,1\text{ mm}$
- **Dynamische Steifigkeiten,**
 - im Bereich der Lageböcke um $0,5$ bis $5 \times 10^6\text{ kN/m}$
- **Mechanische Tragsicherheit**
 - Stabilität für Wuchtgütern der Rotoren von $Q = 6,3$ (Betrieb) u. $Q = 40$ (Störfall)
- **Laufruhe im Betrieb**
 - zulässige Schwinggeschwindigkeiten an den Lagergehäusen $\leq 2,8\text{ mm/s}$ bei Wuchtgütern der Rotoren von $Q = 2,5$

Entwicklung der Berechnung

Ansätze zur Berechnung des dynamischen Verhaltens der Fundamente reichen weit zurück, hierzu einige ausgewählte Namen u. Wegmarken zu Rechen- u. Messverfahren

- **1920 - 1950**, Methoden zur Berechnung und Messung, Veröffentlichungen von J. Geiger, Dietz MAN, F. Marquerre, BBC/Großkraftwerk Mannheim, E. Ehlers, N. O. Myklestad, A. Major, W. Prager, R. Köhler, WBK Bochum
1936, E. Rausch: Veröffentlichung der 1. Auflage Maschinenfundamente und andere dynamisch beanspruchte Baukonstruktionen, VDI-Verlag 1936, die dritte Auflage erscheint 1959
- **1950 - 1970**, Messungen in Kraftwerken, Veröffentlichungen u. a von R. Köhler, WBK Bochum, Verbesserungen der Berechnung u. a. von H. Dietz, J. Geiger, A. Nesitka
- **1955**, schreiben H. Dietz, G. Ehlers, und F. Marquerre unter Leitung von E. Rausch die 1. Fassung der DIN 4024 als Zusammenfassung der Kenntnisse über Methoden zur Berechnung und Konstruktion von Fundamenten aus Stahlbeton und Stahl.
- **1964**, erscheint das von Blume verfasste Merkblatt 146, Stahlfundamente für Turbomaschinen, der Stahlberatungsstelle

Verein für Technische Sicherheit und Umweltschutz e. V.

- **1970** E. Krämer übernimmt den Lehrstuhl für Maschinendynamik an der TH Darmstadt und treibt die systematische Entwicklung rechnerischer der Behandlung von **Rotor- und Fundamentdynamik** als Teile der Maschinendynamik voran, hierfür stehen auch Namen wie R. Nordmann, H. D. Klement. Es entsteht zunächst in FORTRAN IV das Programm **MADYN** (Anmerkung).
- **1983** wurde eine industrielle Version von MADYN vorgestellt, die Klement komplett neu geschrieben hat. Heute ist das erweiterte Programm als **MADYN 2000** der DELTA JS AG bekannt.
- **1984**, Krämer veröffentlicht das Buch „Maschinendynamik“ im Springer- Verlag
- **1987**, präsentiert die ASCE den Report „Design of Large Steam Turbo- Generator Foundations“, der inhaltlich den Grundsätzen der DIN 4024 entspricht..
- **1988**, 1. Revision der DIN 4024, die der Anwendung moderner Rechenverfahren in der Praxis Rechnung trägt
- **1993**, Krämer veröffentlicht im Springer- Verlag „Dynamics of Rotors and Foundations“
- **1998**, Blume, H., Bergmann, M.: Maschinenfundamente in Verbundbauweise. VGB Kraftwerkstechnik (mit Messergebnissen des Vortragenden)
-

Anmerkung: Anfang der siebziger Jahre haben H. J. Merker und der Vortragende als Studienarbeit in FORTRAN IV das erste Programm zur Modalen Analyse einschließlich Fremderregung am damaligen „Rechenzentrum der TH Darmstadt geschrieben.

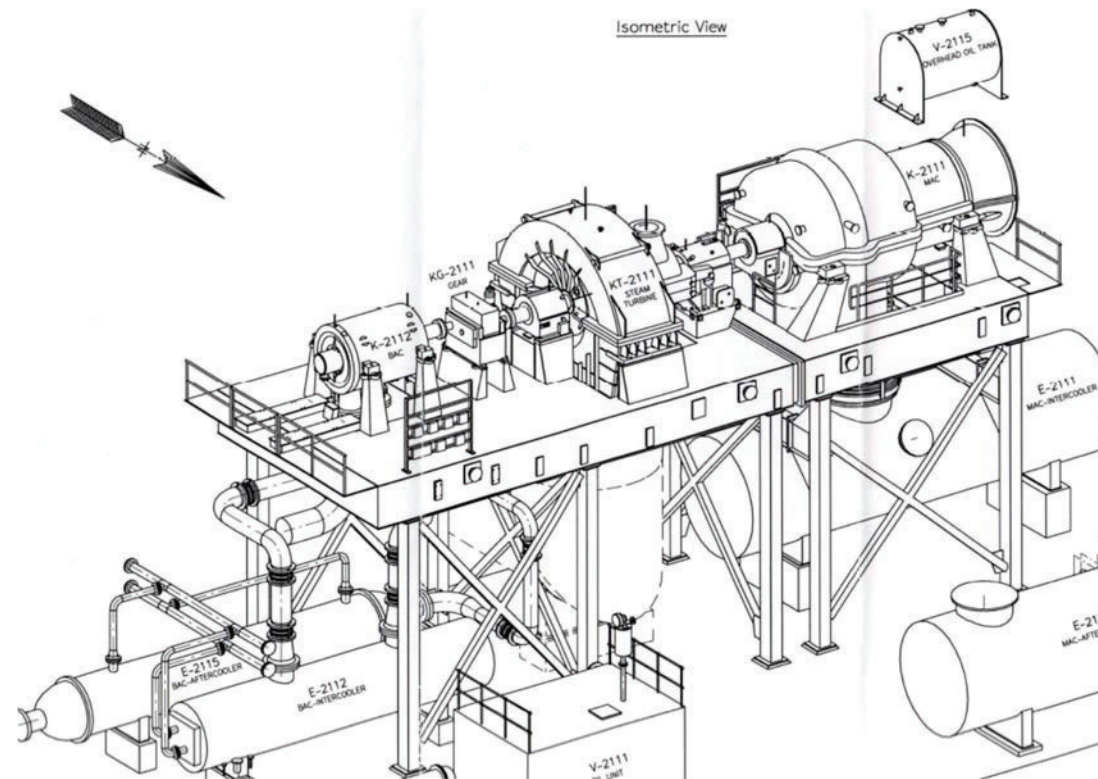
Konstruktive Gestaltung, ein Beispiel

Bei Maschinenfundamente als Stahlfundamente, ob als ebener Maschinenrahmen oder als Tischfundament sollte stets in **Balkenelementen** gedacht werden. Dabei sind bei Stahlkonstruktionen Balkenelemente mit **Hohlkastenquerschnitt** solchen aus Profilhalbzeug deutlich überlegen, siehe nachstehendes Beispiel.

Querschnitt	W-1 Torsion	W-2 Biegung	W-3 Biegung
	cm ⁴	cm ⁴	cm ⁴
HE-B 700	240	7300	1000
Hohlkasten H/B=700/300 O/U=25, t=12	5500	6500	2900

Bei gleichem Gewicht und vergleichbarem Widerstands-momenten gegenüber Biegung beträgt beim

- HE-B 700 das Torsionswiderstandsmoment weniger als 5% des Wertes des Hohlkastenquerschnittes
- Der Hohlkastenquerschnitt kann also bei gleicher Verformung mehr als 20-fache Moment aufnehmen.



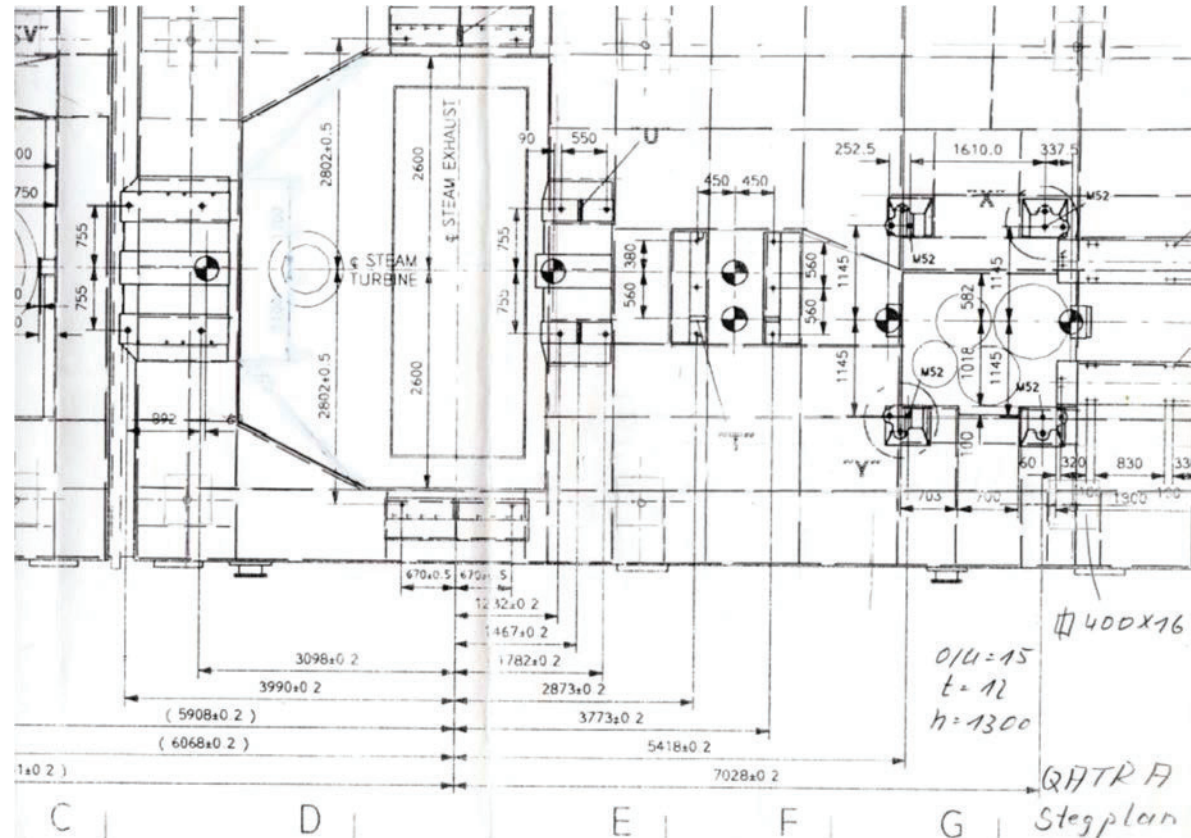
Anlagen- Layout beschreibt Konstruktionsvolumen für das Tischfundament
Masse der Maschinen $M_M = 330t$, Masse Tisch mit Stützen $M_T = 100t$
 $M_T / M_m = 0,303$, im Betonbau sind Verhältnisse von ≥ 2 üblich!

Quelle: MAN

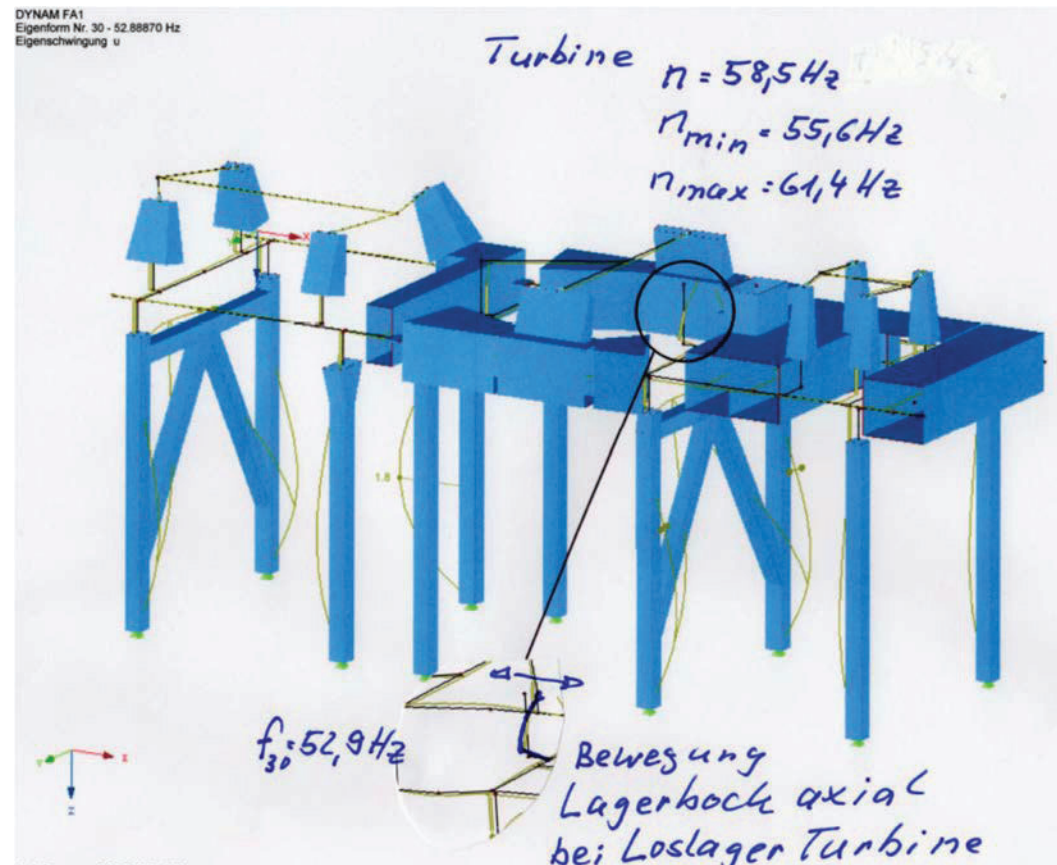
2. Leistungsdaten / rated data							
COUPLING MAC – STEAM TURBINE						52903	kW
COUPLING STEAM TURBINE - GEAR						25000	kW
COUPLING GEAR - BAC						25000	kW
3. Drehzahlen / speed							
Sxx	component	n _{Nom}	n _{max}	n _{min}	n _{Trip}	n _{krit1}	n _{krit2}
		1/min	1/min	1/min	1/min	1/min	1/min
S1	MAC	3511	3686	3336	4055	1453	5044
S2	Steam Turbine	3511	3686	3336	4055	2033	5618
S3	Gear	3511/8680	3686/9115	3336/8245	4055/10025	–	–
S4	BAC	8680	9115	8245	10025	3670	16670

Bei der dynamischen Berechnung ist nachzuweisen, dass bei allen Drehzahlen das Treffen einer „anregbaren Eigenform bei den Drehzahl“ im Interesse der Laufruhe ($v \leq 2,8$ mm/s) vermeiden wird.

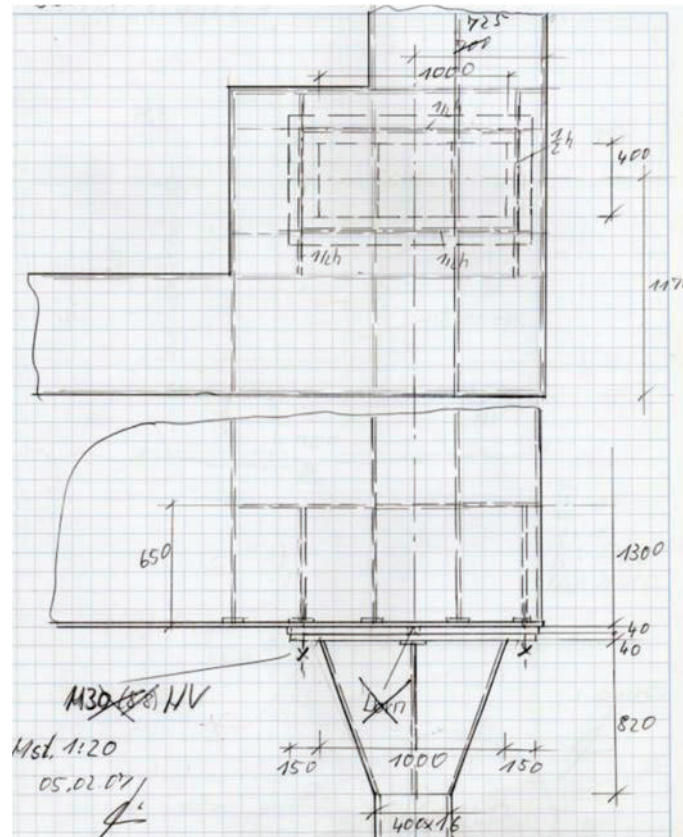
Quelle: MAN



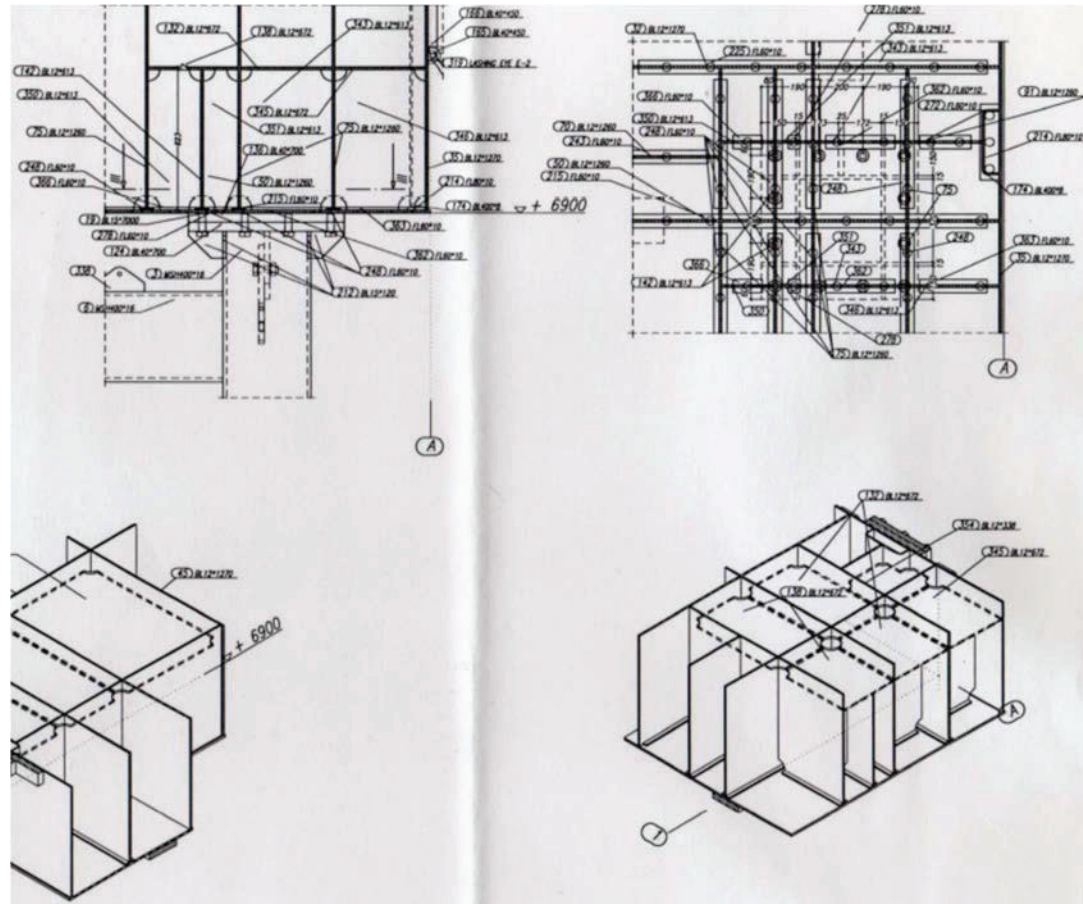
Der Stegplan strukturiert die Tischplatte in Balkenelemente mit Hohlkastenquerschnitten, diese Bauart ist der mit offen Profilen deutlich überlegen.



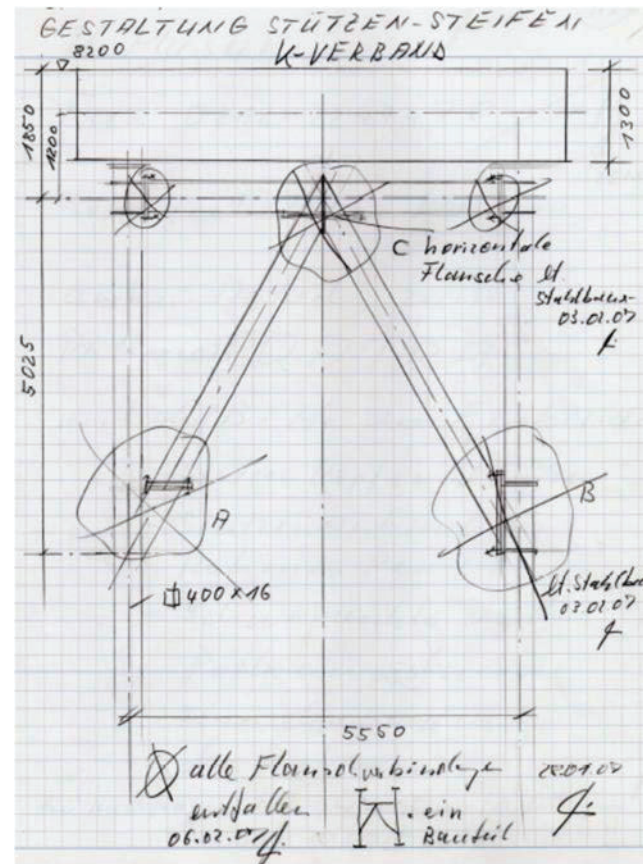
Hier sind sehr schön einzelne Balkenelemente erkennbar.
Das „Denken in Balken“ schafft den Überblick und erlaubt dynamisch orientierte Optimierungsstrategien.
RStab- Rechenmodell



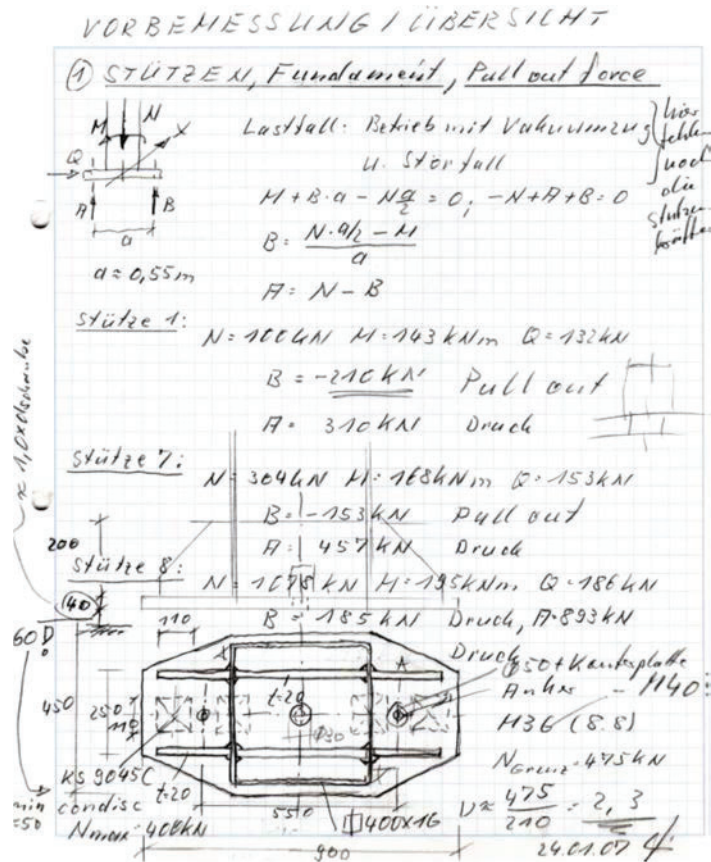
**Biegesteife Anschlüsse im Rechenmodell sind auch konstruktiv umzusetzen,
die Realität muss dem Modell gerecht werden.**



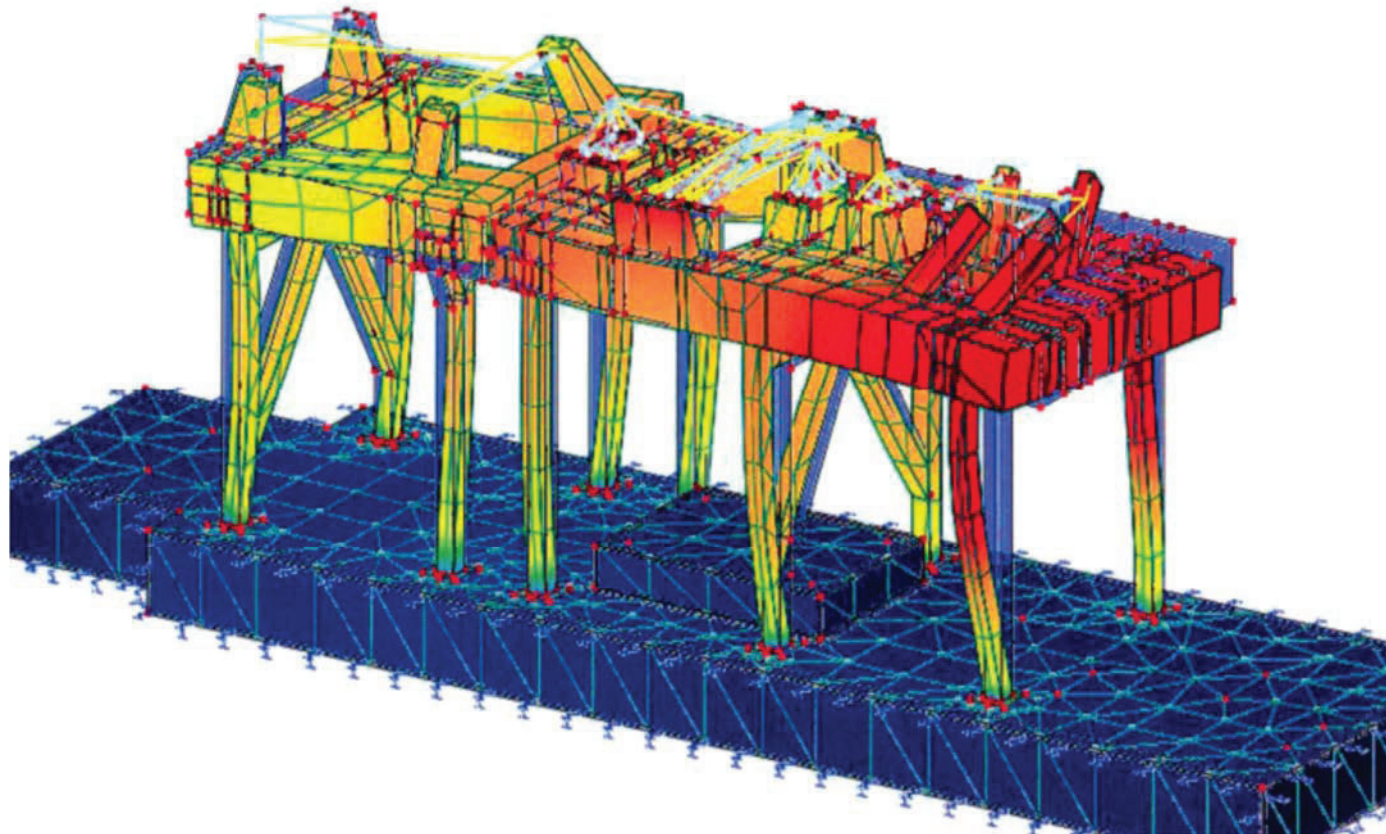
Details des Anschlusses einer Stütze an der Tischunterseite



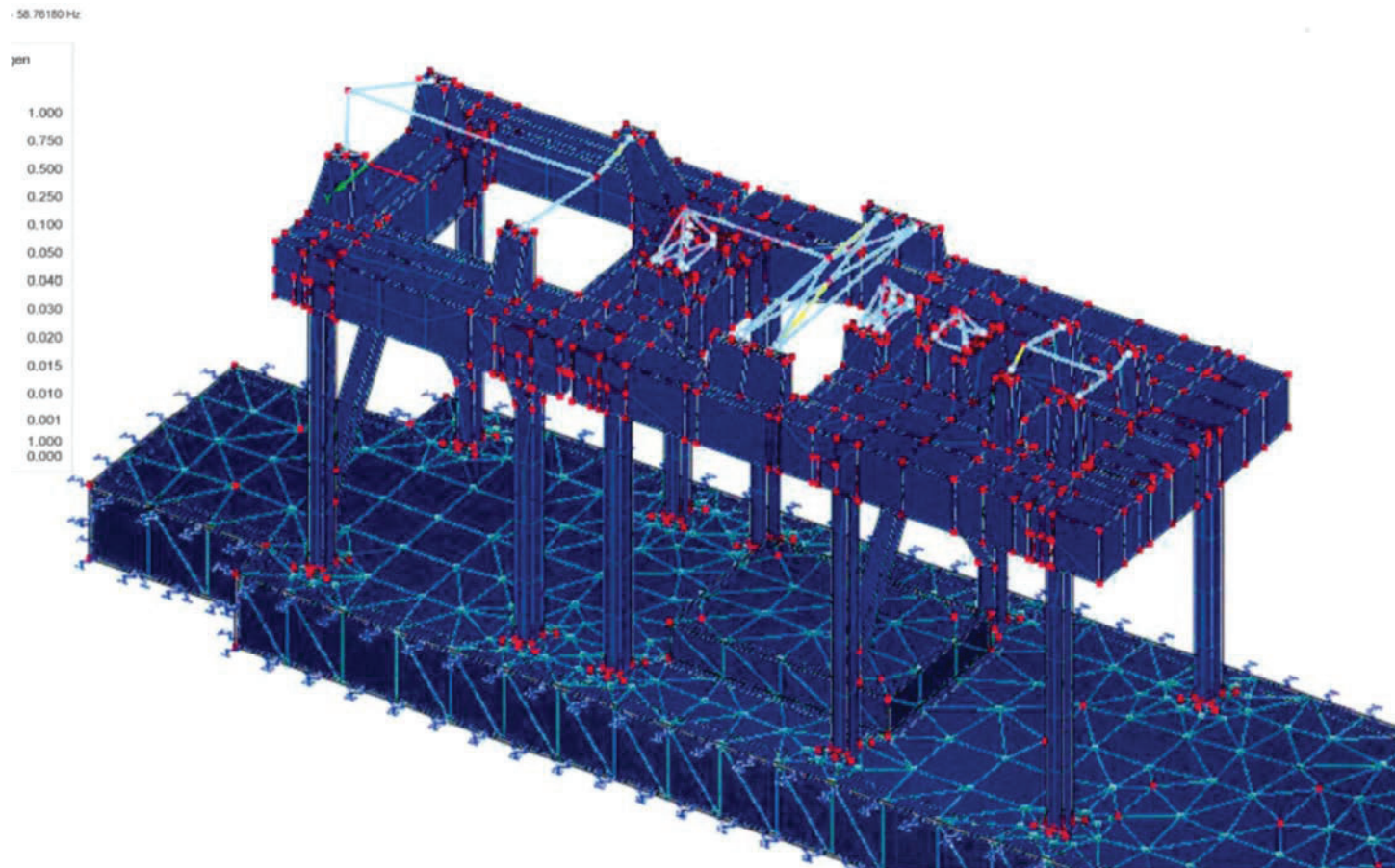
Die Wahl von 2 K- Verbänden bei den Stützen ergab die erforderlich dynamische Stabilität und verbesserte darüber hinaus auch die Montagefreundlichkeit.



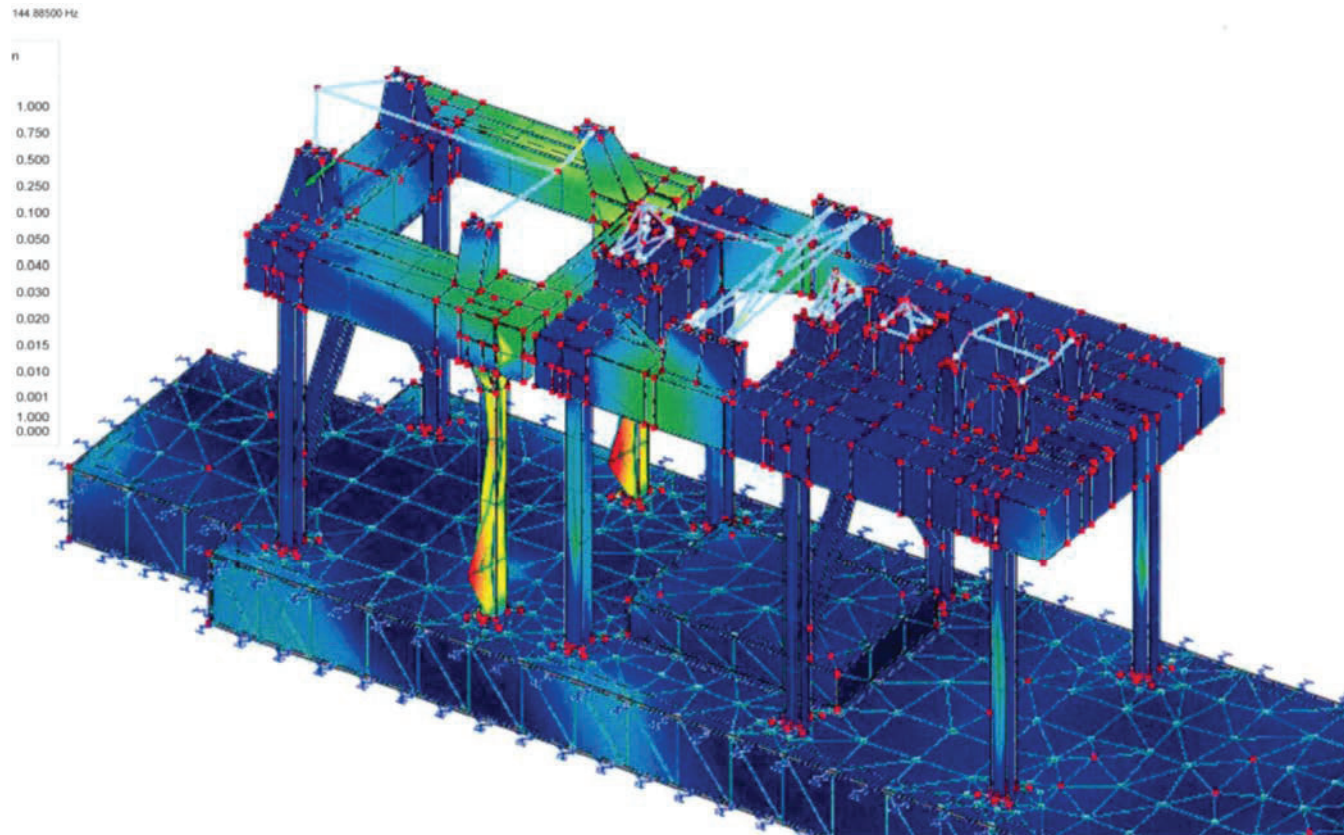
Auch der Anschluss der Fussplatten an den Vierkantrohr- Stützen verlangt besondere Zuwendung, auch mit Blick auf die Rechenmodelle.



**Eigenform bei ca. 19 Hz, weit unter den Betriebsdrehzahlen
RFEM - Rechenmodell**



**Große Ruhe, fast keine Verformungen (blau) bei dieser Eigenform bei 58,9 Hz
in der Nähe der Betriebsdrehzahl $n_{\text{nom}} = 58,5$ Hz
RFEM - Rechenmodell**



**Große Ruhe, links im Bereich des BAC (blau) bei dieser Eigenform bei 144,9 Hz in der Nähe der Betriebsdrehzahl $n_{\text{nom}} = 144,7$ Hz
RFEM - Rechenmodell**

6 Dauerfestigkeit von Stahlskelettbauten

Nachweis der Dauerfestigkeit

Stahlbauten für Anlagen der mechanischen Verfahrenstechnik, so z. B. Klassier- und Abscheideanlagen, werden häufig durch Maschinen mit harmonischen oder auch transienten Betriebskräften, z. B. Schwingsiebe, Rüttler und Brecher beansprucht.

Aufgehende Stützen und Bühnenträger erfahren neben den statischen Lasten also auch mehr oder weniger ausgeprägte dynamische Beanspruchungen die im Hinblick auf die Dauerfestigkeit des Baustahles zu betrachten sind.

- So erzeugt z. B. ein **Schwingsieb** mit einer Siebfrequenz von 12 Hz in einem Jahr Betriebszeit um die **8×10^7 Lastwechsel**, also bereits nach einem Jahr im Einschichtbetrieb Lastwechselzahlen oberhalb der Grenze zur Dauerfestigkeit von $2...5 \times 10^6$

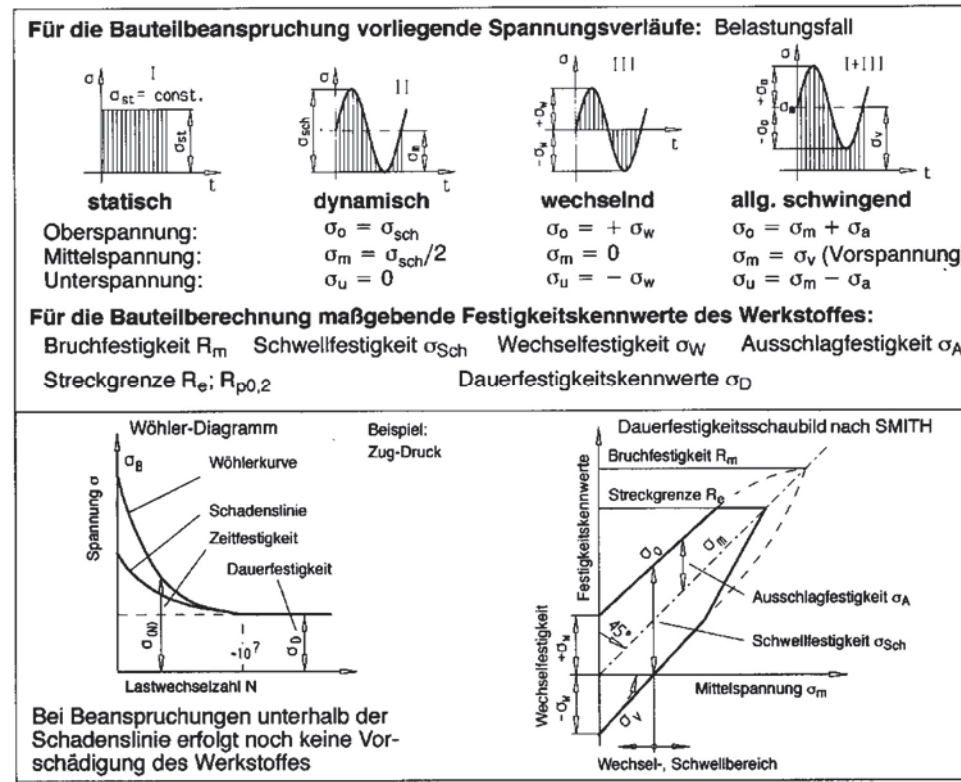
Verein für Technische Sicherheit und Umweltschutz e. V.

- Neben den vertikalen Stützen sind insbesondere die Bühnenträger entsprechend zu bemessen, insbesondere sind **Resonanzen** – sprich Anregungen in einer Eigenfrequenz - zu vermeiden.

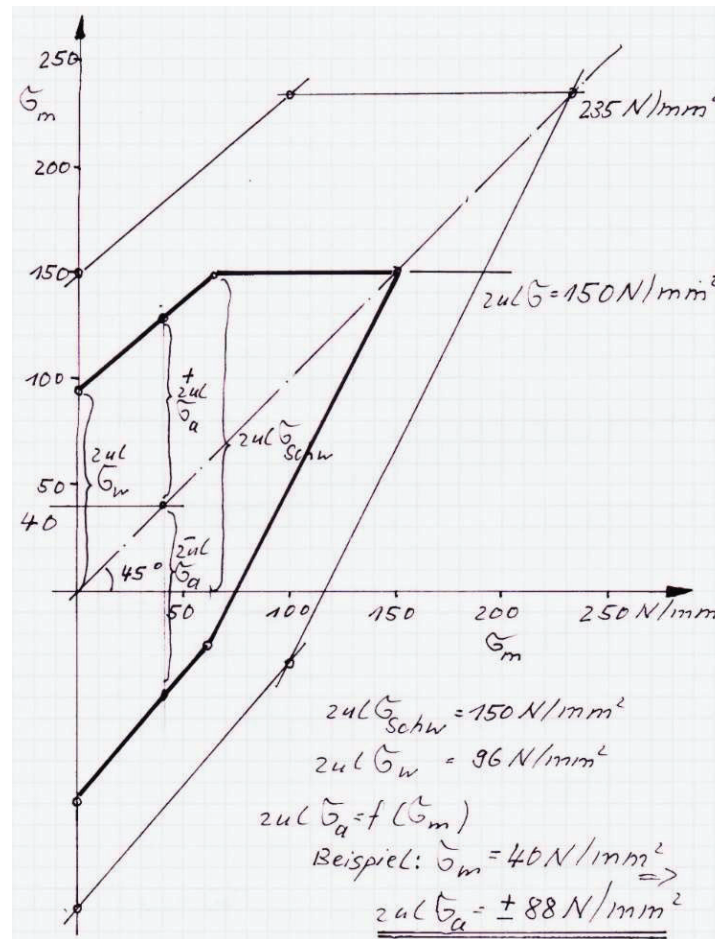
Treten bei bereits ausgeführten Stahlbauten hinsichtlich der dynamischen Belastung von Stützen und Trägern Bedenken auf, so ist die

- **DIN 4150-Teil 3** Erschütterungen im Bauwesen, ist nicht geeignet als Grundlage für eine Beurteilung von Stahlbauten, da sie für Bauten generell nur sehr grobe und pauschale Anhaltswerte bereitstellt.
- **Schwingungsmessungen u. dynamische Berechnungen** erlauben hingegen die Ermittlung der dynamischen Beanspruchungen von betroffenen Stützen und Bühnenträgern im Hinblick auf Dauerfestigkeit.
- Es gilt also für die hier zu betrachtende Gesamtbeanspruchung die Kombination aus „statisch“ und „wechselnd“ I + III, siehe die folgende Abbildung.

$$\sigma_V = \sigma_{Vm} + -\sigma_{Va}$$



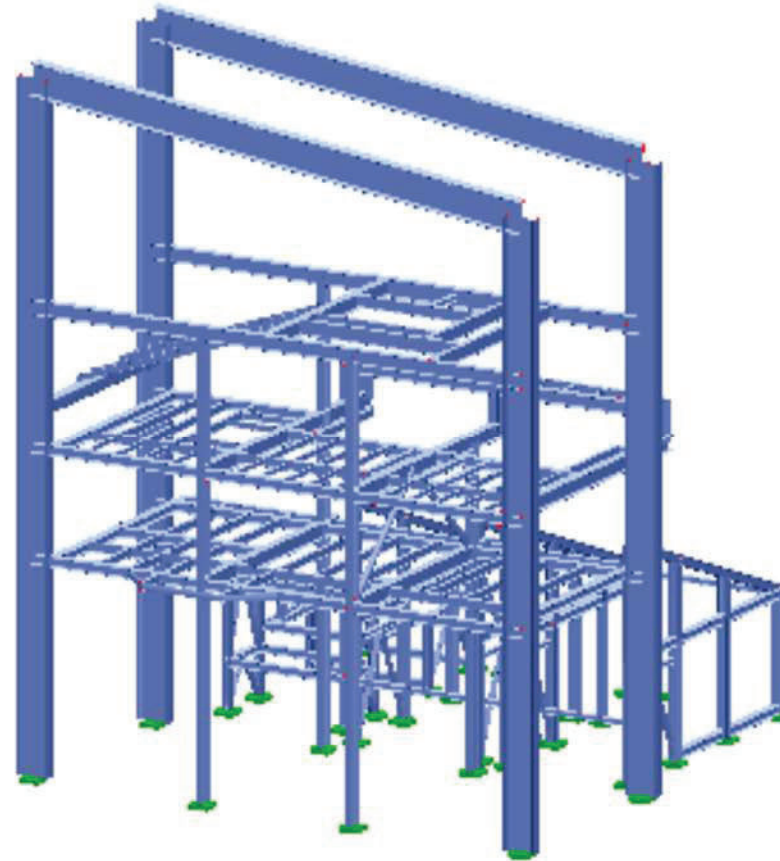
Für den Baustahl S 235 mit einer Zugfestigkeit von $R_m = 360 \text{ N/mm}^2$ und einer Streckgrenze von $R_e = 235 \text{ N/mm}^2$ kann mit üblichen Abschlägen ein Wert von etwa $R_{zul} = 150 \text{ N/mm}^2$ als Obergrenze der zulässigen Beanspruchung gesetzt werden, was nachstehendes normiertes Smith-Diagramm ergibt



Normiertes Smith- Diagramm für $R_{zul} = 150 \text{ N/mm}^2$

Nachweis durch Berechnung

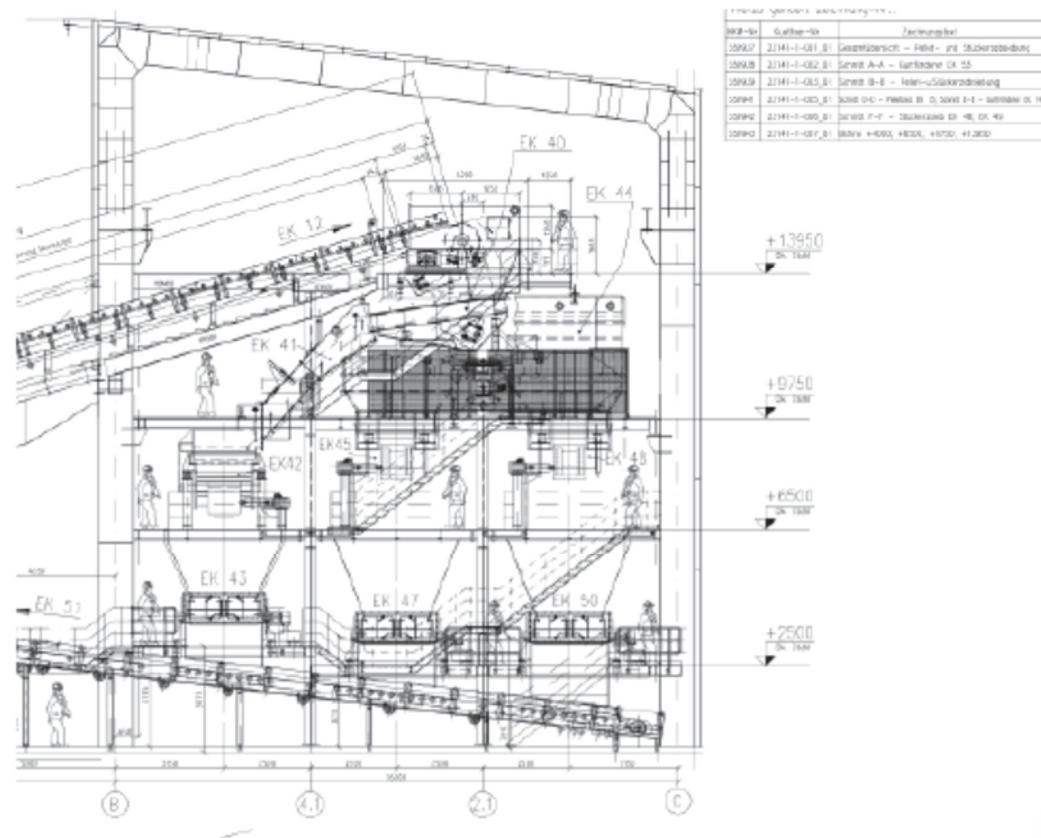
- Erstellung eines Rechenmodells der Stahlskelettstruktur des Stahlbaues der Anlage, meist kann auf das für die Statik erforderliche Modell zurückgegriffen werden, siehe das Bild auf der nächsten Seite
- Berechnung der Eigenfrequenzen und Eigenwerte des Stahlbaues mit den für den Betrieb erforderlichen Maschinen und Geräten.
- Prüfung auf Resonanzfreiheit, betriebliche Erregerfrequenzen verschieden von Eigenfrequenzen der Struktur
- Berechnung des Systems mit den typischen betrieblichen dynamischen Erregerkräften und Ermittlung der maßgeblichen Schnittgrößen der Querschnitte
- Berechnung der zugehörigen Spannungen und Vergleich mit der zulässigen dynamischen Spannung.



**Rechenmodell des Stahlstruktur einer Klassieranlage
RStab - Rechenmodell**

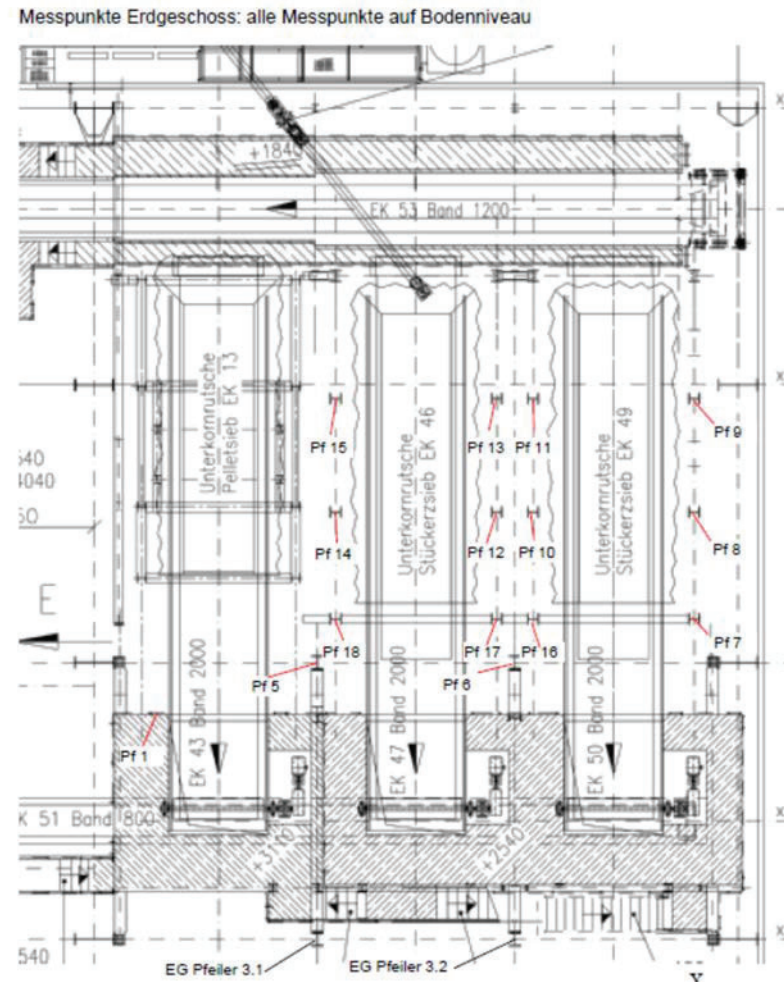
Nachweis anhand von Schwingungsmessungen

Beispiel, Stahlbau einer Anlage zur Klassierung von Erz

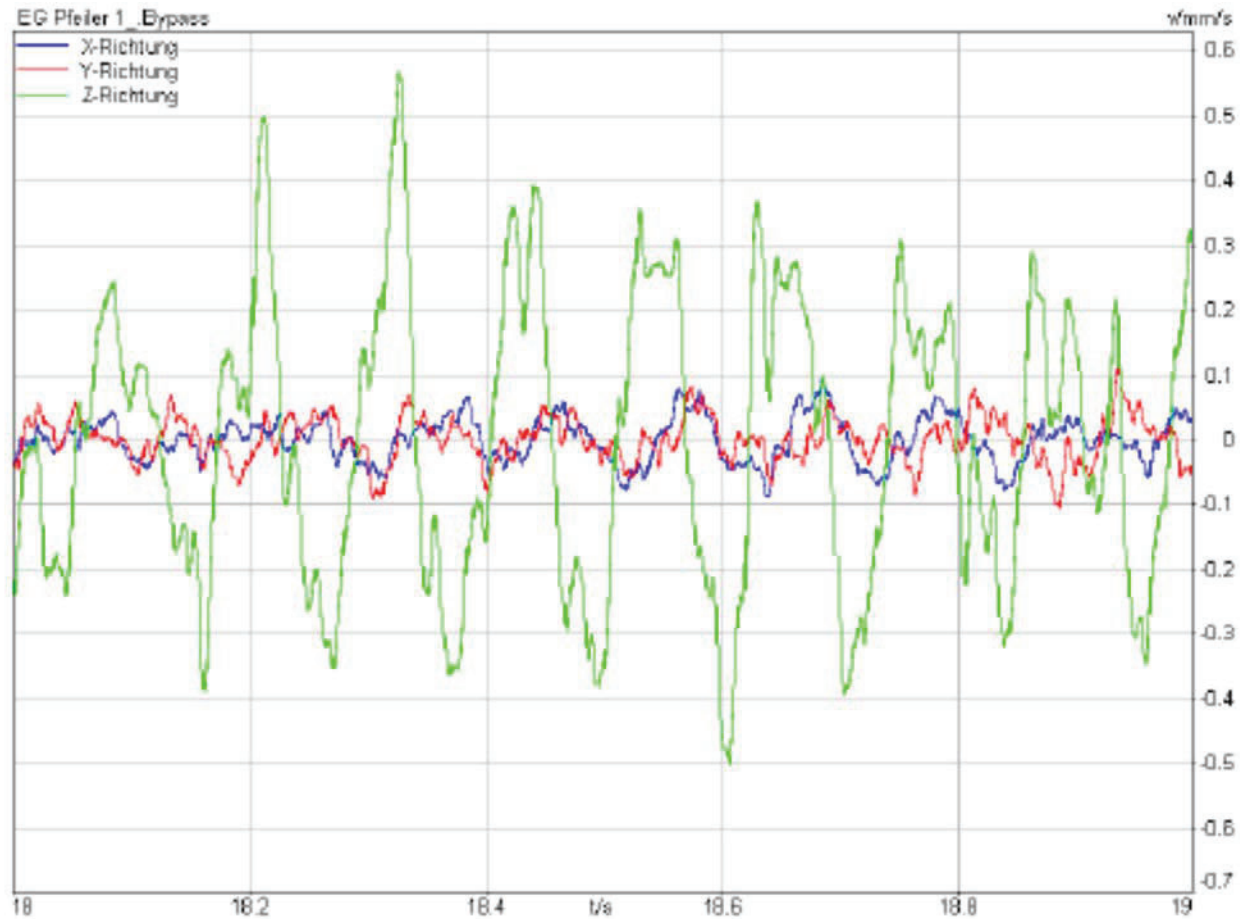


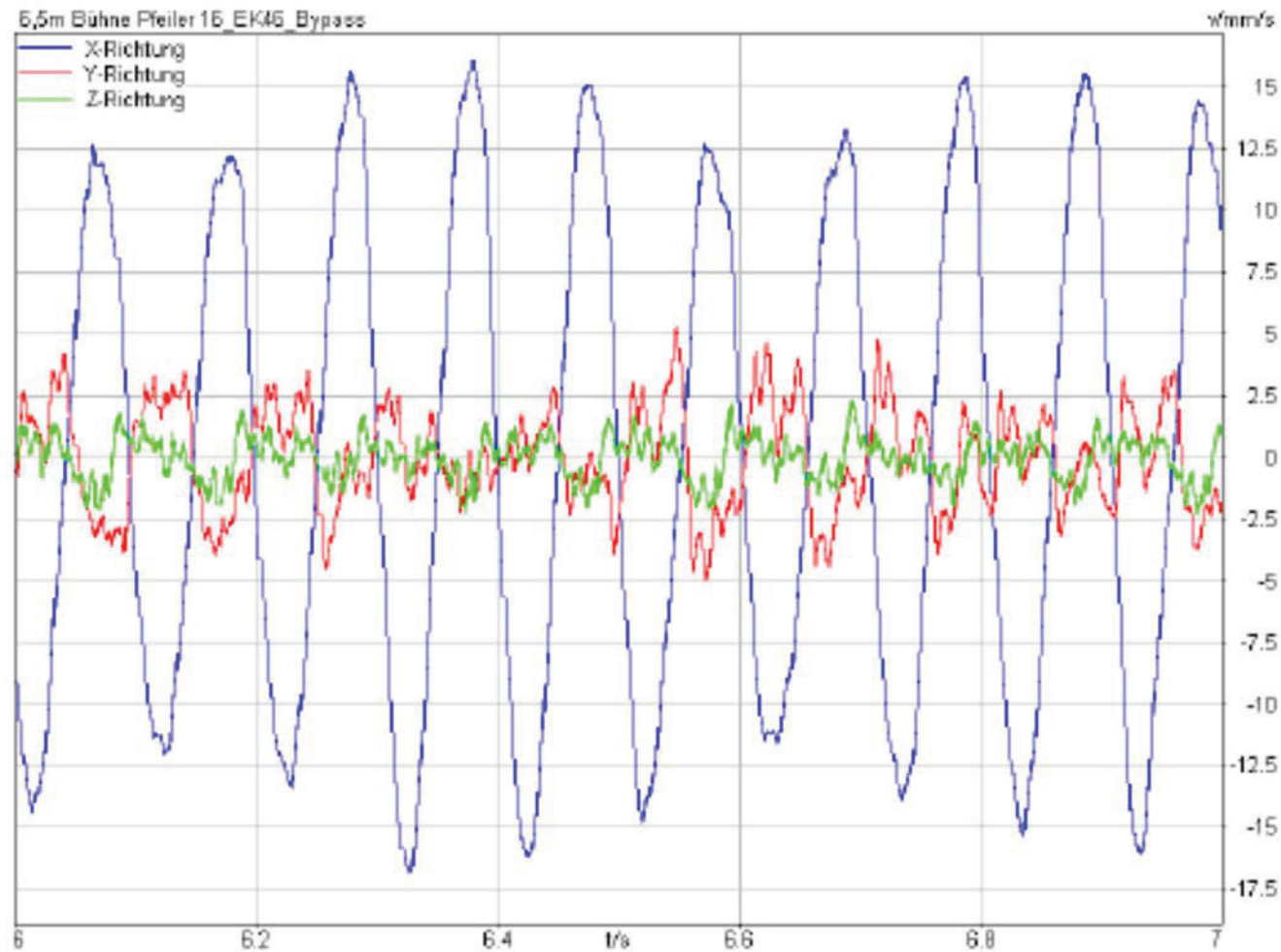
Quelle: HKM

Meßstellen



Meßergebnisse





Dynamische Beanspruchung aus z. B. Siebreaktionskräften

Generell gilt für die dynamischen Beanspruchungen, dass sie aus den gemessenen Schwinggeschwindigkeiten berechnet werden können.

- **Stütze mit vertikaler Anregung am Stützenkopf, Zusammenhänge**

Für den Schwingweg s gilt mit $\omega = 2\pi f$ $s = \hat{s} \cdot \sin \omega \cdot t$

und daraus mit $\frac{ds}{dt} = \hat{v} = \omega \cdot \hat{s} \cdot \cos \omega \cdot t$ für den Spitzenwert des Schwingweges $\hat{s} = \frac{\hat{v}}{\omega}$.

Die Zug- oder Druckspannung in einem Stab der Länge l , dem Querschnitt A und dem E-Modul E ergibt aus dem Hooke'schen Gesetz zu:

$$\sigma_{dyn} = \varepsilon \cdot E = \frac{\Delta l}{l} \cdot E$$

Es kann gesetzt werden $\Delta l = \hat{s}$ als dynamische Längenänderung der Stütze, es gilt dann:

$$\sigma_{dyn}(\hat{s}) = \frac{\hat{v}}{\omega} \cdot \frac{E}{l}$$

Wird z. B. einer Hilfsstütze mit **3 m** Höhe am Stützenkopf ein Wert von **30 mm/s** bei **8 Hz** gemessen, so beträgt die dynamische Wechsellast **41 N/mm²** etwa die Hälfte der zulässigen Wechsellast.

- **Bühnenträger mit vertikaler Anregung in der Mitte, Zusammenhänge**

Für einen rechts und links frei horizontal gelagerten Bühnenträger mit der Querschnittshöhe h und einer vertikalen dynamischen Last bei $l/2$ gilt analog mit der Beziehung für die Durchsenkung und die Biegespannung in der Außenfaser die Beziehung

$$\sigma_{dyn}(\hat{S}) = \frac{\hat{v}}{\omega} \cdot \frac{12Eh}{l^2}.$$

Wird auf einem Bühnenträger, z. B. ein HEB 300 mit einer Länge von **3 m**, in der Mitte eine vertikale Schwinggeschwindigkeit von z. B. **40 mm/s** bei **8 Hz** gemessen, so beträgt die dynamische Wechsellast **33 N/mm²**.

In der Regel liegen die dynamischen Beanspruchungen im erträglichen Bereich, sie können aber auch von Bedeutung sein, was im Einzelfall zu Rechnung und/oder Messung zu prüfen ist.