

## 8. Forum Bahntechnik 2019

Herausforderungen an elektrische Bahnsysteme  
im Rahmen der Energie- und Verkehrswende  
Innovativer e-ÖPNV

Nürnberg, 11. – 12.3.2019  
IHK Akademie Mittelfranken

# Schallreduktion bei elektrischen Traktionsantrieben

Univ.-Prof. Dr. phil. Dr.-Ing. habil. Harald Neudorfer

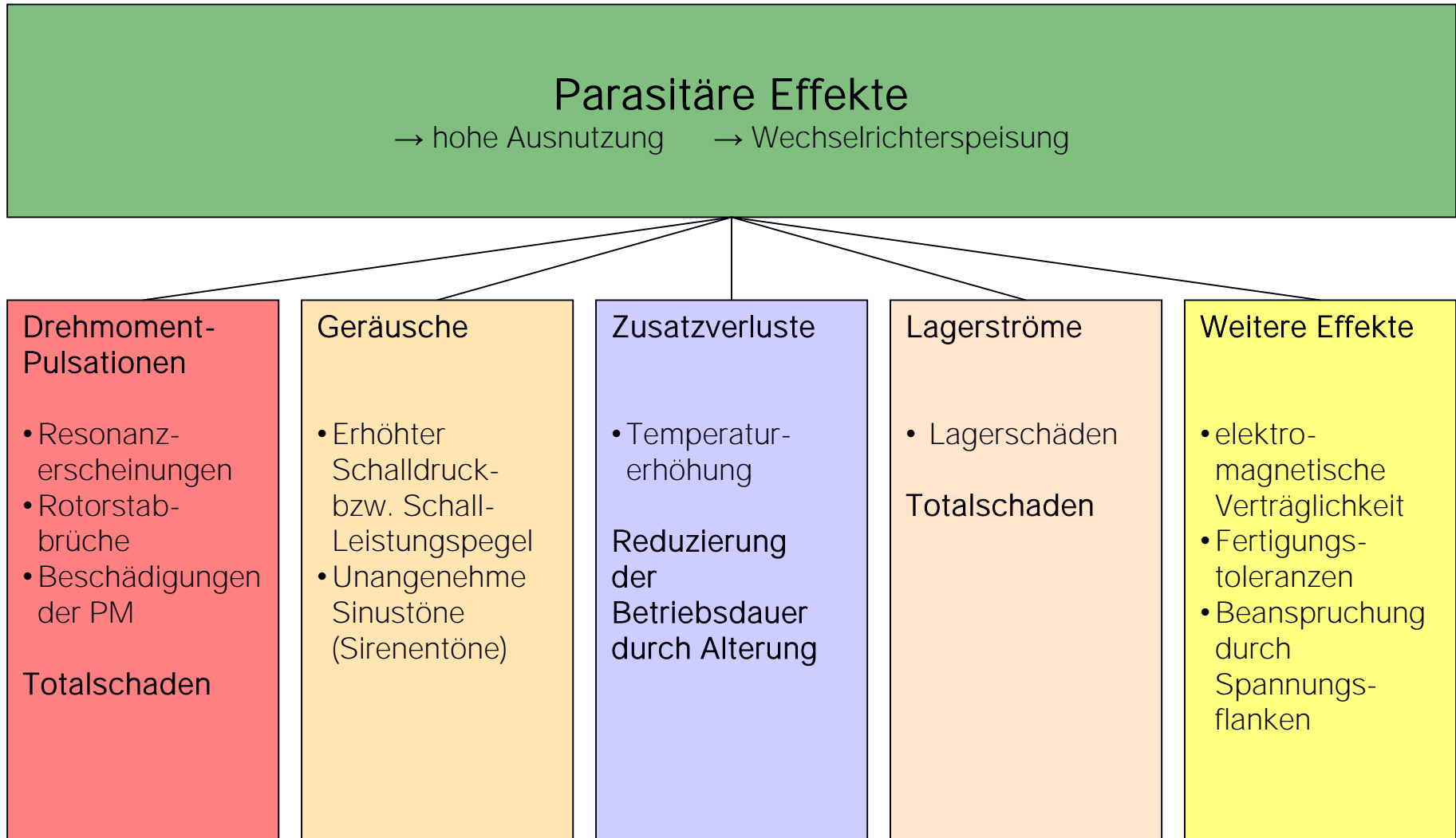
Traktionssysteme Austria GmbH TSA / Wiener Neudorf

# Agenda

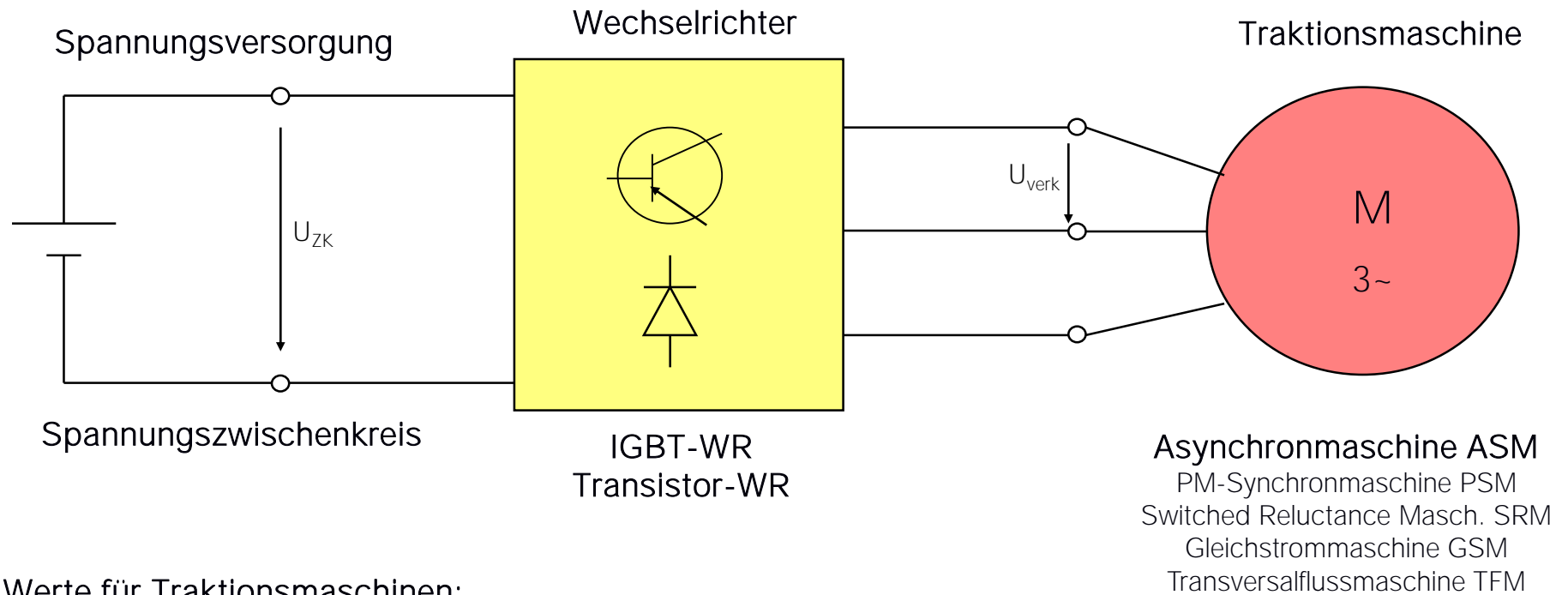
## Schallreduktion bei elektrischen Traktionsantrieben

- Ursache von Geräusche
- Entwicklungsabschnitte
- Berechnung der Radialkraftzugwellen
- Messtechnische Analyse mit einer akustischen Kamera
- Berechnung und Messung der Eigenfrequenzen einer Rippe
- Optimierte Anordnung der Gummielemente
- Messungen der Reduzierung der Schallemission bei Vollast
- Maßnahmen zur Minimierung der Geräusche

# Parasitäre Effekte durch WR-Speisung



# Wechselrichterspeisung



Werte für Traktionsmaschinen:

DC: 48 – 700 V

$U_{ZK} = 48 - 700 \text{ V}$

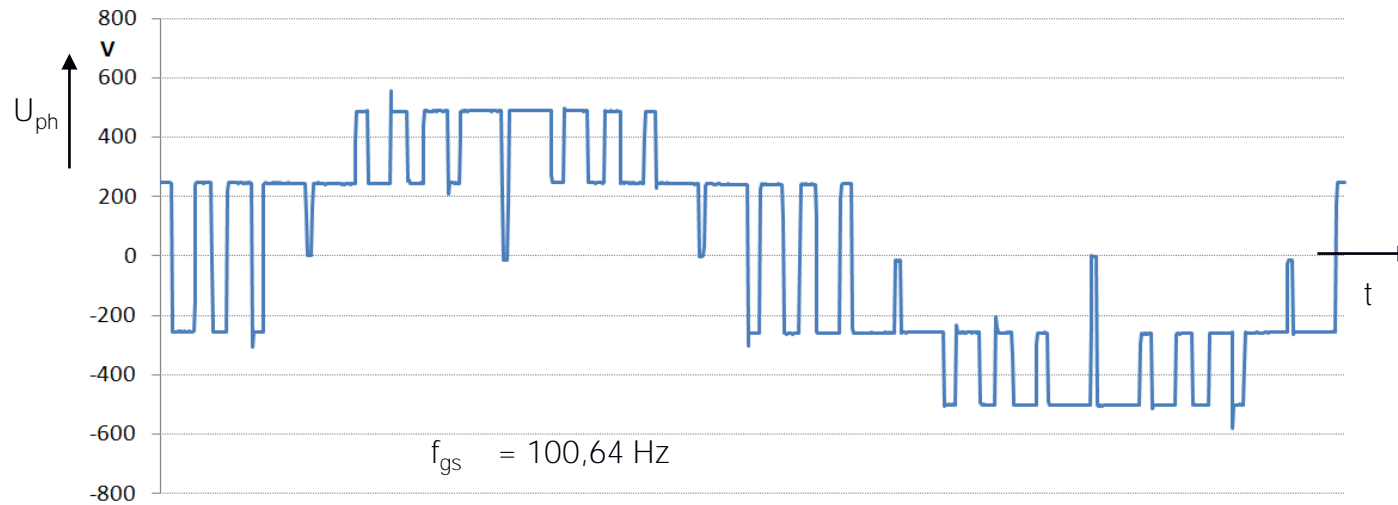
$f_{\text{takt}} = 2000 - 16000 \text{ Hz}$

$P = 15 - 150 \text{ kW}$

$U_{\text{verk}} = 100 - 400 \text{ V}$

$I = 100 - 400 \text{ A}$

# Gemessener Spannungs- und Stromverlauf, Abtastrate 125 kHz



Daten der gemessenen Traktionsmaschine:

$P_n = 100 \text{ kW}$

$U_n = 445 \text{ V}$

$I_n = 162 \text{ A}$

$2p = 4$

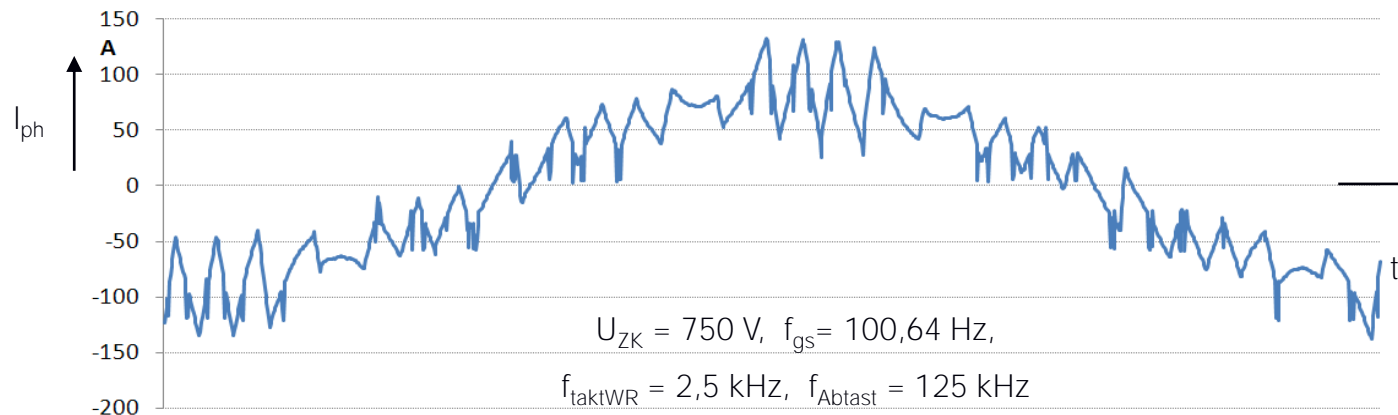
$n_n = 2286 \text{ min}^{-1}$

$C = 4,4 \text{ kVAmin/m}^3$

Anspeisung

IGBT - WR :

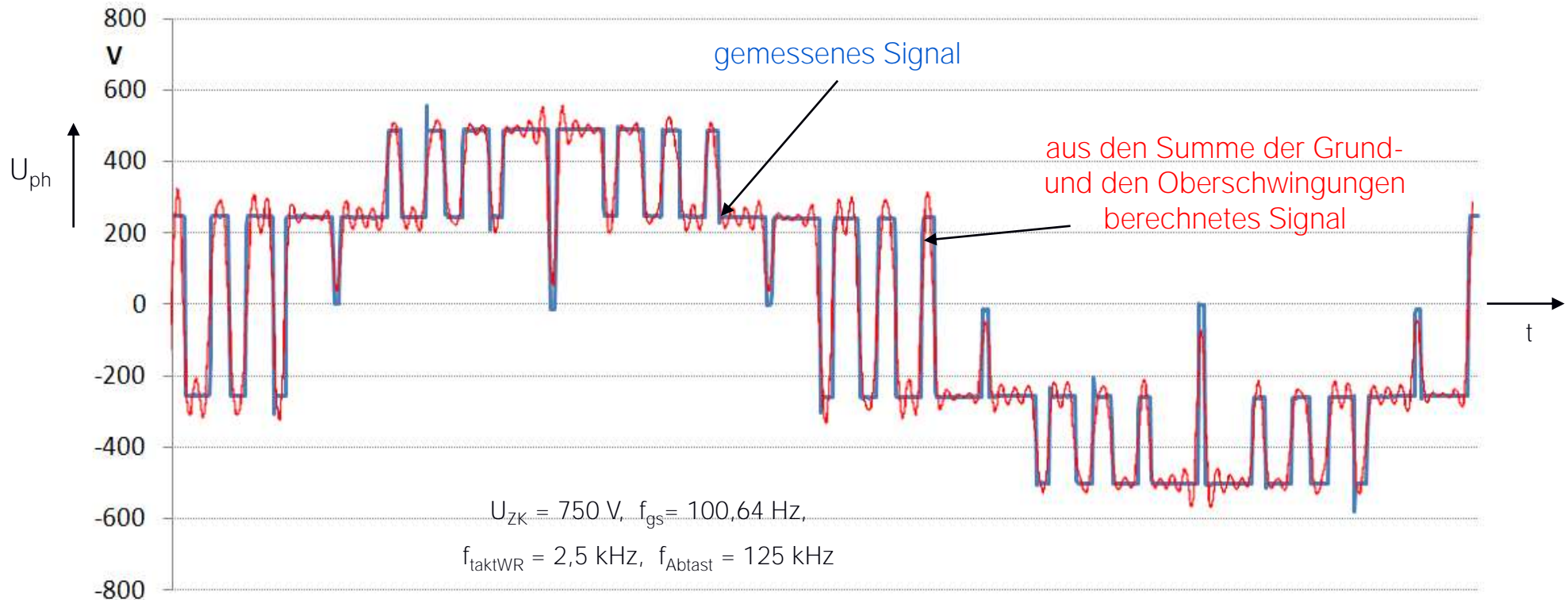
$f_{Takt} = 2,5 \text{ kHz}$



# Synthese des Spannungssignals

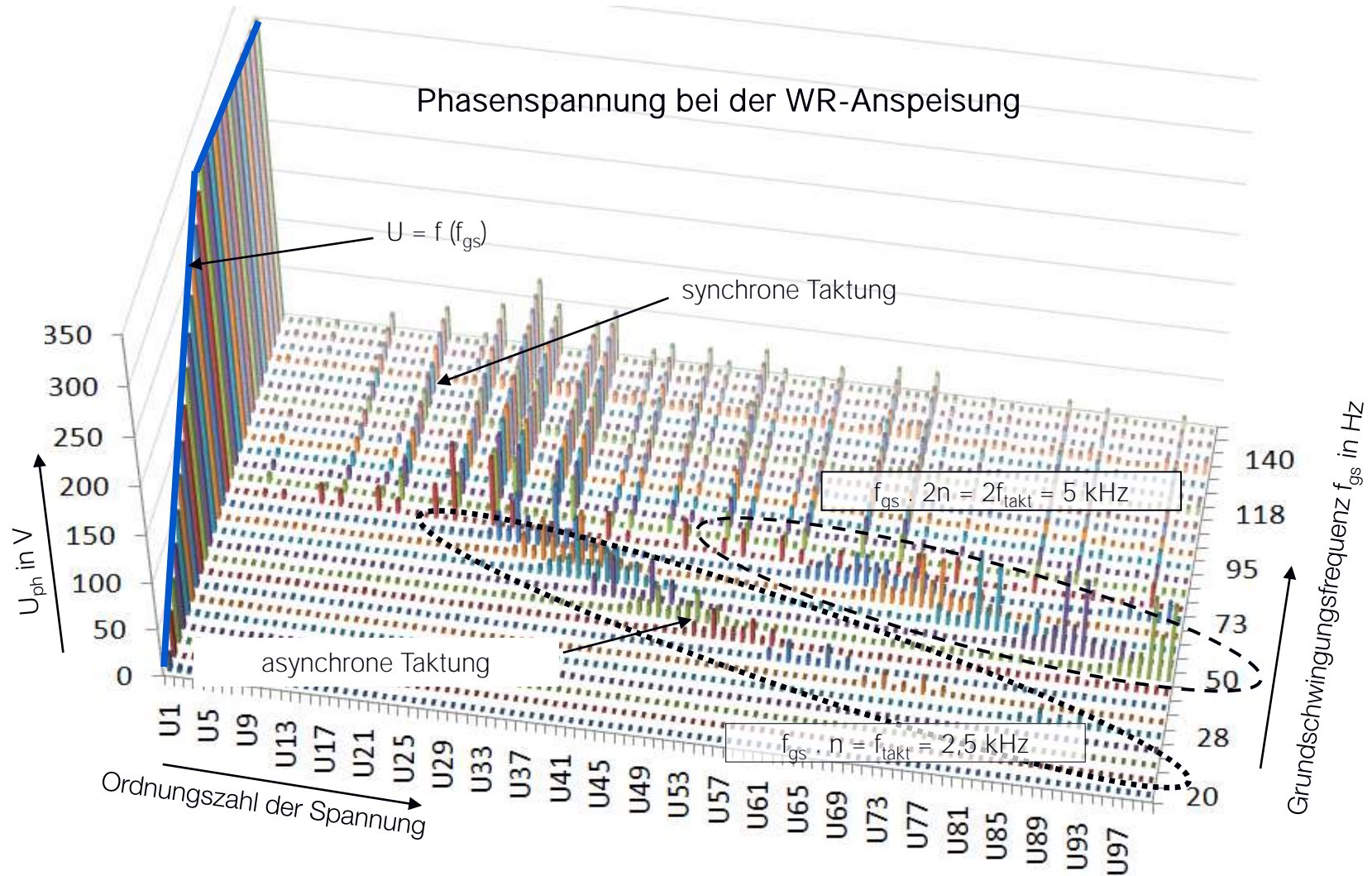
$$U = \sum_{n=1}^{100} U_n \cdot \sin(n \cdot \omega t + \varphi_n)$$

Berücksichtigung der Oberschwingungen bis zur 100. Harmonischen

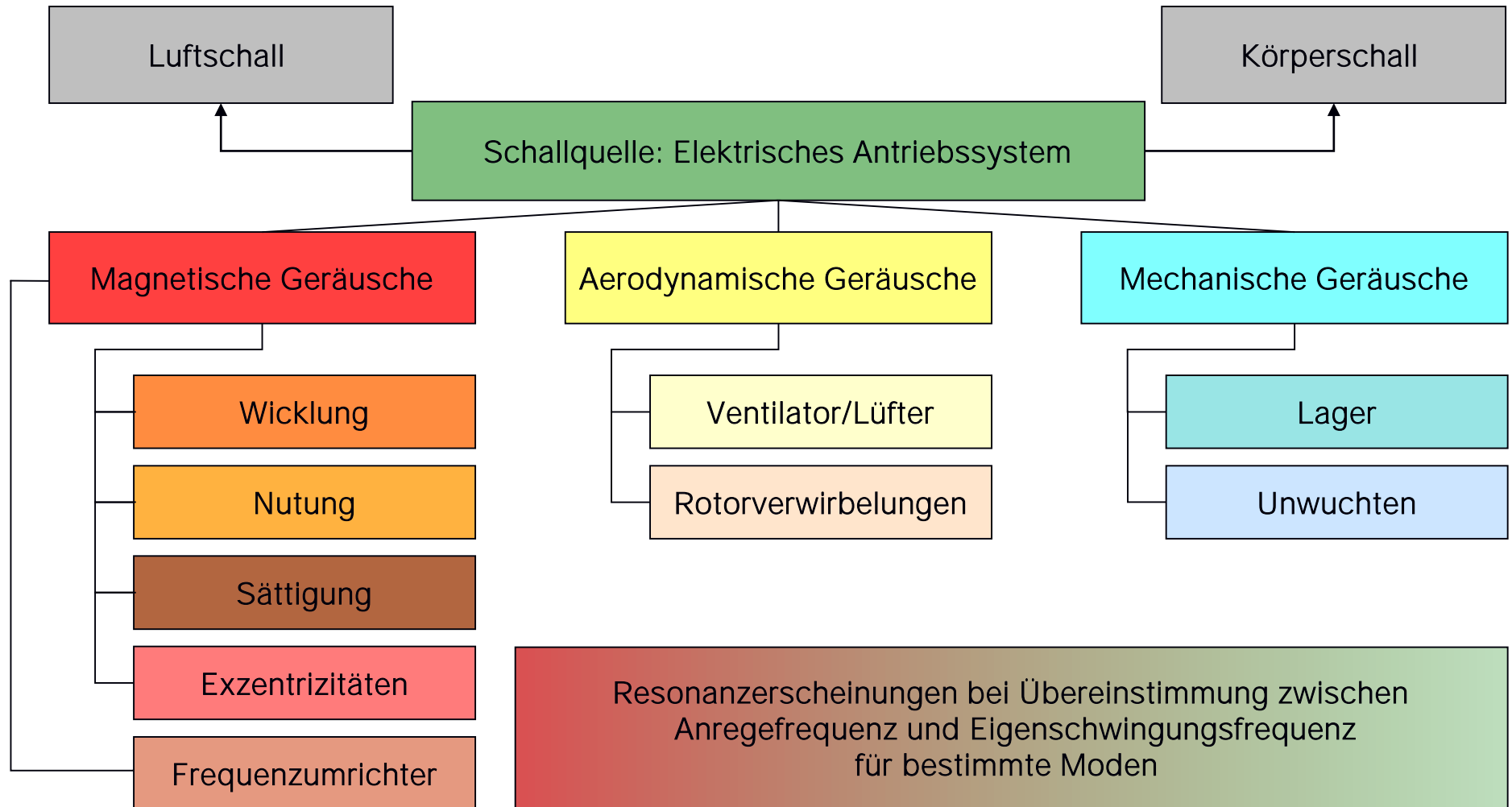




# Anteil der Spannungsgrund- und Oberschwingungen

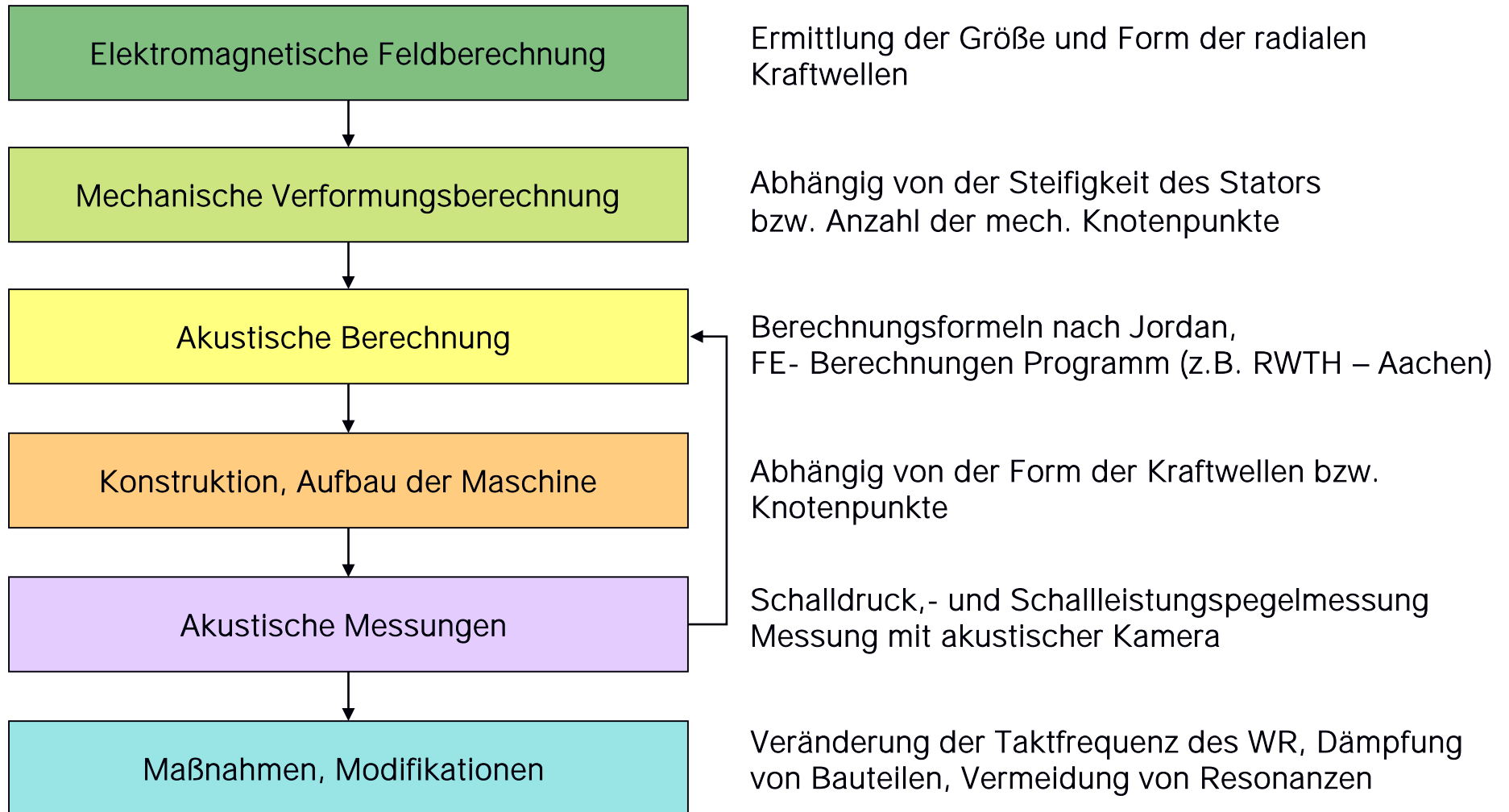


# Ursache von Geräuschen



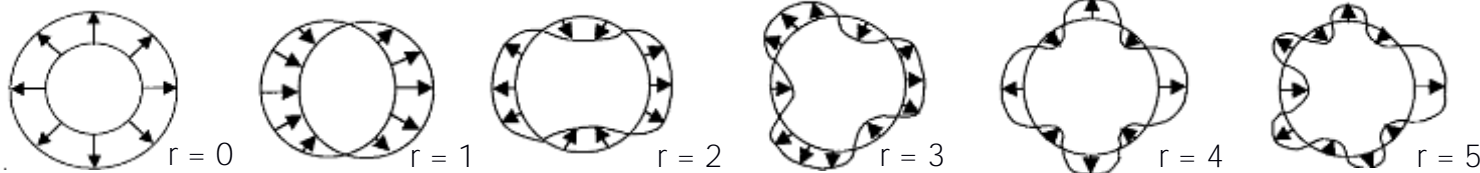


# Entwicklungsabschnitte



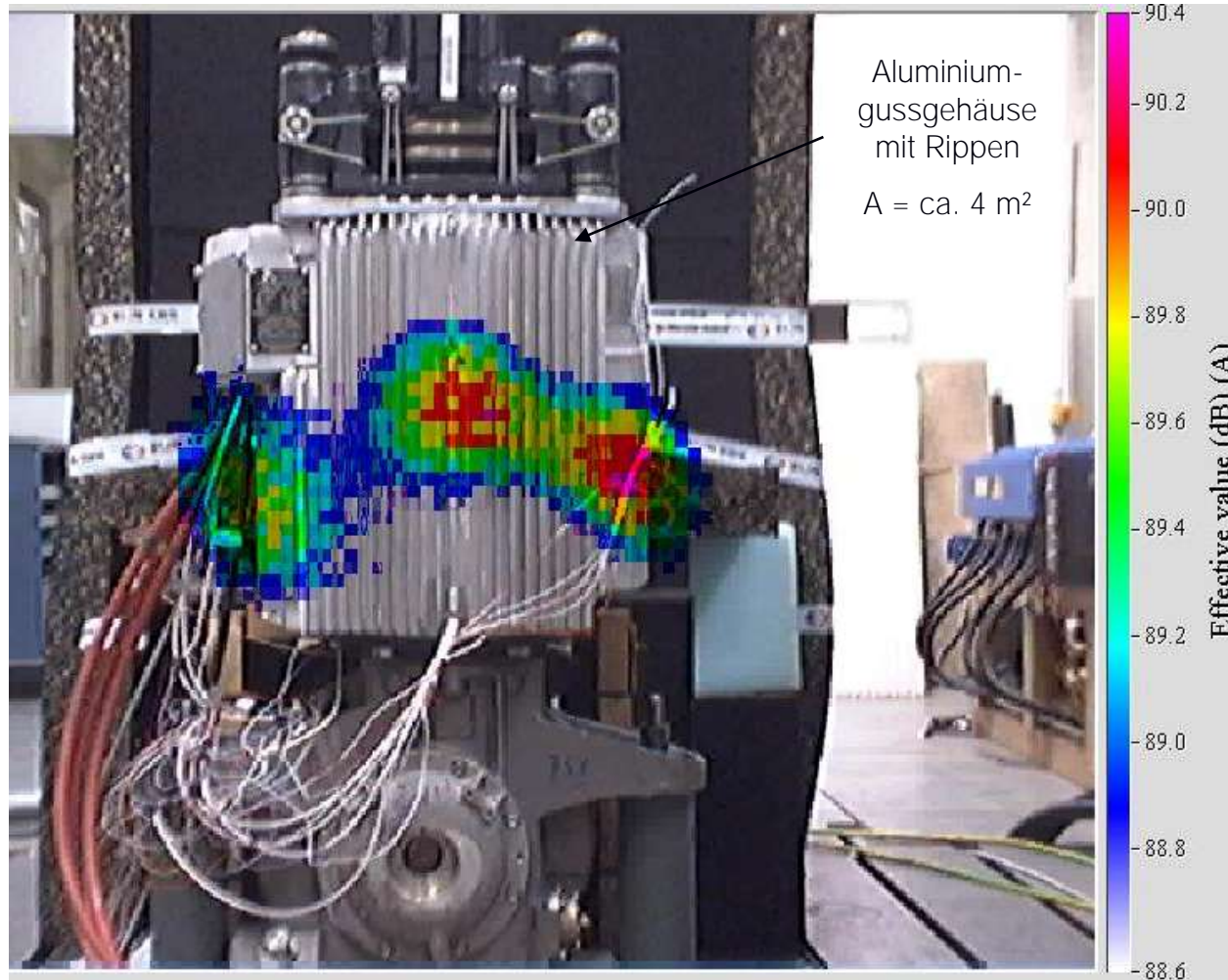
# Berechnung der Radialkraftzugwellen

Ständerfeldwelle	$B_\nu(x_1, t) = \hat{B}_\nu \cdot \cos\left(\frac{\nu\pi x_1}{\tau_p} - 2\pi f t\right), \quad \nu = 1 + 2m_1 g, \quad g = 0, \pm 1, \pm 2, \dots$
Läuferfeldwelle	$B_\mu(x_2, t) = \hat{B}_\mu \cdot \cos\left(\frac{\nu\pi x_2}{\tau_p} - 2\pi \cdot s \cdot f t\right), \quad \mu = 1 + g \cdot \frac{N_2}{p}, \quad g = 0, \pm 1, \pm 2, \dots$
MAXWELL'scher Radialzug	$\sigma(x, t) = \frac{B^2(x, t)}{2\mu_0} \sim \left(\sum_\nu B_\nu + \sum_\mu B_\mu\right)^2 \Rightarrow \sigma_{\mu\nu} \sim B_\nu^2 + 2B_\nu B_\mu + B_\mu^2$
Radialkraftzugwellen	$\sigma_{\nu\mu}(x_1, t) = \frac{\hat{B}_\nu \hat{B}_\mu}{2\mu_0} \cdot \cos\left(2r \cdot \frac{\pi x_1}{2p\tau_p} - 2\pi f_{Ton} t\right)$
Anzahl der Kraftwellen-Knoten am Maschinenumfang	$2r = 2p \cdot  \nu \pm \mu $
Anregende Tonfrequenz	$f_{Ton} = f \cdot  (\mu - 1) \cdot (1 - s) + 2  \quad f_{Ton} = f \cdot  (\mu - 1) \cdot (1 - s) - 0 $



relevant für WR:  
 $r = 0$  und  
 $r = 2p$

# Messtechnische Analyse mit einer akustischen Kamera



## Daten der gemessenen Traktionsmaschine

$P_n =$	35 kW
$U_n =$	400 V
$I_n =$	88 A
$2p =$	4
$n_n =$	1607 $\text{min}^{-1}$
$C =$	3,3 $\text{kVAmin/m}^3$

geschlossene Maschine mit natürlicher Konvektionskühlung

## Anspeisung IGBT-WR

$f_{\text{takt}} =$	2290 Hz
---------------------	---------

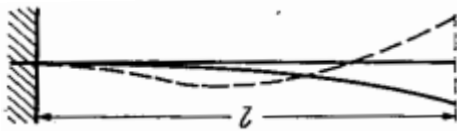
# Berechnung und Messung der Eigenfrequenzen einer Rippe

Biegeschwingungen einer Rippe (gerader Stab)

$$c^2 \frac{\partial^4 \omega}{\partial x^4} + \frac{\partial^2 \omega}{\partial t^2} = 0 \quad c^2 = \frac{E \cdot J}{\sigma \cdot A} \quad \gamma^2 = \frac{\omega}{c}$$

für konstanten Querschnitt

$$f(x) = A \sin \gamma x + B \cos \gamma x + C \sinh \gamma x + D \cosh \gamma x$$



ein Ende  
eingespannt, das  
andere frei

$$1 + \cos \gamma l \cosh \gamma l = 0$$

$$\omega = \gamma^2 \cdot \sqrt{\frac{E \cdot J}{\rho \cdot A}}$$

$$\gamma_1 l = 1,875$$

$$\gamma_2 l = 4,694$$

$$\gamma_3 l = 7,85$$

$$l = 80 \text{ mm}$$

$$f_1 = 2388 \text{ Hz}$$

$$b = 6 \text{ mm}$$

$$17535 \text{ Hz}$$

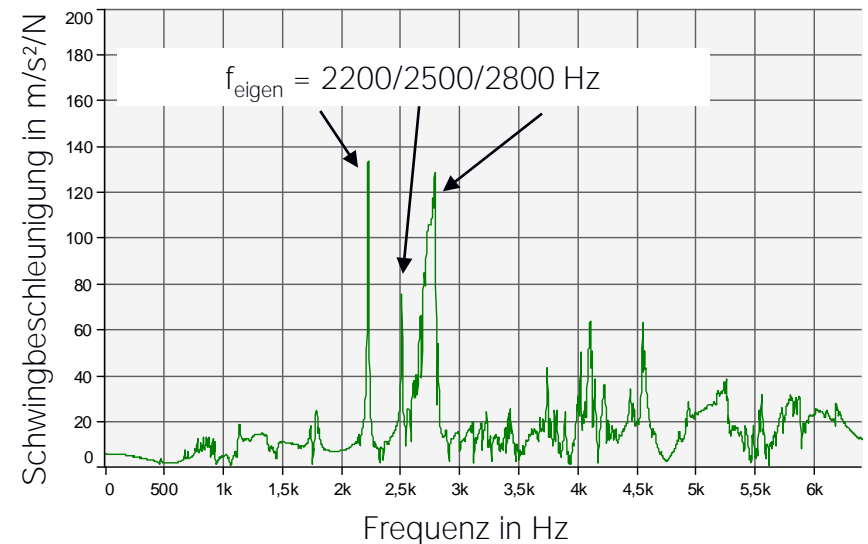
$$f_2 =$$

$$E = 70000 \text{ N/mm}^2$$

$$f_3 = 48968 \text{ Hz}$$

$$\rho = 2700 \text{ kg/m}^3$$

Quelle: Parkus, H.: Mechanik der festen Körper



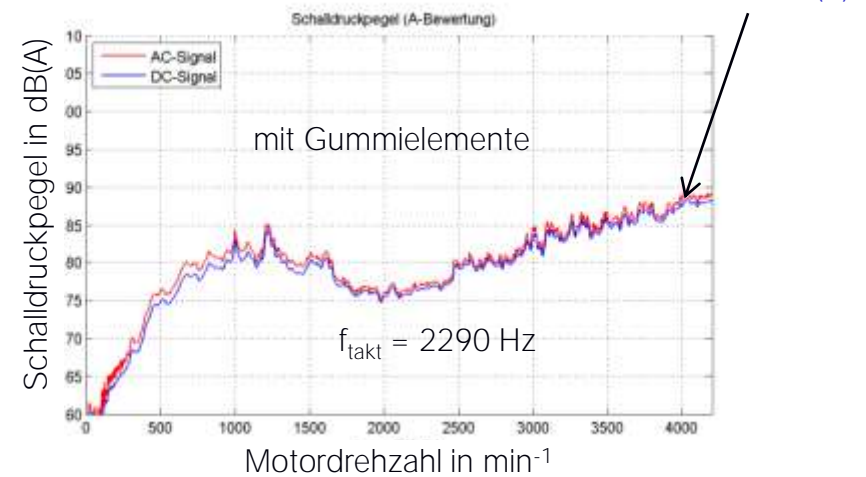
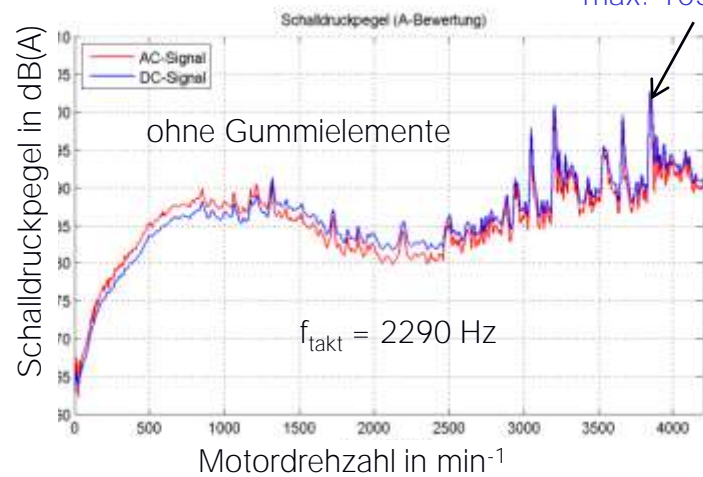
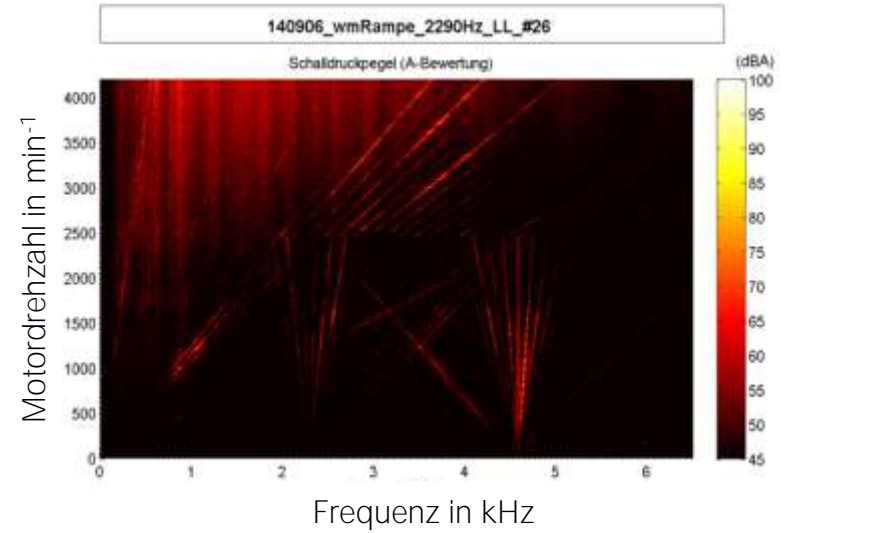
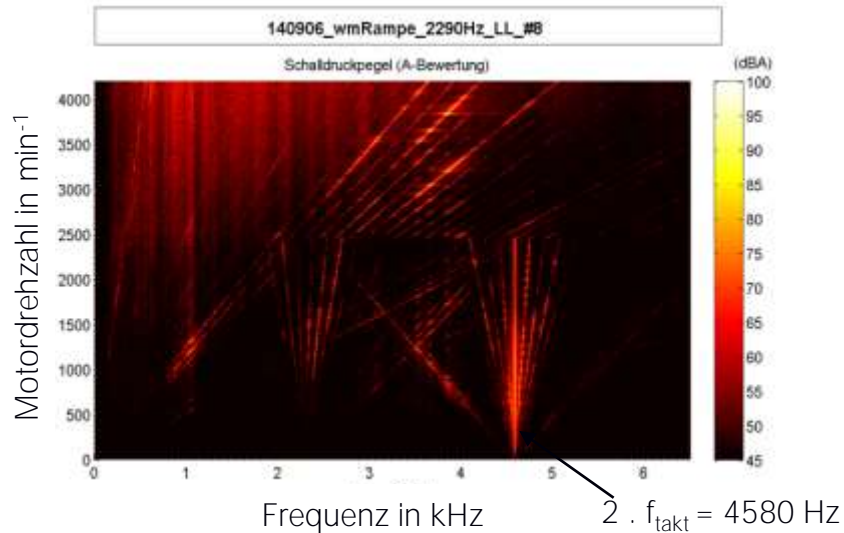
# Optimierte Anordnung der Gummielemente



Materialeigenschaften		
HNBR		Hydrierter Nitril-Kautschuk
Handelsname		Therban, Zetbol
Kälteflexibel bis		- 45°C
max. Dauereinsatztemperatur		150°C
Beständigkeit gegen		
Witterung und Ozon		sehr gut
Wasser (bei 100°C)		sehr gut
Laugen (50%ige Natronlauge)		befriedigend
Säuren (25%ige Schwefelsäure)		sehr gut
Mineralöl (bei 100°C)		sehr gut
Mindesteinsatzdauer		8 Jahre
Härte	DIN 53505	60 - 65 Shore A
Dichte	DIN 53479	1,1 g/cm <sup>3</sup>

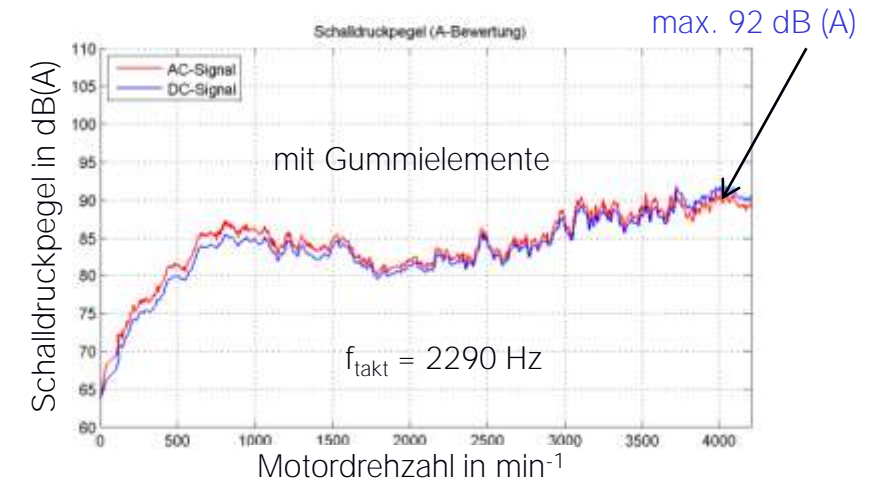
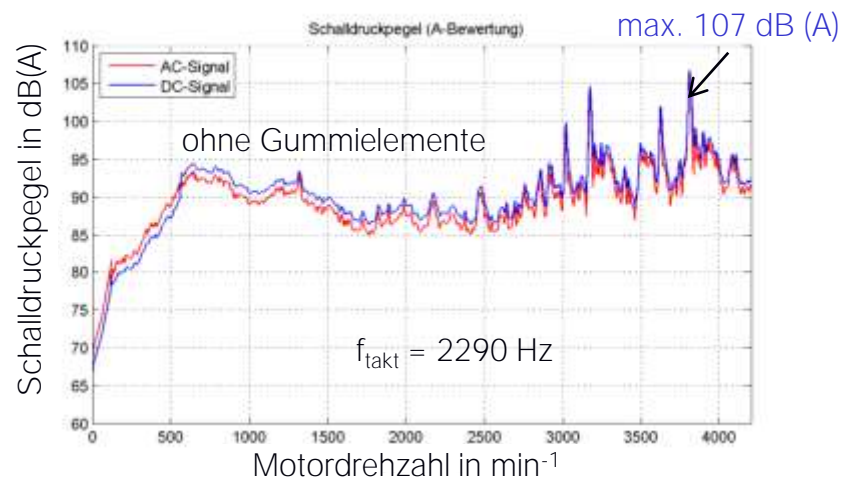
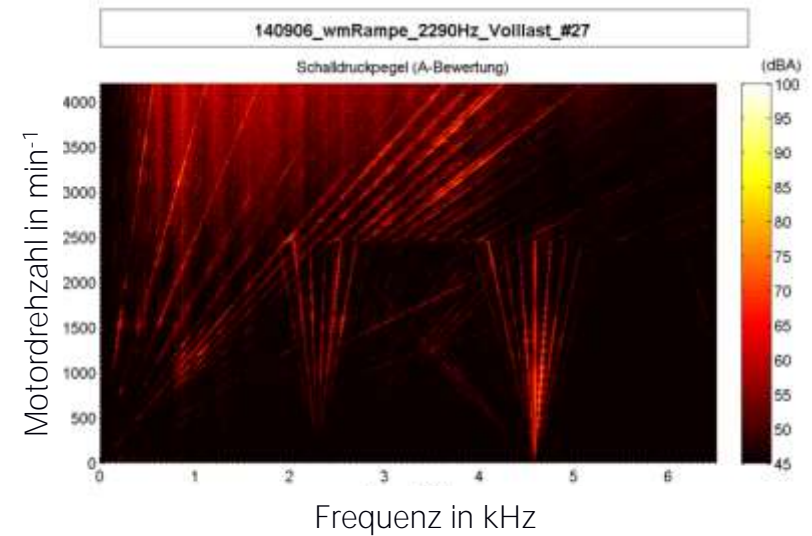
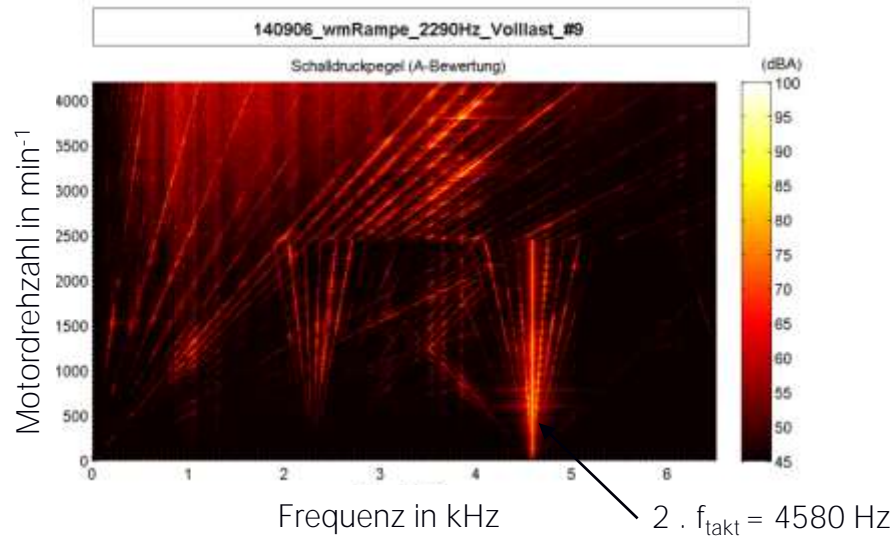


# Messungen der Reduzierung der Schallemission bei Leerlauf





# Messungen der Reduzierung der Schallemission bei Volllast



# Vergleich der Thermik Dauererwärmungslauf $P = 35 \text{ kW}$

		ohne Gummielemente	mit Gummielemente
Wirkleistung	kW	38,5	39,1
Strom	A	87,9	88,2
Spannung	V	397,1	397,7
Drehzahl	min-1	1607	1609
Drehmoment (Welle)	Nm	205,7	209,7
Mech. abge. Leistung	kW	34,6	35,3
Gemessene Temperaturen			
Gehäuse AS	°C	85,7	88,6
Gehäuse Mitte	°C	103,5	106,2
Wickelkopf AS	°C	137,8	141,4
Lagerschild BS	°C	83,4	87,3

# Maßnahmen zur Minimierung der Geräusche

Primärmaßnahmen	Konsequenzen
Vergrößerung der Luftspaltes	Vergrößerung d. Magnetisierungsstromes bzw. Magnetisierungsbedarfes
Vermeidung kritischer Nutenzahlenkombinationen (auch schon bei Sinusspannung)	
Vergrößerung der Statorjochhöhe (Steigerung der Statorsteifigkeit)	Vergrößerung des Motordurchmessers
Veränderung der Taktfrequenz	mehr/weniger Verluste im Motor WR
Sehnung der Wicklung	nur für tiefe Frequenzen wirksam
Verminderung des Statorflusses bei konst. Moment Steigerung d. Stromes	
Sekundärmaßnahmen	
Vermeidung von Resonanzerscheinungen z. B. von Gehäuseteilen	
Entkopplung und Dämpfung schwingungsfähiger Bauteile	

# Zusammenfassung

- Parasitäre Geräusche- und Vibrationseffekte treten vor allem bei hoch ausgenutzten Traktionsmaschinen bei Wechselrichterspeisung auf.
- Durch die Pulsung der Zwischenkreisspannung treten neben der Grundschiwingung auch Oberschwingungen auf. Der Motor inkl. Anschlussleitung fungiert als Lautsprecher.
- Die Berechnung der anregenden Frequenzen und Amplituden erfolgt durch die **Maxwell'sche** Radialkraftzugwellen.
- Die akustische Berechnung dieser Geräusche ist prinzipiell nur durch multiphysikalische FE-Berechnungen (schwer) möglich.
- Maßnahmen zur Vermeidung von Geräusch- und Vibrationseffekten sind z.B.:
  - Variation der Wechselrichter-Taktfrequenz (Vermeidung von Resonanzerscheinungen)
  - Absenkung des magnetischen Flusses bei niedrigen Drehzahlanforderungen
- Diese Maßnahmen in der Wechselrichter Software ziehen eventuell eine Wiederholung der Abnahme mit sich.

Vielen Dank für Ihre Aufmerksamkeit!

Traktionssysteme Austria GmbH

Tel: 0043-2236-8118-250

Handy: 0043-699-18118250

E-mail: [harald.neudorfer@traktionssysteme.at](mailto:harald.neudorfer@traktionssysteme.at)  
[hneudorfer@ew.tu-darmstadt.de](mailto:hneudorfer@ew.tu-darmstadt.de)

- Leitung Engineering Traktionssysteme Austria GmbH
- Allgemein beeideter und gerichtlich zertifizierter Sachverständiger
- Staatlich befugter und beeideter Ziviltechniker(mit ruhender Befugnis)
- Professor an der TU - Darmstadt und Lehrbeauftragter an der TU - Wien