

Institut für Konstruktionstechnik  
und Technisches Design  
Universität Stuttgart  
Prof. Dr.-Ing. H. Binz

Stefan Recker

**Ganzheitliche Analyse und Optimierung  
der Systembelastungen schnell  
drehender Hochdruck-  
Radialventilatoren**

Bericht Nr. 721



# **Ganzheitliche Analyse und Optimierung der Systembelastungen schnell drehender Hochdruck-Radialventilatoren**

Holistic analysis and optimization of system loads of high-speed  
high-pressure centrifugal fans

**Von der Fakultät Konstruktions-, Produktions- und  
Fahrzeugtechnik der Universität Stuttgart  
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)  
genehmigte Abhandlung**

**Vorgelegt von**

**Dipl.-Ing. Stefan Recker  
aus Stuttgart-Bad Cannstatt**

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. Hansgeorg Binz

Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. Andreas Nicola

Tag der mündlichen Prüfung: 19.09.2023

Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design  
der Universität Stuttgart

2023

D 93

ISBN-13: 978-3-946924-31-9

## **Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design**

Prof. Dr.-Ing. Hansgeorg Binz

Universität Stuttgart

Pfaffenwaldring 9

D-70569 Stuttgart

Telefon +49 (0)711 685-66055

Telefax: +49 (0)711 685-66219

E-Mail: [mail@iktd.uni-stuttgart.de](mailto:mail@iktd.uni-stuttgart.de)



## Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand maßgeblich während meiner Tätigkeit als akademischer Mitarbeiter am Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design (IKTD) der Universität Stuttgart.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater, Herrn Prof. Dr.-Ing. Hansgeorg Binz, für die Betreuung, sein entgegengebrachtes Vertrauen und die wohlwollende Begleitung dieser Arbeit, insbesondere auf der Schlussgeraden. Die mir gewährten Freiräume in der Bearbeitung des Forschungsgebiets waren sehr wichtig für das Gelingen dieser Arbeit. Außerdem möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Andreas Nicola für sein unmittelbares Interesse an meiner Arbeit und die Übernahme des Mitberichts herzlich bedanken. Auch bedanke ich mich vielmals bei Dipl.-Ing. Matthias Bachmann für die gewissenhafte Auseinandersetzung mit meiner Dissertation.

Ein ganz wesentlicher Dank gebührt der Margarete Müller-Bull Stiftung und meinem Forschungspartner, der Firma Elektror aircsystems GmbH, für die langjährige sehr gute und vertrauensvolle Zusammenarbeit, die mit Ende der Promotionsphase durch Gründung einer eigenen Forschungsabteilung im Unternehmen weiterhin fortbesteht.

Meinen Arbeitskolleginnen und Arbeitskollegen möchte ich für die stets gute und angenehme Zusammenarbeit einen großen Dank aussprechen, insbesondere meinen ehemaligen Kollegen am Institut, Dr.-Ing. Christopher Traut und Dr.-Ing. Mathias Messerle, sowie meinen Arbeitskollegen bei Elektror, Dipl.-Ing. Steffen Kraft und Dipl.-Ing. Stefan Dieterich, die mich durch viele wertvolle fachliche aber auch persönliche Gespräche immer unterstützt haben. Ebenso gilt mein Dank allen Studierenden, die im Rahmen von studentischen Arbeiten am Entstehen dieser Arbeit mitgewirkt haben.

Nicht zuletzt danke ich von Herzen meiner Familie, insbesondere meiner Frau Sandra und meiner Schwester Melanie, die mich die vielen Jahre während der Fertigstellung dieser Arbeit begleitet, ausgehalten und trotz der Mühen zur Vollendung bestärkt und unterstützt haben.

Gerlingen, im September 2023

Stefan Recker



## Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis .....	III
Abkürzungsverzeichnis .....	VII
Abstract .....	XV
1 Einleitung .....	1
1.1 Motivation .....	2
1.2 Zielsetzung und Struktur der Arbeit .....	4
2 Grundlagen der Ventilatorentechnik .....	7
2.1 Strömungstechnische Grundlagen von Ventilatoren .....	7
2.1.1 Relevante Betriebsgrößen .....	8
2.1.2 Dimensionslose Kenngrößen und Ventilatorarten .....	9
2.1.3 Strömungsgeschwindigkeiten und Energieumsetzung .....	11
2.1.4 Berechnung der Luftkennlinie .....	13
2.1.5 Anlagenkennlinie und Betriebspunkt .....	15
2.1.6 Gestaltungsregeln für effizient ausgelegte Ventilatoren .....	16
2.2 Kraftkomponenten im Ventilatorsystem .....	19
2.2.1 Gewichtskräfte des rotierenden Systems .....	19
2.2.2 Vorspannkkräfte .....	19
2.2.3 Elektromotorische Magnetkräfte .....	20
2.2.4 Axialschub .....	22
2.2.5 Radialschub .....	25
2.2.6 Instationäre Strömungskräfte .....	26
2.2.7 Unwuchterregte Schwingkräfte .....	27
2.3 Lebensdauerermittlung von Wälzlagern .....	31
2.4 Schwingungsmechanismen bei Ventilatoren .....	32
2.4.1 Maschinendynamik eines Einmassenschwingers .....	32
2.4.2 Rotordynamisches Verhalten eines Laval-Läufers .....	33
2.4.3 Beurteilung mechanischer Schwingungen .....	36
2.5 Fliehkraftbeanspruchung von Laufrädern .....	37
2.5.1 Analytische Bestimmung maximaler Schaufelbeanspruchung .....	37
2.5.2 Berechnung zulässiger Biege- und Vergleichsspannungen .....	40
3 Stand der Technik und Marktrecherche .....	41
3.1 Aufbau von Ventilatoren mit Laufrädern in Blechbauweise .....	41
3.2 Aufbau von Ventilatoren mit Freiförmiglaufblättern .....	44
3.3 Durchführung und Auswertung einer Marktrecherche .....	45

4	Konkretisierung der Forschungsarbeit.....	49
4.1	Konkretisierung der Aufgabenstellung und Zielsetzung .....	49
4.2	Konkretisierung der Vorgehensweise .....	50
5	Lufttechnische Ventilatorauslegung.....	53
5.1	Untersuchung lufttechnisch optimaler Drehzahlen.....	53
5.2	Entwicklung und Anpassung eines Vorauslegungsprogramms .....	54
5.2.1	Anpassung des Schaufelkanals für planparallele Deckscheiben	55
5.2.2	Anpassung des Minderleistungsfaktors und des Stoßbeiwerts ..	55
5.2.3	Berücksichtigung der Schaufelvorderkanten-Geometrie .....	57
5.2.4	Berücksichtigung von Versperrung und Querschnittsänderung..	59
5.2.5	Evaluation der Kennlinienvorausberechnung .....	60
5.3	Vorauslegung von effizienten Ventilatoren in Blechbauweise .....	62
5.4	Evaluation von vorausgelegten schnell drehenden Ventilatoren.....	63
5.5	Vergleich mit anderen Ventilatoren .....	65
5.6	Zusammenfassung des Kapitels .....	68
6	Untersuchung der Ventilatorkräfte .....	69
6.1	Prüfkonzept zur Ermittlung der Systembelastungen .....	69
6.2	Messung und Bewertung der Ventilatorkräfte .....	72
6.2.1	Gewichtskräfte des rotierenden Systems .....	72
6.2.2	Vorspannkräfte .....	72
6.2.3	Elektromotorische radiale Magnetkräfte .....	73
6.2.4	Elektromotorische axiale Magnetkräfte.....	75
6.2.5	Axialschub .....	77
6.2.6	Radialschub.....	79
6.2.7	Instationäre Strömungskräfte .....	82
6.2.8	Unwuchterregte Schwingkräfte.....	84
6.2.9	Bestimmung der resultierenden Kräfte und Lagerlebensdauer ..	87
6.2.10	Zusammenfassung des Unterkapitels .....	88
6.3	Bestimmung der optimalen Betriebsdrehzahl.....	89
6.3.1	Einfluss auf die Kennlinie und die Laufradabmessungen .....	89
6.3.2	Drehzahleinfluss auf Kraftkomponenten.....	90
6.3.3	Bewertung der resultierenden Lagerlasten und Lebensdauern ..	93
6.3.4	Evaluation der Lebensdauern im Dauerlauf .....	97
6.3.5	Zusammenfassung des Unterkapitels .....	98
7	Untersuchung von Schwingungen .....	99
7.1	Messung und Bewertung der Eigenfrequenzen .....	99

---

7.1.1	Untersuchung der Laufrad-Läufer-Resonanzen .....	99
7.1.2	Untersuchung der Gehäuseresonanzen .....	101
7.2	Simulation und Beeinflussung der Eigenfrequenzen .....	103
7.2.1	Aufbau des Simulationsmodells .....	103
7.2.2	Simulation der Starrkörperbewegungen .....	106
7.2.3	Simulation der Axial- und Torsionsschwingung .....	107
7.2.4	Simulation der Laufrad-Läufer-Eigenfrequenzen .....	107
7.2.5	Simulation der Gehäuseschwingungen .....	110
7.3	Optimierung des Laufrad-Läufer-Systems .....	112
7.3.1	Veränderung der Laufradeigenschaften .....	112
7.3.2	Veränderung der Läuferseigenschaften .....	113
7.3.3	Symmetrische Veränderung der Lagersteifigkeiten .....	114
7.3.4	Asymmetrische Veränderung der Lagersteifigkeiten .....	115
7.3.5	Einschätzung der Optimierungsmöglichkeiten .....	117
7.4	Optimierung des Spiralgehäuses .....	118
7.5	Zusammenfassung des Kapitels .....	120
8	Untersuchung der Laufradbelastungen .....	123
8.1	Analyse und Bewertung der Laufradbelastungen .....	123
8.1.1	Analytische Berechnung .....	123
8.1.2	Vergleich mit Fliehkraftprüfung .....	124
8.1.3	Überprüfung der Zyklusfestigkeit .....	126
8.1.4	Simulation der Laufradbelastungen .....	128
8.2	Optimierung der Laufradbelastungen .....	133
8.2.1	Veränderung der Werkstoffeigenschaften .....	133
8.2.2	Veränderung der Laufradgeometrie .....	135
8.2.3	Reduzierung der Kerbwirkung .....	136
8.3	Zusammenfassung des Kapitels .....	138
9	Leitfaden zur Optimierung der Systembelastungen .....	139
10	Exemplarische Anwendung der Optimierungsmethoden .....	142
11	Zusammenfassung .....	144
12	Ausblick .....	146
	Literaturverzeichnis .....	147



## Abkürzungsverzeichnis

### Abkürzungen

BP	Betriebspunkt
CFD	Computational Fluid Dynamics
FEM	Finite-Elemente-Methode
FFT	Fast Fourier transform
NBP	Nennbetriebspunkt

### Formelzeichen

Symbol	Einheit	Erläuterung
$a$	m	Schwingamplitude
$a_0$	m	Schwingungsanregung
$a / a^*$	-	Verhältnis geometrische zu durchströmte Schaufelkanalweite
$A$	-	Faktor als Hilfsgröße
$A$	m <sup>2</sup>	Fläche
$A'_1$	m <sup>2</sup>	Ringquerschnitt bei Schaufeleintritt
$b$	m	Schaufelbreite
$b_1^*$	m	Virtuelle Schaufeleintrittsbreite bei Nabenversperrung
$B$	m	Breite
$B$	T	Induktion
$c$	m/s	Absolutgeschwindigkeit
$c$	μm	Lagerluft
$C$	kN	Dynamische Tragzahl
$C_0$	kN	Statische Tragzahl
$d$	m	Durchmesser
$dF$	N	Infinitesimale Kraft

---

dl	m	Infinitesimale Länge
dm	kg	Infinitesimale Masse
D	-	Lehrsches Dämpfungsmaß
e	m	Exzentrizität
E	µm	Lauffehler
E <sub>T</sub>	MPa	Tangentenmodul
f <sub>0</sub>	Hz	Eigenfrequenz
F	N	Kraft
G	mm/s	Gütestufe
k	N/m	Steifigkeit
K <sub>Mt</sub>	-	Motorspezifischer Faktor
K <sub>PI</sub>	-	Motorpolzahlabhängiger Faktor
K <sub>S</sub>	-	Schubfaktor
K <sub>V</sub>	-	Motorspezifischer Dämpfungsfaktor
L	h	Lagerlebensdauer
l	m	Länge
m	kg	Masse
ṁ	kg/s	Massenstrom
M <sub>b</sub>	Nm	Biegemoment
M <sub>t</sub>	Nm	Drehmoment
n	s <sup>-1</sup> , min <sup>-1</sup>	Drehzahl
n <sub>pl</sub>	-	Plastische Stützzahl
n <sub>q</sub>	s <sup>-1</sup>	Spezifische Drehzahl
p	Pa	Druck
p	-	Lagerexponent
p	-	Polpaarzahl
P	kN	Dynamisch äquivalente Lagerbelastung
P	W	Leistung



---

q	N/m	Linienlast
r	m	Radius
R	m	Schaufelkrümmungsradius
R <sub>p</sub>	MPa	Materialstreckgrenze
R <sub>p0,2</sub>	MPa	Materialstreckgrenze bei 0,2 % Dehnung
s	m	Schaufelstärke
s	m	Weite
S <sub>F</sub>	-	Sicherheit gegen Fließen
S <sub>B</sub>	-	Sicherheit gegen Bruch
S <sub>V</sub>	-	Beiwert für Vergleichsspannungsberechnung von Scheiben
t	s	Zeit
t <sub>f</sub>	h	Schmierfrist
u	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
U	g·mm	Unwucht
U <sub>M</sub>	g·mm <sup>2</sup>	Momentenunwucht
V	m <sup>3</sup>	Luftvolumen
$\dot{V}$	m <sup>3</sup> /s	Volumenstrom
w	m/s	Relativgeschwindigkeit
W <sub>b</sub>	m <sup>3</sup>	Widerstandsmoment gegen Biegung
X	-	Radialfaktor des Wälzlagers
y	J/kg	Spezifische Förderarbeit
Y	-	Axialfaktor des Wälzlagers
z	-	Schaufelzahl
α	-	Durchflussbeiwert im Spalt
α	°	Spiralenwinkel
β	°	Schaufelwinkel
Δ	-	Delta
δ	-	Durchmesserzahl

---

$\delta$	m	Luftspaltlänge
$\varepsilon$	-	Einlaufziffer
$\varepsilon$	-	Materialdehnung
$\varepsilon_{pl}$	-	Plastische Dehnung
$\varepsilon'$	°	Nutschrägungswinkel
$\zeta$	-	Verlustbeiwert
$\eta$	-	Wirkungsgrad
$\Theta_a$	kgm <sup>2</sup>	Massenträgheitsmoment, axiales
$\Theta_p$	kgm <sup>2</sup>	Massenträgheitsmoment, polares
$\Theta$	°	Öffnungswinkel
$\kappa$	-	Schmiegun
$\Lambda_{Broeker}$	-	Hilfsgröße für Schaufelfestigkeit
$\mu$	-	Minderleistungsfaktor
$\mu$	-	Poissonzahl
$\mu_0$	N/A <sup>2</sup>	Permeabilität des leeren Raums
$\mu$	-	Reibungszahl
$\bar{v}$	-	Nabenversperrung
$\xi$	-	Verengungsfaktor Laufradschaufel
$\xi_{Broeker}$	-	Schaufelbeiwert
$\xi_{Sg}$	-	Querschnittsveränderung am Laufradeintritt
$\pi$	-	Druckerhöhung
$\pi$	-	Kreiszahl
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Luftdichte
$\rho_{Mat}$	kg/m <sup>3</sup>	Materialdichte
$\rho_{Mat^*}$	kg/m <sup>3</sup>	Ersatzdichte mit Berücksichtigung der Schaufelmasse
$\sigma$	-	Laufzahl
$\sigma_b$	MPa	Biegespannung
$\sigma_v$	MPa	Vergleichsspannung

---

$\varphi$	-	Durchflusszahl
$\varphi$	rad,°	Winkel
$\psi$	-	Druckzahl
$\Omega$	s <sup>-1</sup>	Winkelgeschwindigkeit
$\omega_0, \omega_x$	s <sup>-1</sup>	Eigenkreisfrequenz

**Indizes**

0	Vor dem Laufrad
1	Ventilatoreintritt
1m	Ventilatoreintritt, gemittelte Position der Schaufelvorderkante
2	Ventilatoraustritt
3	Nach dem Laufrad
4	Austritt Gehäusespirale
10h	90% Erlebenswahrscheinlichkeit
ax	Axial
A	Laufradseitiges A-Lager
B	Motorseitiges B-Lager
Ds	Deckscheibe
dyn	Dynamisch
el	Elektrisch
ges	Gesamt
hy	Hydraulisch
i	Innerer
Im	Impuls
j	Laufvariable
konisch	konisch geformte Deckscheibe
L	Luft

Lf	Läufer
Lr	Laufrad
Lr*	Laufradverschleiß und -ablagerung
m	Mittel
m	In Meridianrichtung
mod	modifiziert
M	Magnet
Max	Maximal
Mn	Mantel
Mt	Motor
Nb	Nabe
NBP	Nennbetriebspunkt
opt	Optimal
parallel	Planparallel geformte Deckscheibe
pl	Planlauf
rad	Radial
res	Resultierend
ru	Rundlauf
Re	Reibung
sp	Spiel
St	Stoß
st	Statisch
S	Schub, Strömung
Sg	Saug
Sp	Spalt
t	Total
th	Theoretisch
Ts	Tragscheibe

u	In Umfangsrichtung
U	Unwucht
v	Volumetrisch
V	Vorspannung
W	Welle
Wk	Wälzkörper
Wl	Wälzlager
zul	Zulässig
Z	Spirale
$\Delta$	Delta
$\infty$	Schaufelkongruent



## Abstract

This thesis investigates and optimizes the system loads occurring in the case of high-speed high-pressure centrifugal fans in a holistic approach. The systematic procedure and the knowledge gained enable the use of high speeds in combination with the sheet metal design of impeller and casing, which has proven itself in the fan industry. This results in new types of fans which are not available up to now in terms of efficiency and operating points.

High-pressure centrifugal fans in sheet metal construction operate inefficiently and are very large in size due to their low design speed. On the other hand, fans with free-form turbo impellers and high design speeds are compact, but due to the impeller shape and partly special drive technology, they are more complex and expensive to manufacture than comparable sheet metal fans. Both types of fan are clearly distinguished from each other by their design, their operational speed and operating points. Air capacities of 10 – 50 m<sup>3</sup>/min and 15,000 – 30,000 Pa in combination with impeller speeds between 10,000 min<sup>-1</sup> and 15,000 min<sup>-1</sup> are not offered by the manufacturers. This gap in the market is filled by the high-speed fans investigated in this thesis, which operate with high efficiencies in a cost-effective and compact sheet metal design, as the link between the two known designs. However, the use of sheet metal impellers and roller bearings requires a systematic analysis and optimization of the system loads prevailing in the fan in order to implement the high design speeds reliably and with sufficient service life.

An essential part of this thesis is the identification and evaluation of the loads occurring in the fan. The different mechanisms of action and their force components are measured by means of a bearing force test rig and compared with calculation methods known from literature or modified ones. The greatest static forces are generated by axial and radial thrust, which are superimposed by unsteady flow and imbalance forces. With the help of bearing force measurements, it is possible to enhance a developed preliminary design programme for efficiently designed fans by the prediction of resulting bearing forces and lifetimes. This allows force studies to be carried out for various design speeds and design parameters. The results show that with the selection of the nominal operating point of a fan an optimum design speed in terms of load exists. A too low as well as too high rotational speed has a negative effect on the bearing lifetime. Targeted measures such as the correct choice of bearing arrangement or the use of an optimized impeller

connection further reduce the bearing loads. The use of hybrid bearings also makes it possible to significantly increase the grease lifetime.

The fine tuning of the fan can be achieved after defining the load-optimal basic parameters of speed and bearing. Potentially problematic eigenfrequencies, however, must be analyzed as an additional relevant system load and optimized if necessary. For this purpose, the thesis investigates the different forms of vibration occurring and their influencing parameters. Forward whirling impeller-rotor resonances must be avoided during operation of the fan and can be shifted in a limited way by an adjusted rotor geometry and bearing stiffness. If these measures are not sufficient, the basic design, such as the flow geometry or design speed, must be modified. Occurring eigenfrequencies of the volute casing can be reliably shifted by means of the shown method of individual mass and stiffness changes.

Finally, the thesis examines the centrifugal force effect on the stress of the highly loaded sheet metal impeller. The shown finite element method and the cycle test are necessary for a reliable determination of the fatigue strength as the essential damage mechanism in the impeller. The work shows optimization possibilities such as the targeted use of high-strength materials and the reduction of notch stress at critical points. If necessary, fundamental adjustments of the impeller design are purposeful.

The investigation methods and optimization possibilities shown are evaluated with the help of two developed high-speed, high-pressure radial fans with  $12,000 \text{ min}^{-1}$  and  $15,000 \text{ min}^{-1}$ , whose system loads have been holistically optimized. The direct comparison with fans of different manufacturers confirms the basic approach of this thesis with up to 30 % higher air efficiency and a compact, cost-effective design in sheet metal construction. A guideline describing the basic procedure for the analysis and optimization of the system loads rounds off the thesis at the end.



# 1 Einleitung

Aufgrund der Vielzahl an Anwendungen, in denen Luft als Arbeitsmedium benötigt wird, ist der Ventilator fester Bestandteil in der Klimatisierungsbranche und der gesamten Industrie. Die Bandbreite reicht vom preissensitiven massengefertigten Kunststoff- oder Aluminiumventilator bis zum individuell gestalteten und handgeschweißten Industrieventilator aus Stahl. Mit einem Energiebedarf von ca. 18 % aller elektromotorisch betriebener Maschinen gehört die Produktgruppe der Ventilatoren zu den größten Energieverbrauchern in der Europäischen Union und weltweit. Vor allem Radialventilatoren für den industriellen Einsatz sind hier zu nennen, die im Vergleich zu anderen Ventilator-Typen ökonomisch ca. 50 % Marktanteil einnehmen und bis zu 90 % der verbrauchten Energie ausmachen. [RADGEN02, S. 34FF]

Potenzielle Energieeinsparungen bei Ventilatorsystemen zeigt Tabelle 1.1, wobei die Verantwortung in deren Umsetzung sowohl beim Kunden als auch beim Hersteller liegt. Kundenseitig werden Wirkungsgradsteigerungen insbesondere durch eine bedarfsgerechte Steuerung und Regelung der Ventilatoren sowie durch Strömungsoptimierungen der Luftführungen in der Anwendung gesehen.

Verantwortung	Maßnahme	Wirkungsgradsteigerung
Kunde	Regelung des Ventilatorbetriebs	30 %
	Optimierung des Luftkanalsystems	15 %
	Verwendung geeigneter Ventilator	12 %
Hersteller	Korrekte Motorauslegung	15 %
	Antriebsstrangoptimierung	8 %
	Einsatz Hocheffizienzmotor	5 %
	Optimierung Radiallaufrad	5 %

**Tabelle 1.1:** Maßnahmen zur Energieeffizienzsteigerung bei Ventilatorsystemen nach Radgen et al. [RADGEN02, S. 44, 72]

Herstellerseitig bestehen Einsparmöglichkeiten durch Einsatz hocheffizienter und anwendungsspezifisch ausgelegter Motoren sowie Optimierungen im Antriebsstrang und des eigentlichen Ventilatorlaufrads. Auch die Auswahl des am besten geeigneten Ventilators für die jeweilige kundenspezifische Anwendung spielt eine entscheidende

Rolle, wobei hierfür der Kunde und der Hersteller durch gemeinsame Abstimmung und Festlegung der ventilatorspezifischen Anforderungen in der Pflicht stehen.

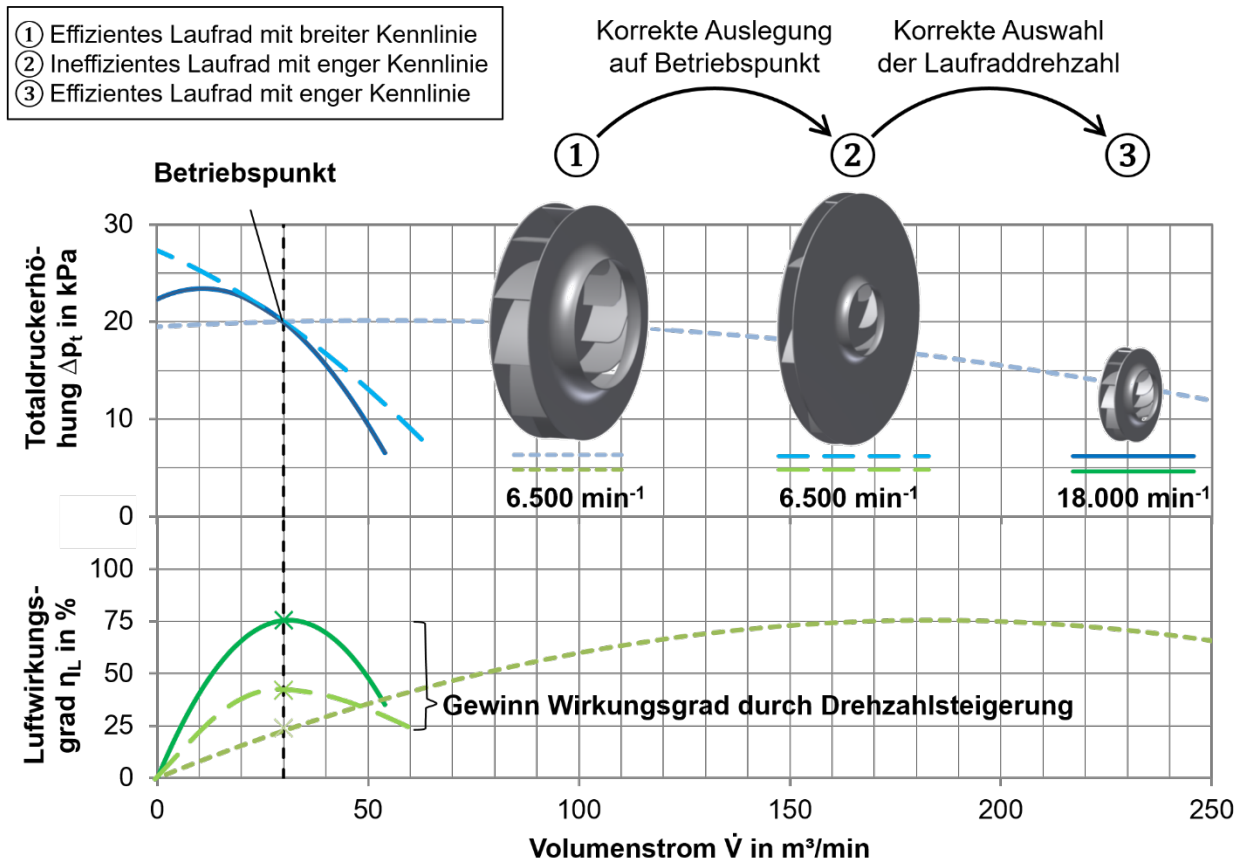
Häufig sind effizienzsteigernde Maßnahmen mit Mehrkosten beim Ventilator und der Kundenanlage verbunden, weshalb deren Umsetzung u. U. scheitert. Sofern die Einsparungen bei den Betriebskosten zu gering sind oder alleinig die Anschaffungskosten im Vordergrund stehen, ist der Anreiz für Optimierungsmaßnahmen meist nicht gegeben. Aus diesem Grund sind im Rahmen der 2008 verabschiedeten klima- und energiepolitischen Ziele der Europäischen Union (sog. „20-20-20-Ziele“) die gesetzlichen Grundlagen zur Festlegung von Mindestwirkungsgraden für verschiedene Produktgruppen geschaffen worden und fordern Hersteller und Betreiber inzwischen zum Umdenken auf [EUCOM14, S. 2]. Für Ventilatoren existiert seit 2013 die gültige EU-Verordnung 327/2011 [EUERP17] und eine weitere Anhebung der Mindestwirkungsgrade ist in den nächsten Jahren zu erwarten.

## 1.1 Motivation

Die gesetzliche Regelung und Anhebung von Mindestwirkungsgraden nach Verordnung 327/2011 [EUERP17] motiviert zu einer anwendungsspezifischen Ventilatorauslegung, wobei v. a. die richtige Wahl der Laufraddrehzahl maßgeblich über den maximal erreichbaren Wirkungsgrad des Ventilators entscheidet. Bei Hochdruckanwendungen mit Druckerhöhungen größer 10.000 Pa und Volumenströmen kleiner 2.000 m<sup>3</sup>/h sind nach den Auslegungsregeln von Cordier [CORDIER53] Drehfrequenzen weit oberhalb der Netzfrequenz von üblicherweise 50 Hz bzw. 60 Hz notwendig. Klassische netzbetriebene, ggf. sogar riemenübersetzte Hochdruckradialräder in Blechbauweise drehen daher zu langsam, bauen in der Breite zu schmal und im Durchmesser zu groß. Dadurch ist eine energieeffiziente, „ausgewogene“ und kompakte Laufradgestaltung ausgeschlossen. Eck [ECK12, S. 15] beziffert die Wirkungsgradeinbußen und hydraulischen Verluste auf bis zu 30 %.

Nachfolgendes Beispiel in Bild 1.1 soll für einen Betriebspunkt mit einer Totaldruckerhöhung  $\Delta p_t$  von 20.000 Pa und einem Volumenstrom  $\dot{V}$  von 30 m<sup>3</sup>/min das Verbesserungspotenzial verdeutlichen. Das im Fall (1) eingesetzte Laufrad besitzt eine breite Luftkennlinie und arbeitet im Betriebspunkt mit einem geringen Wirkungsgrad abseits seines eigenen Wirkungsgradoptimums. Das sehr schmale Laufrad (2) mit enger Luftkennlinie hat seinen höchsten Wirkungsgrad im Betriebspunkt und arbeitet daher effizienter als Laufrad (1). Aufgrund seiner schmalen, ineffizienten Laufradform reduziert sich jedoch sein

maximaler Wirkungsgrad deutlich. Dieser Nachteil wird bei Laufrad (3) durch eine Drehzahlanhebung kompensiert, wodurch der hohe Wirkungsgrad von Laufrad (1) und die enge Kennlinie von Laufrad (2) ermöglicht wird. Zudem ergibt sich ein deutlich kompakteres Laufraddesign.



**Bild 1.1:** Wirkungsgradsteigerung bei Hochdruckanwendungen durch Auslegung auf Anlagenbetriebspunkt und korrekte Wahl der Laufraddrehzahl

Als energieeffiziente Alternative sind schnell drehende und kompakte Hochdruck-Radialventilatoren auf dem Markt kaum vertreten. Sowohl die moderaten Mindestanforderungen an den Ventilatorwirkungsgrad als auch der allgemeine Preisdruck in der Ventilatorenbranche (siehe z. B. Radgen et al. [RADGEN02, S. 32]) verhindern die Verwendung alternativer Laufrad-, Lagerungs-, Steuerungs- und Regelungstechniken zur Beherrschung der hohen Drehzahlen und Systembelastungen. Hierzu gehören insbesondere die hoch beanspruchte Lagerung und die Bauteilbeanspruchungen infolge Schwingungen sowie die Festigkeit des Laufrads. Die Auseinandersetzung mit den Systembelastungen bei hohen Drehzahlen ist daher unabdingbar, um kostengünstige Konzepte für schnell drehende kompakte Hochdruck-Radialventilatoren finden zu können.

## **1.2 Zielsetzung und Struktur der Arbeit**

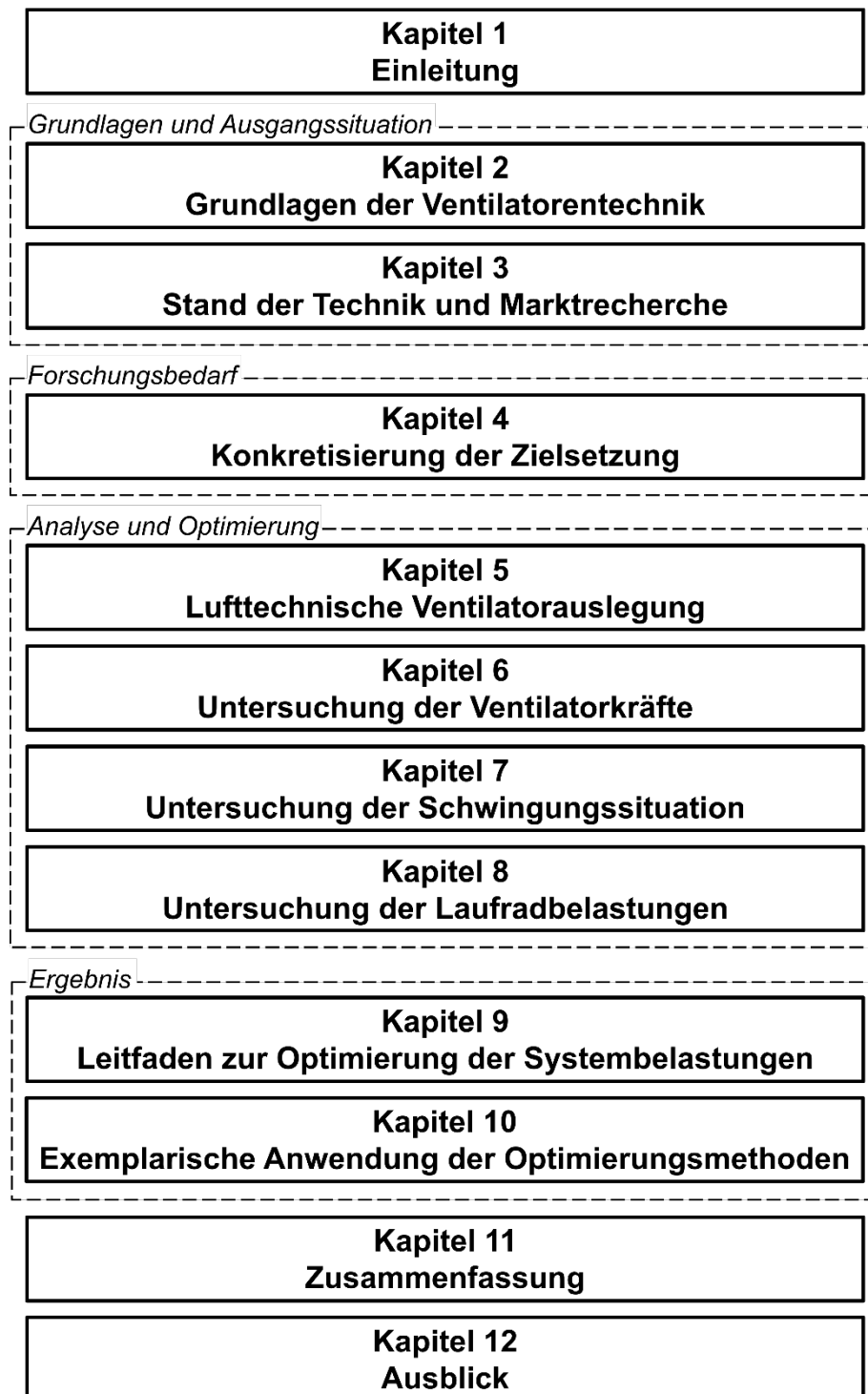
Die Forderung nach effizient arbeitenden Ventilatoren für Hochdruckanwendungen bedingt eine Steigerung der bisher gebräuchlichen Laufraddrehzahlen. Unter Berücksichtigung einer kostengünstigen Ventilatorenfertigung in Blechbauweise ist eine umfassende Betrachtung des Ventilatorsystems und dessen Belastungen erforderlich, um die heutigen Einsatzgrenzen langsam drehender Hochdruckventilatoren in Richtung hoher Drehzahlen zu verschieben. Ziel dieser Arbeit ist daher die ganzheitliche Analyse und Optimierung der Systembelastungen schnell drehender Hochdruck-Radialventilatoren mit hoher Effizienz und Lebensdauer in kostengünstiger Blechbauweise.

Die Herangehensweise und Struktur der Arbeit ist in Bild 1.2 dargestellt. Die Arbeit beginnt mit der Einleitung in Kapitel 1 und führt in Kapitel 2 fort mit den relevanten Grundlagen der Ventilatorentechnik. Zur Dokumentation des Wissensstands zum Zeitpunkt dieser Arbeit folgt in Kapitel 3 eine Analyse des Stands der Technik sowie der Leistungsdaten und konstruktiven Gestaltung der auf dem Markt befindlichen Ventilatoren. Dies ermöglicht in Kapitel 4 eine Konkretisierung der genauen Zielsetzung und der durchzuführenden Untersuchungen.

Der Hauptteil der Arbeit befasst sich zu Beginn mit der Analyse und Festlegung optimaler strömungstechnischer und mechanischer Vorauslegungen für schnell drehende Ventilatoren. Hierzu gehört die Untersuchung effizienter Laufrad- und Gehäuseausführungen in Kapitel 5 sowie die Überprüfung der Ventilatorkräfte auf die mechanisch hochbelastete Lagerung des Antriebsstrangs in Kapitel 6. Da sowohl die Effizienz als auch die mechanische Belastung von der Wahl der Laufraddrehzahl beeinflusst wird, erfolgt in beiden Kapiteln auch die Untersuchung und Festlegung optimaler Drehzahlen. Im weiteren Verlauf betrachtet die Arbeit die Analyse und Festlegung optimaler konstruktiver Gestaltungsmöglichkeiten zur Vermeidung hoher auftretender Bauteilbeanspruchungen. Während in Kapitel 7 die Beanspruchung durch Schwingungen und Eigenfrequenzen im Ventilatorsystem analysiert und optimiert werden, folgt im letzten Abschnitt des Hauptteils (Kapitel 8) die Überprüfung und Verbesserung die Bauteilfestigkeit des Ventilatorlaufrads.

Mit Abschluss der Untersuchungen im Hauptteil wird als Ergebnis in Kapitel 9 ein Leitfaden zur ganzheitlichen Optimierung der Systembelastungen für schnell drehende Hochdruck-Radialventilatoren vorgestellt. Die Umsetzung der Leitlinien findet in Kapitel 10 bei der Serienentwicklung zweier Ventilatoren Anwendung.

In Kapitel 11 werden die Ergebnisse der Arbeit nochmals zusammengefasst und der Ausblick in Kapitel 12 zeigt mögliche weitere Untersuchungsschwerpunkte und Optimierungspotenziale bei Ventilatoren auf.



**Bild 1.2:** Struktur der Arbeit

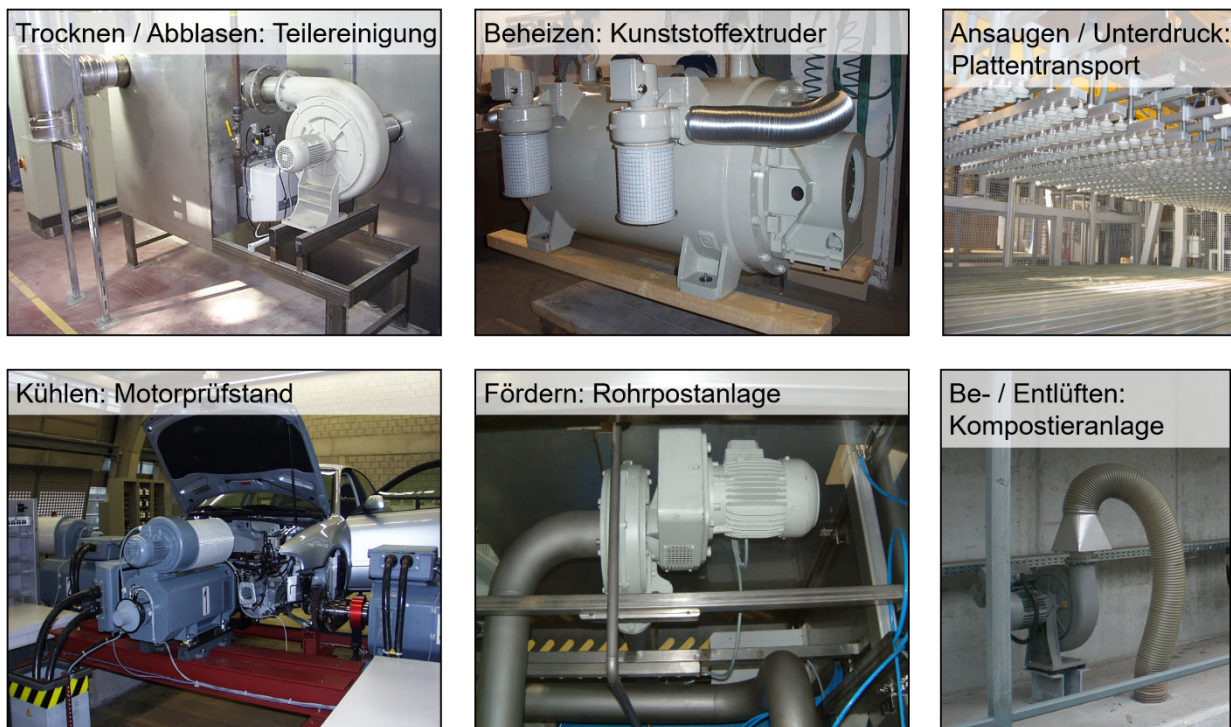


## 2 Grundlagen der Ventilatorentechnik

Die Unterkapitel 2.1 bis 2.5 beschreiben die notwendigen Grundlagen der in dieser Arbeit behandelten Themengebiete. Neben den allgemeinen strömungstechnischen Grundlagen von Ventilatoren zu Beginn dieses Kapitels werden auch die im Ventilatorsystem auftretenden Systembelastungen und deren Auswirkungen im Detail vorgestellt.

### 2.1 Strömungstechnische Grundlagen von Ventilatoren

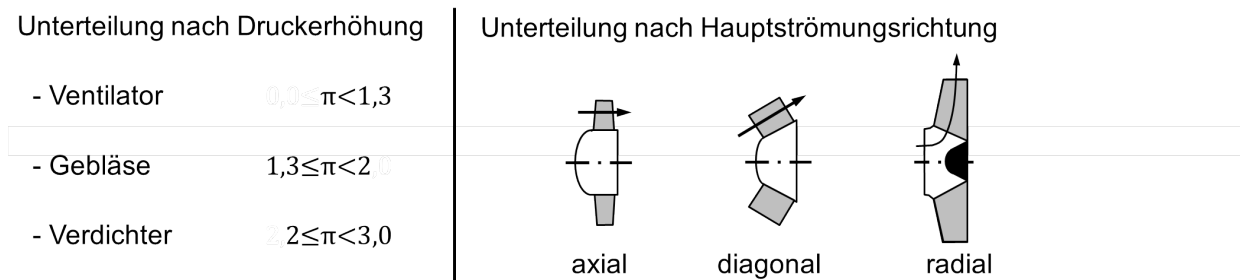
Industrieventilatoren finden ihren Haupteinsatz im Anlagenbau und der Klimatechnik zur Bereitstellung oder Förderung von Luft bzw. gasförmigen Medien. Hierzu muss ein gegenüber der Umgebung unterschiedliches Druckniveau zur Überwindung von Druckverlusten in der jeweiligen Anwendung aufgebaut werden. Typische Anwendungsfälle im Anlagenbau sind z. B. das Trocknen, Abblasen, Beheizen, Ansaugen, Kühlen, Fördern und Belüften von Teilen und Komponenten, siehe Bild 2.1.



**Bild 2.1:** Einsatzfelder von Ventilatoren nach Elektror [ELEKTORR]

Ventilatoren gehören zur Kategorie der Strömungs-Arbeitsmaschinen und dienen der Verdichtung von gasförmigen Medien. Die Energieübertragung auf das Medium erfolgt durch ein beschaufeltes Laufrad, das vom Medium durchströmt wird. Ventilatoren lassen sich z. B. nach Bommès et al. [BOMMES02, S. VI] gemäß ihres Druckverhältnisses  $\pi$  zwischen Ein- und Austritt mit Druckerhöhungen bis ca. 30.000 Pa ( $\pi = p_2/p_1 < 1,3$ ) zu den Niederdruckverdichtern einordnen. Anhand ihrer Hauptströmungsrichtung des geförder-

ten Mediums erfolgt eine weitere Unterteilung in Axial-, Diagonal- und Radialventilatoren, siehe Bild 2.2. Die hier betrachteten Radiallaufräder lenken die axial angesaugte Luft um 90° in radiale Richtung um.



**Bild 2.2:** Unterteilungen von Strömungs-Arbeitsmaschinen nach Bommès et al. und Bohl [BOMMES02, S. VI], [BOHL83, S. 43]

### 2.1.1 Relevante Betriebsgrößen

Der Volumenstrom  $\dot{V}$  beschreibt das durch den Ventilator strömende Volumen  $V$  pro Zeiteinheit  $t$  und wird im Falle inkompressibler Strömung (d. h. Dichte  $\rho = \text{const.}$ ) i. d. R. dem Massenstrom  $\dot{m}$  bevorzugt, siehe (2.1).

$$\dot{V} = \frac{V}{t} = \frac{\dot{m}}{\rho} \tag{2.1}$$

Die durch den Ventilator hervorgerufene Totaldruckerhöhung  $\Delta p_t$  zwischen Ventilatorein- und -austritt setzt sich aus statischen Druckanteilen  $\Delta p_{st}$  und dynamischen Druckanteilen  $\Delta p_{dyn}$  zusammen, siehe (2.2). Während der statische Druck die Druckwirkung des unbewegten Fluids auf seine Umgebung beschreibt (vgl. Kraftwirkung auf Mantelfläche eines Fahrradreifens), charakterisiert der dynamische Druck die Druckwirkung, die in der Bewegung des Fluids steckt (vgl. entweichender Luftstrom bei geöffnetem Reifenventil).

Beim Ventilator interessiert auch der spezifische Energieunterschied zwischen Ein- und Austritt, die sog. spezifische totale Förderarbeit  $y_t$ , welche über die gemittelte Dichte  $\rho_m$  aus der Totaldruckerhöhung berechnet werden kann, siehe (2.3).

$$\Delta p_t = p_{t,2} - p_{t,1} = \Delta p_{st} + \Delta p_{dyn} \tag{2.2}$$

$$y_t = \Delta p_t / \rho_m \quad \text{mit} \tag{2.3}$$

$$\rho_m = \frac{1}{2} (\rho_1 + \rho_2) \tag{2.4}$$

Der Gesamtwirkungsgrad  $\eta_{ges}$  wird aus der nutzbaren Luftleistung  $P_L$  des Ventilators und der aufgenommenen elektrischen Leistung des Antriebsmotors  $P_{el}$  gemäß (2.5) bestimmt. Alternativ wird dieser mit Hilfe des Motorwirkungsgrads  $\eta_{Mt}$  und des luft-



technischen Wirkungsgrads der Strömungsmaschine  $\eta_L$  berechnet. Der Motorwirkungsgrad  $\eta_{Mt}$  ergibt sich durch die an der Ventilatorwelle erforderliche Antriebsleistung  $P_W$  und der elektrischen Aufnahmeleistung  $P_{el}$  nach (2.6). Der lufttechnische Wirkungsgrad der Strömungsmaschine  $\eta_L$  ergibt sich anhand der Luftleistung  $P_L$  und des Motorwirkungsgrads  $\eta_{Mt}$  und setzt sich aus drei Teilwirkungsgraden zusammen, siehe (2.7). Der innere Wirkungsgrad  $\eta_i$  berücksichtigt sämtliche strömungsmechanischen Verluste im Laufrad und Gehäuse (nach Eck [Eck12, S. 25] z. B. Reibung, Richtungswechsel, Wirbelbildung, usw.). Der volumetrische Wirkungsgrad  $\eta_v$  beschreibt die inneren und äußeren Leckagen am Ventilator und der mechanische Wirkungsgrad  $\eta_m$  erfasst die mechanischen Verluste im Ventilatorteil, die nicht dem Antriebsmotor zugeordnet sind (z. B. Reibung in Dichtungen).

$$\eta_{ges} = \frac{P_L}{P_{el}} = \eta_{Mt} \cdot \eta_L \quad (2.5)$$

$$\eta_{Mt} = \frac{P_W}{P_{el}} \quad (2.6)$$

$$\eta_L = \frac{P_L}{\eta_{Mt}} = \frac{\dot{m} \cdot y_t}{\eta_{Mt}} = \eta_i \cdot \eta_v \cdot \eta_m \quad (2.7)$$

### 2.1.2 Dimensionslose Kenngrößen und Ventilortypen

Zur einheitlichen Beschreibung des Betriebsverhaltens und Auslegung von Ventilatoren stehen dimensionslose Kenngrößen zur Verfügung, die den direkten Vergleich verschiedener Ventilatoren ermöglichen und bei der Auswahl des richtigen Ventilortyps unterstützen. Zur Bestimmung der dimensionslosen Größen werden Betriebsdaten des Ventilators auf charakteristische, den Ventilator beschreibende Größen wie z. B. Abmessungen und Drehzahlen bezogen. In der Literatur werden teilweise unterschiedliche Bezugsgrößen verwendet, weshalb die Deklarationen in (2.8) bis (2.11) für die in dieser Arbeit verwendete dimensionslose Druckzahl  $\psi$ , Durchflusszahl  $\varphi$ , Laufzahl  $\sigma$  und Durchmesserzahl  $\delta$  unter Verwendung von SI-Einheiten Gültigkeit haben.

$$\psi = \frac{\Delta p_t}{\rho_m / 2 \cdot u_2^2} \quad (2.8)$$

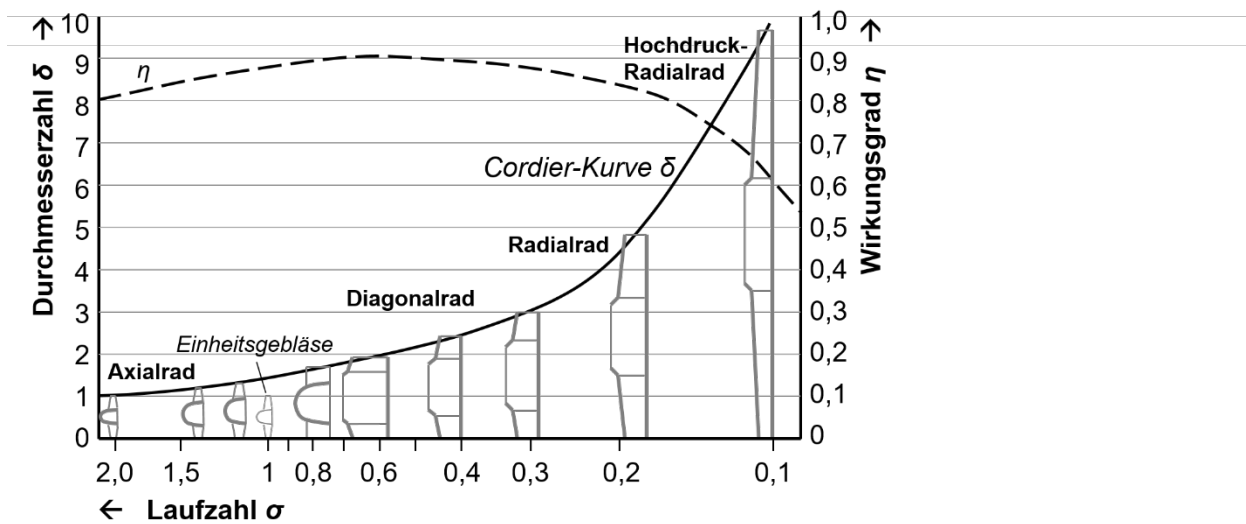
$$\varphi = \frac{\dot{V}}{\pi/4 \cdot D_2^2 \cdot u_2} \quad (2.9)$$

$$\sigma = \frac{n \cdot \sqrt{4\pi \cdot \dot{V}}}{(2 \cdot \Delta p_t / \rho_m)^{3/4}} \quad (2.10)$$

$$\delta = \frac{D_2 \cdot \sqrt{\pi}/2}{\sqrt{\dot{V}}} \cdot \left( 2 \cdot \frac{\Delta p_t}{\rho_m} \right)^{1/4} \tag{2.11}$$

Diese und weitere dimensionslose Größen können der Literatur entnommen werden, z. B. Bohl und Elmendorf [BOHL13-1, S. 71FF].

Die Auswahl des Ventilatorotyps entscheidet maßgeblich über den maximal erreichbaren lufttechnischen Wirkungsgrad des Laufrads. Als Entscheidungshilfe dienen Darstellungen nach Cordier [CORDIER53, S. 337], die Laufräder eines jeden Bautyps mit bestem Wirkungsgrad aufzeigen. Eine ergänzende Darstellung nach Eck [ECK12, S. 15], ist in Bild 2.3 dargestellt und zeigt verschiedene Laufradformen bei gleicher Druckerhöhung und gleichem Volumenstrom im Vergleich zum Einheitsgebläse mit  $\varphi = \psi = \sigma = \delta = 1$ .



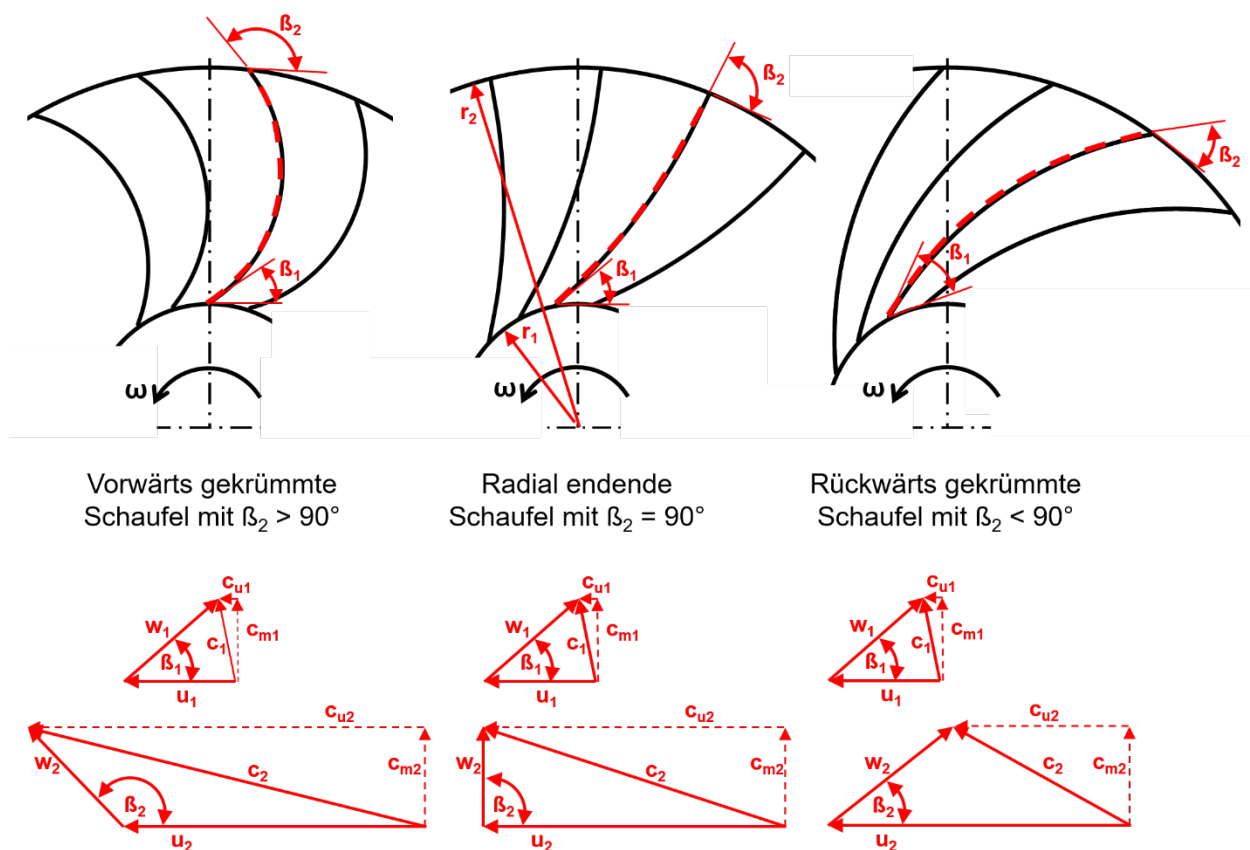
**Bild 2.3:** Maximal erreichbarer Wirkungsgrad und Proportionen verschiedener Laufradtypen (nach [ECK12, S. 15])

Hieraus wird der Drehzahleinfluss, repräsentiert durch die Laufradzahl  $\sigma$ , erkennbar, die über den maximal erreichbaren Wirkungsgrad entscheidet. Das im Bild gezeigte Hochdruck-Radialrad erreicht gegenüber einem Laufrad mit höheren Laufradzahlen geringere Wirkungsgrade und baut größer. Die Analyse der Laufradzahl nach (2.10) zeigt, dass die Laufradauslegung für hohe Arbeitsdrücke bei geringen Volumenströmen stets eine kleine Laufradzahl mit geringen Wirkungsgraden ergibt, sofern nicht die Drehzahl angehoben wird. Durch Anhebung der Drehzahl können für diesen Anwendungsfall allerdings ebenfalls effiziente Ventilatoren konstruiert werden, die zugleich kompakt bauen. Diese beiden Vorteile sind von zentraler Bedeutung für Ventilatorenhersteller und Betreiber, die von geringeren Energiekosten und kleineren Maschinen profitieren möchten. Die damit ein-

hergehende Leistungsverdichtung ermöglicht im Idealfall auch Einsparungen beim eingesetzten Material, wodurch ebenso die Herstellkosten reduziert werden.

### 2.1.3 Strömungsgeschwindigkeiten und Energieumsetzung

Zur Charakterisierung und Berechnung von Ventilatoren werden die Strömungsgeschwindigkeiten am Schaufeleintritt (Kennzeichnung Index 1) und Schaufelaustritt (Index 2) des Radiallaufrads in die Geschwindigkeitskomponenten Absolutgeschwindigkeit  $c$ , Umfangsgeschwindigkeit  $u$  und Relativgeschwindigkeit  $w$  unterteilt. Bild 2.4 zeigt die Geschwindigkeitspläne für verschiedene Schaufelformen, die den Zusammenhang der idealisierten gemittelten Geschwindigkeitskomponenten darstellen.



**Bild 2.4:** Schaufelformen und Geschwindigkeitsanteile

Die Umfangsgeschwindigkeit  $u$  wird nach (2.12) in Abhängigkeit der Winkelgeschwindigkeit  $\Omega$  und des Schaufelradius  $r$  bestimmt. Die Relativgeschwindigkeit  $w$  repräsentiert die Strömungsgeschwindigkeit im mitrotierenden Koordinatensystem des Laufrads, die bei idealisierter, sogenannter schaufelkongruenter Strömung mit der Strömungsrichtung der beiden geometrischen Schaufelwinkel  $\beta_{1,2}$  übereinstimmt. Die vektorielle Summe der Strömungskomponenten  $u$  und  $w$  bildet die Absolutgeschwindigkeit  $c$  nach (2.13) und

wird nach (2.14) in die Umfangskomponente  $c_u$  und in die Meridiankomponente  $c_m$  zerlegt.

$$\mathbf{u} = \Omega \cdot \mathbf{r} \quad (2.12)$$

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \quad (2.13)$$

$$\vec{c} = \vec{c}_m + \vec{c}_u \quad (2.14)$$

Die zur Bestimmung des Volumenstroms ausschlaggebende Meridiankomponente  $c_m$  weist stets in radiale Richtung und steht orthogonal zur Ein- bzw. Austrittsfläche des Laufrads. Die Umfangskomponente  $c_u$  definiert durch Bilanzierung zwischen Laufradein- und -austritt das auf die Strömung übertragene Drehmoment  $M_t$ , welches proportional zur Dralländerung  $\Delta(u \cdot c_u)$  nach (2.15) formuliert werden kann. Durch weitere Verrechnung mit der theoretisch aufgenommenen Laufradleistung  $P_{th\infty}$ , der Winkelgeschwindigkeit  $\Omega$  und des Massenstroms  $\dot{m}$  nach (2.16) kann nach (2.17) die Energieumsetzung  $Y_{th\infty}$  im Laufrad gemäß der Euler'schen Hauptgleichung bestimmt werden.

$$M_t = \Delta(u \cdot c_u) = \dot{m} \cdot (c_{u2} \cdot r_2 - c_{u1} \cdot r_1) \quad (2.15)$$

$$P_{th\infty} = M_t \cdot \Omega = \dot{m} \cdot y_{th\infty} \quad (2.16)$$

$$y_{th\infty} = c_{u2} \cdot u_2 - c_{u1} \cdot u_1 \quad (2.17)$$

Die Aufgabe eines Radialventilators ist die Drallerhöhung durch Umlenkung der Strömung im Schaufelkanal und Beschleunigung in Umfangsrichtung. Während die Umfangsgeschwindigkeiten durch Laufraddrehzahl und -durchmesser festgelegt sind, bestimmt v. a. der Schaufelwinkel  $\beta_2$  am Laufradaustritt über die Höhe der Energieumsetzung im Laufrad, weshalb die in Bild 2.4 gezeigten Laufradformen anhand  $\beta_2$  unterschieden werden.

Durch Berücksichtigung der Geschwindigkeitsbeziehungen lässt sich die Euler'sche Hauptgleichung umformen und liefert Erkenntnisse zur Bewertung der verschiedenen Druckanteile  $\Delta p$  im Laufrad, siehe (2.18) und (2.19).

$$y_{th\infty} = \frac{1}{2} \cdot [(u_2^2 - u_1^2) + (c_2^2 - c_1^2) + (w_1^2 - w_2^2)] \quad (2.18)$$

$$\Delta p_{th\infty} = \frac{\rho}{2} \cdot [(u_2^2 - u_1^2) + (c_2^2 - c_1^2) + (w_1^2 - w_2^2)] \quad (2.19)$$

So entspricht der erste Term  $\rho/2 \cdot (u_2^2 - u_1^2)$  einer statischen Druckerhöhung durch die Wirkung der Zentrifugalkräfte, welcher zugleich den effizientesten Anteil darstellt, da die Druckgewinnung ohne weitere Verluste erfolgt. Der zweite Teil  $\rho/2 \cdot (c_2^2 - c_1^2)$  bestimmt die Erhöhung der kinetischen Energie; eine Umsetzung in statischen Druck wird erst durch

verlustbehaftete Umwandlungsprozesse gemäß der Bernoulli'schen Energie-Erhaltungsgleichung nach dem Laufrad durch Leitvorrichtungen wie z. B. das Spiralgehäuse möglich. Der dritte Term  $\rho/2 \cdot (w_1^2 - w_2^2)$  bildet im Radiallaufrad die Verzögerung der Schaufelströmung im sich aufweitenden Schaufelkanal mit  $w_2 < w_1$  ab und ermöglicht ebenfalls eine verlustbehaftete Umwandlung in statischen Druck nach Bernoulli. Durch die verlustbehafteten Umwandlungsprozesse im Laufrad und im Leitapparat fällt der real verfügbare statische Druck jedoch geringer aus als in (2.19) dargestellt. [ECK12, S. 34]

Die Erkenntnisse über das Zusammenspiel der verschiedenen Geschwindigkeiten in Strömungsmaschinen bestimmen auch den Untersuchungsumfang in dieser Arbeit. Einerseits können zur Erreichung hoher Drücke keine Axialmaschinen berücksichtigt werden, da diesen der wichtige Fliehkraftanteil zur statischen Druckerzeugung fehlt. Andererseits kommen im Sinne einer energieeffizienten Betrachtungsweise nur Laufradtypen in Frage, die sich mit hohen Wirkungsgraden auszeichnen. Hierzu gehören Laufräder mit möglichst geringem Anteil  $\rho/2 \cdot (c_2^2 - c_1^2)$ , da die Umwandlung von kinetischem in statischen Druck nach dem Laufrad mit hohen Verlusten einhergeht. Der Blick in Bild 2.4 zeigt, dass Laufräder mit rückwärtsgekrümmten Schaufeln die kleinste  $c_2$ -Komponente aufweisen und der genannte Druckanteil am geringsten ist. Die nachfolgenden Untersuchungen beschränken sich daher ausschließlich auf rückwärtsgekrümmte Schaufeln.

#### 2.1.4 Berechnung der Luftkennlinie

Die Luftkennlinie, auch Drosselkurve genannt, beschreibt den Verlauf der Druckzahl  $\psi$  in Abhängigkeit von der Durchflusszahl  $\phi$  bzw. zeigt in dimensionsbehafteter Form die Druckerhöhung  $\Delta p_t$  als Funktion des Volumenstroms  $\dot{V}$ . Sie leitet sich in der Theorie nach Bohl und Elmendorf [BOHL13-1, S. 342] von der sog. Euler'schen Geraden durch Umrechnung der Hauptgleichung aus (2.18) ab, siehe (2.20).

$$Y_{th\infty} = 2 \cdot \frac{\phi}{2 \cdot b_2/D_2 \cdot \tan \beta_2} \quad (2.20)$$

Durch Berücksichtigung der verschiedenen im Betrieb auftretenden Verlustanteile kann auf die reale Luftkennlinie geschlossen werden, siehe Bild 2.5. Die Berechnung kann z. B. nach Bohl und Elmendorf [BOHL13-1, S. 341FF] erfolgen.

Der Minderleistungs-, oder Minderumlenkungsfaktor  $\mu$  berücksichtigt die von der idealisierten, schaufelkongruenten Strömung abweichende Strömungsrichtung am Austritt des Schaufelkanals, wodurch verminderte Druckziffern nach (2.21) entstehen.

$$\Delta \psi_{th} = \Delta \psi_{th\infty} \cdot (1 - \mu) \quad (2.21)$$



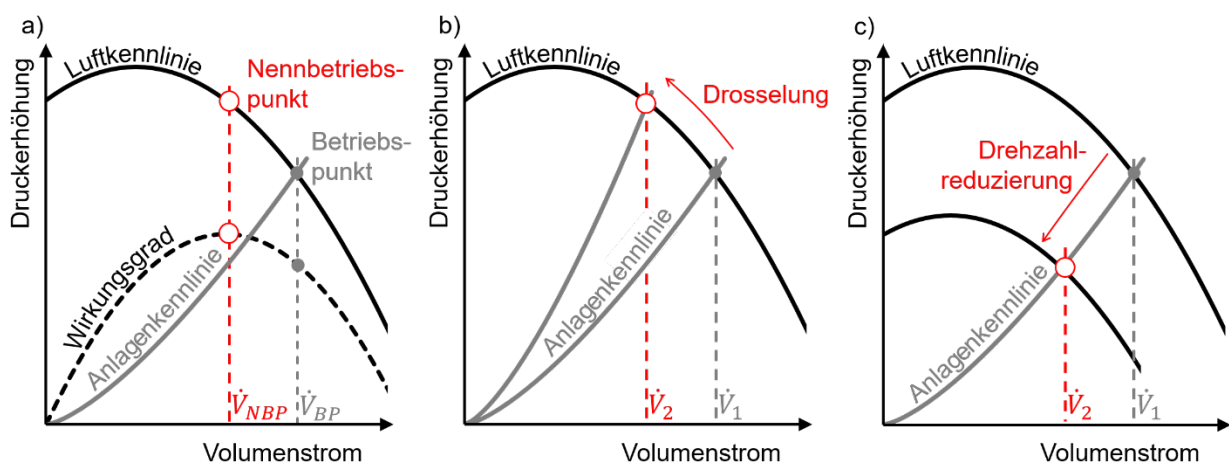
Der Luftspalt zwischen Laufradeintritt und Einlaufdüse ruft einen volumetrischen Verlust  $\Delta\varphi_{Sp}$  hervor, die Berechnung erfolgt meist nach Bohl und Elmendorf [BOHL13-1, S. 305], siehe (2.24).

$$\Delta\varphi_{Sp} = \alpha_{Sp} \cdot \frac{A_{Sp}}{A_2} \cdot \sqrt{\pi_{Sp} \cdot (\psi_{th} - \psi_{Re} - \psi_{St})} \quad (2.24)$$

Die vorgestellte rechnerische Ermittlung der Kennlinie wird auch „1D-Theorie“ genannt und dient der lufttechnischen sowie geometrischen Vorauslegung der Ventilatoren. Die Vorzüge liegen in der schnellen Verfügbarkeit der berechneten Kennlinien, allerdings ist die Vorhersagekraft begrenzt. Strömungseffekte wie Ablösung oder konstruktive Feinheiten können i. d. R. nicht korrekt abgebildet werden. Hierfür stehen genauere, jedoch aufwändigere numerische „2D-Verfahren“ oder CFD-Analysen im dreidimensionalen Raum zur Verfügung.

### 2.1.5 Anlagenkennlinie und Betriebspunkt

Der Punkt des besten Wirkungsgrads kennzeichnet den Nennbetriebspunkt (NBP) des Ventilators. Jedoch bestimmt die Anlagenkennlinie im Schnittpunkt mit der Luftkennlinie den tatsächlichen Betriebspunkt, welcher im günstigsten Fall mit dem Nennbetriebspunkt zusammenfällt oder sich in dessen unmittelbarer Nähe befindet, siehe Bild 2.6 a).



**Bild 2.6:** a) Zusammenwirken von Luft- und Anlagenkennlinie,  
b) und c) Regelungsarten zur Volumenstromveränderung

Weit abseits des Nennbetriebspunkts sind Wirkungsgradeinbußen und Energieverluste zu erwarten. Anlagenbetreiber sind daher bestrebt, den für ihre Anlagenkennlinie passenden Ventilator zu verwenden und den Betriebspunkt (BP) der Anlage in Überdeckung mit dem Nennbetriebspunkt des Ventilators zu bringen. Zur Verlagerung des Anlagen-

Betriebspunkts entlang der Kennlinie sind unterschiedliche Verstellmechanismen verfügbar. Bild 2.6 b) zeigt die energetisch ungünstigste aber einfachste und in der Praxis häufig eingesetzte Drosselregelung durch Veränderung des Anlagenwiderstands mittels Drosselklappe. Am besten erfolgt die Veränderung des Anlagen-Betriebspunkts durch Drehzahländerung des Ventilators, wodurch die Luftkennlinie des Ventilators anstelle der Anlagenkennlinie variiert wird, siehe Bild 2.6 c). [BOHL13-1, S. 349FF, S. 366]

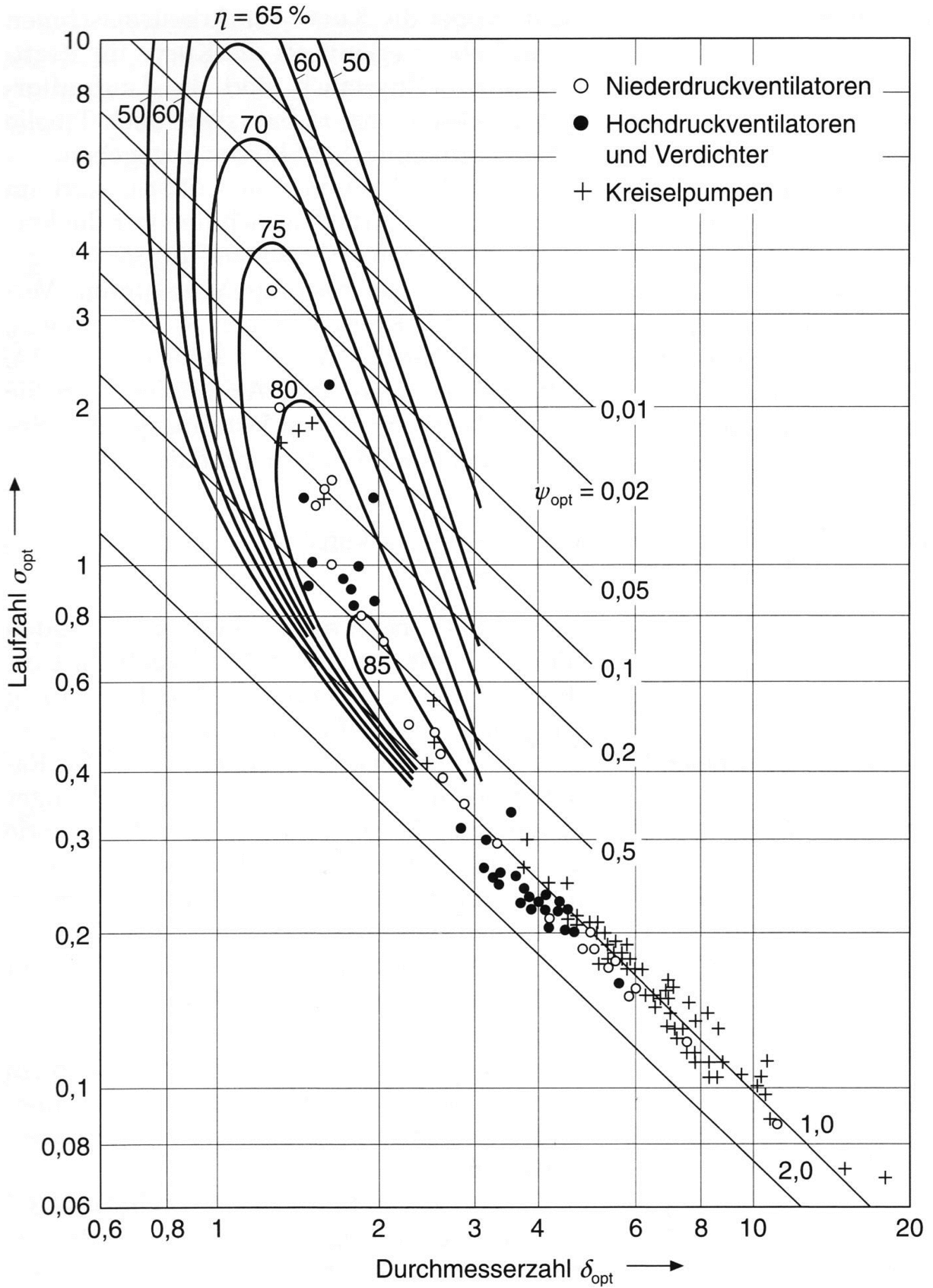
### 2.1.6 Gestaltungsregeln für effizient ausgelegte Ventilatoren

Das bereits vorgestellte Cordier-Diagramm stellt das wichtigste Hilfsmittel zur Auslegung effizienter Ventilatoren dar. Darstellungen in dimensionsloser Form wie in Bild 2.7 und Bild 2.8 geben für verschiedene Arbeitsmaschinen Aufschluss über die Laufradtypen mit höchster Effizienz. Bei Turbomaschinen in diagonalen Bauart stellt sich das Optimum mit lufttechnischen Wirkungsgraden um die 85 % für Laufzahlen zwischen  $0,3 < \sigma < 0,8$  ein, siehe Bild 2.8. Für Verdichter und Hochdruckventilatoren in radialer Bauform erstreckt sich gemäß Bild 2.7 der optimale Bereich bis ca.  $\sigma = 0,2$  und lufttechnischen Wirkungsgraden  $> 75$  %. Durch Umstellung von (2.10) nach der Drehzahl  $n$  lässt sich der Bereich für lufttechnisch optimale Betriebsdrehzahlen in Abhängigkeit des Nennbetriebspunkts eines Ventilators (Volumenstrom  $\dot{V}$ , Totaldruckerhöhung  $\Delta p_t$ ) abschätzen, siehe (2.25). Die Gleichung zeigt, dass hohe Drücke bei geringen Volumenströmen für hohe Auslegungsdrehzahlen sorgen.

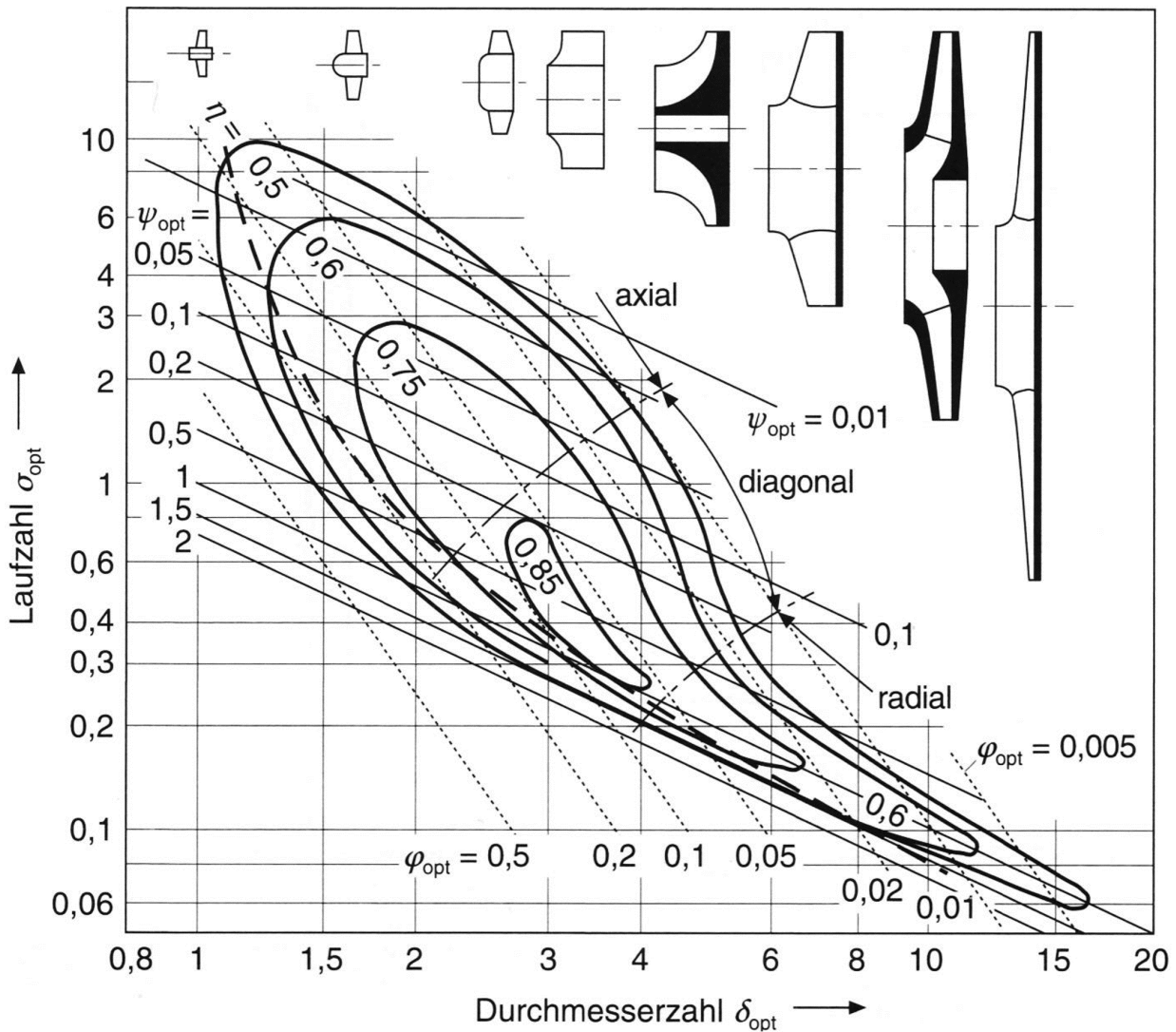
$$n = \frac{\sigma \cdot (2 \cdot \Delta p_t / \rho_m)^{3/4}}{\sqrt{4\pi \cdot \dot{V}}} \quad (2.25)$$

Die Literatur empfiehlt verschiedene Gestaltungsrichtlinien für effiziente Ventilatoren, die durch eine Vielzahl von experimentellen Untersuchungen der einzelnen Autoren weitreichend validiert sind. Tabelle 2.1 und Tabelle 2.2 zeigen für Laufräder mit konischer Deckscheibe und zugehörigem Spiralgehäuse die empfohlenen Geometrieparameter für effizient ausgelegte Ventilatoren.





**Bild 2.7:** Cordier-Diagramm für Ventilatoren, Verdichter, Pumpen aus Bohl und Elmendorf [BOHL13-1, S. 78F]



**Bild 2.8:** Cordier-Diagramm für Turboverdichter aus Bohl und Elmendorf  
[BOHL13-1, S. 78F]

Lauftradgeometrie	Gestaltungsempfehlung	Lauftradgeometrie	Gestaltungsempfehlung
Schaufelaustrittsdurchm. [BOHL13-2, S. 46]	$D_2 = \delta \cdot \frac{\sqrt{\dot{V}}}{(2 \cdot y_t)^{1/4}} \cdot \frac{2}{\pi}$	Schaufeleintrittswinkel [BOMMES89, S. 21]	$\tan \beta_1 = \frac{c_{0m}}{u_1 \cdot \xi_1}$
Schaufeleintrittsdurchm. [ECK12, S. 95]	$D_1 \geq 1,194 \cdot \sqrt[3]{\dot{V}}$	Schaufelaustrittswinkel [BOHL13-2, S. 48]	$\beta_2 = \beta_1 + 10^\circ$
Deckscheibenkrümmung [BOHL13-2, S. 48]	$R_1 \approx 0,14 \cdot D_1$	Schaufelaustrittsbreite [BOMMES89, S. 23]	$b_2 = \frac{\dot{V}}{\pi \cdot D_2 \cdot c_{2m} \cdot \xi_2}$
Ansaugdurchmesser [BOHL13-2, S. 46]	$D_{sg} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot \eta_1 \cdot \varepsilon \cdot \sqrt{2 \cdot y_t}}}$	Radialer Luftspalt [SIEPERT02, S. 36]	$s_{sp} = 0,006 \div 0,008 \cdot D_1$
Schaufeleintrittsbreite [CAROLUS20, S. 35]	$b_1 = 0,54 \cdot \sigma^{1/6} \cdot D_s^2 / D_1$	Axiale Spaltüberdeckung [CAROLUS20, S. 37]	$l_{sp} = 0 \div 0,08 \cdot D_1$
Schaufelzahl [ECK12, S. 75]	$z \approx 8,5 \cdot \frac{\sin \beta_2}{1 - D_1 / D_2}$		

**Tabelle 2.1:** Geometrieparameter zur Auslegung effizienter Laufräder

Gehäusegeometrie	Gestaltungsempfehlung	Gehäusegeometrie	Gestaltungsempfehlung
Gehäusebreite [BOMMES02, S. 119]	$B_Z = (2 \div 3) \cdot b_2$	Öffnungswinkel [BOMMES02, S. 120]	$\theta_Z = 55^\circ \div 65^\circ$
Spiralenwinkel [ECK12, S. 208]	$\tan \alpha_Z = \frac{b_2}{B} \cdot \frac{c_{m2}}{c_{u2}}$	Grundkreisradius [BOMMES02, S. 120]	$r_Z = \frac{(1,25 \div 1,33) \cdot D_2 / 2}{e^{\theta_Z \cdot \tan \alpha_Z}}$

**Tabelle 2.2:** Geometrieparameter zur Auslegung effizienter Spiralgehäuse

## 2.2 Kraftkomponenten im Ventilatorsystem

Die im Ventilatorsystem auftretenden Kraftkomponenten sind nachfolgend in Tabelle 2.3 aufgelistet. Während Gewichts- und Lagerungsvorspannkräfte rein statisch wirken, resultieren aus den umlaufenden Unwuchtkräften des rotierenden Laufrad-Läufer-Systems dynamische Kraftanteile. Magnetkräfte im elektromotorisch betriebenen Ventilator sowie Schub- und Strömungskräfte erzeugen zusätzlich statische und dynamische Kraftanteile. Der Kraftangriff der verschiedenen Komponenten befindet sich mit Ausnahme der Vorspannkräfte außerhalb der Lagerebenen. Die nachfolgenden Kapitel stellen die jeweiligen Kraftkomponenten und Berechnungsvorschriften aus der Literatur im Detail vor.

Kraftkomponente	Kraftangriff	statisch		dynamisch	
		radial	axial	radial	axial
Gewichtskräfte	Läufer & Laufrad	x	-	-	-
Vorspannkräfte	Lagerung	-	x	-	-
Elektromotorische Magnetkräfte	Läufer	x	x	x	x
Schub-, Strömungskräfte	Laufrad	x	x	x	x
Unwuchterregte Schwingkräfte	Läufer & Laufrad	-	-	x	-

**Tabelle 2.3:** Kraftkomponenten bei direktgetriebenen Ventilatoren

### 2.2.1 Gewichtskräfte des rotierenden Systems

Die Gewichtskräfte von Laufrad und Läufer  $F_G$  berechnen sich nach (2.26) und wirken bei horizontaler Achslage radial auf die Lagerstellen.

$$F_{G,rad} = (m_{Lf} + m_{Lr}) \cdot g \quad (2.26)$$

### 2.2.2 Vorspannkräfte

Vorspannkräfte garantieren eine Mindestbelastung der Lager, um Schäden infolge von Gleitbewegungen der Wälzkörper auf den Laufbahnen zu verhindern und bei hohen Drehzahlen einen geräuscharmen Betrieb sicherzustellen. Die erforderliche Vorspannung wird von verschiedenen Einflussfaktoren wie Lagertyp, Drehzahl, Schmierstoff, Lagerluft und Eigengewicht der gelagerten Teile beeinflusst. Wird eine erforderliche

radiale Mindestlast nicht erreicht, werden die Lager meist durch axiales Anstellen der Innen- bzw. Außenringe zusätzlich vorgespannt. Dies ist i. d. R. bei schnell drehenden Systemen wegen der geringen Gewichtskräfte der Fall. [SKF21 S. 106, S. 186, S. 1048]

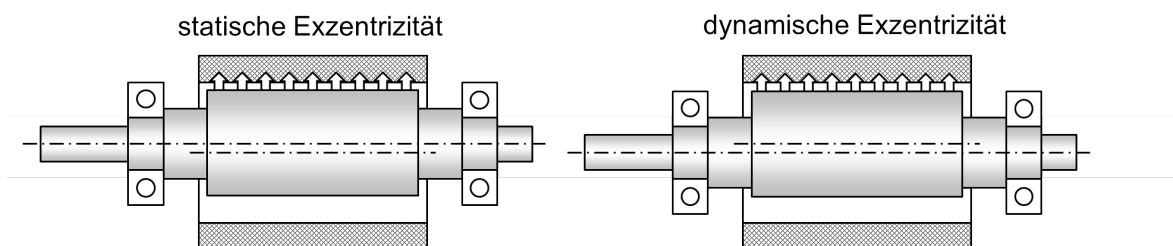
Tabelle 2.4 zeigt die von Lager- und Tellerfederherstellern empfohlenen Vorspannungen  $F_{V,ax}$  bei Anstellung der Lager in axialer Richtung (Drehzahl  $n$  in  $\text{min}^{-1}$ ).

Nr.	Quellennachweis	Anwendung	Vorspannkraft
1	[SKF21, S. 186]	Kleine Elektromotoren	$F_{V,ax} = 1000 \cdot (5 \div 10) \cdot d_w$
2	[SCHNORR17, S. 23]	Kugellager	$F_{V,ax} \approx 1000 \cdot (5 \div 9) \cdot d_w$
3	[SKF14-1, S. 492FF]	Einreihige Schrägkugellager	$F_{V,ax} = (0,9 \div 1,4) \cdot \frac{C_0}{1000} \cdot \left(\frac{n \cdot d_m}{100}\right)^2$

**Tabelle 2.4:** Empfohlene axiale Vorspannungen

### 2.2.3 Elektromotorische Magnetkräfte

Die am Luftspalt zwischen Läuferoberfläche und Statorwicklung eines Elektromotors austretenden Magnetfeldlinien erzeugen vorwiegend radial gerichtete Grenzflächenkräfte, die sich an gegenüberliegenden Stellen des Läufers i. d. R. ausgleichen. Befindet sich der Läufer im Statorpaket jedoch außermittig, d. h. exzentrisch gelagert, so wird der Läufer in Richtung des kleinsten Luftspalts an den Stator angezogen und es entsteht ein einseitiger magnetischer Zug. Hierbei wird in statische und dynamische Exzentrizität unterschieden, siehe Bild 2.9. Eine statische Exzentrizität liegt beispielsweise bei außermittiger Lagerung des Läufers in den Lagerstellen vor, d. h. die Lage des engsten Luftspalts bleibt unveränderlich und bewirkt statische Radialkräfte auf die Lagerstellen. Eine dynamische Exzentrizität entsteht hingegen, wenn das Rotorpaket z. B. exzentrisch auf der Läuferwelle sitzt oder Fliehkräfte eine Verformung des Läufers hervorrufen. Dann wirken die entstehenden Radialkräfte dynamisch und periodisch mit der Motordrehzahl auf die Lagerstellen. [MÜLLER08, S. 481F]



**Bild 2.9:** Radialer magnetischer Zug durch Rotorverlagerung

Der radiale magnetische Zug  $F_{M,rad}$  wird nach Müller et al. [MÜLLER08, S. 483F] im Wesentlichen durch den Durchmesser  $d_{Bp}$  und die ideelle Länge  $l_{Bp,id}$  des Blechpakets sowie

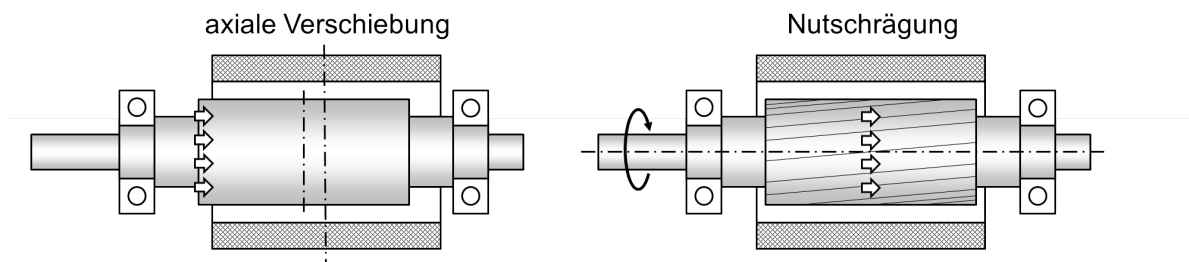
der ideellen Luftspaltlänge  $\delta_{Bp}$  und der Amplitude des wechselnden magnetischen Flusses  $B_{Sp,id}$  im Luftspalt beeinflusst, siehe (2.27). Typische Werte für  $B_{Sp,id}$  liegen nach Grote und Feldhusen [Grote18, S. V26] bei 0,6 – 1 T, die Luftspaltinduktion selbst ist nahezu lastunabhängig. Die ideale Luftspaltlänge  $\delta_{Bp,id}$  beträgt nach Gottkehaskamp [GOTTKEHASKAMP99, KAP. 2.9, S. 6] bei guter magnetischer Ausnutzung im Motor ca. das 1,5 – 3 fache der geometrischen Luftspaltlänge  $\delta_{Bp}$ .

$$F_{M,rad} = \frac{l_{Bp,id} \cdot d_{Bp} \cdot \pi}{4 \cdot \mu_0} \cdot \hat{B}_{Sp,id}^2 \cdot \frac{e_{Bp}}{\delta_{Bp,id}} \cdot K_{Pl} \quad (2.27)$$

Ein alternativer Ansatz von KISSOFT [KISSOFT14, S. 682] bestimmt den Magnetzug  $F_{M,rad}$  nach (2.28). Für Asynchronmotoren und Polpaarzahl  $p=1$  sind der motorspezifische Faktor  $K_{Mt}=0,1$  und der Dämpfungsfaktor  $K_V=0,25$ .

$$F_{M,rad} = K_{Mt} \cdot \frac{l_{Bp,id}}{1000} \cdot \frac{d_{Bp}}{1000} \cdot K_V \cdot \frac{e_{Bp}}{\delta_{Bp,id}} \quad (2.28)$$

Axialer magnetischer Zug entsteht bei axialer Verlagerung des Rotors aus der sog. Magnetischen Mitte des Elektromotors. Die Verschiebung bewirkt statische Rückstellkräfte auf die Lager in axialer Richtung, sofern diese eine Axialverschiebung des Läufers verhindern, siehe Bild 2.10. Im Falle einer Nutschrägung des Rotor- oder Ständerblechpakets ergeben sich drehmoment- und drehrichtungsabhängige Kraftanteile in axialer Richtung. [MÜLLER08, S. 485F]



**Bild 2.10:** Axialer magnetischer Zug durch Rotorverlagerung und Nutschrägung

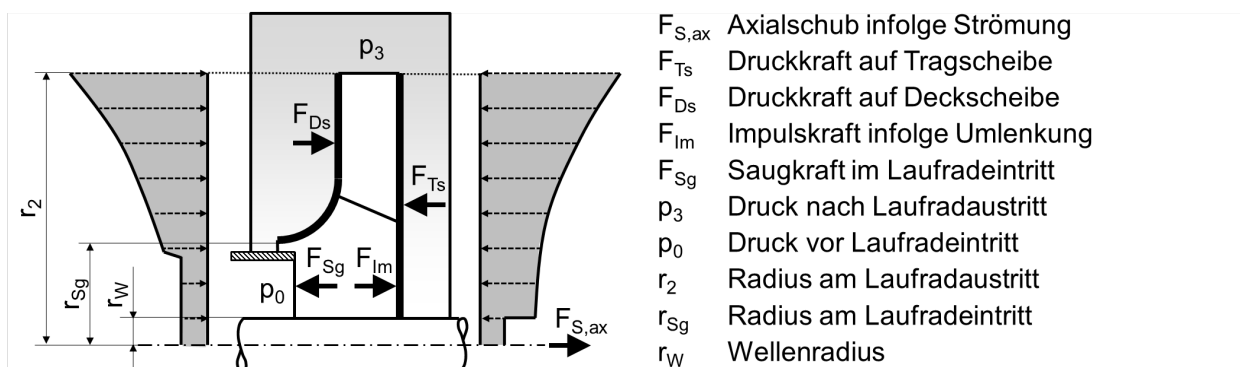
Ein aufwändiger Berechnungsansatz des axialen magnetischen Zugs infolge Verschiebung des Läufers findet sich in Müller et al. [MÜLLER08, S. 493]. Dieser zeigt, dass kleine axiale Auslenkungen (z. B. aufgrund von Fertigungsabweichungen) nur sehr kleine Kräfte ergeben. Der axiale magnetische Zug  $F_{M,ax}$  infolge des Nutschrägungswinkels  $\epsilon'$  ist nicht vernachlässigbar und berechnet sich nach Müller et al. [MÜLLER08, S. 486] mit (2.29).

$$F_{M,ax} = 2 \frac{M_T}{d_{Bp}} \cdot \tan \epsilon' \quad (2.29)$$

### 2.2.4 Axialschub

Der Axialschub beschreibt die resultierende Wirkung der am Laufrad angreifenden Strömungskräfte in axialer Richtung. Die in der Literatur beschriebenen Berechnungsmodelle zum Axialschub von Radiallaufrädern befassen sich überwiegend mit Kreiselpumpen und basieren wie bei Pfeleiderer und Petermann [PFLEIDERER05, S. 304FF] auf der Vorstellung ungleichmäßiger Druckverteilung in den Radseitenräumen des Laufradgehäuses infolge mitrotierender Flüssigkeitsschichten sowie resultierender Impulskräfte durch Umlenkung des Massenstroms innerhalb des Laufrads, siehe Bild 2.11.

Die größte Schwierigkeit in der Anwendung dieser Modelle besteht darin, genaue Kenntnis über die Geschwindigkeiten der mitrotierenden Schichten zu erhalten, die in Abhängigkeit zahlreicher Einflussfaktoren (Dimensionierung der Radseitenräume, Oberflächenrauheit, Spaltvolumenströme usw.) variieren können und die Anwendung des Verfahrens erschweren. Gülich [GÜLICH20, S. 671FF] erlaubt mit Hilfe numerischer Ansätze die derzeit genaueste Vorausberechnung der Axialkraftverhältnisse in den Radseitenräumen von Kreiselpumpen, stellt mit mehrseitigen Berechnungsschritten aber auch das aufwändigste Verfahren dar. Nach Sigloch [SIGLOCH13, S. 290] werden daher häufig einfachere empirisch abgesicherte Näherungsformeln verwendet. Nach Bahm [BAHM00, S. 4FF] liefern diese jedoch im Teillastbereich häufig voneinander abweichende Ergebnisse und bestimmen meist geringere Kräfte, als sie in der Realität auftreten. Ebenfalls bleiben die Einflüsse auf die Druckverteilung in den Radseitenräumen durch ein unsymmetrisches Spiralgehäuse häufig unberücksichtigt.



**Bild 2.11:** Druckverteilung am Laufrad nach Gülich [GÜLICH20, S. 672]

Während Untersuchungen und Veröffentlichungen zum Axialschub bei Kreiselpumpen zahlreich vorhanden sind, bietet die Literatur speziell für Industrieventilatoren nur wenige Berechnungsansätze, die i. d. R. von der Theorie der Kreiselpumpen abgeleitet und z. T. vereinfacht sind. Dies ist den geringeren Massenkräften bei Gasförderung durch Indus-

trieventilatoren infolge kleinerer Mediendichte geschuldet, was aber der Kräftesituation in Hochdruckventilatoren u. U. nicht mehr gerecht wird. Deshalb wird auch die in der Literatur genannte allgemeine Vorgehensweise zur analytischen Berechnung des Axialschubs bei Kreiselpumpen vorgestellt.

In Anlehnung an Bahm [BAHM00, S. 25FF] wird der Axialschub  $F_{S,ax}$  bei rotations-symmetrischen Druckverhältnissen in den Ringräumen allgemein nach (2.30) bestimmt.

$$F_{S,ax} = F_{Ts} - F_{Ds} + F_{Sg} - F_{Im} \quad (2.30)$$

Zur Berechnung der Druckkräfte  $F_{Ts}$  und  $F_{Ds}$  werden die Strömungsverhältnisse in beiden Radseitenräumen betrachtet. Durch Reibungseffekte an der rotierenden Trag- und Deckscheibe des Laufrads wird das Medium in den Radseitenräumen mitgeschleppt und dreht im Ventilatorgehäuse mit. Dessen Winkelgeschwindigkeit wird in der Literatur als Teil der Laufrad-Winkelgeschwindigkeit  $\Omega_{Lr}$  mit Hilfe von sog. Kernrotationsfaktoren  $K_{ax}$  angegeben. Die auf Trag- und Deckscheibe wirkenden Druckkräfte  $F_{Ts}$  bzw.  $F_{Ds}$  berechnen sich nach (2.31) und (2.32). Die spezifische Spaltdruckarbeit  $y_{sp}$  wird überschlägig mit Hilfe der Umfangsgeschwindigkeitskomponente  $c_{3u}$  im Spiralgehäuse nach (2.33) bestimmt. [PFLEIDERER05, S. 305FF]

$$F_{Ts} = \rho \cdot \pi \cdot (r_2^2 - r_W^2) \cdot \left[ y_{sp} - \frac{1}{4} \cdot K_{ax,Ts}^2 \cdot \Omega_{Lr}^2 \cdot (r_2^2 - r_W^2) \right] \quad (2.31)$$

$$F_{Ds} = \rho \cdot \pi \cdot (r_2^2 - r_1^2) \cdot \left[ y_{sp} - \frac{1}{4} \cdot K_{ax,Ds}^2 \cdot \Omega_{Lr}^2 \cdot (r_2^2 - r_1^2) \right] \quad (2.32)$$

$$y_{sp} = y_t \cdot \left( 1 - \frac{c_{3u}}{2 \cdot u_2} \right) \quad (2.33)$$

Für die Wahl der Kernrotationsfaktoren  $K_{ax,Ts}$  und  $K_{ax,Ds}$  finden sich in der Literatur verschiedene Empfehlungen, siehe Tabelle 2.5. Während nach Pfeleiderer und Petermann [PFLEIDERER05, S. 305FF] Wandreibungseffekte des Spiralgehäuses und die Drallwirkung der Spaltströmung Berücksichtigung finden, wird von Eck [ECK12, S. 236F] pauschal hälftige Winkelgeschwindigkeit des Mediums in den Radseitenräumen angenommen. Simulationsergebnisse von Stenzel [STENZEL15, F. 30] bestätigen ähnliche Werte wie zuvor Pfeleiderer und Petermann. Traupel [TRAUPEL01, S. 571] vernachlässigt für thermische Turboverdichter die Schleppwirkung gänzlich, wonach auf Trag- und Deckscheibe (ausgenommen dem Ansaugquerschnitt) der volle Spaltdruck am Laufradaustritt wirken soll.

Nr.	Quellennachweis	Axialschubberechnung für	$K_{ax,Ts}$	$K_{ax,Ds}$
1	[PFLEIDERER05, S. 305FF]	Kreiselpumpen	0,4÷0,5	0,6÷0,7
2	[ECK12, S. 236F]	Ventilatoren	0,5	0,5
3	[STENZEL15, F. 30]	Ventilatoren	0,45	0,5÷0,6
4	[TRAUPEL01, S. 571]	thermischer Radialverdichter	0	0

**Tabelle 2.5:** Empfehlungen für Kernrotationsfaktoren

Zur Berechnung der Rotationsfaktoren für Kreiselpumpen findet sich auch eine einfache Überschlagsberechnung nach Gülich [GÜLICH20, S. 678], welche jedoch für die bei Ventilatoren höheren Spaltvolumenströme zwischen Ansaugdüse und Laufraddeckscheibe unrealistisch hohe Werte bestimmt und hier keine Berücksichtigung findet. Das aufwändige iterative Berechnungsverfahren nach Gülich [GÜLICH20, S. 664FF] wird aufgrund des Umfangs nicht detailliert vorgestellt, jedoch in den späteren Untersuchungen berücksichtigt.

Die Saugkraft  $F_{Sg}$  wird für ein einstufiges Radialrad nach (2.34) bestimmt in Abhängigkeit des am Laufradeintritt herrschenden statischen Drucks  $p_0$  und der Differenz aus der Querschnittsfläche  $A_{Sg}$  und des Wellenquerschnitts  $A_W$  unter Voraussetzung gleichmäßiger Druckverteilung. Die Anwendbarkeit der Formel ist nach Bahm [BAHM00, S. 33] im Teillastbereich des Ventilators aufgrund ungleichmäßiger Druckverteilung infolge Rückströmungen u. U. nicht mehr gegeben.

$$F_{Sg} = p_0 \cdot (A_{Sg} - A_W) = p_0 \cdot \pi \cdot (r_{Sg}^2 - r_W^2) \quad (2.34)$$

Die Impulsänderungskraft  $F_{Im}$  nach (2.35) entsteht infolge der meridianen Umlenkung des axial angesaugten Mediums in radiale Richtung. Entscheidend ist die Geschwindigkeitsdifferenz der axialen Meridiangeschwindigkeiten vor und nach dem Laufrad. Bei Radiallaufrädern mit Umlenkungen von  $90^\circ$  wird die Axialkomponente der Meridiangeschwindigkeit am Laufradaustritt  $c_{2,ax}$  in der Theorie zu null. In Untersuchungen an einem Industrieventilator ohne Ventilatorgehäuse stellt Gikadi et al. [GIKADI02, S. 477FF] jedoch eine erhebliche axiale Fortströmung am Laufradaustritt fest mit  $c_{2,ax} \approx 0,6 \cdot c_{1,ax}$ , wodurch die auf die Welle wirksame Impulskraft deutlich reduziert wird.

$$F_{Im} = \rho_m \cdot \dot{V} \cdot (c_{2,ax} - c_{1,ax}) \quad (2.35)$$

Neben der allgemeinen Vorgehensweise nach (2.30) finden sich in der Literatur weitere überschlägige empirische Berechnungsansätze zur Bestimmung des Axialschubs speziell im Auslegungspunkt der Radiallaufräder. Diese unterscheiden nicht mehr in



Druck-, Saug- und Impulskräfte, wodurch die Berechnung deutlich einfacher ausfällt. Pfeleiderer [PFLEIDERER61, S. 457] bestimmt die Axialkraft nach (2.36).

$$F_{S,ax} = K_{S,ax} \cdot \frac{\Delta p_t}{1000} \cdot d_2^2 \quad \text{mit } K_{S,ax} = 3,65 \cdot 60 \cdot n_q \quad (2.36)$$

Gülich [GÜLICH20, S. 680] verwendet als Faustformel den Ansatz nach (2.37).

$$F_{S,ax} = (0,7 \div 0,9) \cdot \Delta p_t \cdot \pi \cdot (r_{Sg}^2 - r_W^2) \quad (2.37)$$

Bohl [BOHL83, S. 205] bestimmt ähnlich wie Traupel [TRAUPEL01, S. 571] den Axialschub bei Ventilatoren als Differenz der wirkenden Druckkräfte auf Trag- und Deckscheibe, jedoch ohne Berücksichtigung von Impulsänderungskräften, siehe (2.38).

$$F_{S,ax} \approx (p_2 - p_1) \cdot \pi \cdot (r_{Sg}^2 - r_W^2) \quad (2.38)$$

### 2.2.5 Radialschub

Der Radialschub beschreibt die resultierende Wirkung der am Laufrad angreifenden Strömungskräfte in radialer Richtung. Aus der Literatur bekannte (zumeist empirische) Berechnungsmodelle zur Bestimmung des Radialschubs befassen sich ausschließlich mit Kreiselpumpen, bei denen die Radialkräfte bei unsymmetrischer Druckverteilung im Spiralgehäuse aufgrund der höheren Systemdrücke deutlich größere Kräfte auf das Laufrad und die Wellenlagerung ausüben als bei Ventilatoren. Allen Ansätzen ist gemein, dass im Auslegungspunkt des Spiralgehäuses die Radialkräfte infolge größtmöglicher symmetrischer Druckverteilung minimal werden und sich die Krafrichtung vor und hinter diesem Bestpunkt umkehrt. Der Auslegungspunkt des Spiralgehäuses muss nicht zwingend mit dem Bestpunkt des Laufrads zusammenfallen. [GÜLICH20, S. 692FF]

Stepanoff [STEPANOFF59, S. 93] bestimmt für Spiralgehäuse den Radialschub  $F_{S,rad}$  allgemein aus dem Druck  $\Delta p_t$ , der am Laufradumfang auf die projizierte Fläche des Laufradaustritts wirkt (Laufraddurchmesser  $d_2$  x Laufradbreite inkl. Trag- und Deckscheibendicke  $b_2^*$ ) und mit Hilfe eines empirisch bestimmten Radialschubfaktors  $K_{S,rad}$  die asymmetrische Druckverteilung im Gehäuse berücksichtigt, siehe (2.39).

$$F_{S,rad} = K_{S,rad} \cdot \Delta p_t \cdot d_2 \cdot b_2^* \quad (2.39)$$

Weitere Berechnungsansätze aus der Literatur für Kreiselpumpen variieren lediglich in der Berechnung des Radialschubfaktors, siehe Tabelle 2.6.  $\dot{V}_{opt}$  bezieht sich dabei auf den Auslegungspunkt des Spiralgehäuses und entspricht idealerweise dem Volumenstrom im Nennbetriebspunkt des Ventilators.

Nr.	Quellennachweis	Radialschubfaktor $K_{S,rad}$
1	[STEPANOFF59, S. 93]	$0,36 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{\dot{V}}{\dot{V}_{opt}} \right)^2 \right]$
2	[SULZER97, S. 36]	$(5,25 \cdot 10^{-3} \cdot n_q + 6,50 \cdot 10^{-2}) \cdot \left[ 1 - \left( \frac{\dot{V}}{\dot{V}_{opt}} \right)^2 \right]$
3	[GÜLICH20, S. 729F]	$0 < \frac{\dot{V}}{\dot{V}_{opt}} < 1: K_{S,rad} = (K_{S,rad,0} - K_{S,rad,opt}) \cdot \left[ 1 - \left( \frac{\dot{V}}{\dot{V}_{opt}} \right)^2 \right] + K_{S,rad,opt}$ $\frac{\dot{V}}{\dot{V}_{opt}} > 1: K_{S,rad} = 0,09 \cdot \left( \frac{\dot{V}}{\dot{V}_{opt}} \right)^2$ $\frac{\dot{V}}{\dot{V}_{opt}} = 1: K_{S,rad,opt} = 4,56 \cdot 10^{-5} \cdot n_q^2 - 1,89 \cdot 10^{-3} \cdot n_q + 3,18 \cdot 10^{-2}$

**Tabelle 2.6:** Radialschubfaktoren bei Verwendung eines Spiralgehäuses

### 2.2.6 Instationäre Strömungskräfte

Instationäre Strömungskräfte in hydraulischen und thermischen Strömungsmaschinen sind v. a. auf instationäre Strömungsvorgänge am Laufradaustritt sowie am Leitrad- bzw. Gehäuseeintritt zurückzuführen. Hierzu zählen z. B. Ablösungseffekte im Laufrad und im Teillastbetrieb, ungleiche Geschwindigkeitsverteilungen über die Schaufelteilung, Teillastrückströmung und Druckpulsationen sowie fertigungsbedingte Ungleichförmigkeiten in den Laufradkanälen und Systemeinflüsse von außerhalb. Die Wirkung dieser Effekte steigt mit der Umfangsgeschwindigkeit des Laufrads, die insbesondere bei Hochdruckmaschinen beobachtet werden. [GÜLICH20, S. 736FF]

Für axiale instationäre Strömungskräfte findet sich nach Gülich [GÜLICH20, S. 680, 685] für doppelflutige (beidseitig ansaugende) Pumpen ein Rechenansatz nach (2.40). Die Untergrenze mit 0,02 gilt für den Betrieb in Bestpunktnähe ( $\dot{V} / \dot{V}_{opt} = 1$ ) und der obere Grenzwert mit 0,06 für den Teillastbereich ( $\dot{V} / \dot{V}_{opt} < 0,4$ ).

$$F_{S,dyn,ax} = (0,02 \div 0,06) \cdot \frac{\rho_m}{2} \cdot u_2^2 \cdot (d_2^2 - d_s^2) \tag{2.40}$$

Die instationären Radialkräfte infolge Druckschwankungen werden in der Literatur i. d. R. mit Hilfe von Radialschubfaktoren  $K_{S,dyn,rad}$  angegeben, die die Bestimmung der Kräfte nach (2.39) ermöglichen. Die von Gülich [GÜLICH20, S. 832] zusammengetragenen Literaturangaben zeigen als Gemeinsamkeit ein Minimum dynamischer Kräfte bei  $\dot{V} = \dot{V}_{opt}$ , die jeweiligen Radialschubfaktoren unterscheiden sich allerdings teilweise deutlich. Gülich [GÜLICH20, S. 729] gibt daher überschlägig für zwei Betriebspunkte Radialschubfaktoren an, siehe Tabelle 2.7.

Bereich	$K_{S,rad}$
$\frac{\dot{V}}{\dot{V}_{opt}} < 0,5$	$0,07 \div 0,12$
$\frac{\dot{V}}{\dot{V}_{opt}} = 1$	$0,01 \div 0,05$

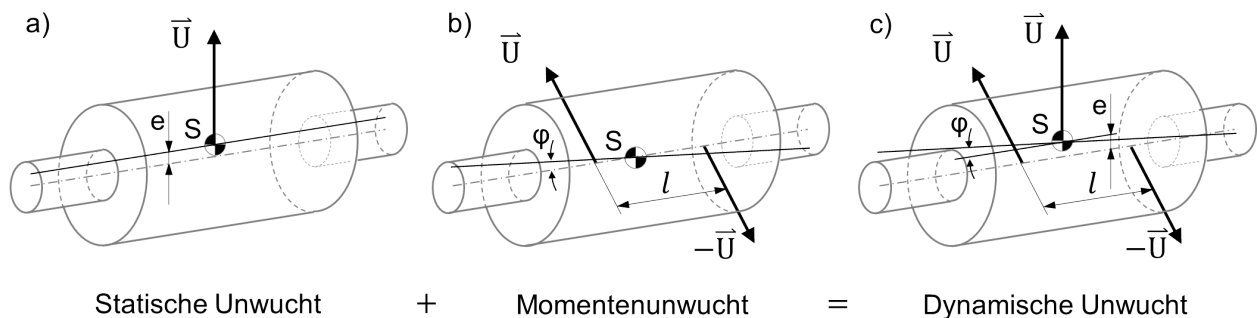
**Tabelle 2.7:** Radialschubfaktoren (effektiv) zur Berechnung instationärer Radialkräfte

### 2.2.7 Unwucherregte Schwingkräfte

Rotierende Körper sind Fliehkräften ausgesetzt, die bei ungleichmäßiger Massenverteilung des Körpers um seine gelagerte Achse (Schaftachse) Schwingkräfte und Schwingbewegungen auf die Lagerstellen verursachen. Dieser Zustand wird nach DIN ISO 1925 [DINISO1925 2002, S. 9] als Unwucht  $U$  bezeichnet. In Vektorschreibweise nach (2.41) definiert sich die Unwucht in Abhängigkeit der Unwuchtmasse  $m_U$  und dem Abstand  $r_U$  des Unwuchtschwerpunkts zur Rotationsachse.

$$\vec{U} = m_U \cdot \vec{r}_U \quad (2.41)$$

Eine einzelne in der Schwerpunktebene  $S$  liegende Unwucht wird als statische Unwucht bezeichnet und bewirkt eine Parallelverschiebung der Trägheitsachse aus der Rotationsachse um die Schwerpunktsexzentrizität  $e$ , siehe Bild 2.12 a).



**Bild 2.12:** Formen von Unwucht in Anlehnung an Schneider [SCHNEIDER13, S. 85FF]

Paare aus gleichen, sich gegenüber liegenden Unwuchten mit Ebenenabstand  $l$  bilden eine Momentenunwucht  $U_M$ , siehe (2.42). Die Trägheitsachse wird um den Schwerpunkt gegenüber der Rotationsachse um den Winkel  $\varphi$  verdreht, siehe Bild 2.12 b).

$$U_M = l \cdot U \quad (2.42)$$

Der Unwuchtzustand eines allgemeinen starren Rotors ist durch beliebig viele Einzelunwuchten definiert, welche sich nach Schneider [SCHNEIDER13, S. 83] durch vektorielle Addition in eine einzelne komplementäre statische Unwucht und eine Momentenunwucht

umrechnen lassen. Der dann vorliegende Fall wird als dynamische Unwucht bezeichnet und bewirkt eine Verschiebung und Verdrehung der Trägheitsachse, siehe Bild 2.12 c).

Das Laufrad-Läufer-System eines Ventilators besitzt verschiedene Unwuchtkomponenten, die in Tabelle 2.8 aufgeführt sind und nachfolgend erläutert werden.

Komponente	Unwucht durch	Formelzeichen	Unwuchtart
Motorläufer	Läuferunwucht	$U_{zul,Lf}$	statische Unwucht
Laufrad und Anbindung	Laufradunwucht	$U_{zul,Lr}$	statische Unwucht
	Ablagerung / Verschleiß	$U_{Lr^*}$	statische Unwucht
	Rundlauf toleranz	$U_{ru}$	statische Unwucht
	Passungsspiel	$U_{sp}$	statische Unwucht
	Planlauf toleranz	$U_{M,pl}$	Momentenunwucht
Wälzlagerung	Exzentrizität	$U_{Wl}$	statische Unwucht
		$U_{M,Wl}$	Momentenunwucht
	Planlauf fehler	$U_{Wl,ax}$	statische Unwucht

**Tabelle 2.8:** Unwucht Komponenten eines Laufrad-Läufer-Systems

Für den Motorläufer und das Laufrad gelten zulässige Restunwuchten  $U_{zul,Lf}$  bzw.  $U_{zul,Lr}$  nach DIN ISO 1940 [DINISO1940-1 2004], die sich in Abhängigkeit von Gütestufen G und der Betriebswinkelgeschwindigkeit  $\Omega$  bzw. durch zulässige Exzentrizitäten  $e_{zul,Lf}$  des Rotors bestimmen lassen, siehe (2.43).

$$U_{zul,Lf/Lr} = m_{Lf/Lr} \cdot e_{zul,Lf} = m_{Lf/Lr} \cdot \frac{G}{\Omega} \tag{2.43}$$

Richtwerte für Elektromotoren, Lüfter und schnelllaufende Systeme sind die Gütestufen G 6,3 mm/s und G 2,5 mm/s. Alternativ können anhand zulässiger Schwinggeschwindigkeiten, wie sie in ISO 14694 [ISO14694 2003] für Industrielüfter bzw. für rotierende elektrische Maschinen in DIN EN IEC 60034-14 [IEC60034-14 2019] vorgeschrieben sind, auf zulässige Exzentrizitäten rückgerechnet werden.

Zur Abschätzung der durch Ablagerungen und Verschleiß im Betrieb des Ventilatorlaufrads auftretenden Unwucht  $U_{Lr^*}$  gibt Bohl [BOHL83, S. 207] durch Angabe möglicher Schwerpunktverlagerung des Laufrads  $e_{Lr^*}$  Aufschluss, siehe (2.44).

$$U_{Lr^*} = m_{Lr} \cdot e_{Lr^*} = m_{Lr} \cdot \frac{0,5 \div 1}{1000} \cdot d_{Lr} \tag{2.44}$$

Werden Laufrad und Läufer einzeln gewuchtet, bewirken Rundlaufabweichungen der Läuferwelle sowie Passungsspiel in der Laufradanbindung eine exzentrische Lagerung des Laufrads  $e_{ru}$  bzw.  $e_{sp}$  und erzeugen passungsbedingte Unwuchten  $U_{ru}$  bzw.  $U_{sp}$ . Diese werden bestimmt in Abhängigkeit der Laufradmasse  $m_{Lr}$ , siehe (2.45).

$$U_{ru/sp} = e_{ru/sp} \cdot m_{Lr} \quad (2.45)$$

Planlaufabweichungen des Laufrads mit Schrägstellung  $\varphi$  verursachen gemäß Schneider [Schneider13, S. 164] eine Momentenunwucht  $U_{M,pl}$ , welche mit Hilfe der Massenträgheitsmomente um die Querachse  $\Theta_a$  und Längsachse  $\Theta_p$  bestimmt werden, siehe (2.46).

$$U_{M,pl} = \varphi \cdot (\Theta_a - \Theta_p) \quad (2.46)$$

Fertigungsabweichungen der Einzelteile eines Wälzlagers können im zusammengebauten Zustand durch exzentrischen Umlauf des Rotors in der Lagerstelle ebenfalls zu Unwuchten führen. Nach Feldmeier [FELDMEIER72, S. 26] sind bei stehendem Außenring im Wesentlichen der Rundlauffehler  $E_{ru}$  des Wälzlagerinnenrings (Radialschlag) sowie der Planlauffehler  $E_{pl}$  der Stirnfläche der Innenringlaufbahn (Axialschlag) bei angestellter Lagerung verantwortlich. In der Berechnung der Wälzlagerexzentrizität  $e_{wl}$  für Rillenkugellager nach Feldmeier [FELDMEIER72, S. 109] wird zudem die radiale Lagerluft  $c_{rad}$  und die Schmiegun  $\kappa$  des Wälzlagers sowie der Wälzkörper-Durchmesser  $d_{wk}$  berücksichtigt, siehe (2.47).

$$e_{wl} \approx \frac{1}{2} \cdot \left( E_{ru} + E_{pl} \cdot \sqrt{\frac{c_{rad}}{\kappa \cdot d_{wk}}} \right) \quad (2.47)$$

Sofern nicht gemessen, sind sinnvolle Werte für den Axial- und Radialschlag in den Katalogen der Lagerhersteller oder bei Feldmeier [FELDMEIER72, S. 26f] zu finden. Letzterer weist für Kugellager der Standardgenauigkeit P0 bis Bohrungsdurchmesser 20 mm einen Radialschlag von max. 5  $\mu\text{m}$  und einen Axialschlag von max. 21  $\mu\text{m}$  aus. Die Schmiegun  $\kappa$  wird nach Schlecht [SCHLECHT10, S. 138] bestimmt zu 0,02 – 0,05, die radiale Lagerluft hängt entsprechend von der Einbau- und Betriebssituation ab. Je nach Orientierung der Exzentrizitäten in beiden Lagerstellen entstehen eine statische Unwucht  $U_{wl}$  und/oder eine Momentenunwucht  $U_{M,wl}$ , siehe (2.48) und (2.49).

$$U_{wl} = e_{wl} \cdot (m_{Lf} + m_{Lr}) \quad (2.48)$$

$$U_{M,wl} = e_{wl} \cdot (m_{Lf} + m_{Lr}) \cdot l \quad (2.49)$$

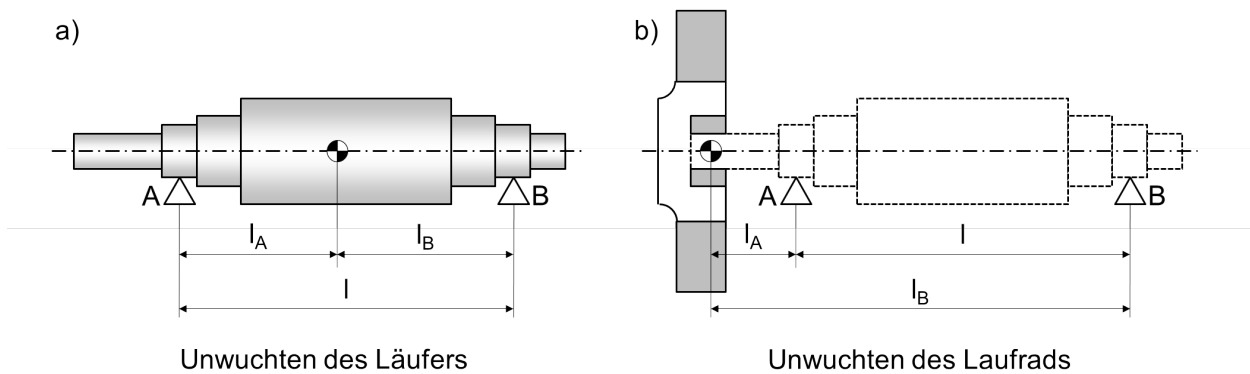
Planlauffehler von Kugellagern führen darüber hinaus zu Axialschwingungen des rotierenden Systems und können als „axiale“ Unwucht  $U_{wl,ax}$  betrachtet werden. Diese dürfen

jedoch nicht mit den in radialer Richtung wirkenden Unwuchtkomponenten verrechnet werden. Details zur Berechnung können Feldmeier [FELDMEIERS72, S. 110] entnommen werden.

Bei einem fliegend gelagerten und direkt angetriebenen Laufrad verteilen sich die verschiedenen Unwuchtkomponenten  $U_j$  auf die Lagerebenen A und B aufgrund der Hebelgesetze gemäß (2.50) und (2.51), siehe auch Bild 2.13 a) und b).

$$U_{j,A} = U_j \cdot \frac{l_B}{l} \quad (2.50)$$

$$U_{j,B} = U_j \cdot \frac{l_A}{l} \quad (2.51)$$



**Bild 2.13:** Verteilung der Läufer- und Laufradunwuchten auf die Lagerebenen

Momentenunwuchten  $U_{M,i}$  werden durch Teilen mit dem Lagerabstand  $l$  auf die beiden Ebenen umgerechnet, siehe (2.52).

$$U_{j,A/B} = \frac{U_{M,j}}{l} \quad (2.52)$$

Sofern die Wirkrichtungen der einzelnen Unwuchtanteile  $U_{i,A/B}$  bekannt sind, können durch vektorielle Addition die resultierenden Unwuchten  $U_{A/B,res}$  in den beiden Lagerebenen exakt bestimmt werden. Sind diese nicht verfügbar, werden zwei eingrenzende Methoden zur Abschätzung der resultierenden Unwuchten vorgeschlagen. Schneider [SCHNEIDER13, S. 144] empfiehlt alle Unwuchtanteile in Wirkrichtung und Größe unabhängig voneinander zu betrachten. Dies entspricht der mathematischen Berechnung der Fehlerquadratsumme nach (2.53) für jede Lagerebene.

$$U_{A,res} = \sqrt{\sum U_{j,A}^2} \quad \text{bzw.} \quad U_{B,res} = \sqrt{\sum U_{j,B}^2} \quad (2.53)$$

Im Falle einer konservativen Abschätzung weisen alle Unwuchtkomponenten in die gleiche Richtung und es ist die Summe der Unwuchtbeträge zu ermitteln, siehe (2.54).

$$U_{A,res} = \sum U_{j,A} \quad \text{bzw.} \quad U_{B,res} = \sum U_{j,B} \quad (2.54)$$

Die auf die Lager wirkenden radialen Schwingkräfte  $F_{U,rad}$  ergeben sich nach (2.55). Diese Betrachtungsweise gilt nach Schneider [SCHNEIDER13, S. 91FF] jedoch nur für Rotoren mit sog. starrem Verhalten, bei welchen sich die Unwuchten nicht drehzahlveränderlich zeigen. Dies ist i. d. R. bei unterkritischem Betrieb, also weit unterhalb der ersten Biegeeigenfrequenz, der Fall. Wird das rotierende System in den oder in der Nähe seiner Biegeeigenfrequenzen betrieben, wird von nachgiebigem Rotorverhalten ausgegangen, wodurch zusätzliche drehzahlabhängige sog. modale Unwuchten berücksichtigt werden müssen.

$$F_{A,U,rad} = U_{A,res} \cdot \Omega^2 \quad \text{bzw.} \quad F_{B,U,rad} = U_{B,res} \cdot \Omega^2 \quad (2.55)$$

### 2.3 Lebensdauerermittlung von Wälzlagern

Die Berechnung der nominellen Wälzlagerlebensdauer  $L_{10h}$  nach SKF [SKF21, S. 89FF] erfolgt unter Berücksichtigung der Lagerdrehzahl  $n$ , der dynamischen Tragzahl  $C$  und des Lagerexponenten  $p$  des Wälzlagers sowie der dynamisch äquivalenten Lagerbelastung  $P$ , siehe (2.56). Die sog. erweiterte Lebensdauer beachtet Einflüsse wie Schmierung, Sauberkeit und Temperatur und liegt bei richtiger Auslegung der Lagerung höher als die nominelle Lagerlebensdauer.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (2.56)$$

Die dynamisch äquivalente Lagerbelastung  $P$  vereint radial und axial wirkende gemittelte Kraftkomponenten  $F_{m,rad}$  und  $F_{m,ax}$  an der Lagerstelle durch Berücksichtigung des Radialfaktors  $X$  und des Axialfaktors  $Y$ , siehe (2.57). Die gemittelten Lagerbelastungen  $F_m$  werden getrennt für die radiale und axiale Krafrichtung durch Verrechnung der jeweils stationären (statischen) und umlaufenden (dynamischen) Lasten  $F_{st}$  und  $F_{dyn}$  nach SKF [SKF21, S. 92] bestimmt, siehe (2.58).

$$P = X \cdot F_{m,rad} + Y \cdot F_{m,ax} \quad (2.57)$$

$$F_m = \left[ \left( \frac{F_{st}}{F_{st} + F_{dyn}} \right)^2 - \frac{F_{st}}{F_{st} + F_{dyn}} + 1 \right] \cdot (F_{st} + F_{dyn}) \quad (2.58)$$

Bei fettgeschmierten Wälzlagern müssen die Schmierfristen  $t_f$  beachtet werden, v. a. wenn diese kleiner als die Lagerlebensdauern ausfallen. Zur Berechnung wird auf SKF [SKF21, S. 112FF] verwiesen.

## 2.4 Schwingungsmechanismen bei Ventilatoren

In Anlehnung an Gülich [GÜLICH20, S. 764F] kann bei Ventilatoren in folgende Schwingungskategorien unterschieden werden:

- **Gehäuseschwingungen:** Das Ventilatorgehäuse und andere am Ventilator befindliche Strukturen können je nach Masse und Steifigkeit ihrer Anbindung in ihren Eigenfrequenzen durch das rotierende System angeregt werden. Nicht entkoppelte Anschlusssteile wie z. B. Rohrleitungen oder Luftfilter können die Eigenfrequenzen dabei stark beeinflussen.
- **Schwingungen des Systems Ventilator / Grundplatte:** Angeregt durch das rotierende System entstehen Starrkörperbewegungen der Grundplatte mit drei transversalen und drei translatorischen Freiheitsgraden. Bei Aufstellung des Ventilators auf Gummipuffer liegen diese meist bei geringen Frequenzen.
- **Laterale Wellenschwingungen:** Durch Unwuchten des Laufrad-Läufer-Systems sowie durch instationäre Strömungs- und Magnetkräfte entstehen erzwungene Schwingungen auf das rotierende System, die unter dem Begriff Rotordynamik behandelt werden. Durch das scheibenförmige, fliegend gelagerte Radiallaufrad werden die Eigenfrequenzen bedingt durch Kreiseffekte drehzahlabhängig.
- **Torsionsschwingungen im Antrieb:** Diese treten bei zeitlich veränderlichem Drehmoment im Antriebsstrang auf.
- **Axiale Rotorschwingungen:** Durch instationäre Strömungskräfte kann das rotierende System in Abhängigkeit der Lagersteifigkeit in Achsrichtung angeregt werden.

Sowohl das maschinen- als auch das rotordynamische Verhalten von Ventilatoren lassen sich in den Grundzügen durch den Einmassenschwinger und den Laval-Läufer erklären.

### 2.4.1 Maschinendynamik eines Einmassenschwingers

Die Eigenkreisfrequenz  $\omega_0$  eines ungedämpften Einmassenschwingers mit einem Freiheitsgrad ist abhängig von seiner Masse  $m$  und der Steifigkeit  $k$ , siehe (2.59) nach Kolling und Steinhilber [KOLLING13, S. 29]. Die Eigenfrequenz  $f_0$  ergibt sich durch Umrechnung mit  $2\pi$ .

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} = 2\pi \cdot f_0 \quad (2.59)$$

Bei stationärer harmonischer Erregung mit der Auslenkung  $a_0$  wird die Schwingungsantwort  $a$  abhängig vom Verhältnis der Erregerwinkelgeschwindigkeit  $\Omega$  zur Eigenkreisfre-

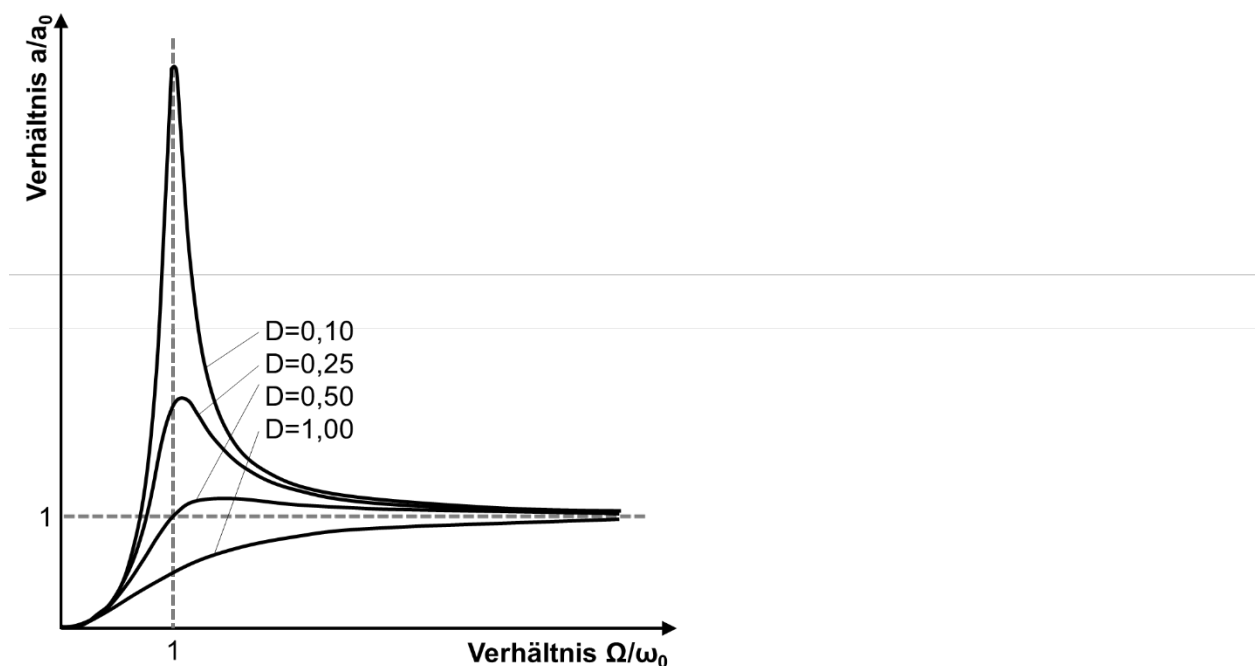


quenz  $\omega_0$ , siehe (2.60), [KOLLING13, S. 53]. Wird der Schwinger in seiner Eigenkreisfrequenz angeregt ( $\Omega=\omega_0$ ) entstehen unendlich große Auslenkungen  $a$ .

$$\frac{a}{a_0} = \frac{1}{1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_0}\right)^2} \quad (2.60)$$

Wird der Einmassenschwinger zusätzlich mit dem Lehrschen Dämpfungsmaß  $D$  gedämpft und stationär durch eine Unwucht angeregt, verhält sich die Schwingungsantwort  $a$  gemäß (2.61), [KOLLING13, S. 59]. Das zugehörige Diagramm ist in Bild 2.14 dargestellt. Die Lage der Eigenkreisfrequenz  $\omega_0$  mit maximaler Auslenkung des Systems ist abhängig vom Dämpfungsmaß  $D$ . Erfolgt die Anregung mit  $\Omega < \omega_0$ , wird von unterkritischem Betrieb gesprochen, bei Anregung mit  $\Omega > \omega_0$  von überkritischem Betrieb.

$$\frac{a}{a_0} = \frac{\left(\frac{\Omega}{\omega_0}\right)^2}{\sqrt{\left(1 - \frac{\Omega}{\omega_0}\right)^2 + \left(2 \cdot D \cdot \frac{\Omega}{\omega_0}\right)^2}} \quad (2.61)$$

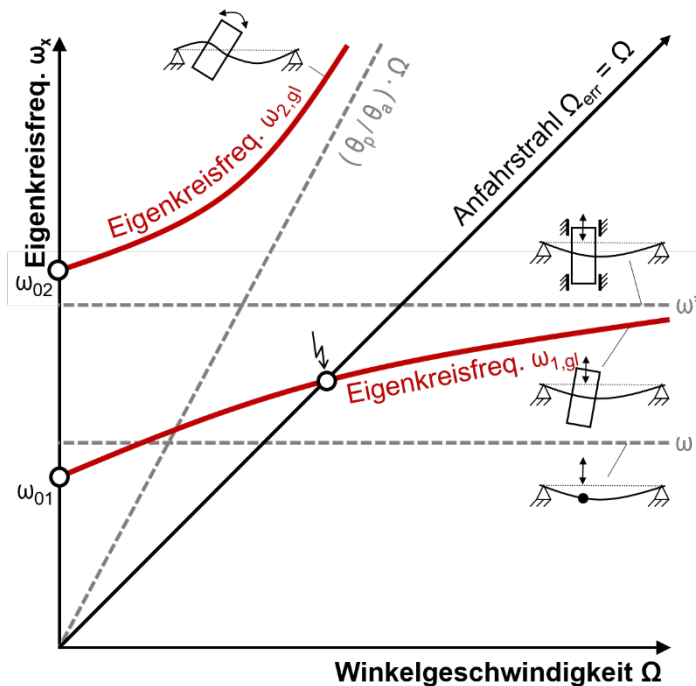


**Bild 2.14:** Schwingungsantwort bei Unwuchterregung nach Kolling und Steinhilber  
[KOLLING13, S. 59]

#### 2.4.2 Rotordynamisches Verhalten eines Laval-Läufers

Die Eigenfrequenzen eines rotierenden Systems sind bedingt durch Kreiseffekte teilweise drehzahlabhängig, weshalb zu deren Charakterisierung das sogenannte Campbell-Diagramm herangezogen wird. Darin werden die Eigenkreisfrequenzen  $\omega_x$  des rotie-

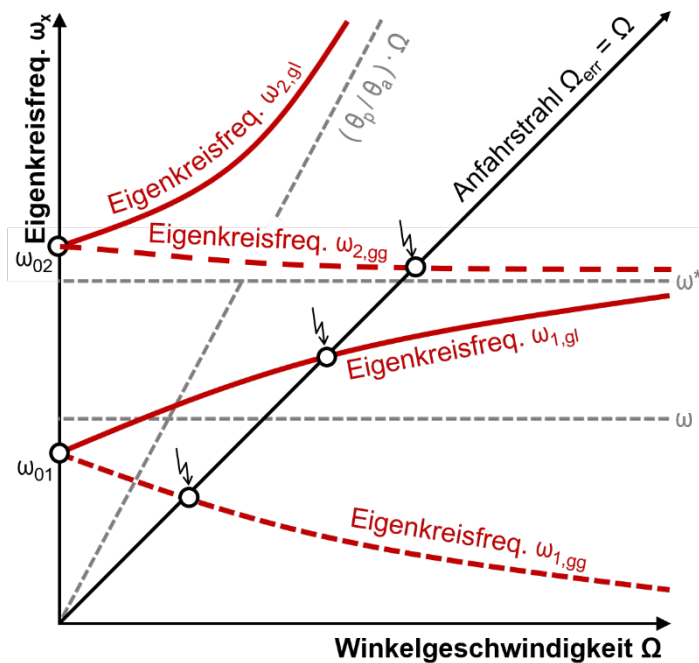
renden Systems über der Betriebs-Winkelgeschwindigkeit  $\Omega$  aufgetragen. Für einen sogenannten Laval-Läufer mit schmaler außermittig umlaufender Scheibe ist das Campbell-Diagramm in Bild 2.15 dargestellt. Die Kreiseffekte bewirken bei außermittig umlaufenden Körpern Biegemomente und Verkippungen, die die Struktur im Falle unwuchterzwungener Anregung mit steigender Drehzahl versteifen. Dadurch nehmen die beiden Eigenkreisfrequenzen  $\omega_{1,gl}$  und  $\omega_{2,gl}$  im Hochlauf mit steigendem  $\Omega$  zu. Die Verbiegung und Verkippung der Scheibe erfolgt dabei im Wellendreh Sinn, weshalb diese Frequenzen als gleichläufig (Index „gl“) bezeichnet werden. [GASCH08, S. 159FF]



**Bild 2.15:** Campbell-Diagramm eines Laval-Läufers mit Kreiselwirkung und unwuchterzwungener gleichläufiger Anregung nach Gasch et al. [GASCH06, S. 170FF]

Ergänzend sind im Diagramm die drehzahlkonstante Biegeeigenkreisfrequenz  $\omega$  des einfachen Punktmasse-zentrierten Laval-Läufers sowie die höhere und ebenfalls drehzahlunveränderliche Biegeeigenkreisfrequenz  $\omega^*$  bei Zwangsführung dargestellt. An diese nähert sich die biegekritische Eigenkreisfrequenz  $\omega_{1,gl}$  asymptotisch an. Die Kippeigenkreisfrequenz  $\omega_{2,gl}$  der dünnen Scheibe nähert sich ebenfalls asymptotisch einer Grenzlinie, die durch das Verhältnis aus polarem zu axialem Massenträgheitsmoment  $\theta_p/\theta_a$  bestimmt wird. Kritisch ist v. a. der Betriebspunkt, in dem die Eigenfrequenz im Hoch- oder Runterlauf entlang des Anfahrstrahls direkt angefahren wird. Hier entspricht die unwuchterzwungene Erregerwinkelgeschwindigkeit  $\Omega_{err}$  der Rotorwinkelgeschwindigkeit  $\Omega$  und bewirkt die größten Belastungen. [GASCH08, S. 159FF]

Im Gegensatz zur unwuchterzwungenen Anregung des Laval-Läufers (z. B. durch Exzentrizität oder schrägen Sitz der Scheibe) können von außen einwirkende harmonisch veränderliche Störkräfte (z. B. induziert über das Fundament) weitere biegekritische Eigenkreisfrequenzen  $\omega_{1,gg}$  und  $\omega_{2,gg}$  hervorrufen, die in Bild 2.16 rot gestrichelt dargestellt sind.



**Bild 2.16:** Campbell-Diagramm eines Laval-Läufers mit Kreiselswirkung und gleich- und gegenläufiger Anregung nach Gasch et al. [GASCH06, S. 186]

Die Kreiseffekte bewirken in diesem Fall eine Verringerung der Eigenfrequenzen im Hochlauf und die Verbiegung bzw. Verkippung der Scheibe erfolgt gegenläufig (Index „gg“) zum Wellendreh Sinn. Nur bei vorhandener gegenläufiger Anregung ergeben sich im Schnittpunkt mit dem Anfahrstrahl weitere kritische Betriebspunkte, andernfalls bleiben diese unberücksichtigt. [GASCH08, S. 182FF]

Neben dem Anfahrstrahl als eigentliche Grundschwingung des anregenden Systems gibt es auch sog. Harmonische als ganzzahlige Vielfache der Grundschwingung, die im Campbell-Diagramm als Geraden mit doppelter, dreifacher usw. Steigung des Anfahrstrahls eingetragen werden können. Auch diese Harmonischen können nach Gasch et al. [GASCH06, S. 643FF] Eigenfrequenzen des rotierenden Systems treffen, wobei deren Anregung nur durch bestimmte Wirkmechanismen / mechanische Defekte möglich ist, siehe Tabelle 2.9.

Für direktgetriebene Ventilatoren sind v. a. die unwucht- und schlaginduzierten Anregungen entlang des Anfahrstrahls von Bedeutung. Über den Umfang veränderliche Biegesteifigkeiten des Laufrad-Läufer-Systems (sog. unrunde Welle) sind bei Ventilatoren üblicherweise nicht vorhanden, auch eine angerissene Welle und Ausrichtfehler im Zusammenspiel mit Kupplungen sind als Wirkmechanismen nicht relevant.

Defekt	Anfahrstrahl	1. Harmonische	2. Harmonische
Unwucht, Schlag	x		
Unrunde Welle	x	x	
Riss	x	x	x
Ausrichtfehler	x	x	

**Tabelle 2.9:** Wirkmechanismen und deren Anregungen im Campbell-Diagramm für horizontale Rotoren nach Gasch et al. [GASCH06, S. 646]

Erfolgt der Betrieb des Rotors oberhalb seiner biegekritischen Drehzahlen (überkritisch) kann bei zu geringer äußerer Dämpfung das System instabil werden und die Schwingungsantworten mit der Zeit anwachsen. Nach Gasch [Gasch06, S. 98] laufen wälzgelagerte Läufer in gasförmigen Medien und ohne Dichtlippen o. ä. bereits im Bereich der 2 – 5 fachen Resonanzdrehzahl instabil. Zur Vermeidung hoher Belastungen im Resonanzfall und im instabilen Bereich empfiehlt sich die Auslegung des Laufrad-Läufer-Systems grundsätzlich für den unterkritischen Betrieb, solange keine Erkenntnisse über die Verhaltensweisen im überkritischen Bereich vorliegen.

### 2.4.3 Beurteilung mechanischer Schwingungen

Zur Beurteilung mechanischer Schwingungen von rotierenden Maschinen geben verschiedene Normen durch Festlegung von Grenzwerten Aufschluss. Für Industrieventilatoren mit Antriebsleistungen bis 300 kW legt die ISO 14694 [ISO14694 2003] maximal zulässige Schwinggeschwindigkeiten in Lagernähe fest, siehe Tabelle 2.10.

Szenario	Anbindung	
	starr	elastisch
Abnahme	2,8 mm/s	3,5 mm/s
Inbetriebnahme	4,5 mm/s	6,3 mm/s
Alarm	7,1 mm/s	11,8 mm/s
Betriebsstopp	9,0 mm/s	12,5 mm/s

**Tabelle 2.10:** Zulässige Schwinggeschwindigkeiten für Prozessventilatoren (Kategorie BV-3) in Lagernähe nach ISO 14694 [Iso14694 2003, S. 9, 15]

Dabei wird in starre und elastische Anbindung des Ventilators (z. B. mit Gummipuffern) und in die Lebensphase des Ventilators unterschieden.

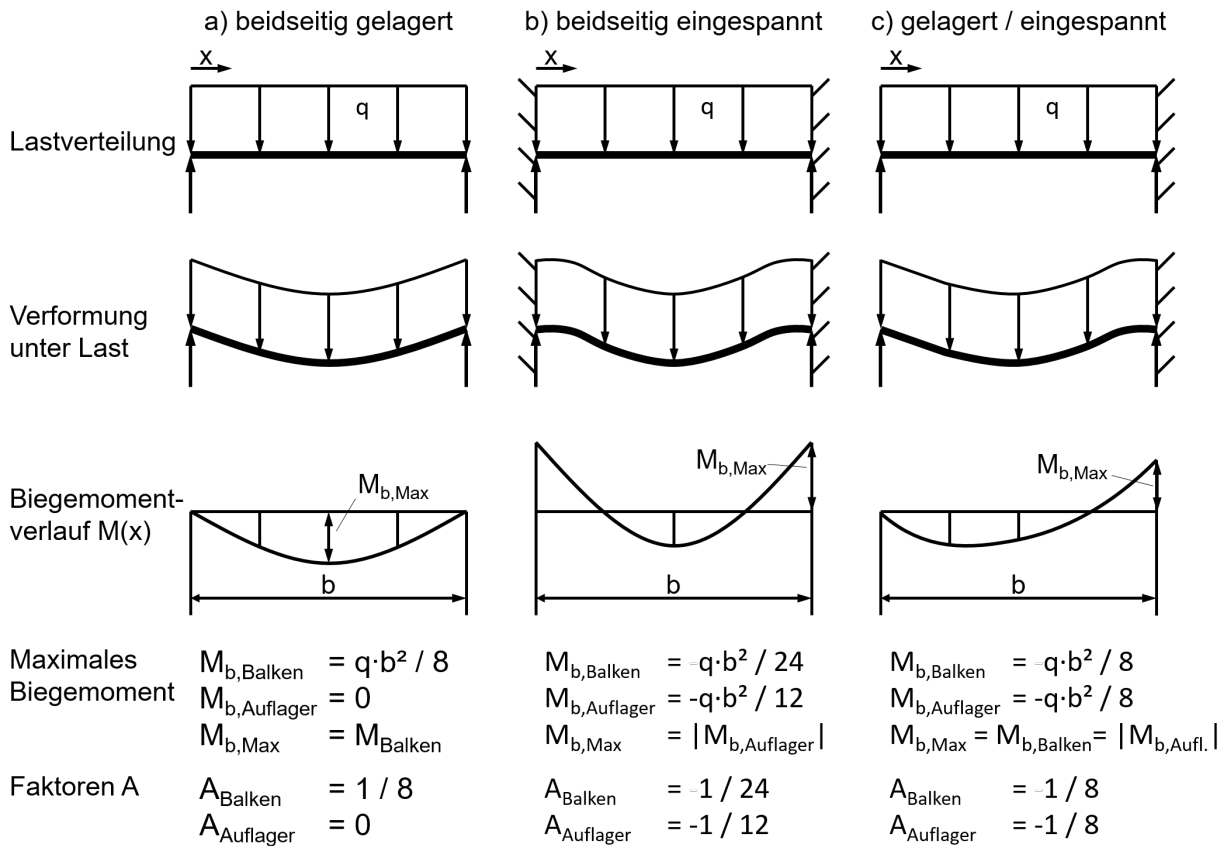
## 2.5 Fliehkraftbeanspruchung von Laufrädern

Die Fliehkraftwirkung infolge der Drehbewegung des Laufrads stellt die Hauptbelastung auf die Laufradkomponenten Schaufel, Tragscheibe und Deckscheibe sowie deren Verbindungsstellen dar, siehe Bommès et al. [BOMMES02, S. 505]. Strömungskräfte bewirken im rückwärtsgekrümmten Metall-Laufrad vergleichsweise geringe Beanspruchungen und bleiben in der einschlägigen Literatur zu Ventilatoren allgemein unberücksichtigt. Bohl [BOHL13-2, S. 147] verweist auf die sogar entlastende Wirkung durch Strömungskräfte, weshalb die Betrachtung der rein fliehkraftbedingten Belastungen als konservativ angesehen wird.

Die Literatur bietet verschiedene Ansätze zur einfachen Abschätzung der Laufradbeanspruchungen. Bohl [BOHL13-2, S. 144ff] gibt einen guten Überblick über die verfügbaren Berechnungsmethoden. Grundsätzlich wird vermerkt, dass die analytischen, z. T. empirischen Rechenmodelle keine vollwertige Alternative zur Methode der finiten Elemente darstellen und insbesondere bei nur punktwiser Anbindung der Laufradschaufeln an Trag- und Deckscheibe die maximalen Beanspruchungen ungenau abbilden.

### 2.5.1 Analytische Bestimmung maximaler Schaufelbeanspruchung

Grundlegende Beachtung zur Bestimmung der Schaufelbeanspruchung finden analytische Ansätze zur Ermittlung maximaler Spannungen eines beid- oder einseitig eingespannten oder aufliegenden Biegebalkens. Bild 2.17 zeigt nach der Herleitung von Bommès et al. [BOMMES02, S. 508ff] den Biegemomentverlauf eines Balkens der Breite  $b$  und maximale Momente in Abhängigkeit der Balkenanbindung und der darauf lastenden Linienlast  $q$ . Dabei repräsentiert der beidseitig eingespannte Balken eine an einer starren Trag- und Deckscheibe verschweißten Schaufel mit größtem Biegemoment in den Schaufelanbindungen. Eine dünne nachgiebige Trag- und Deckscheibe wird als beidseitig gelagerter Balken interpretiert mit größten Momenten in der Balkenmitte und keinem Moment in den Auflagern. Die Kombination aus starrer und nachgiebiger Schaufelanbindung ist ebenfalls dargestellt. Hier ergeben sich die größten Biegemomente in den starren Auflagern. Diese stimmen betragsmäßig mit den Momenten der beidseitig gelagerten Ausführung überein.



**Bild 2.17:** Biegemomentenverläufe in Abhängigkeit der Einspannung bzw. Lagerung des allgemeinen Biegebalkens nach [BOMMES02, S. 508FF]

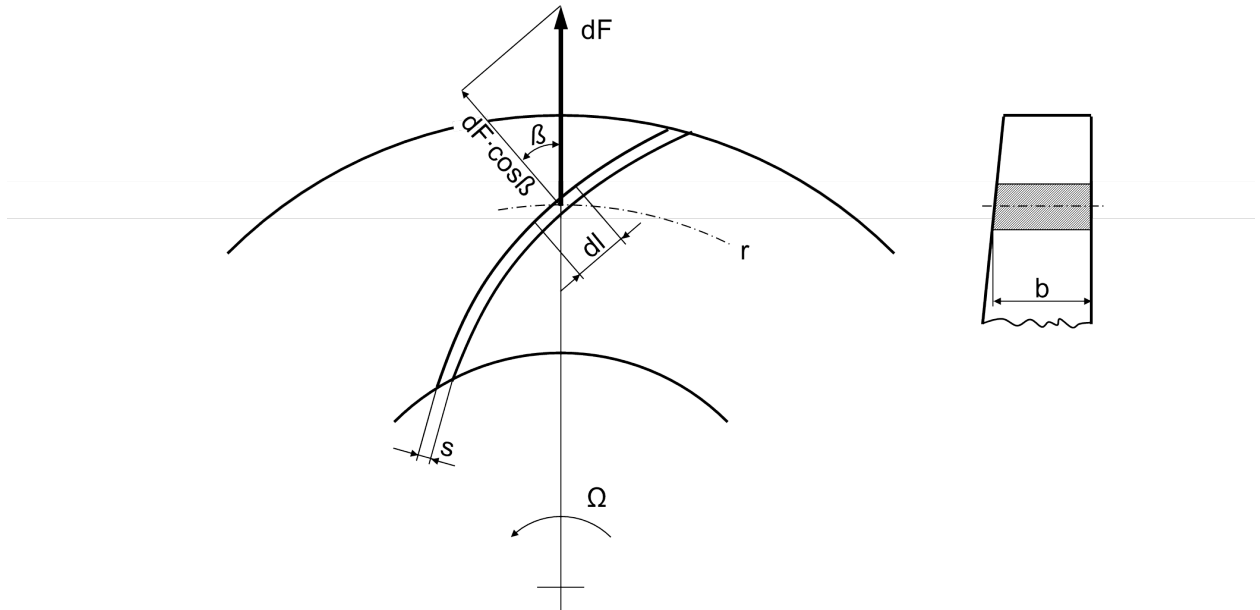
Die Linienlast  $q$  ergibt sich durch die Fliehkraftwirkung und wird anhand der Vektordarstellung in Bild 2.18 und nach [BOHL83, S. 188] wie folgt bestimmt:

$$q = dF \cdot \cos \beta \cdot \frac{1}{b} = dm \cdot r \cdot \Omega^2 \cdot \cos \beta \cdot \frac{1}{b} = \rho_{Mat} \cdot b \cdot s \cdot dl \cdot r \cdot \Omega^2 \cdot \cos \beta \cdot \frac{1}{b} = \rho_{Mat} \cdot s \cdot dl \cdot r \cdot \Omega^2 \cdot \cos \beta \quad (2.62)$$

Die maximale Biegespannung  $\sigma_{b,Max,Schaufel}$  lässt sich allgemein für die drei in Bild 2.17 gezeigten Fälle unter Berücksichtigung der angegebenen Hilfsfaktoren ( $A_{Balken}$ ,  $A_{Auflager}$ ) nach (2.63) bestimmen:

$$\sigma_{b,Max,Schaufel} = \frac{M_{b,Max}}{W_b} = \frac{|A| \cdot q \cdot b^2}{s^2 \cdot dl / 6} = 6 \cdot A \cdot \frac{b^2}{s} \cdot \rho_{Mat} \cdot r \cdot \Omega^2 \cdot \cos \beta \quad (2.63)$$

Maximale Beanspruchungen treten gemäß der analytischen Betrachtung am Außendurchmesser der Schaufel bzw. bei Radius  $r_2$  auf. Des Weiteren interessiert die maximal zulässige Umfangsgeschwindigkeit  $u_{2,zul,Schaufel}$  in Abhängigkeit der maximal zulässigen Biegebeanspruchung  $\sigma_{b,zul,Schaufel}$ , die durch Umrechnung der Kreisfrequenz nach (2.64) bestimmt wird.



**Bild 2.18:** Fliehkraftwirkung auf Radialschaufeln nach Bohl [BOHL83, S. 188]

$$u_{2,zul,Schaufel} = \Omega \cdot r_2 = \sqrt{\frac{\sigma_{b,zul,Schaufel} \cdot r_2 \cdot s}{6 \cdot A_{I-III} \cdot b_2^2 \cdot \cos \beta_2}} \quad (2.64)$$

Nach Broecker [BROECKER67, S. 241FF] ergibt sich für lange schmale Schaufeln ein ergänzender Rechenansatz zur Bestimmung zulässiger Umfangsgeschwindigkeiten  $u_{2,zul,Schaufel}$ . Der Ansatz berücksichtigt einen schaufeltypischen Beiwert  $\xi_{Broecker}$  sowie den Schaufelradius  $R$  und beruht auf Festigkeitsuntersuchungen realer Laufräder. In (2.65) fasst Bohl [BOHL13-2, S. 146F] die Berechnung zusammen.

$$u_{2,zul,Schaufel} = \sqrt[4]{\frac{1-\mu^2}{6}} \cdot \sqrt{\frac{\sigma_{b,zul,Schaufel} \cdot r_2}{\xi_{Broecker} \cdot \rho_{Mat} \cdot R \cdot \cos \beta_2}} \quad (2.65)$$

Für beidseitig eingespannte Schaufeln ergibt sich  $\xi_{Broecker}$  zu:

$$\xi_{Broecker} = \frac{\sinh \Lambda - \sin \Lambda}{\sinh \Lambda + \sin \Lambda} \quad (2.66)$$

Für eingespannte und aufliegende Schaufeln ergibt sich  $\xi_{Broecker}$  zu:

$$\xi_{Broecker} = \frac{(\cosh \Lambda - \cos \Lambda)(\sinh \Lambda - \sin \Lambda)}{\sinh \Lambda \cdot \cosh \Lambda - \sin \Lambda \cdot \cos \Lambda} \quad (2.67)$$

mit

$$\Lambda = \frac{\sqrt[4]{3/2 \cdot (1-\mu^2) \cdot b_2}}{\sqrt{R \cdot s}} \quad (2.68)$$

Zur Berechnung der Spannungen in Trag- und Deckscheibe werden in der Literatur, z. B. nach Bohl [BOHL13-2, S. 136FF], die Radial- und Tangentialspannungen einer rotierenden Scheibe konstanter Dicke herangezogen, der zusätzlich zur eigenen Masse auch die Schaufelmasse zugeordnet wird. Die Vergleichsspannung  $\sigma_{V,Scheibe}$  ergibt sich nach Bohl [BOHL13-2, S. 138] analytisch in Abhängigkeit eines Beiwerts  $S_{V,Scheibe}$  und einer Ersatzdichte  $\rho_{Mat}^*$  zu:

$$\sigma_{V,Scheibe} = S_{V,Scheibe} \cdot \frac{1}{8} \cdot \rho_{Mat}^* \cdot r_2^2 \cdot \Omega^2 \cdot (3 + \mu) \quad (2.69)$$

$$\rho_{Mat}^* = \rho_{Scheibe} \cdot \left( 1 + \frac{m_{Schaufel}}{m_{Scheibe}} \right) \quad (2.70)$$

Mit  $S_{V,Scheibe}=2$  als konservativer Fall nach Bohl [BOHL13-2, S. 138] wird die maximal zulässige Umfangsgeschwindigkeit der Trag- und Deckscheibe bestimmt zu:

$$u_{2,zul,Scheibe} = \sqrt{\frac{4 \cdot \sigma_{V,zul,Scheibe}}{\rho_{Mat}^* \cdot (3 + \mu)}} \quad (2.71)$$

Alternativ werden auch Formfaktoren in Abhängigkeit typischer Scheibengeometrien angewandt, siehe z. B. bei Eck [ECK12, S. 526FF], wobei diese für den Fall einer Scheibe konstanter Dicke sehr ähnlich zu den gezeigten Berechnungen sind.

### 2.5.2 Berechnung zulässiger Biege- und Vergleichsspannungen

Die zulässige Biege- und Vergleichsspannung  $\sigma_{b,zul}$  und  $\sigma_{V,zul}$  für die zuvor aufgeführten Gleichungen entspricht der Materialstreckgrenze  $R_p$ , sofern Fließen das Versagenskriterium ist. Durch Ausschöpfen von Traglastreserven infolge Plastifizierung des Bauteilquerschnitts kann die Bauteilfestigkeit zusätzlich erhöht werden. Zulässige Biege- und Vergleichsspannungen  $\sigma_{b,zul}$  und  $\sigma_{V,zul}$  lassen sich z. B. anhand der FKM-Richtlinie [FKM20] unter Berücksichtigung der plastischen Stützzahl  $n_{pl}$  berechnen. Unter Beachtung der Vorschriften in der FKM-Richtlinie [FKM20, S. 25FF] kann die auf Biegung beanspruchte Schaufel näherungsweise als rechteckige Platte mit  $n_{pl,Schaufel}=1,5$  behandelt werden. Die v. a. auf Torsion beanspruchte Trag- und Deckscheibe entspricht einem Kreis mit  $n_{pl,Scheibe}=1,33$ . Die zulässige Bauteilfestigkeit ergibt sich zu:

$$\sigma_{b,zul,Schaufel} = n_{pl,Schaufel} \cdot R_p \quad (2.72)$$

$$\sigma_{V,zul,Scheibe} = n_{pl,Scheibe} \cdot R_p \quad (2.73)$$

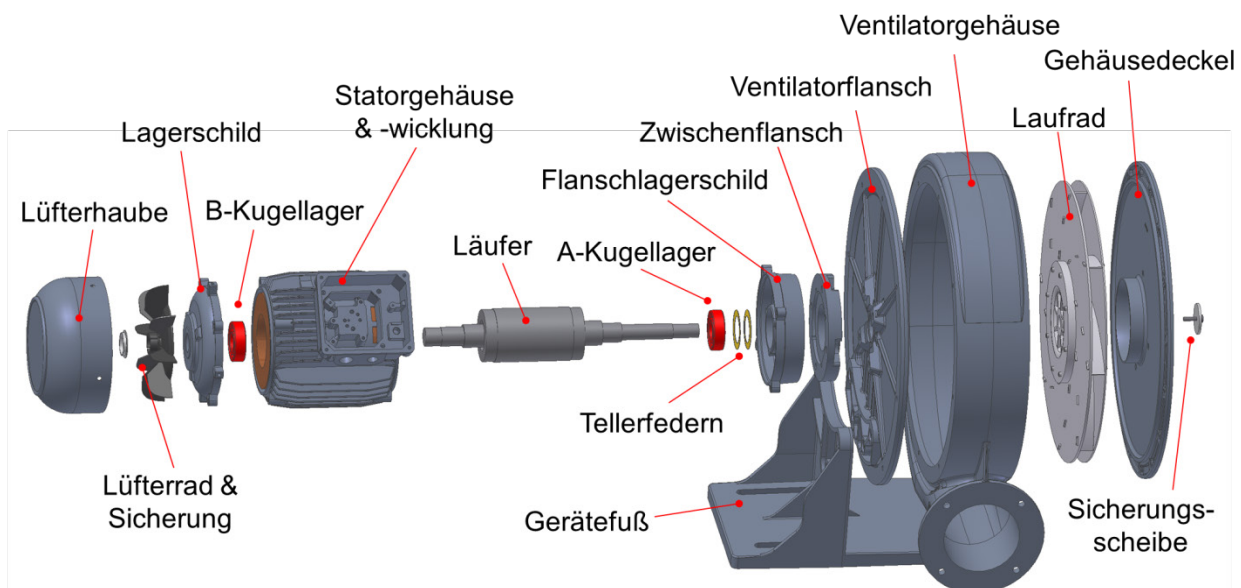


### 3 Stand der Technik und Marktrecherche

Die folgenden Abschnitte dokumentieren den Aufbau typischer Hochdruck-Radialventilatoren mit Laufrädern in Blechbauweise sowie auf dem Markt verfügbare „Turbo“-Ventilatoren mit schnell drehenden Freiformlaufrädern bis  $30.000 \text{ min}^{-1}$ , die aufgrund ihrer Druckerhöhung  $< 30.000 \text{ Pa}$  noch zu den Ventilatoren gezählt werden. Die anschließende Marktanalyse zeigt die Unterschiede beider Typen hinsichtlich ihrer Leistungsdaten auf.

#### 3.1 Aufbau von Ventilatoren mit Laufrädern in Blechbauweise

Bild 3.1 zeigt den Aufbau eines Industrieventilators für Hochdruckanwendungen. Der Antrieb des Laufrads erfolgt mittels Elektromotor, welcher über Flansche am Ventilatorgehäuse angebunden ist. Ein Gerätefuß oder eine Motorkonsole befestigen den Ventilator am Boden, der luftseitige Anschluss erfolgt am Ventilatorgehäuse und Gehäusedeckel.



**Bild 3.1:** Aufbau eines Hochdruck-Radialventilators nach Recker [RECKER09, S. 4]

Die Radiallaufräder von Hochdruck-Industrieventilatoren sind üblicherweise aus Aluminium- und / oder Stahlwerkstoffen in Blechbauweise gefertigt, siehe Bild 3.2. Laufräder aus Kunst- oder Verbundwerkstoffen finden v. a. im Niederdruckbereich Anwendung. Die Laufradkonstruktion besteht aus einer mit der Laufradnabe verschraubten oder verschweißten Tragscheibe, welche die im Hochdruckbereich gebräuchlichen rückwärts gekrümmten Schaufeln anbindet. Eine planparallele oder konisch gestaltete Deckscheibe stützt die Schaufeln saugseitig ab. Der Ansaugbereich wird tiefgezogen oder anderweitig umgeformt. Die Schaufelanbindung hängt maßgeblich vom verwendeten Werkstoff ab.

Kostengünstige Edelstahl- und Aluminium-Laufräder werden häufig mit einer Steckkonstruktion ausgeführt und formschlüssig miteinander vernietet. Höher beanspruchte Stahllaufräder werden je nach Zugänglichkeit ein- oder beidseitig an den Schaufelkonturen verschweißt. Die Anbindung an die Antriebswelle erfolgt meist über eine Passfederverbindung oder bei besonderen Anforderungen mittels spielfreiem Pressverband (Längs-, Quer-, Kegelpressverband) oder Kupplungselementen (z. B. Konushülsen).



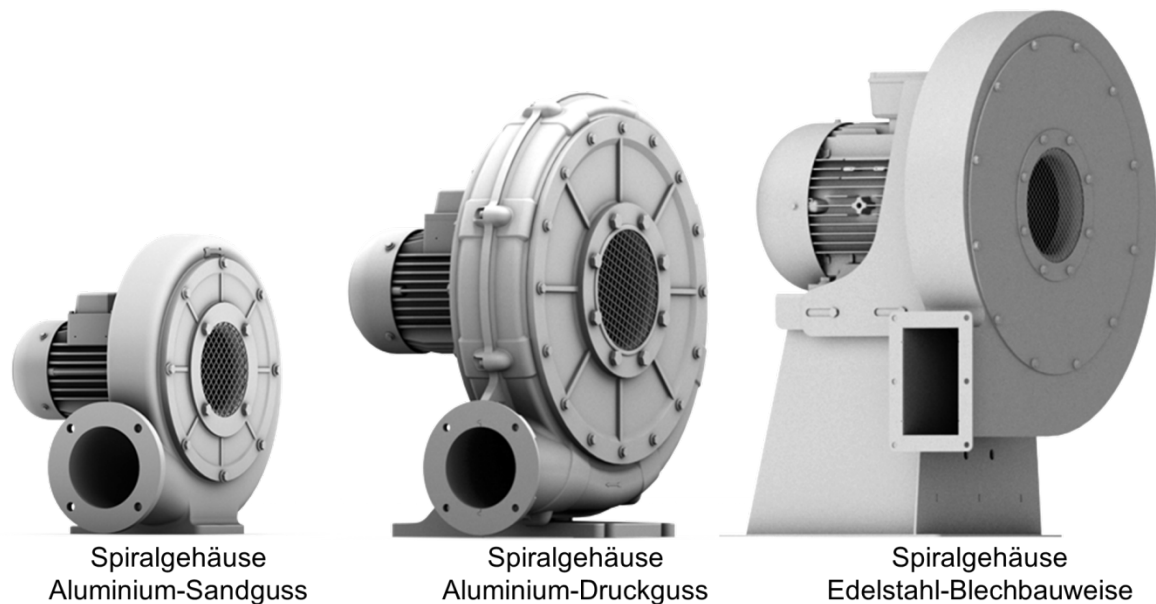
**Bild 3.2:** Konstruktive Ausführungen von Ventilator-Laufrädern

Als Leitvorrichtung kommen bei Hochdruck-Industrieventilatoren aufgrund ihres einfachen und wirksamen Aufbaus hauptsächlich Spiralgehäuse zur Anwendung. Sie sammeln die Luft am Laufradaustritt und verzögern den Luftstrom zur Druckumsetzung des kinetischen Anteils in statischen Druck. Effizientere beschaufelte Nachleiteinrichtungen, wie sie bei Radialverdichtern zum Einsatz kommen, finden bei Industrieventilatoren aufgrund des Mehraufwands und des stark eingegrenzten Betriebsbereichs kaum Anwendung. [ECKERT61, S. 417], [ECK12, S. 205]

Die konstruktive Ausführung der Gehäuse wird vom Fertigungsverfahren beeinflusst. In Abhängigkeit des Einsatzzwecks, der Bauteilgröße und der Stückzahl werden im Wesentlichen Metallgehäuse im Gussverfahren oder in Blechbauweise verwendet. Das Gussgehäuse zeichnet einen meist strömungsoptimierten ausgerundeten Spiralenquerschnitt und -verlauf aus, während Gehäuse aus geschweißten Blechteilen üblicherweise einen rechteckigen Spiralenquerschnitt aufweisen, siehe Bild 3.3.

Hochdruck-Industrieventilatoren werden i. d. R. elektromotorisch mittels Asynchronmaschinen betrieben, da diese nahezu verschleißfrei und preiswert sind. Effizientere Syn-

chronmotoren, wahlweise mit integrierter Leistungselektronik, haben sich in der Ventilatorenbranche bisher nur bei Nieder- und Mitteldruckventilatoren für Raumlufanwendungen und Leistungen bis ca. 10 kW durchgesetzt (siehe z. B. Anbieter ebm-pabst [EBM12]). Die Hochdruck-Laufräder werden entweder direkt oder mittels Riemenübersetzung vom Motor angetrieben, siehe Bild 3.4.



**Bild 3.3:** Konstruktive Ausführungen von Spiralgehäusen nach Elektror [ELEKTOR]

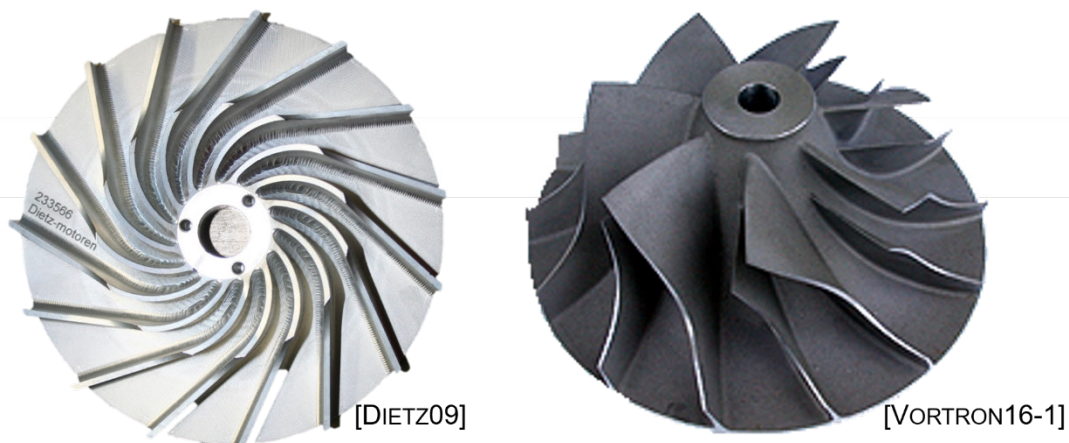


**Bild 3.4:** Antriebsmöglichkeiten für das Ventilatorlaufrad nach Elektror [ELEKTOR]

Der direkte Antrieb erfordert bei Netzfrequenz unabhängigen Drehzahlen einen Frequenzumrichter und einen speziell auf die Drehfrequenz ausgelegten Motor. Er baut gegenüber dem Riementrieb meist kompakter und läuft effizienter. Beim riemenübersetzten Ventilator können hingegen (u. U. auch kostengünstigere) Standardmotoren eingesetzt werden. Der konstruktive Aufwand ist durch den Riementrieb größer, des Weiteren unterliegt der Riemen Verschleiß und muss gewartet werden.

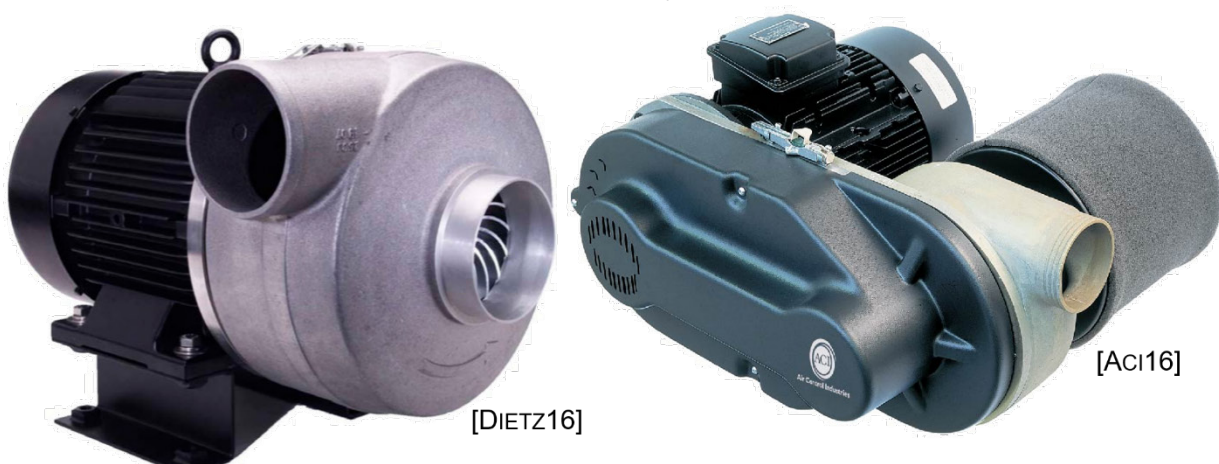
### 3.2 Aufbau von Ventilatoren mit Freiformlaufrädern

Die Laufräder der recherchierten Anbieter schnell drehender Ventilatoren sind nicht als Blechkonstruktion sondern als freiformgearbeitete Aluminiumräder ohne Deckscheibe gestaltet, wie sie auch bei Turboverdichtern radialer Bauart zum Einsatz kommen, siehe Bild 3.5. Die Laufradkonstruktionen mit radial endenden oder steil angestellten Schaufelenden ermöglichen nach Kalide et al. [KALIDE10, S. 258F] deutlich höhere Umfangsgeschwindigkeiten als die einfacher gestalteten Laufräder mit Deckscheibe.



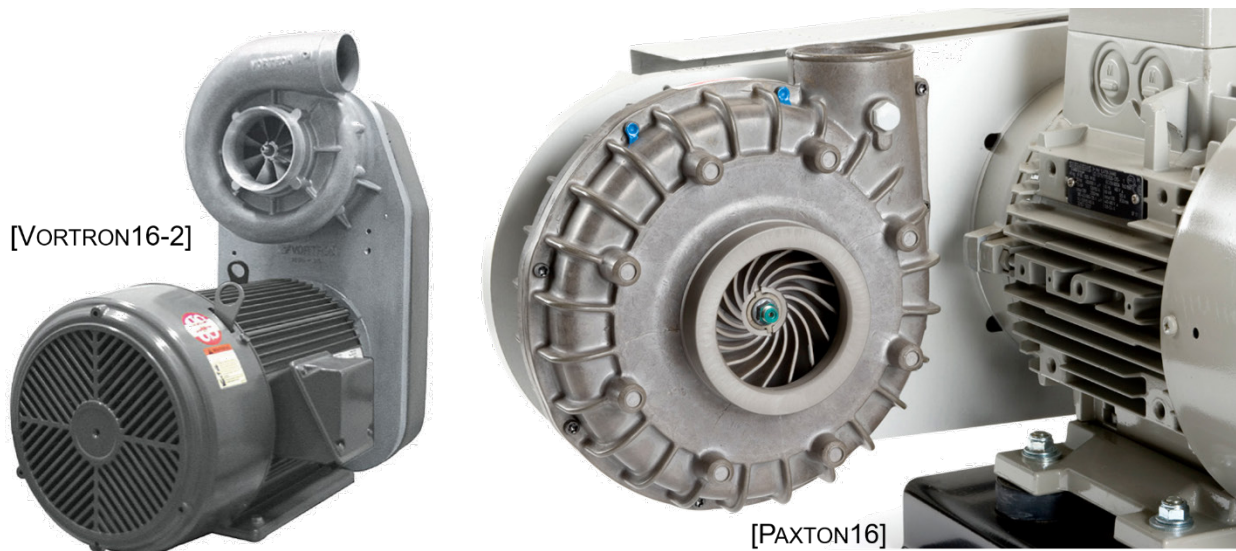
**Bild 3.5:** Laufradgestaltung von Turbo-Ventilatoren

Im Gegensatz zu Turboverdichtern wird bei den auf dem Markt verfügbaren Turboventilatoren auf Leitschaufeln zur Druckumsetzung nach dem Laufrad verzichtet. Die Laufradgehäuse sind aufgrund der geringen Abmaße in Gussbauweise gestaltet. Die Hersteller verwenden meist riemenübersetzte Antriebe mit Flachriemen in Kombination mit einem Standard-Elektromotor für 50 Hz oder 60 Hz Netzfrequenz. Einzelne Anbieter arbeiten mit Frequenzumrichter-gespeisten direkt antreibenden Motoren. Häufig stellt der Elektromotor die größte Baugruppe dar, siehe Bild 3.6 und Bild 3.7.



**Bild 3.6:** Ausführungen von Hochdruck-Radialventilatoren mit Freiformlaufrädern





**Bild 3.7:** Ausführungen von Hochdruck-Radialventilatoren mit Freiformlaufrädern

### 3.3 Durchführung und Auswertung einer Marktrecherche

Zur weiteren Analyse der beiden vorgestellten Ventilatoren-Typen werden die auf dem Markt verfügbaren Hochdruck-Ventilatoren anhand ihrer Leistungsdaten untersucht. Ab welchen Drücken der Hochdruck-Bereich bei Ventilatoren beginnt, ist jedoch in der Literatur nicht definiert. Einer einheitlichen Aufteilung nach Nieder-, Mittel- und Hochdruck folgend, beginnt der Arbeitsbereich von Hochdruckventilatoren erst ab 20.000 Pa. Die Ventilatorenhersteller setzen gemäß ihrer Produktbezeichnungen den Hochdruckbereich jedoch weit niedriger an. Daher werden im Folgenden Ventilatoren mit Druckerhöhungen ab 5.000 Pa bzw. von den Herstellern als Hochdruckventilatoren bezeichnet betrachtet. Die Analyse umfasst insgesamt 1.702 Ventilatoren, deren Daten zum Zeitpunkt der Recherche online abrufbar gewesen sind. Tabelle 3.1 und Tabelle 3.2 zeigen die untersuchten Hersteller für die beiden Laufrad-Ausführungen.

Herkunftsland	Anbieter	Produktanzahl
Amerika	JetAir Technologies	4
	Paxton Products	6
	Republic Manufacturing	6
	Sonic Air Systems	8
Deutschland	Dietz Motoren	3
Kanada	Vortron Industrial Airpower	1
Großbritannien	Air Control Industries	3

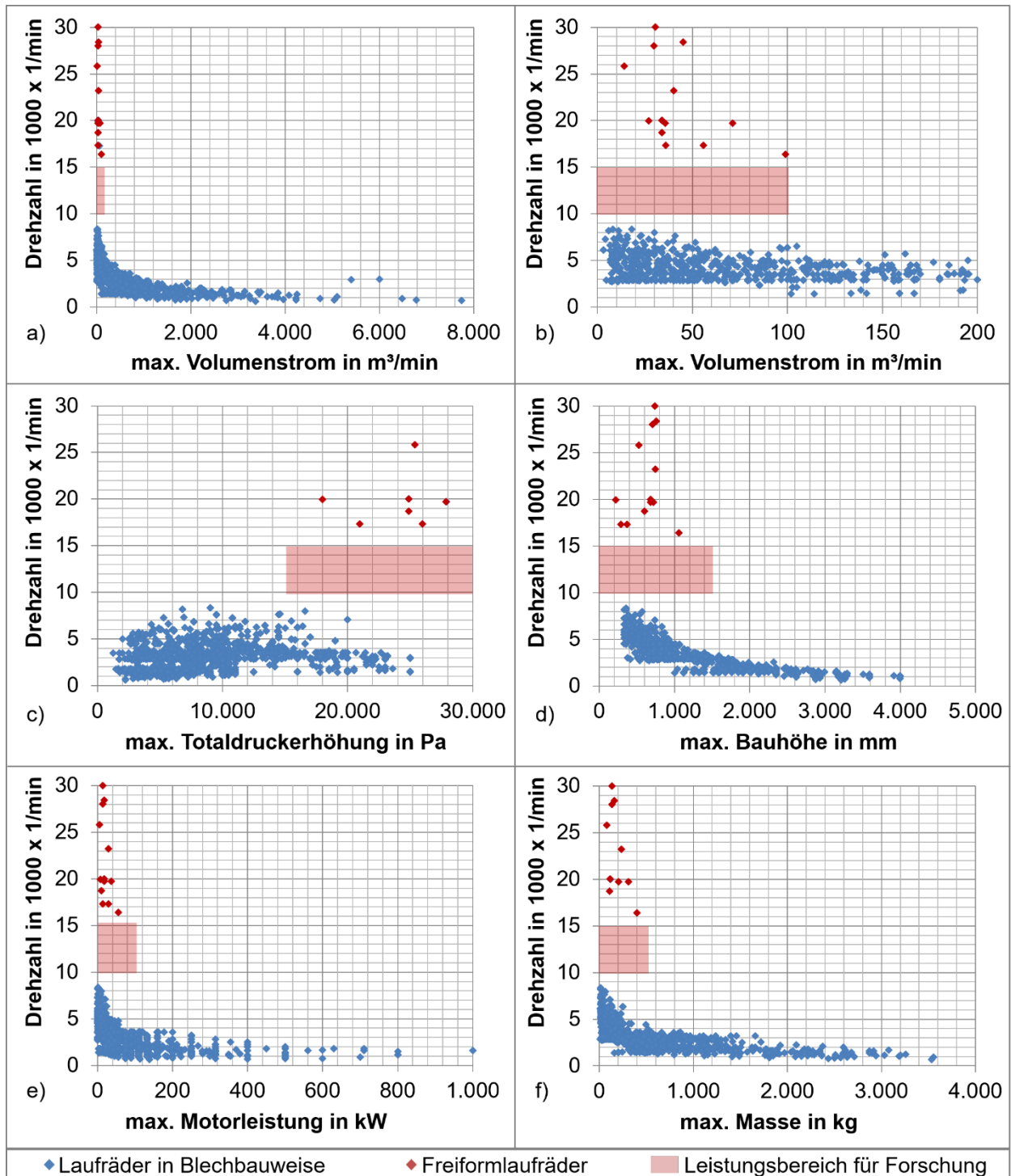
**Tabelle 3.1:** Anbieter von Hochdruckventilatoren mit Freiformlaufrädern

Herkunftsland	Anbieter	Produktanzahl
Amerika	Chicago Blower	181
	JetAir Technologies	4
Deutschland	ACF Ventilatoren	79
	Becker	1
	Dietz Motoren	175
	Elektror airsystems	132
	Karl Klein Ventilatorenbau	5
	Pelzer Ventilatoren	29
	Reitz Ventilatoren	5
	Soler & Palau	82
	Thies Maschinenbau	7
	Witt & Sohn	149
Italien	CBI Group	17
	Coral Antipollution Systems	397
	Ferrari Ventilatori Industriali	190
Großbritannien	Air Control Industries	25
Slowenien	Fläkt Woods	60
Spanien	Sodeca	133

**Tabelle 3.2:** Anbieter von Hochdruckventilatoren mit Laufrädern in Blechbauweise

Bild 3.8 zeigt die analysierten Leistungsdaten der untersuchten Hochdruckventilatoren in Unterscheidung der Laufradtypen „Blechbauweise“ und „Freiform“. Die Verwendung der Laufraddrehzahl als Ordinatenachse erweist sich als aufschlussreich. Bild 3.8 a) und b) zeigen auf der Abszisse den maximal erreichbaren Volumenstrom der recherchierten Ventilatoren an, wobei in Bild 3.8 b) nur der Bereich bis 200 m<sup>3</sup>/min ausgewertet wird. Die anderen Abbildungen c) – f) zeigen die Auftragung über die maximale Totaldruckerhöhung sowie über die Bauhöhe, Motorleistung und Gerätemasse. Bild 3.8 a) und b) weisen ein hyperbelartiges Drehzahlverhalten bei abnehmendem Volumenstrom auf. Aufgrund der Leistungsverdichtung mit steigender Drehzahl zeichnet sich ein ähnliches Bild auch bei der Bauhöhe, der Motorleistung und der Gerätemasse ab.

Die Ventilatoren mit Freiformlaufrädern arbeiten bei geringeren Volumenströmen als die Maschinen in klassischer Blechbauweise, zudem bauen sie allgemein kompakter und leichter, siehe Bild 3.8 d) und f). Sie kommen nach Bild 3.8 c) ausschließlich für hohe maximale Drücke ab 18.000 Pa zum Einsatz, bei den klassischen Hochdruckventilatoren ergibt sich eine eher breitbandige Verteilung mit Konzentration um die 10.000 Pa Druckerhöhung. Die Ventilatoren mit freiformgearbeiteten Laufrädern grenzen sich mit Drehzahlen oberhalb 15.000 min<sup>-1</sup> deutlich von den Hochdruckventilatoren mit Blechlaufrädern ab, welche mit Drehzahlen unterhalb von 10.000 min<sup>-1</sup> arbeiten. Es gibt keinen fließenden Übergang beider Laufradtypen, weder kommen Blechlaufräder für höhere Drehzahlen noch Freiformlaufräder für niedrigere Drehzahlen zum Einsatz.



**Bild 3.8:** Marktanalyse der Leistungsdaten von Hochdruckventilatoren

- a) Drehzahl über maximal verfügbaren Volumenstrom
- b) Drehzahl über maximal verfügbaren Volumenstrom (Ausschnitt)
- c) Drehzahl über maximal verfügbare Totaldruckerhöhung
- d) Drehzahl über maximale Bauhöhe des Ventilators
- e) Drehzahl über maximale Motorleistung
- f) Drehzahl über maximale Masse des Ventilators

Die in Bild 3.8 rot markierten Leistungsbereiche werden von keinem auf dem Markt verfügbaren Hochdruckventilator abgedeckt und lassen sich wie folgt beschreiben:

- Laufraddrehzahlen von  $10.000 \text{ min}^{-1}$  bis  $15.000 \text{ min}^{-1}$ ,
- Volumenströme bis  $100 \text{ m}^3/\text{min}$ ,
- Totaldruckerhöhungen ab  $15.000 \text{ Pa}$  bis  $30.000 \text{ Pa}$ ,
- Bauhöhen bis  $1.500 \text{ mm}$ ,
- Motorleistungen bis  $100 \text{ kW}$ ,
- Gerätemassen bis  $500 \text{ kg}$ .

Ursächlich für die fehlende Durchmischung ist scheinbar das Erreichen technologischer und ökonomischer Grenzen beider Laufradtypen. Einerseits werden freiformgearbeitete Laufräder bei kleineren Drehzahlen unwirtschaftlich, da diese für die gleiche Druckerhöhung größer und teurer in der Bearbeitung würden. Andererseits erweist sich offenbar die Beherrschung höherer Drehzahlen für Laufräder in Blechbauweise sowie für deren Lagerung als problematisch.



## 4 Konkretisierung der Forschungsarbeit

Mit Hilfe der in Kap. 2 und 3 gezeigten Grundlagen und Ergebnisse aus dem Stand der Technik und der Marktrecherche kann die Aufgabenstellung dieser Arbeit präzisiert und die Zielsetzung konkretisiert werden.

### 4.1 Konkretisierung der Aufgabenstellung und Zielsetzung

Die Effizienzbetrachtungen nach Cordier [CORDIER53] belegen die Notwendigkeit hoher Laufraddrehzahlen bei Hochdruck-Radialventilatoren mit geringen Volumenströmen. Nach aktuellem Stand der Technik und der Marktrecherche werden hohe Drehzahlen für Ventilatoren in kostengünstiger Blechbauweise aus technologischen Gründen nicht eingesetzt, da sie offenbar zu hohe Bauteilbeanspruchungen und reduzierte Lebensdauern hervorrufen. Aufgabe dieser Arbeit ist daher die ganzheitliche Untersuchung der im Ventilatorsystem auftretenden Belastungen mit dem Ziel der Minimierung der Bauteilbeanspruchungen und Gewährleistung hoher Zuverlässigkeit und Lebensdauer.

Die angestrebte ganzheitliche Untersuchung erfordert die Festlegung von Randbedingungen, um den Aspekt der Wirtschaftlichkeit zu berücksichtigen und den zu erwartenden Untersuchungsumfang sinnvoll einzugrenzen. Folgende Festlegungen werden getroffen:

- Drehzahlübersetzung: Huber [HUBER13, S. 7] und Schaub [SCHAUB14, S. 37] belegen im Teillastbetrieb von Frequenzumrichtern deutlich höhere Wirkungsgrade gegenüber Riementrieben. Im Bestpunkt sind die Wirkungsgrade beider Elemente nach Grote und Feldhusen [GROTE18, S. M48] und Schmid [SCHMID16, S. 105] annähernd gleich groß. Aufgrund der nachteiligen Energieeffizienz im Teillastbereich und des Verschleißes von Riementrieben sowie der Vorteile eines drehzahl-veränderlichen Betriebs werden in dieser Arbeit nur direktgetriebene Ventilatoren betrachtet. Getriebeübersetzungen, wie sie z. B. auch bei Turboverdichtern zum Einsatz kommen, werden aus Kostengründen nicht betrachtet.
- Lagerung: Zur Vermeidung hoher Bauteil- und Betriebskosten beschränkt sich die Wahl der Lagerung auf lebensdauer geschmierte Wälzkörperlager, wie sie bei Ventilatoren i. d. R. zum Einsatz kommen. Gleitlager sind aufgrund der zusätzlich benötigten Aggregate und Hilfsenergien wirtschaftlich nicht attraktiv, Magnetlager bleiben durch den hohen Entwicklungsaufwand und der zusätzlichen Regelungselektronik (siehe Böhm [BÖHM12, S. 38FF, 59F]) ebenfalls unberücksichtigt.
- Laufrad in Blechbauweise: Geschweißte Laufräder eignen sich bei kompakten schnell drehenden Ventilatoren mangels Zugänglichkeit beim Schweißen und des

hohen Fertigungsaufwands nicht. Daher werden in dieser Arbeit taumelgenietete rückwärtsgekrümmte Blechlaufräder mit planparalleler Deckscheibe betrachtet.

- Leistungsdaten: In Übereinstimmung der in Kap. 3.3 aufgezeigten Marktlücke wird der zu untersuchende Drehzahlbereich auf  $10.000 - 15.000 \text{ min}^{-1}$  festgelegt. Die Betriebspunkte im Energieeffizienzmaximum werden auf Volumenströme von  $10 - 50 \text{ m}^3/\text{min}$  und Totaldrücke von  $15.000 - 30.000 \text{ Pa}$  begrenzt. Die Luftleistungen bewegen sich somit zwischen  $2,5 \text{ kW}$  und  $25 \text{ kW}$ .

Ergebnis dieser Arbeit soll die Bestimmung der optimalen Maschinengestalt mit Direktantrieb und Wälzlagerung für schnell drehende Ventilatoren in Blechbauweise und Luftleistungen bis  $25 \text{ kW}$  sein unter Berücksichtigung hoher Effizienz und Lebensdauern.

## 4.2 Konkretisierung der Vorgehensweise

Zur Zielerreichung gliedert sich die Arbeit in die nachfolgenden Kapitel:

Kap. 5: Lufttechnische Ventilatorauslegung: Nach den Grundsätzen von Cordier werden für die zu untersuchenden Nennbetriebspunkte energieeffiziente Auslegungsdrehzahlen bestimmt. Unter Berücksichtigung von Literaturempfehlungen für eine effiziente Laufrad- und Gehäusegestalt werden anschließend Ventilatoren konzipiert, gefertigt und anhand von Messungen evaluiert.

Kap. 6: Untersuchung der Ventilatorkräfte: Mit Hilfe eines entwickelten Lagerkraftprüfstands werden Messungen der Ventilatorkräfte am zuvor konzipierten schnell drehenden Ventilator durchgeführt. Die Messungen werden im Anschluss mit analytischen Rechenansätzen ver- und abgeglichen, um ein allgemeines Rechenmodell für die Ventilatorkräfte zur Verfügung zu stellen. Daraus werden resultierende Lagerkräfte abgeleitet und optimale Lagerungen und Auslegungsdrehzahlen untersucht.

Kap. 7: Untersuchung der Schwingungssituation: Zur Vermeidung hoher Bauteilbeanspruchungen sollen Eigenfrequenzen im Betrieb verhindert werden. Hierzu erfolgen ergänzend zu Kap. 6 Simulationen und Messungen zur Schwingsituation am zuvor konzipierten schnell drehenden Ventilator. Nach Bestimmung der relevanten Einflussparameter auf das Schwingverhalten werden erforderliche Gestaltungskriterien für schwingungsreduzierte Ventilatorsysteme abgeleitet.

Kap. 8: Untersuchung der Laufradbelastungen: Zur Vermeidung vorzeitiger Ausfälle am Laufrad werden die mechanisch hoch beanspruchten Stellen in der Laufradstruktur und deren Schadensmechanismen identifiziert. Festigkeitsuntersuchungen und Optimierungen erfolgen mittels Testverfahren und Simulationswerkzeugen.

Kap. 9 & 10: Ergebnis: Als Ergebnis der vorigen Untersuchungen wird das Ventilatorsystem hinsichtlich seiner Belastungen vollständig analysiert und die relevanten Beeinflussungsparameter identifiziert. Es werden allgemeine Leitkriterien zur Optimierung der Systembelastungen erstellt und damit schnell drehende Ventilatoren in Blechbauweise mit hohem Wirkungsgrad entwickelt.

Die Konkretisierung der Vorgehensweise ist nochmals in Bild 4.1 dargestellt.

Problem	Kapitel 1-3	
	Energetisch effiziente Hochdruck-Radialventilatoren mit Laufrädern in kostengünstiger Blechbauweise sind nur durch eine deutliche Drehzahlanhebung und Leistungsverdichtung realisierbar. Daraus resultieren jedoch unzulässig hohe Bauteilbeanspruchungen, die die Lebensdauern der Komponenten stark reduzieren.	
These	Kapitel 4	
	Durch ganzheitliche Analyse und Optimierung der Systembelastungen können Gestaltungskonzepte entwickelt werden zur Minimierung der Bauteilbeanspruchungen und Erreichung hoher Zuverlässigkeit und Lebensdauer.	
Lösung	Kapitel 5	Kapitel 7
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Lufttechnische Ventilatorauslegung</li> <li>• Optimale Laufraddrehzahlen</li> <li>• Effiziente Ventilatorgestaltung</li> <li>• Evaluation durch Messungen</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Untersuchung von Schwingungen</li> <li>• Simulation und Messung</li> <li>• Einflussparameter und Optimierung</li> <li>• Schwingungsreduzierte Systeme</li> </ul>
	Kapitel 6	Kapitel 8
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Untersuchung der Ventilatorkräfte</li> <li>• Messungen am Lagerkraftprüfstand</li> <li>• Analytische Rechenansätze</li> <li>• Optimale Lagerung und Drehzahl</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Untersuchung der Laufradbelastungen</li> <li>• Hoch beanspruchte Stellen</li> <li>• Festigkeitsprüfung und Simulation</li> <li>• Optimierung der Laufradfestigkeit</li> </ul>
Ergebnis	Kapitel 9    Kapitel 10	
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Vollständige Analyse der Systembelastungen schnell drehender Ventilatoren</li> <li>• Beeinflussung und Optimierung der signifikanten Systembelastungen</li> <li>• Entwicklung ganzheitlich optimierter schnell drehender Ventilatoren in kostengünstiger Blechbauweise mit hohem Wirkungsgrad</li> </ul>	

**Bild 4.1:** Konkretisierung der Vorgehensweise und Struktur der Arbeit

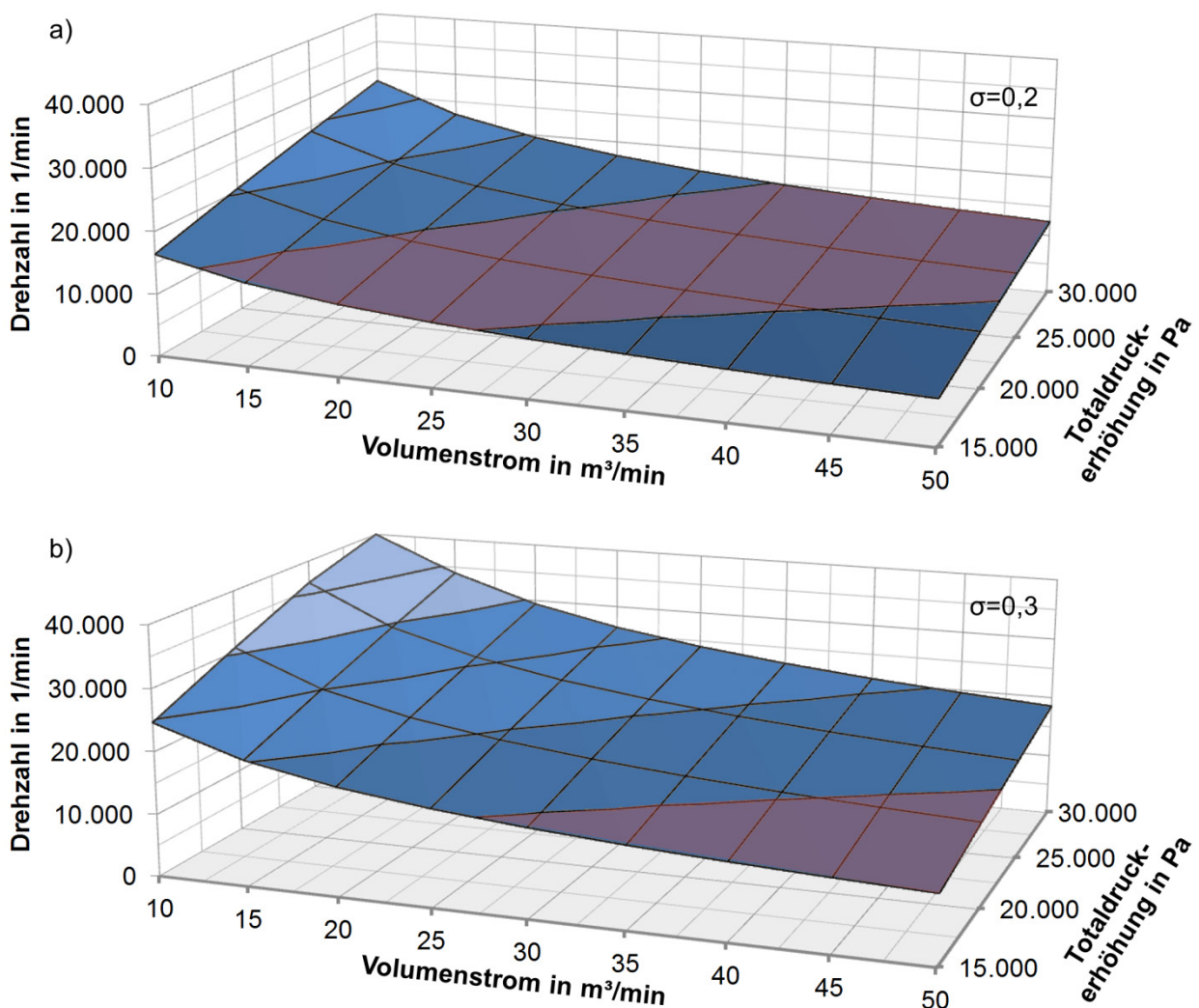


## 5 Lufttechnische Ventilatorauslegung

Nachfolgend werden für die zu untersuchenden Nennbetriebspunkte der Ventilatoren die lufttechnisch optimalen Auslegungsdrehzahlen bestimmt und zugehörige schnell drehende Ventilatoren vorausgelegt und gemessen.

### 5.1 Untersuchung lufttechnisch optimaler Drehzahlen

Die Betrachtungen von Cordier [CORDIER53] in Bild 2.7 belegen bei Hochdruckventilatoren in radialer Bauart für Laufzahlen  $\sigma > 0,2$  und bei Turbomaschinen für  $\sigma > 0,3$  effiziente Auslegungen. Die Auswertung von (2.25) gibt Aufschluss über die erforderlichen Auslegungsdrehzahlen für konkrete Nennbetriebspunkte. Für den zu untersuchenden Bereich von 10 – 50 m<sup>3</sup>/min und 15.000 – 30.000 Pa ist die Lösung der Gleichung grafisch in Bild 5.1 in Form von Hüllflächen für verschiedene Laufzahlen  $\sigma$  dargestellt.



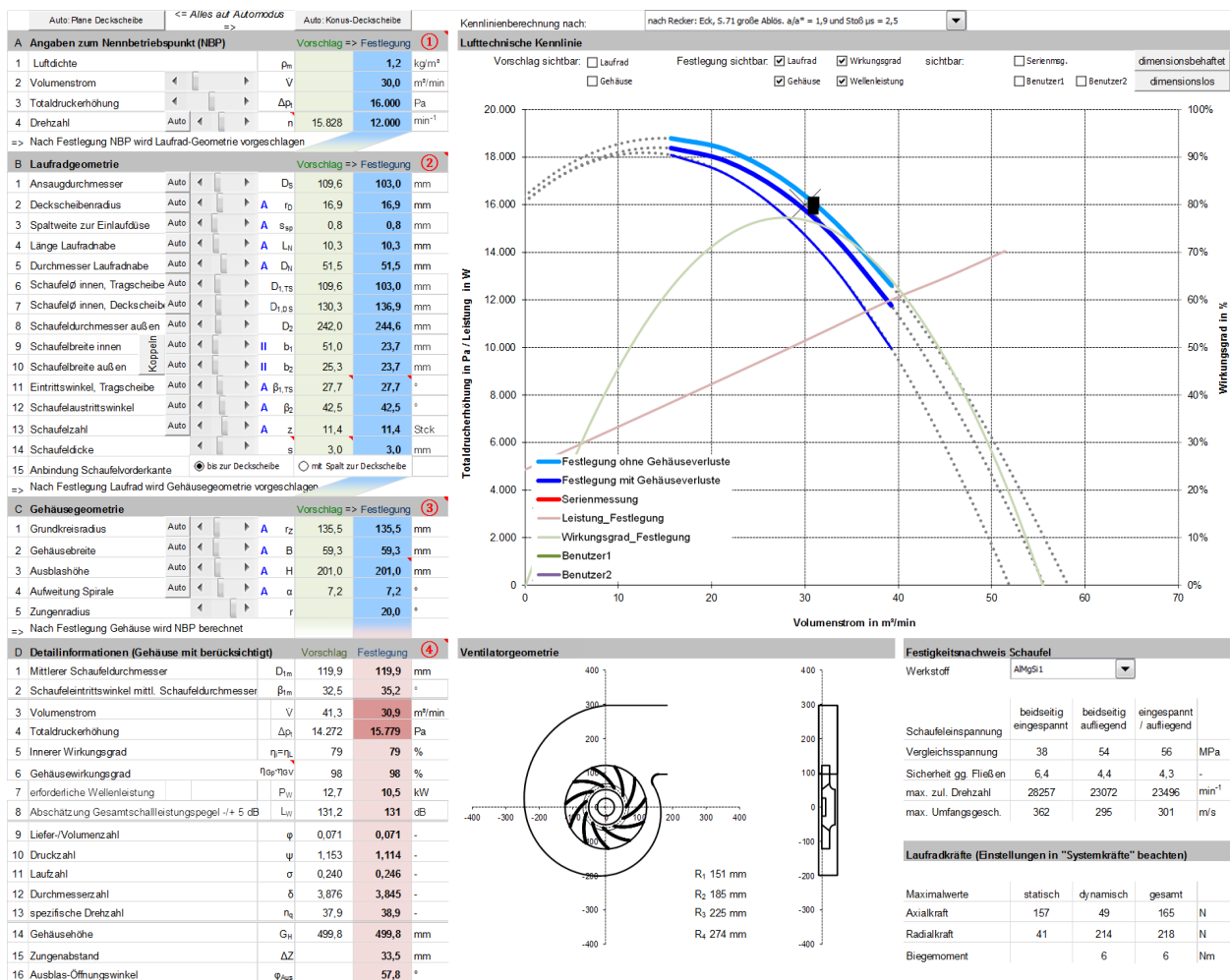
**Bild 5.1:** Lufttechnisch optimale Betriebsdrehzahlen für verschiedene Laufzahlen

Bild 5.1 a) zeigt die Hüllfläche für Laufzahlen  $\sigma=0,2$  und Bild 5.1 b) für  $\sigma=0,3$ . Folgt man der Argumentation nach Cordier sind für den avisierten Betriebsbereich mit Laufzahlen  $\sigma \geq 0,2$  Mindestdrehzahlen von  $7.000 - 28.000 \text{ min}^{-1}$  erforderlich, für  $\sigma \geq 0,3$  Mindestdrehzahlen von  $11.000 - 42.000 \text{ min}^{-1}$ . Die rote Fläche kennzeichnet den in der Aufgabenstellung festgelegten Drehzahlbereich von  $10.000 - 15.000 \text{ min}^{-1}$ .

Die Hüllflächen zeigen, dass mit den festgelegten Drehzahlen und Nennbetriebsbereichen von  $10 - 50 \text{ m}^3/\text{min}$  und  $15.000 - 30.000 \text{ Pa}$  effiziente Ventilatoren grundsätzlich ausgelegt werden können. Im Hinblick auf noch höhere empfohlene Laufzahlen bis  $\sigma=0,8$  kann aus strömungstechnischer Sicht festgehalten werden, dass die Auslegungsdrehzahlen für den betrachteten Kennlinienbereich grundsätzlich so hoch wie technisch möglich gewählt werden sollten.

## 5.2 Entwicklung und Anpassung eines Vorauslegungsprogramms

Auf Basis der in Kap. 2.1.4 und Kap. 2.1.6 gezeigten Kennlinienberechnung und Gestaltungsempfehlungen wird ein eigenentwickeltes Auslegungsprogramm genutzt, siehe Bild 5.2.



**Bild 5.2:** Programm zur Berechnung der Luftkennlinie, Ventilatorkräfte und Lager

Dieses ermöglicht die Vorausberechnung der Luftkennlinie von nahezu beliebigen Ventilatorgeometrien in Blechbauweise nach der sog. „1D-Theorie“. Des Weiteren bietet das Programm die Möglichkeit, für beliebige Nennbetriebspunkte optimale Ventilatorgeometrien auf Grundlage der Literaturempfehlungen vorzuschlagen. Durch den empirischen Charakter der 1D-Vorauslegung sind teilweise Anpassungen der hinterlegten Rechenmodelle erforderlich, um einen guten Abgleich mit Messergebnissen erzielen zu können. Basis hierfür sind eigene Messungen und die Messergebnisse zu vorhandenen Serienventilatoren des Kooperationspartners Elektror. Nachfolgend werden die erforderlichen Anpassungen als Grundlage für die spätere Auslegung effizienter schnell drehender Ventilatoren behandelt.

### 5.2.1 Anpassung des Schaufelkanals für planparallele Deckscheiben

Die in Kap. 2.1.6 gezeigten Gestaltungsparameter gelten für konisch zulaufende Deckscheiben mit Laufradaustrittsbreiten  $b_2 <$  Laufradeintrittsbreiten  $b_1$ . Mit der Festlegung auf planparallele Deckscheiben aus Fertigungs- und Kostengründen (siehe Kap. 4.1) muss die Gestaltung abgeändert werden. Die Laufradaustrittsbreite  $b_2$  wird nachfolgend gleichgesetzt mit der Eintrittsbreite  $b_1$ . Um die dadurch entstehende Aufweitung des Schaufelkanals zu kompensieren, wird der Schaufelaustrittswinkel entsprechend verkleinert, siehe Tabelle 5.1.

Laufradgeometrie	Gestaltungsempfehlung für konische Deckscheibe (siehe Tabelle 2.1)	Gestaltungsempfehlung für planparallele Deckscheibe
Schaufelaustrittsbreite	$b_{2,\text{konisch}} = \frac{\dot{V}}{\pi \cdot D_2 \cdot c_{2m} \cdot \xi_2}$	$b_{2,\text{parallel}} = b_{1,\text{konisch}}$
Schaufelaustrittswinkel	$\beta_{2,\text{konisch}} = \beta_{1,\text{konisch}} + 10^\circ$	$\tan \beta_{2,\text{parallel}} \cdot b_{2,\text{parallel}} = \tan \beta_{2,\text{konisch}} \cdot b_{2,\text{konisch}}$

**Tabelle 5.1:** Geänderte Auslegungsparameter für planparallele Deckscheiben

### 5.2.2 Anpassung des Minderleistungsfaktors und des Stoßbeiwerts

Der Minderleistungsfaktor  $\mu$  aus (2.21) berücksichtigt die veränderte Abströmrichtung der Luftströmung an der Schaufelhinterkante und beeinflusst maßgebend das Druckniveau des berechneten Nennbetriebspunkts und der gesamten Kennlinie. Der Stoßbeiwert  $\zeta_{St}$  aus (2.23) erfasst die Falschanströmungsverluste an der Schaufelvorderkante und wirkt sich wesentlich auf die Krümmung der Luftkennlinie aus.

Für die Berechnung von  $\mu$  wird häufig der Rechenansatz nach Busemann und Pfeleiderer [BOMMES02, S. 86ff] gewählt, der die Einflüsse durch die Parameter Schaufelaustrittswinkel  $\beta_2$ , Schaufelzahl  $z$  und Durchmesser Verhältnis  $D_1/D_2$  berücksichtigt, siehe (5.1)

nach Carolus [CAROLUS20, S. 28F]. Im Bereich des Nennbetriebspunkts soll dieser Ansatz brauchbare Ergebnisse liefern für kleine Winkel  $\beta_2 < 50^\circ$  und ablösungsfreie Strömung im Schaufelkanal. Treten größere Ablösungen im Austrittsbereich des Schaufelkanals auf, bietet Eck [ECK12, S. 71] einen erweiterten Ansatz mit Berücksichtigung des Verhältnisses geometrische Kanalweite  $a$  zu durchströmte Kanalweite  $a^*$  nach (5.2) an.

$$\mu_{\text{Pfleiderer}} = \left( 1 + \frac{1,3 \div 1,9 \cdot \left( 1 + \frac{\beta_2}{60^\circ} \right)}{z \cdot (1 - (D_1/D_2)^2)} \right)^{-1} \quad (5.1)$$

$$\mu_{\text{Eck}} = \left( 1 + \frac{1,3 \div 1,9 \cdot \left( 1 + \frac{\beta_2}{60^\circ} \right)}{z \cdot \frac{a}{a^*} \cdot (1 - (D_1/D_2)^2)} \right)^{-1} \quad (5.2)$$

Der Stoßbeiwert  $\zeta_{\text{St}}$  wird nach Eck [ECK12, S. 84] in Abhängigkeit des Schaufeleintrittswinkels  $\beta_1$ , siehe (5.3) oder nach Bohl [BOHL13-1, S. 305] mit Werten zwischen 0,5 und 0,7 angegeben, siehe (5.4).

$$\zeta_{\text{St,Eck}} = 0,3 + 0,6 \cdot \frac{\beta_1}{90^\circ} \quad (5.3)$$

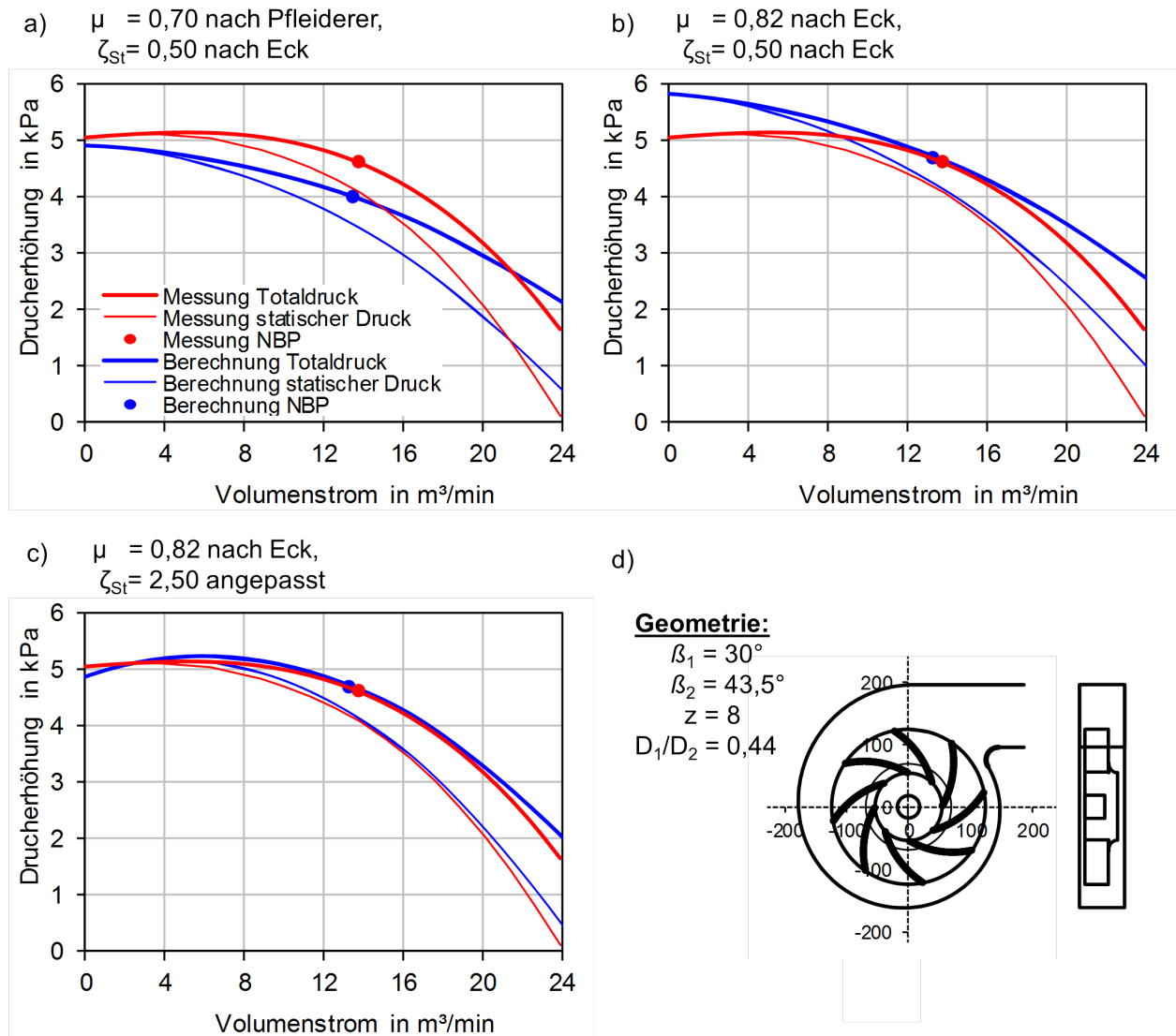
$$\zeta_{\text{St,Bohl}} = 0,5 \div 0,7 \quad (5.4)$$

Der Vergleich der Kennlinien-Vorausberechnung unter Berücksichtigung der Literaturwerte  $\mu_{\text{Pfleiderer}}$  und  $\zeta_{\text{St,Eck}}$  mit gemessenen Hochdruck-Radialventilatoren zeigt durchweg zu kleine Druckniveaus und zu geringe Kennlinien-Krümmungen, siehe Bild 5.3 a) für die in Bild 5.3 d) abgebildete Ventilatorgeometrie. Der erweiterte Ansatz mit  $\mu_{\text{Eck}}$  nach (5.2) zeigt hingegen gute Übereinstimmung des Druckniveaus für  $a / a^* = 2$ , siehe Bild 5.3 b). Da die gemessenen Hochdruckventilatoren alle mit planparalleler Deckscheibe ausgeführt und die Schaufelaustrittswinkel  $\beta_2$  relativ steil gewählt sind, liegt die Vermutung nahe, dass sich größere Ablösungen aufgrund zu starker Aufweitung im Schaufelkanal ausbilden. Eine höhere Minderumlenkung an der Schaufelhinterkante ist dann die Folge, welche mittels des erweiterten Ansatzes von Eck berücksichtigt werden muss.

Die Kennlinien-Krümmung ist für die untersuchten Ventilatoren insgesamt zu gering, weshalb der Stoßbeiwert  $\zeta_{\text{St}}$  deutlich angehoben werden muss. Gute Übereinstimmung ergibt sich bei  $\zeta_{\text{St}} = 2,50$ , siehe Bild 5.3 c). Warum der Stoßbeiwert im Vorauslegungsprogramm vergleichsweise hoch gewählt werden muss, ist unklar. Rückrechnungen nach Klaes [KLAES89, S. 6 & BILD 9] bei ähnlichen Vergleichsbetrachtungen mit der 1D-Theo-



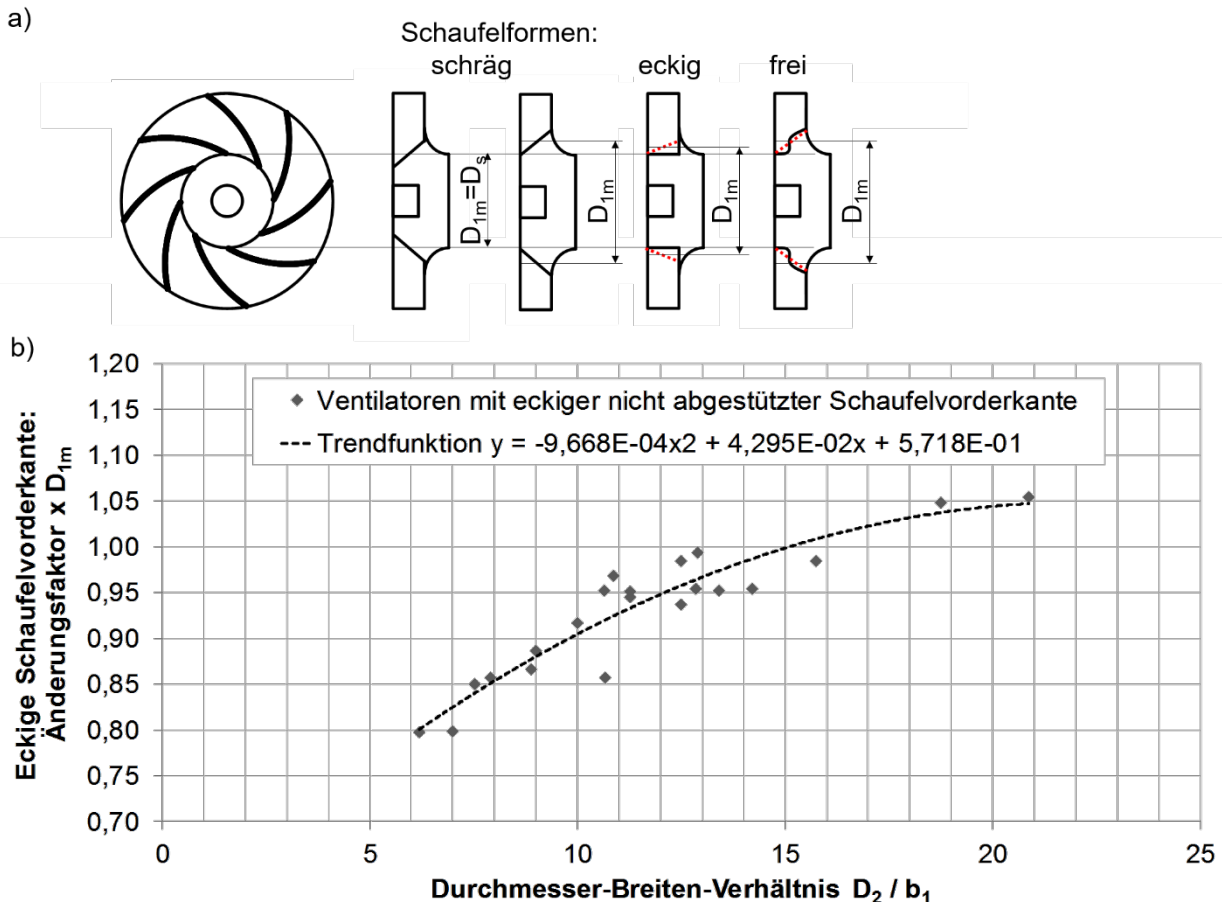
rie ergeben mit  $\zeta_{St} \approx 1,25$  ebenfalls größere Werte als die Literaturempfehlungen nach (5.3) und (5.4).



**Bild 5.3:** Schrittweise Anpassung der Minderumlenkung und der Stoßverluste,  
a) mit  $\mu$  nach Pfeleiderer [CAROLUS20, S. 28F],  $\zeta_{St}$  nach Eck [Eck12, S. 84],  
b) mit  $\mu$  nach Eck [ECK12, S. 71],  $\zeta_{St}$  nach Eck [Eck12, S. 84],  
c) mit  $\mu$  nach Eck [ECK12, S. 71],  $\zeta_{St}$  angepasst auf 2,50

### 5.2.3 Berücksichtigung der Schaufelvorderkanten-Geometrie

Die Vorausberechnung der Luftkennlinie ist u. a. vom Schaufeleintrittsdurchmesser  $D_1$  und dem zugehörigem Schaufelwinkel  $\beta_1$  abhängig. Beide Größen werden maßgeblich von der Form und Lage der Schaufelvorderkante bestimmt. Problematisch sind Schaufelvorderkanten, die wie in Bild 5.4 a) im Falle einer Eckform nicht an der Deckscheibe abgestützt sind und die Strömungsverhältnisse im Bereich der freistehenden Ecke beeinflussen.



**Bild 5.4:** Berücksichtigung der Schaufelform und –lage auf  $D_{1m}$ ,

- a) Betrachtung  $D_{1m}$  für unterschiedliche Formen der Schaufelvorderkante,  
b) Empirisch ermittelter Einfluss auf  $D_{1m}$  für eckige Schaufelvorderkanten

Um einen Abgleich zwischen Vorausberechnung und Messungen vorhandener Ventilatoren zu ermöglichen, wird im Vorauslegungsprogramm ein mittlerer Schaufeleintrittsdurchmesser  $D_{1m}$  und Schaufeleintrittswinkel  $\beta_{1m}$  definiert, die sich für schräge und frei stehende eckige Schaufelvorderkanten unterschiedlich berechnen. Bei schrägen Vorderkanten wird  $D_{1m}$  als Mittelwert der beiden Schaufeldurchmesser an der Trag- und an der Deckscheibe bestimmt und  $\beta_{1m}$  wird zugehörig zu  $D_{1m}$  geometrisch rückgerechnet. Für freistehende eckige Vorderkanten mit Spalt zur Deckscheibe wird ebenfalls  $D_{1m}$  gemittelt, jedoch zusätzlich mit einem Vorfaktor in Abhängigkeit des Durchmesser-Breiten-Verhältnisses  $D_2 / b_1$  multipliziert. Der Vorfaktor ermittelt sich gemäß einer Trendfunktion nach Bild 5.4 b) anhand ausgewerteter Vergleiche von gemessenen Hochdruck- und Mitteldruckventilatoren. Die Breite des Schaufelkanals bestimmt offensichtlich den Anteil der Luft, der über die freie Ecke mit einem anderen Eintrittswinkel  $\beta_{1m}$  in das Laufrad einströmt.

### 5.2.4 Berücksichtigung von Versperrung und Querschnittsänderung

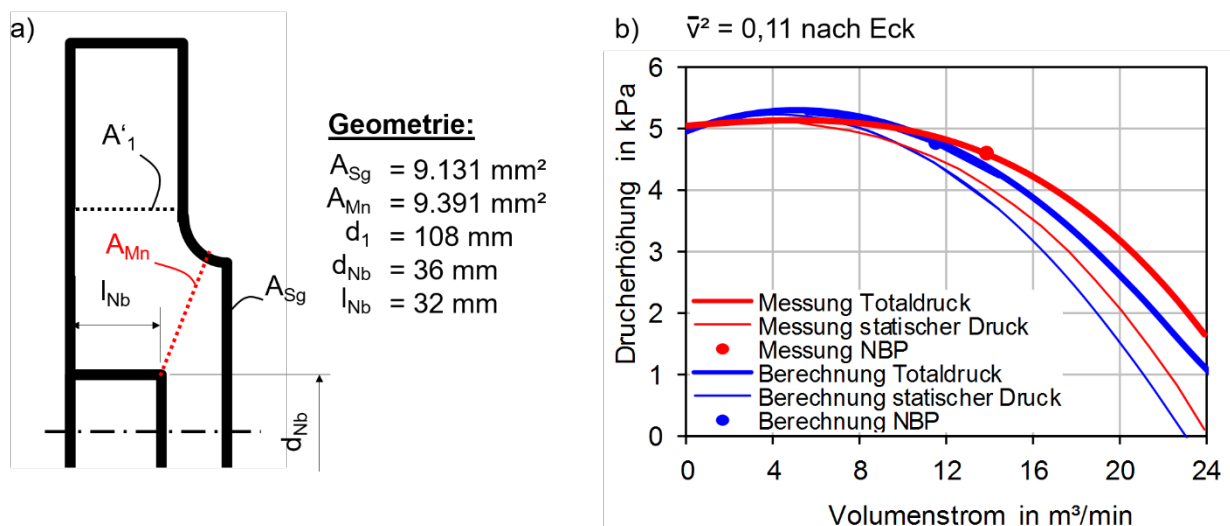
Eck [Eck12, S. 92] berücksichtigt nach (5.5) bis (5.7) den Einfluss der Versperrung  $\bar{v}$  durch eine im Eintrittsquerschnitt des Laufrads befindliche Nabe mit Durchmesser  $d_{Nb}$ . Zudem wird die Änderung des Flächenverhältnis vom Ansaugquerschnitt  $A_{Sg}$  zum Ringquerschnitt am Schaufelanfang  $A'_1$  durch eine virtuelle Eintrittsbreite  $b_{1^*}$  berücksichtigt. Beides muss in die Kennlinienvorausberechnung integriert werden, um negative Einflüsse von versperrenden Naben und sich ändernden Querschnitten frühzeitig zu erkennen.

$$b_{1^*} = \frac{1}{4} \frac{d_1}{\xi_s} \cdot (1 - \bar{v}^2) \quad (5.5)$$

$$\xi_s = \frac{A_{Sg}}{A'_1} \quad (5.6)$$

$$\bar{v}^2 = \left( \frac{d_{Nb}}{d_1} \right)^2 \quad (5.7)$$

Es gilt aber zu beachten, dass in Wirklichkeit nicht allein der Nabendurchmesser  $d_{Nb}$  versperrend wirkt, sondern auch die axiale Ausdehnung der Nabe  $l_{Nb}$  entscheidend ist, siehe Bild 5.5 a). Eine Nabe mit nur kleinem  $l_{Nb}$  verursacht keine Versperrung. Für diese würde nach dem Ansatz von Eck aus (5.7) jedoch eine falsche Kennlinie vorausberechnet werden, siehe Bild 5.5 b) im Vergleich zu Bild 5.3 c) ohne Versperrung.



**Bild 5.5:** Berücksichtigung der Nabenversperrung und Querschnittsänderung,  
a) Geometrieparameter für Nabenversperrung,  
b) Vorausberechnung mit falschem  $\bar{v}$  nach Eck [Eck12, S. 92]

Aus diesem Grund wird der Rechenansatz für das Vorauslegungsprogramm modifiziert und der engste Querschnitt, eine Konus-Mantelfläche  $A_{Mn}$ , in der Umlenkung der axialen

Strömung in die radiale Richtung verwendet, siehe (5.8). Nur wenn  $A_{Mn} < A_{Sg}$  ist, kommt es zu einer Versperrung. Passend hierzu

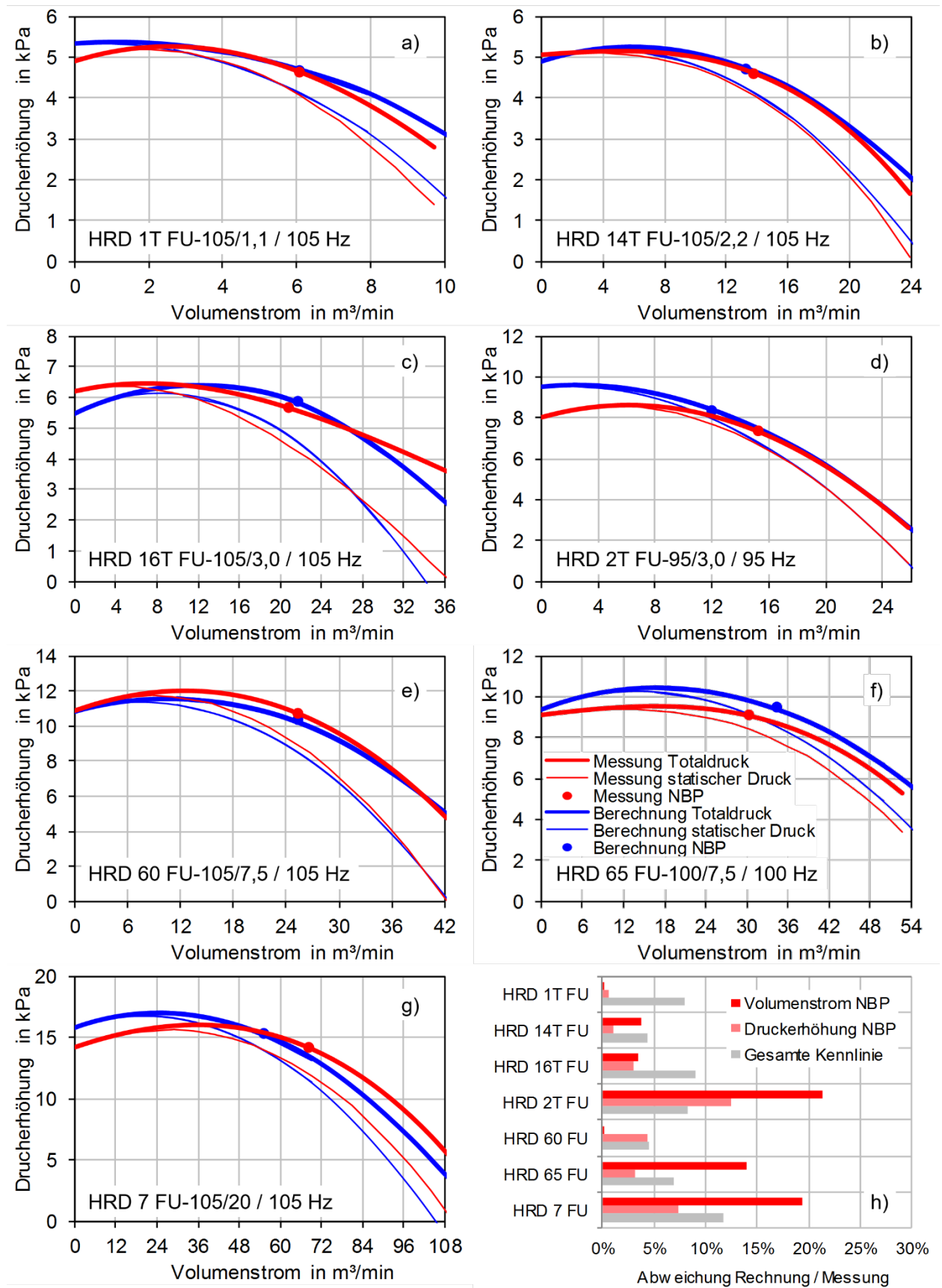
$$\bar{u}_{\text{mod}}^2 = 1 - \frac{A_{Mn}}{A_{Sg}} \quad \text{wenn } A_{Mn} < A_{Sg} \quad (5.8)$$

### 5.2.5 Evaluation der Kennlinienvorausberechnung

Aufgrund des empirischen Charakters der im Vorauslegungsprogramm verankerten Berechnungsmodelle ist die Evaluation der Vorauslegung und Kennlinienvorhersage durch Vergleich von berechneten und gemessenen Luftkennlinien erforderlich. Bild 5.6 a) – g) zeigt für alle direktgetriebenen Hochdruckventilatoren der HRD-Reihe des Forschungspartners Elektror airsystems den Vergleich von gemessenen und vorausberechneten Luftkennlinien. Alle Laufräder sind in Blechbauweise mit planparalleler Deckscheibe und rückwärtsgekrümmten Schaufeln ausgeführt und werden zwischen 5.700 – 6.300 min<sup>-1</sup> betrieben.

Der Vergleich zeigt generell gute Übereinstimmung des gerechneten zum gemessenen Kennlinienverlaufs, auch wird die Lage des Nennbetriebspunkts (NBP) meist korrekt vorausberechnet. Abweichungen entstehen bei der Vorhersage des maximalen Volumenstroms und des Drucks bei Nullförderung, da die Strömungsverhältnisse im Teil- und Überlastbereich nicht mehr genau vorausbestimmt werden können; ein grundsätzlicher Nachteil der 1D-Rechenmodelle. Die prozentualen Abweichungen der Kennlinien und der Nenndrücke und Nennvolumenströme sind in Bild 5.6 h) dargestellt. Die horizontale Lage der Nennbetriebspunkte (Abweichung „Volumenstrom NBP“) wird mit einem Fehler von max. 21 % vorausberechnet, die vertikale Lage (Abweichung „Druckerhöhung NBP“) mit max. 12 %. Der höhere Fehler beim Nennvolumenstrom liegt an der flachen Form der Kennlinien, die bei geringer Fehllage zur gemessenen Kennlinie größere Abweichungen in horizontaler Richtung verursachen. Die Abweichungen der Kennlinien im Ganzen (Mittelwert aus den Druckabweichungen für 10 gleichmäßig verteilte Volumenströme) werden zu 12 % bestimmt. Weitere nicht dargestellte Ventilatoren (u. a. für den Mitteldruck) sind ebenfalls untersucht und mit vergleichbarer Genauigkeit vorausberechnet worden.

Das entwickelte Berechnungsprogramm liefert insgesamt gute Kennlinienvorausberechnungen für Laufräder radialer Bauart und dient in den weiteren Untersuchungen als Vorauslegungsroutine für die zu untersuchenden schnell drehenden Ventilatoren.



**Bild 5.6:** Vergleich vorausberechneter und gemessener Luftkennlinien, a) – g) Ventilatoren der Elektror airsystems HRD-Reihe, h) prozentuale Abweichungen der Kennlinien und Nennbetriebspunkte

### 5.3 Vorauslegung von effizienten Ventilatoren in Blechbauweise

Für die Untersuchung schnell drehender Hochdruck-Radialventilatoren in Blechbauweise werden im Folgenden zwei Ventilatoren ausgelegt, deren Leistungsdaten sich innerhalb der in Kap. 3.3 analysierten Marktlücke befinden, siehe Tabelle 5.2. Die gewählten Nennbetriebspunkte und Leistungen orientieren sich an den Vorschlägen des Forschungspartners und an zweckmäßigen Werten auf der elektromotorischen Seite. Beide Laufräder besitzen Laufzahlen  $\sigma \geq 0,2$  als wesentliche Vorgabe für effizient arbeitende Radiallaufräder nach Cordier, siehe Kap. 2.1.6.

Laufrad-Nr.	Volumenstrom $\dot{V}$	Totaldruck-erhöhung $\Delta p_t$	Laufrad-drehzahl $n$	Wellen-leistung $P_w$	Lauf-zahl $\sigma$
1	33 m <sup>3</sup> /min	16.000 Pa	12.000 min <sup>-1</sup>	11,0 kW	0,27
2	24 m <sup>3</sup> /min	26.000 Pa	15.000 min <sup>-1</sup>	18,5 kW	0,22

**Tabelle 5.2:** Leistungsdaten für vorausgelegte schnell drehende Ventilatoren

Für beide Ventilatoren werden mit Hilfe des Vorauslegungsprogramms aus Kap. 5.2 ideale Geometrie-vorschläge für Laufräder mit planparalleler Deckscheibe vorgeschlagen, siehe Tabelle 5.3.

Laufrad-Nr.	Variante	Ansaugdurch-messer $D_{sg}$	Innendurch-messer $D_{1m}$	Außendurch-messer $D_2$	Schaufel-breite $b_2$	Schaufel-zahl $z$	Schaufel-winkel $\beta_{1m}$	Schaufel-winkel $\beta_2$	Spiralen-winkel $\alpha$	Gehäuse-breite $B$	Totalwirkungs-grad $\eta_L$
1	Vorschlag	114 mm	124 mm	244 mm	34 mm	12	26°	34°	6,0°	84 mm	77,9%
	Anpassung	115 mm	126 mm	240 mm	40 mm	12	30°	43°	3,5°	100 mm	68,9%
2	Vorschlag	91 mm	103 mm	240 mm	24 mm	11	31°	35°	5,4°	61 mm	76,2%
	Anpassung	108 mm	126 mm	245 mm	20 mm	12	30°	43°	3,5°	80 mm	63,1%

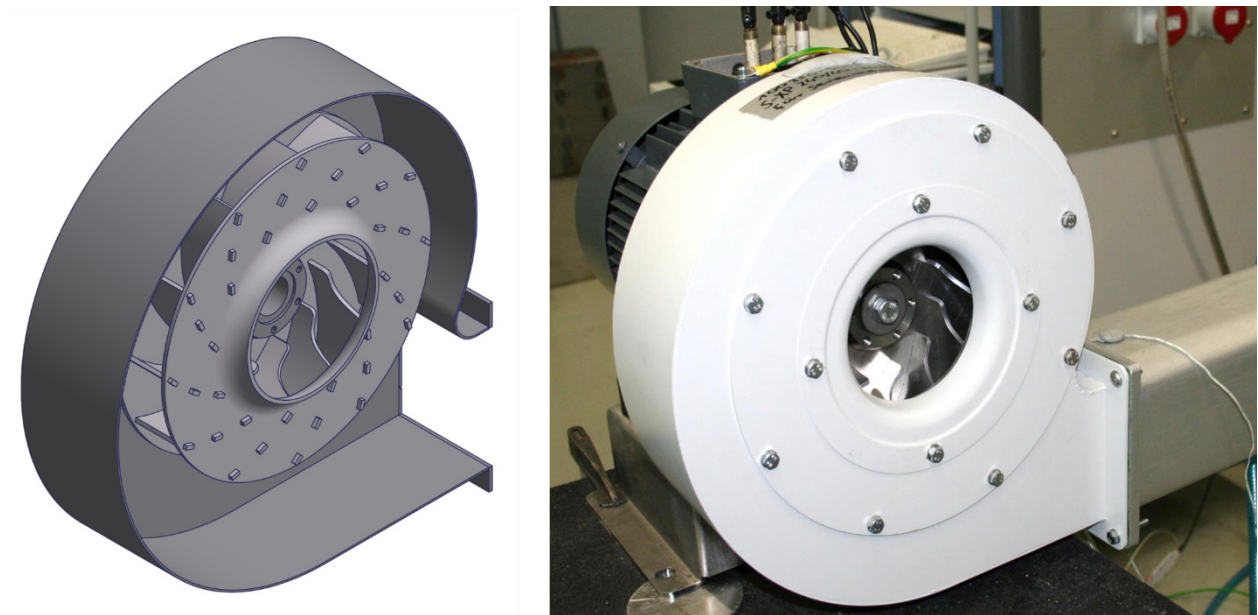
**Tabelle 5.3:** Laufradauslegungen für geforderte Nennbetriebspunkte

Die Vorschläge können jedoch nicht 1:1 übernommen werden, denn geometrische Einschränkungen wie z. B. die Verwendung verfügbarer Umformwerkzeuge für die Herstellung der Deckscheiben zwingen zur Anpassung der saugseitigen Laufradgeometrie. Die Laufradnaben zur Anbindung an den Antriebsmotor erfordern ebenfalls eine Korrektur der Laufradgeometrie, da diese die Ansaugquerschnitte der Laufräder versperren würden. Aus Gründen der Kompaktheit wird der Gehäusespiralenwinkel reduziert und stattdessen das Gehäuse verbreitert. Tabelle 5.3 zeigt zum Vergleich für beide Laufräder auch die zugehörigen getroffenen Anpassungen. Die angegebenen lufttechnischen Wir-

kungsgrade  $\eta_L$  berechnen sich nach empirischen Verfahren von Protić und Nedeljković [BOMMES02, S. 131FF] und dienen als grobe Orientierung mit entsprechend großer Unsicherheit. Für die angepassten Geometrien werden hohe Wirkungsgradeinbußen prognostiziert, die für die Prototypenuntersuchungen zunächst akzeptiert werden.

#### 5.4 Evaluation von vorausgelegten schnell drehenden Ventilatoren

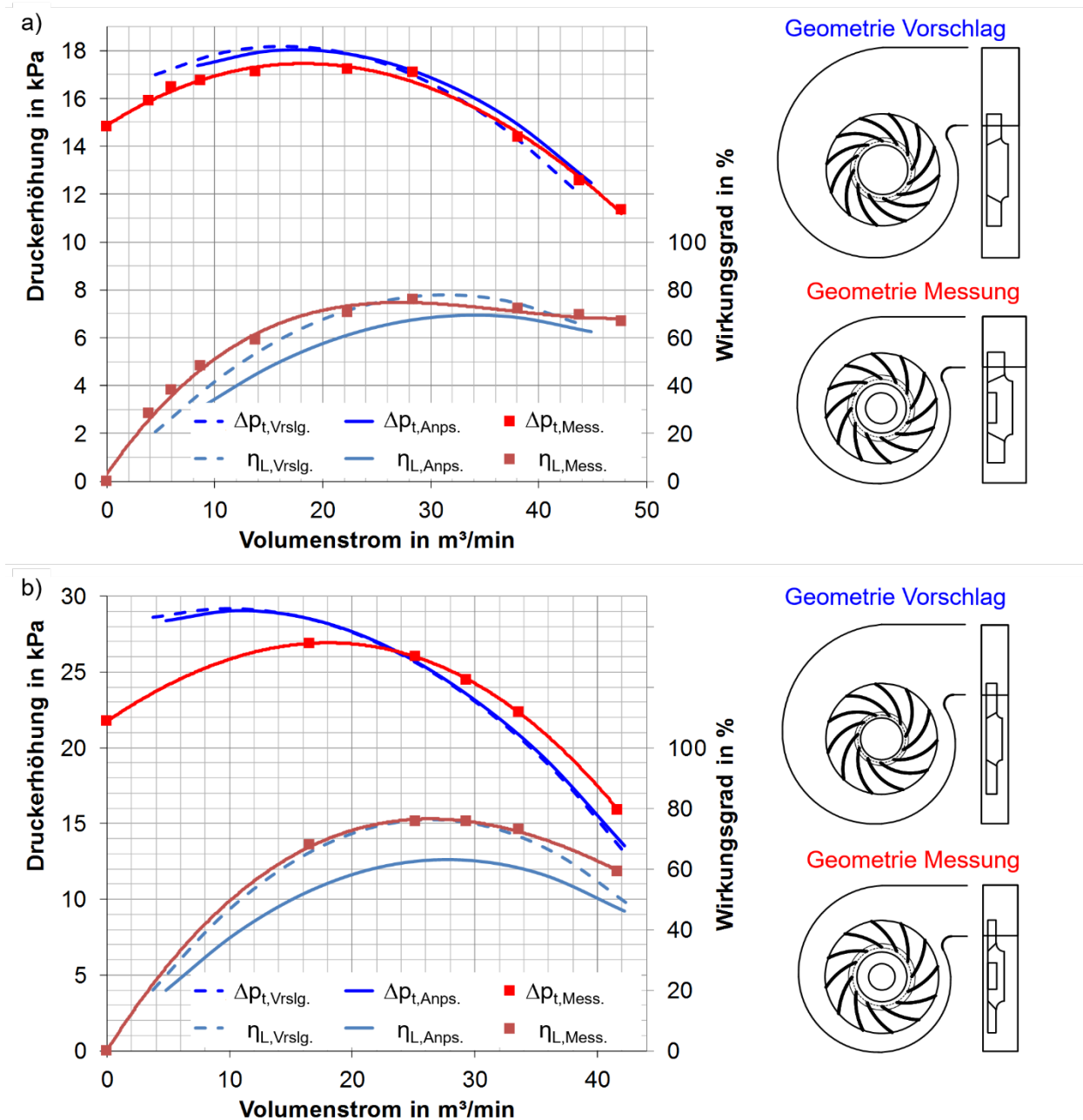
Die beiden vorausgelegten und angepassten Ventilatoren werden gefertigt und nach DIN EN ISO 5801 [DINENISO5801] lufttechnisch gemessen. Der konstruktive Aufbau von Ventilator 1 ist in Bild 5.7 zu sehen.



**Bild 5.7:** Versuchs Aufbau und CAD-Modell des Prototypen-Ventilators Nr. 1

Bild 5.8 zeigt den Vergleich der vorausberechneten Kennlinien der vorgeschlagenen (blau gestrichelte Kurven) und angepassten (blau durchgezogene Kurven) Ventilatorgeometrien aus Tabelle 5.3 mit den auf Normbedingungen umgerechneten Prototypenmessungen beider schnell drehender Ventilatoren (rote Kurven). Für Variante 1 zeigt sich in Bild 5.8 a) grundsätzlich eine gute Übereinstimmung zwischen berechneten und gemessenen Totaldruckverläufen, lediglich bei kleinen Volumenströmen werden geringere Drücke gemessen als vorausberechnet. Zwischen vorgeschlagener und angepasster Geometrie berechnet das Vorauslegungsprogramm Wirkungsgradeinbußen im Bestpunkt von 9 %, die sich in der Messung jedoch nicht in gleichem Maße auswirken. Mit 75,8 % gemessenem lufttechnischen Wirkungsgrad erreicht der Prototyp trotz der getroffenen Anpassungen hohe Werte.





**Bild 5.8:** Vergleich von vorausgelegten und gemessenen Ventilatoren, a) für Ventilator-Variante 1, b) für Ventilator-Variante 2

Für Ventilator-Variante 2 in Bild 5.8 b) weicht die vorausberechnete Totaldruckkurve im Vergleich zur Prototypenmessung stärker ab. Die Messung erzielt leicht höhere maximale Volumenströme, jedoch deutlich niedrigere Druckerhöhungen bei Nullförderung. Hier bietet die Vorausberechnung keine zuverlässige Aussage. Beim Wirkungsgrad zeigt sich ein ähnliches Bild wie bei Ventilator 1. Die vorausberechneten starken Einbußen von bis zu 13 % von vorgeschlagener zu angepasster Variante wirken sich in der Messung nicht aus. Auch hier werden mit 75,6 % lufttechnischem Wirkungsgrad ähnlich hohe Werte wie bei Variante 1 gemessen.



Die Messungen beider Prototypen werden durch das Vorauslegungsprogramm nicht exakt vorhergesagt. Jedoch bestätigt die grundsätzlich gute Übereinstimmung der Kennlinien die gewählte Vorgehensweise und Berechnungsmethodik des Programms. Unter Berücksichtigung der begrenzten Vorhersagegenauigkeit von 1D-Theorien im Teil- und Überlastbereich sind die gewonnenen Ergebnisse zufriedenstellend, zumal von der ursprünglich vorgeschlagenen Ventilatorgeometrie aus Fertigungsgründen z. T. stark abgewichen werden musste. Mit lufttechnischen Wirkungsgraden  $> 75\%$  zählen beide Prototypen zu effizient gestalteten Hochdruckventilatoren radialer Bauart, wohlwissend, dass Strömungsoptimierungen weitere Effizienzsteigerungen möglich machen.

## 5.5 Vergleich mit anderen Ventilatoren

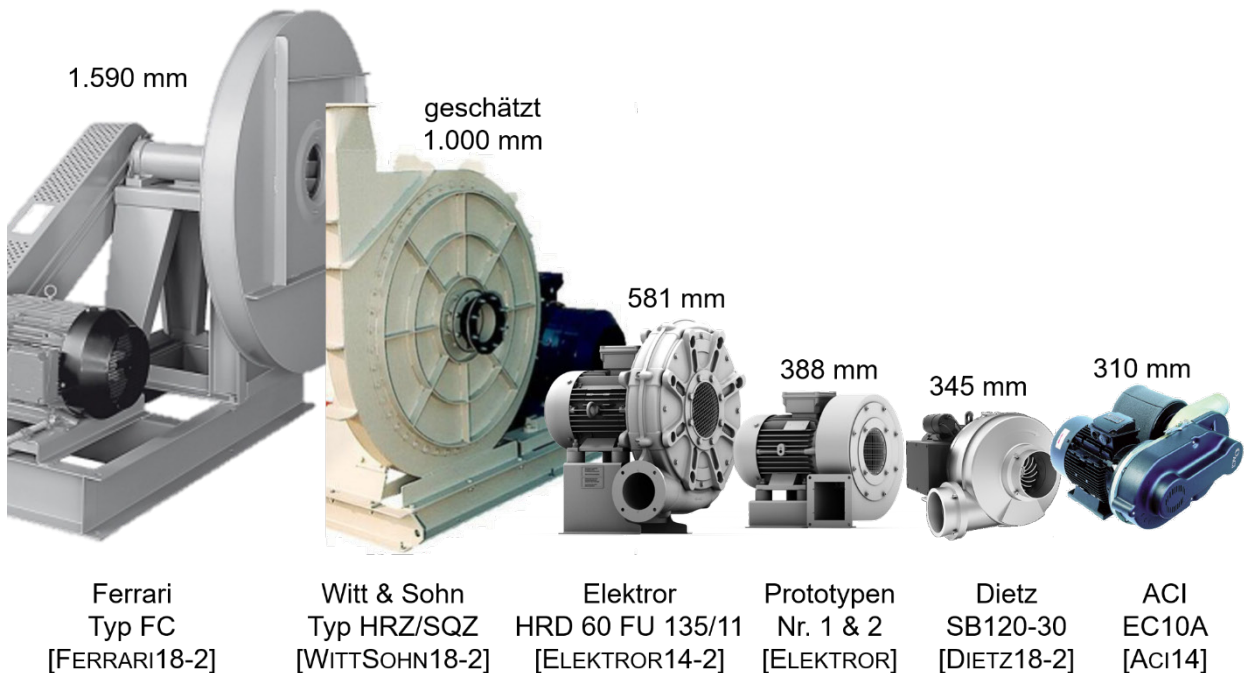
Die Prototypen werden mit anderen Ventilatoren verglichen, die ähnliche Luftleistungen bieten. Die Leistungsdaten der untersuchten Ventilatoren sind in Tabelle 5.4 gegenübergestellt.

Ventilator	FC 1001 N1A [FERRARI18-1]	SQZ12/112/710 [WITTSOHN18-1]	HRD 60 FU 135 [ELEKTOR14-1]	Prototyp Nr.1	Prototyp Nr.2	SB120-30 [DIETZ18-1]	EC10A [ACI14]
Antrieb	Riemen	Riemen	direkt	direkt	direkt	direkt	Riemen
Laufgrad	Blech	Blech	Blech	Blech	Blech	Freiform	Freiform
Drehzahl $n$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	3.150	3.900	8.100	12.000	15.000	17.400	20.000
Bauhöhe [mm]	1.590	$\approx 1.000$	581	388	388	345	310
Volumenstrom $\dot{V}_{\text{NBP}}$ [ $\text{m}^3/\text{min}$ ]	108,0	33,0	29,9	28,4	29,4	31,1	17,1
Totaldruck $\Delta p_{\text{L,NBP}}$ [kPa]	19,0	16,0	16,2	17,1	24,5	26,5	18,3
Leistung $P_{\text{W,NBP}}$ [kW]	45,0	15,0	11,0	10,3	15,2	$\approx 22,0$	$\approx 11,0$
Wirkungsgrad $\eta_{\text{L,NBP}}$ [%]	$>76,0$	59,3	69,5	75,8	75,6	55,5	$>46,1$

**Tabelle 5.4:** Leistungsdaten der untersuchten Ventilatoren

Da die Wirkungsgrade und Wellenleistungen im Bestpunkt bei den Anbietern Dietz und ACI nicht zugänglich sind, erfolgt eine Interpolation mit Hilfe derjenigen Betriebspunkte, zu denen Luft- und Antriebsleistungen in den Datenblättern angegeben sind. Bei den Ventilatoren der Hersteller Ferrari und ACI sind in den berechneten Wirkungsgraden die Riemenverluste enthalten, d. h. der reine lufttechnische Wirkungsgrad ist entsprechend höher. Hier unterliegt der Vergleich einer gewissen Unsicherheit, die in der Gegenüberstellung berücksichtigt werden muss.

Bild 5.9 zeigt die Größenverhältnisse der betrachteten Ventilatoren. Die Leistungsverdichtung infolge Drehzahlerhöhung ist deutlich zu erkennen.

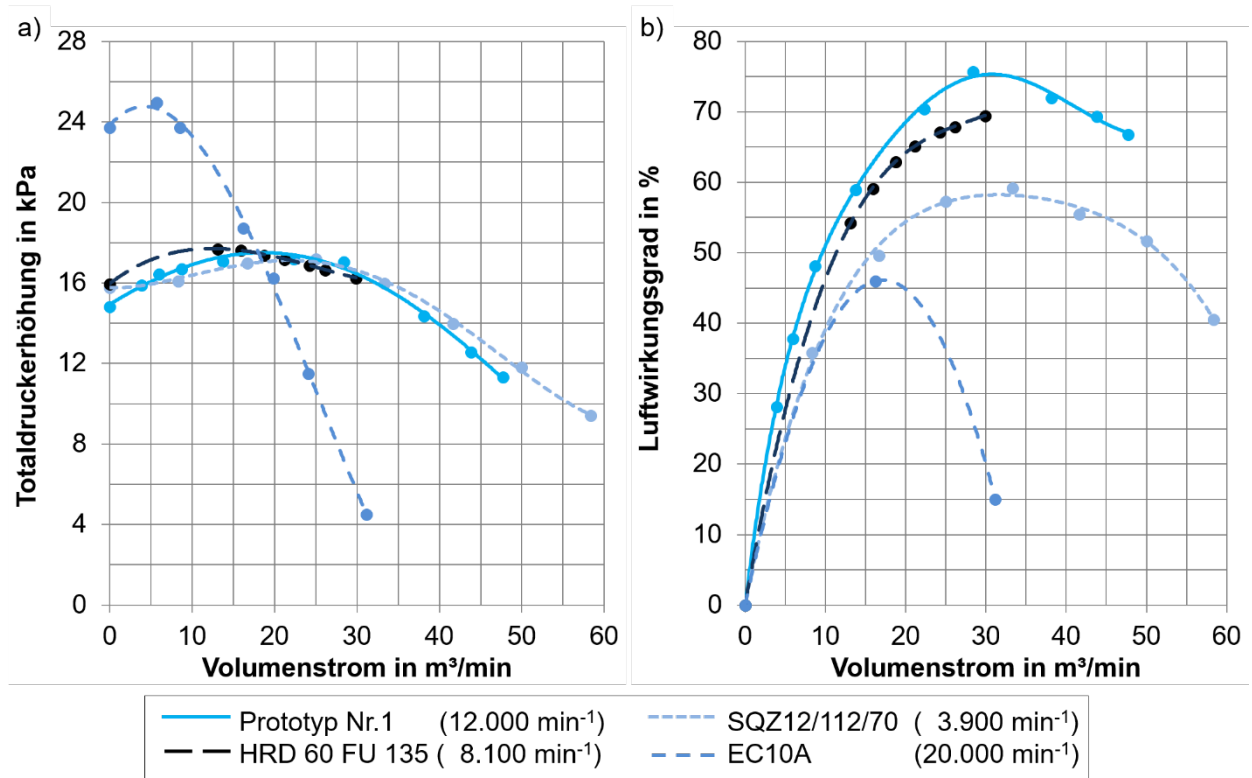


**Bild 5.9:** Vergleich der Bauhöhe der untersuchten Ventilatoren

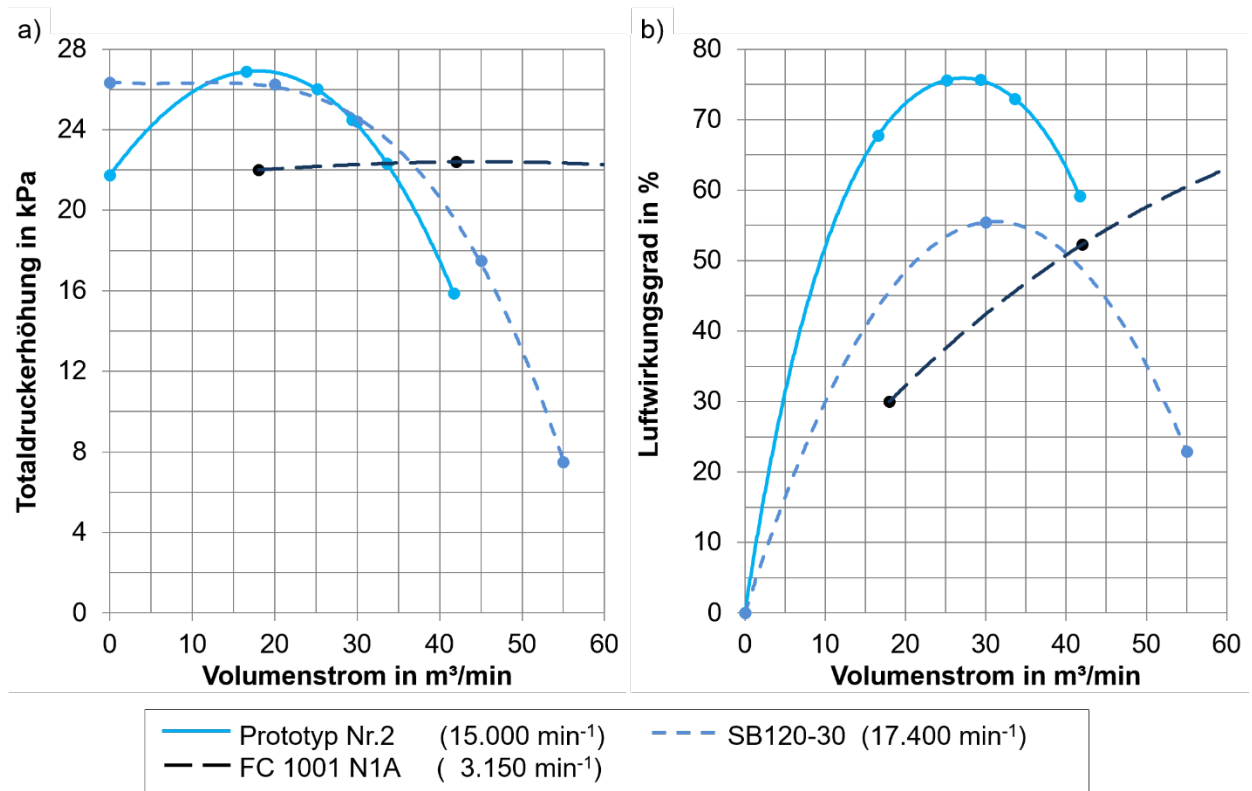
Bild 5.10 und Bild 5.11 stellen abschließend die Totaldruckerhöhungen  $\Delta p_t$  und Luftwirkungsgrade  $\eta_L$  der Ventilatoren grafisch gegenüber. Die Kennlinie des entwickelten Prototyps Nr. 1 mit  $12.000 \text{ min}^{-1}$  ist in Bild 5.10 a) dargestellt und nahezu deckungsgleich mit den Kennlinien der langsamer drehenden Ventilatoren SQZ12/112/710 [WITTSOHN18-1] und HRD 60 FU 135 [ELEKTOR14-1]. Der schnell drehende Ventilator EC10A [ACI14] hat eine steilere Charakteristik und trifft bei ca.  $20 \text{ m}^3/\text{min}$  die Kennlinien der anderen Maschinen. Im direkten Vergleich der Wirkungsgrade in Bild 5.10 b) zeigt der entwickelte Prototyp Nr. 1 mit max. 75,8 % die höchste Effizienz. Danach folgt der Elektror-Ventilator HRD 60 FU 135 mit ca. 70%. Die Ventilatoren von Witt & Sohn und ACI haben mit max. 59% und 46% geringere Wirkungsgrade. Hier wirken sich vermutlich die Verluste der Riementriebe aus. Interessanterweise ist der ACI-Ventilator trotz des Freiform-Laufrads und der deutlich höheren Drehzahl ineffizienter als der Prototyp Nr. 1.

Bild 5.11 b) zeigt den Vergleich für den Prototypen Nr. 2 mit  $15.000 \text{ min}^{-1}$ . Hier erreicht die Eigenentwicklung mit max. 75,6 % die höchste Effizienz. Der schnell drehende Ventilator SB120-30 [DIETZ18-1] mit Freiform-Laufrad erreicht trotz Direktantrieb und ähnlicher Kennlinie nur maximal 55 % Wirkungsgrad. Der riemenübersetzte Ventilator FC 1001 N1A [FERRARI18-1] ist für kleine Volumenströme nicht ausgelegt und erreicht

seinen maximalen Wirkungsgrad von 76 % bei 110 m<sup>3</sup>/min. Im direkten Vergleich zu den anderen Ventilatoren bei 30 m<sup>3</sup>/min erreicht dieser nur ca. 36 % Wirkungsgrad.



**Bild 5.10:** Vergleich Prototyp Nr.1, a) Totaldruckerhöhung, b) Luftwirkungsgrad



**Bild 5.11:** Vergleich Prototyp Nr.2, a) Totaldruckerhöhung, b) Luftwirkungsgrad

## **5.6 Zusammenfassung des Kapitels**

Das entwickelte Vorauslegungsprogramm ermöglicht auf Basis der in der Literatur genannten Gestaltungsregeln eine zuverlässige Auslegung effizienter Laufräder in Blechbauweise für Drehzahlen oberhalb von  $10.000 \text{ min}^{-1}$ . Vorausgelegte und gemessene Prototypenventilatoren für  $12.000 \text{ min}^{-1}$  und  $15.000 \text{ min}^{-1}$  bestätigen die grundsätzlich möglichen Wirkungsgradsteigerungen durch Ausnutzung hoher Drehzahlen für Hochdruckanwendungen bei geringen Volumenströmen. Im direkten Vergleich zu Ventilatoren anderer Hersteller erreichen die Blechlaufräder trotz fehlender Strömungsoptimierung die höchste Effizienz, wodurch die Bedeutung der in Kap. 3 gezeigten Marktlücke untermauert wird. Bei den entwickelten Prototypen sind in jedem Fall weitere Energieeinsparpotenziale vorhanden, die weitere Strömungsoptimierung ist jedoch nicht Bestandteil dieser Arbeit. Stattdessen muss in den weiteren Kapiteln die Belastungssituation auf Lagerung und Laufrad aufgrund der hohen Drehzahlen bewertet und optimiert werden.

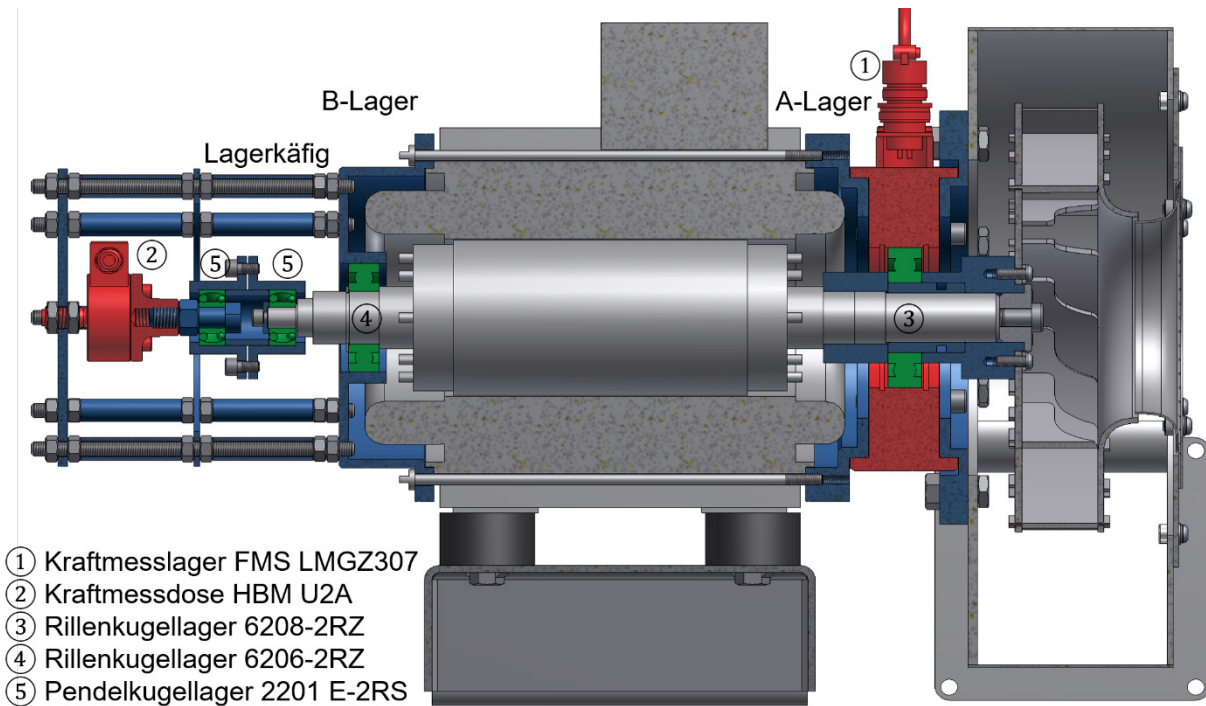
## 6 Untersuchung der Ventilatorkräfte

Nach Geibel und Hoffmann [GEIBEL91, S. 42F] zählen zu den häufigsten Schadensstellen an Turboverdichtern und Kesselventilatoren die Lagerung, der Läufer sowie das Laufrad mit insgesamt ca. 55 % Schadensanteil. Die eigene Auswertung von Serviceberichten bei Elektror-Ventilatoren [RECKER09, S. 9] zeigt ebenfalls die Lagerung mit einem Schadensanteil von ca. 50 % als häufigsten Ausfallgrund eines Ventilators. Um vorzeitigen Ausfall bei Ventilatoren zu vermeiden, ist die genaue Kenntnis über die Belastungssituation der Ventilatorlagerung entscheidend, insbesondere bei Neuauslegungen wie den interessierenden schnell drehenden Hochdruckventilatoren in Blechbauweise, bei denen noch nicht auf Erfahrungswerte aus Langzeitversuchen zurückgegriffen werden kann. In den folgenden Abschnitten werden die auf die Ventilatorlagerung wirkenden Kraftkomponenten aus Tabelle 2.3 detailliert analysiert und mit Prüfstandsmessungen sowie den in Kap. 2.2 vorgestellten Berechnungsansätzen verglichen. Ziel ist die zuverlässige Vorhersage für die Kräftesituation in schnell drehenden Hochdruckventilatoren und deren Implementierung in das bereits vorgestellte Vorauslegungsprogramm. Mit Hilfe von Parameterstudien werden dann die einzelnen Kraftkomponenten untersucht und bewertet. Basis der Untersuchungen und der Prüfstandsmessungen ist der in Kap. 5.3 und 5.4 entwickelte Prototyp Nr. 1.

### 6.1 Prüfkonzent zur Ermittlung der Systembelastungen

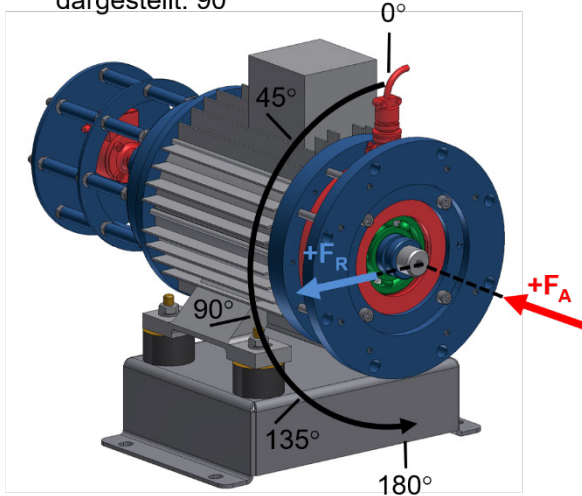
Bild 6.1 zeigt das Prüfkonzent des verwendeten Messaufbaus. Ein Kraftmesslager dient der Erfassung radialer Lasten in einer Wirkrichtung am laufradseitigen A-Lager und ist nahe der ursprünglichen Position des Lagers integriert. Auf der laufradfernen B-Seite des Ventilators wird aufgrund der geringeren Radialkräfte auf ein weiteres Kraftmesslager verzichtet. Stattdessen leitet ein Lagerkäfig die im Antriebstrang wirkenden axialen Lasten in eine Kraftmessdose ein. Die in den Versuchsventilator integrierte Messtechnik erlaubt damit die Untersuchung der verschiedenen Systemkräfte unter realen Betriebsbedingungen.

Für die Prüfstandsmessungen gilt die Definition der Winkelposition der beiden unabhängig voneinander verstellbaren Komponenten „Kraftmesslager“ und „Ventilatorgehäuse“ sowie die Vorzeichenrichtung radialer und axialer Lasten gemäß Bild 6.2.

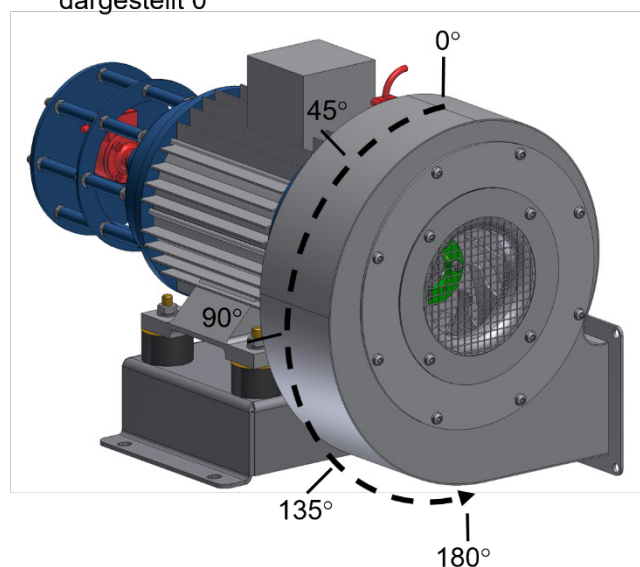


**Bild 6.1:** Prüfaufbau für Lagerkraftmessungen

a) Wirkrichtung Kraftmesslager dargestellt: 90°



b) Position Ventilatorgehäuse dargestellt 0°



**Bild 6.2:** a) Deklaration Kraftrichtungen, b) Deklaration der Gehäuseposition

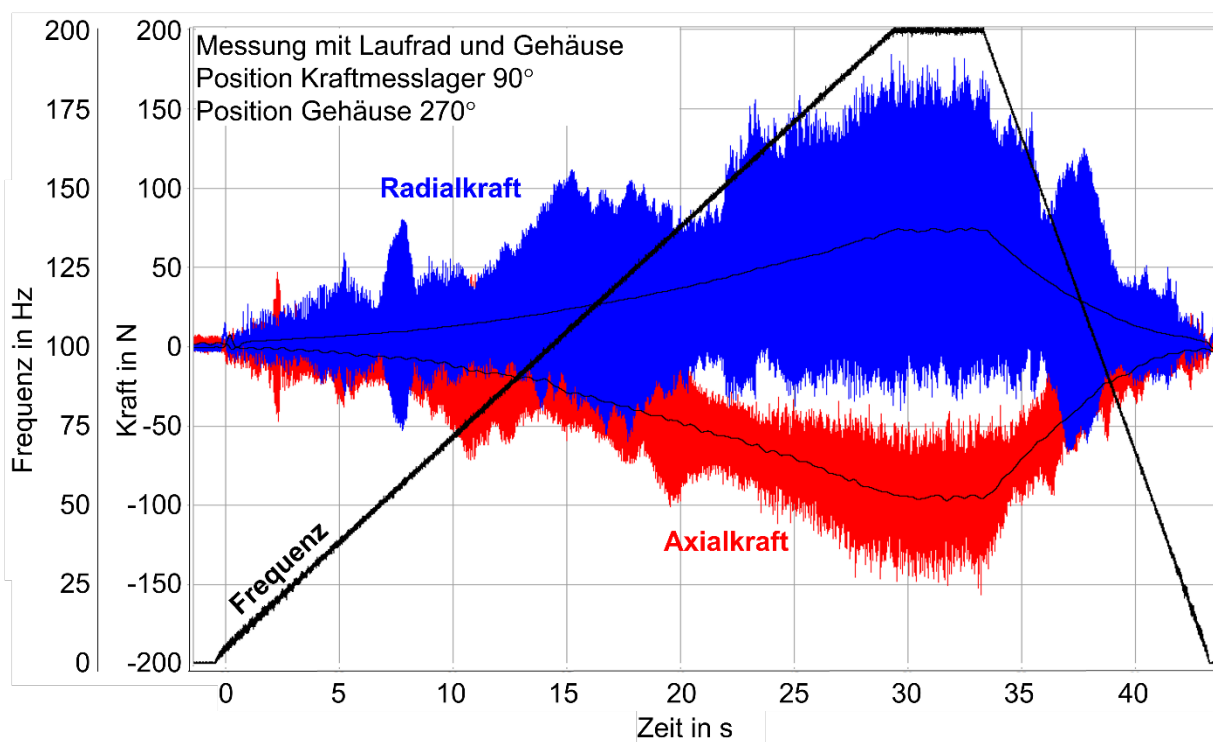
Die vom Standardaufbau des Ventilators abweichenden Merkmale des Prüfstands müssen in der späteren Messauswertung berücksichtigt werden und sind in Tabelle 6.1 dokumentiert. Der größte Unterschied zwischen Prüfstand und Standardaufbau ist die veränderte radiale und richtungsabhängige Lagersteifigkeit am A-Lager in Folge des Kraftmesslagers. In Messrichtung des Lagers reduziert sich die Steifigkeit auf 4.000 N/mm, quer dazu bleibt sie bei 50.000 N/mm. Hierdurch werden die Eigenfrequenzen des rotie-

renden Laufrad-Läufer-Systems beeinflusst. Die abweichenden Lagerabstände im Prüfaufbau werden bei der Rückrechnung der Radialkräfte auf die Laufradposition berücksichtigt.

Merkmal	Prüfaufbau	Standardaufbau
Abstand A- und B-Lager	285 mm	250 mm
Abstand Laufrad und A-Lager	82 mm	51 mm
Ausführung am A-Lager	RKL 6208 mit LMGZ 307 [FMS10]	RKL 6206
Radiale Steifigkeit am A-Lager	≈ 4.000 N/mm [FMS10]	≈ 50.000 N/mm [SKF14-2]
Axiale Steifigkeit am Festlager	> 20.000 N/mm [HBM01]	≈ 5.000 N/mm [SKF14-2]
Aufnahme der Axiallast	Lagerkäfig mit U2A [HBM01]	RKL 6206
Federvorspannung	-	Kugellagerausgleichsscheibe

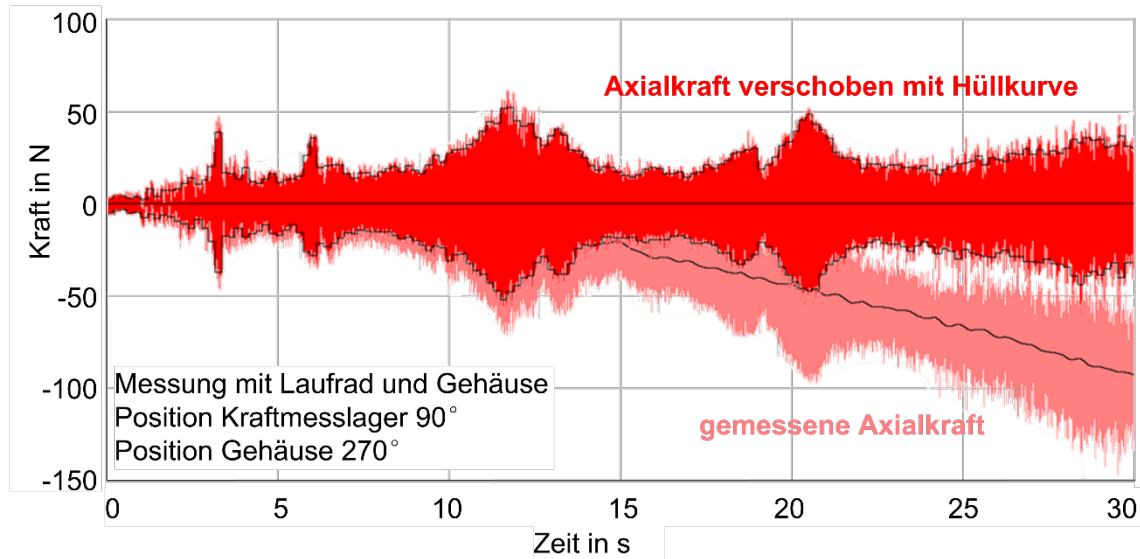
**Tabelle 6.1:** Unterschiede zwischen Prüfstand und Standardaufbau

Jede Messung erfolgt im Hochlauf des Prüfventilators von 0 – 12.000 min<sup>-1</sup> und Runterlauf bis zum Stillstand, siehe Bild 6.3. Die radialen und axialen Lagerkräfte sowie die zugehörige Drehfrequenz werden mit 10 kHz Abtastung aufgezeichnet. Zur Auswertung der statischen Kraftanteile erfolgt eine Mittelung der Messwerte. Die dynamischen Anteile werden durch Subtraktion der Mittelwerte von den Messwerten und mit Hilfe eines Hüllkurvenverfahrens bestimmt, siehe Bild 6.4.



**Bild 6.3:** Messung und Auswertung statischer Kraftanteile im Hoch-, Runterlauf





**Bild 6.4:** Messung und Auswertung dynamischer Axialkräfte im Hochlauf

Die Messunsicherheit des Prüfaufbaus wird durch Vergleich der Messsignale im Stillstand jeweils vor und nach einem Hoch- und Runterlauf beurteilt, siehe Tabelle 6.2. Für statische Kraftanteile ist die Mittelwertschwankung von Bedeutung, für dynamische Anteile das Rauschverhalten der Messsignale.

Messgröße	radial	axial
statisch: Mittelwertschwankung	≤ 1 N	≤ 2 N
dynamisch: Messrauschen	± 3 N	± 4 N

**Tabelle 6.2:** Messunsicherheit des Prüfaufbaus

## 6.2 Messung und Bewertung der Ventilatorkräfte

Nachfolgend werden die einzelnen Kraftkomponenten im Prüfstands Aufbau untersucht und mit den Berechnungsansätzen aus Kap. 2.2 verglichen.

### 6.2.1 Gewichtskräfte des rotierenden Systems

Der Motorläufer im Prüfaufbau wiegt 8,6 kg und das Laufrad 2,1 kg, gesamt ergeben sich 10,7 kg. Nach (2.26) berechnet sich die Gewichtskraft in Summe zu  $F_{G,rad}=105\text{ N}$ .

### 6.2.2 Vorspannkräfte

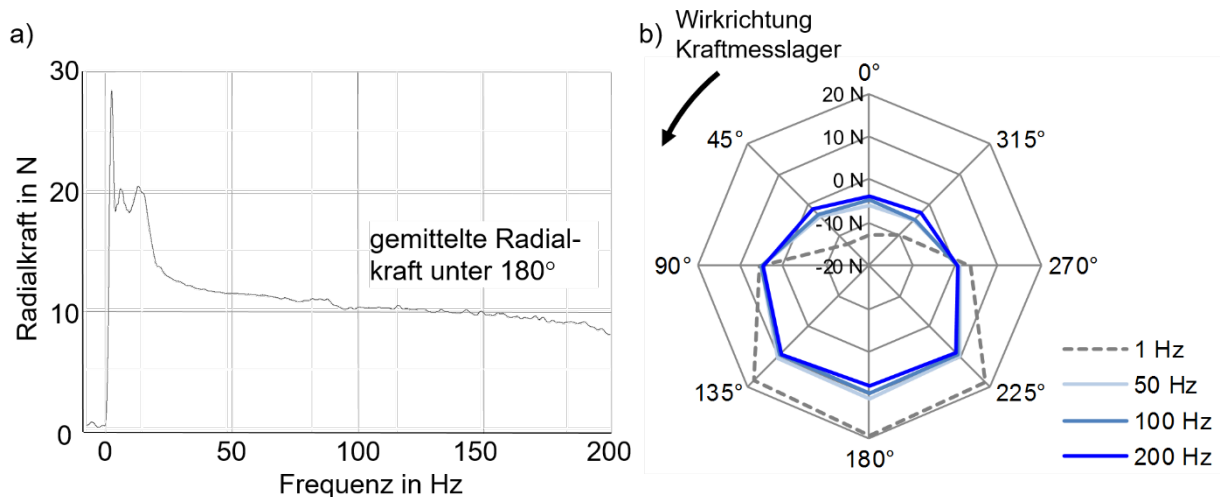
Im Prüfaufbau selbst ist keine Lagervorspannung vorhanden. Im Standardaufbau des untersuchten Prototypen-Ventilators befindet sich jedoch eine Kugellagerausgleichscheibe, die den Antriebsstrang und beide Lagerstellen mit  $F_{V,ax}\approx 150\text{ N}$  vorspannt. Für die eingesetzten Kugellager vom Typ 6206 mit  $d_w=30\text{ mm}$  werden nach Tabelle 2.4 Ansatz 1 bzw. 2 Vorspannkräfte von  $F_{V,ax}=150 \div 300\text{ N}$  empfohlen.



### 6.2.3 Elektromotorische radiale Magnetkräfte

Nach Kap. 2.2.3 bewirken statische und dynamische Exzentrizitäten durch einen außermittig gelagerten Rotor radiale Magnetkräfte. Statische Exzentrizitäten ergeben sich im Prüfaufbau durch fertigungsbedingte Koaxialitätsfehler der Lagerschilde zum Stator des Elektromotors. Wird das Kraftmesslager mit vertikaler Messrichtung montiert ( $\pm 0^\circ$  oder  $180^\circ$ ), ergeben sich zusätzlich Exzentrizitäten durch Verlagerungen des Motorläufers von 0,015 mm im biegeweichen Kraftmesslager infolge des Eigengewichts. Bild 6.5 a) zeigt für diesen Fall den magnetischen Zug im Hochlauf des Motorläufers ohne Laufrad am A-Lager. Im Moment der Inbetriebnahme ergeben sich kurzzeitig Kräfte von ca. 28 N, die auf Anlaufeffekte des Elektromotors in Kombination mit der hohen Nachgiebigkeit des Kraftmesslagers zurückzuführen sind. Für den Standardaufbau des schnell drehenden Ventilators oder für Orientierungen des Kraftmesslagers in horizontaler Richtung ( $\pm 90^\circ$  oder  $270^\circ$ ) ist dieser Effekt nicht ausgeprägt. Bei Frequenzen oberhalb 20 Hz fällt der Magnetzug unmittelbar ab und sinkt mit steigender Frequenz auf Werte von ca. 8 N.

Die Magnetkräfte in den anderen Winkelpositionen sind in Bild 6.5 b) in Form eines Netzdiagramms dargestellt. Auch hier zeigen die Messungen oberhalb der Anlaufeffekte bei 1 Hz kaum veränderlichen Magnetzug.



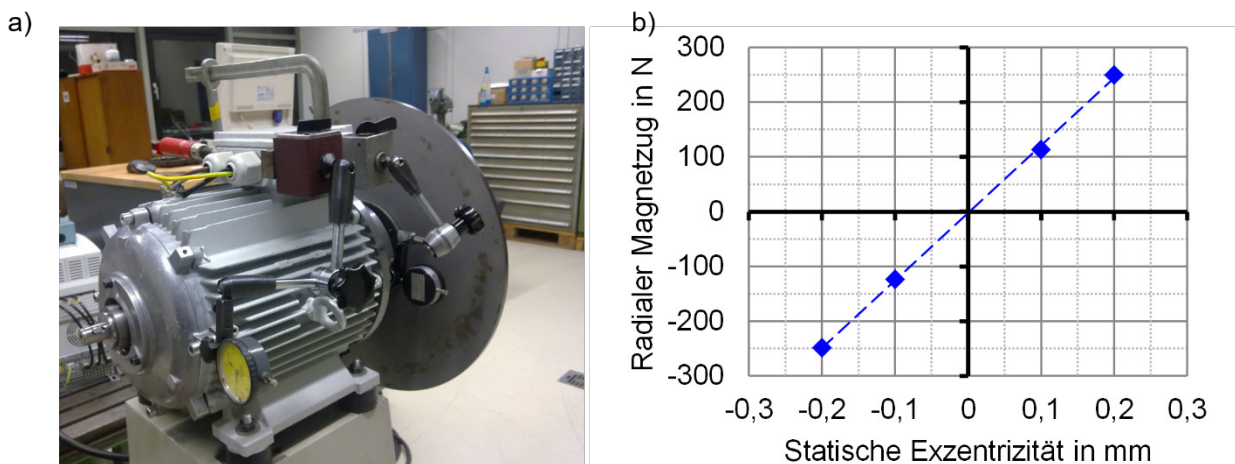
**Bild 6.5:** Gemessener statischer radialer magnetischer Zug am A-Lager,  
a) Magnetzug im Hochlauf unter  $180^\circ$  Winkelstellung des Kraftmesslagers,  
b) Magnetzug bei verschiedenen Winkelstellungen des Kraftmesslagers

Durch Vergleich der jeweils gegenüber liegenden beiden Messrichtungen kann der statische Magnetzug durch fertigungsbedingte Koaxialitätsfehler auf ca. 3 N am A-Lager bestimmt werden. Messungen mit montiertem Laufrad liefern annähernd identische

Ergebnisse und bestätigen die Motorleistungsunabhängigkeit des radialen magnetischen Zugs nach Grote und Feldhusen [Grote18, S. V27].

Der dynamische Magnetzug durch ein exzentrisch gefertigtes Rotorpaket oder Wellenschlag entspricht nach Werner [WERNER04, S. 44] für weit unterkritischen Betrieb des rotierenden Systems der dynamischen Radialkraft bei niedrigen Drehzahlen, da Unwuchtkräfte noch keinen Einfluss ausüben. Im Prüfaufbau für den schnell drehenden Ventilator betragen die gemessenen dynamischen Magnetkräfte bei geringen, unterkritischen Drehzahlen bis 50 Hz ca. 10 N.

Im Rahmen von Vorversuchen von Stückle [STÜCKLE12, S. 25FF] wurde der einseitige Magnetzug an einem zweiten Prüfaufbau mit größerem Motor und 105 Hz durch gezieltes Aufbringen einer statischen Exzentrizität von bis zu 0,2 mm erzeugt, siehe Bild 6.6. Der erzeugte Magnetzug beträgt bis zu 250 N und verhält sich linear zur aufgetragenen Exzentrizität.



**Bild 6.6:** Radialer magnetischer Zug durch erzwungene statische Exzentrizität,

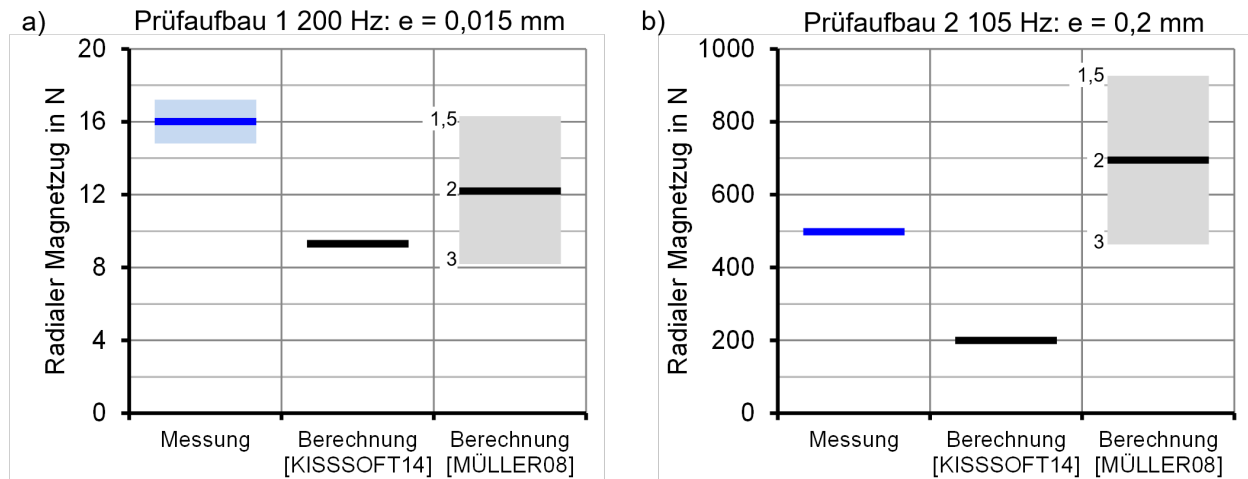
a) Prüfaufbau mit 105 Hz und Scheibenmasse als Laufradersatz,

b) gemessener statischer radialer Magnetzug am A-Lager

Der an beiden Prüfständen gemessene statische Magnetzug ist in Bild 6.7 dem berechneten Magnetzug nach Müller et al. in (2.27) und Kisssoft in (2.28) aus Kap. 2.2.3 gegenübergestellt. Da der ideale Luftspalt  $\delta_{Bp,id}$  für die Berechnung nach Müller et al. nicht bekannt ist, wird das Streuband als Vielfaches der geometrischen Luftspaltlänge  $\delta_{Bp}$  nach Empfehlung von Gottkehas Kamp [GOTTKEHASKAMP99, KAP. 2.9, S. 6] mit  $1,5 \div 3$  angegeben.

Am schnell drehenden Prüfaufbau mit 200 Hz und fertigungsbedingten statischen Exzentrizitäten wird am A-Lager ein Magnetzug von 8 N gemessen. Für beide Lagerstellen ergeben sich näherungsweise  $F_{M,rad}=2 \cdot 8 \text{ N}=16 \text{ N}$  mit einer Messunsicherheit von  $\pm 1 \text{ N}$ ,

siehe Bild 6.7 a). Am zweiten Prüfstand mit 105 Hz und erzwungener statischer Exzentrizität werden A-lagerseitig deutlich höhere Magnetkräfte von 249 N gemessen. Für beide Lagerstellen werden  $F_{M,rad}=2 \cdot 249 \text{ N}=498 \text{ N}$  angenommen, siehe Bild 6.7 b).



**Bild 6.7:** Vergleich gemessener radialer Magnetzug mit Berechnungsmethoden,  
a) Prüfaufbau aus Kap. 6.1 mit fertigungsbedingter statischer Exzentrizität,  
b) Prüfaufbau nach Stückle [STÜCKLE12] mit erzwungener Exzentrizität

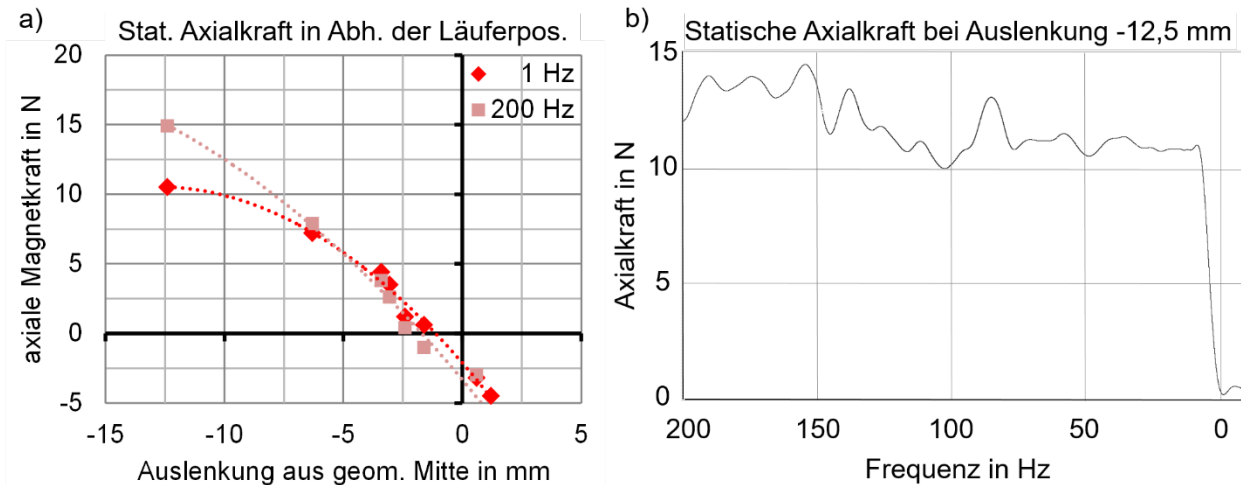
Trotz fehlender Daten zum ideellen Luftspalt zeigt der Vergleich, dass der Ansatz nach KISSOFT in (2.27) deutlich niedrigere Werte als der Versuch ermittelt. Der Ansatz nach Müller et al. in (2.28) kann die gemessenen Werte jeweils in den Randbereichen des Streubands abbilden und stellt die konservativere Berechnungsvorschrift dar. Für die Vorausberechnung der Magnetkräfte in schnell drehenden Ventilatorsystemen wird daher der Ansatz nach Müller et al. und für die ideelle Luftspaltlänge  $\delta_{Bp,id}$  die 2,25 fache geometrische Luftspaltlänge  $\delta_{Bp}$  verwendet.

#### 6.2.4 Elektromotorische axiale Magnetkräfte

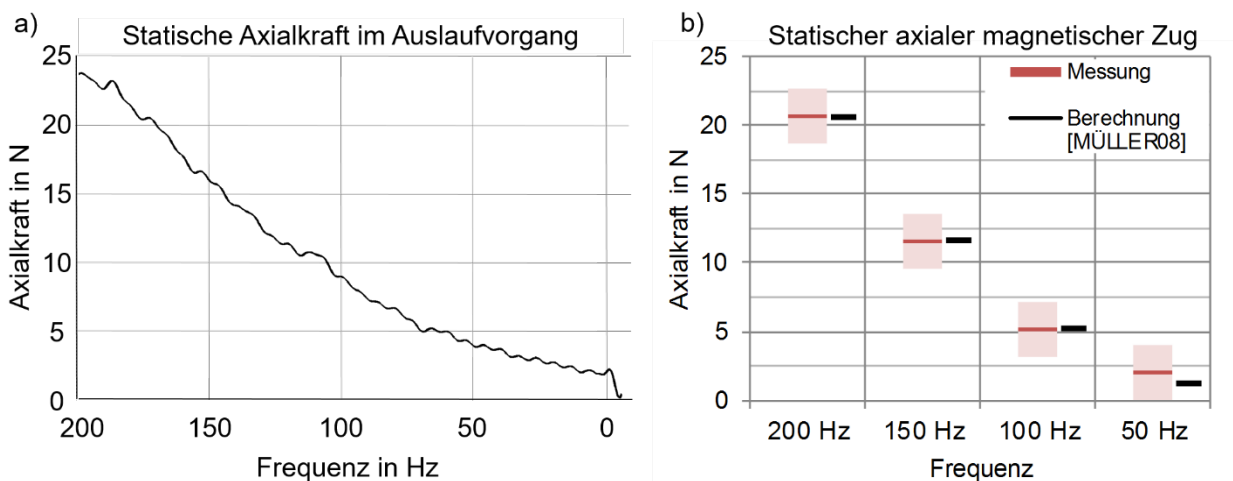
Die Messung axialer Magnetkräfte erfolgt am Prüfstand ohne Laufrad durch gezieltes Verschieben des Läufers aus seiner geometrischen Mitte, siehe Bild 6.8 a). Auslenkungen von bis zu 12 mm verursachen nur geringe Axialkräfte von bis zu 15 N. Nur bei großen erzwungenen Auslenkungen ist ein drehzahl- bzw. lastabhängiges Verhalten erkennbar, siehe auch Bild 6.8 b), weshalb dieser Kraftanteil in der Praxis keine Relevanz hat. In der geometrischen Mitte bei 0 mm Auslenkung werden kleine negative Axialkräfte gemessen, die sich durch die Nutschrägung des Rotorpakets ergeben.

Die Messung der Axialkräfte infolge Nutschrägung erfolgt mit montiertem Laufrad ohne Spiralgehäuse im Runterlauf des Laufrad-Läufer-Systems. Dadurch entsteht eine drehzahlabhängige quadratisch proportionale Drehmomentbelastung ohne Axialschub-

anteil aus Strömungskräften. Der Runterlauf ist in diesem Fall für die Auswertung besser geeignet, da im Hochlauf infolge des Anfahrvorgangs bei kleinen Frequenzen Axialkraftschwankungen auftreten. Bei Nennfrequenz von 200 Hz und einer Drehmomentlast von 14,3 Nm wird eine Axialkraft von  $F_{M,ax} \approx 20 \text{ N} \pm 2 \text{ N}$  Messunsicherheit gemessen, siehe Bild 6.9 a). Die Berechnung von  $F_{M,ax}$  nach Müller et al. in (2.29) ergibt nahezu identische Werte, siehe Bild 6.9 b), weshalb für die Vorausberechnung des axialen magnetischen Zugs bei schnell drehenden Ventilatoren dieser Berechnungsansatz verwendet wird.



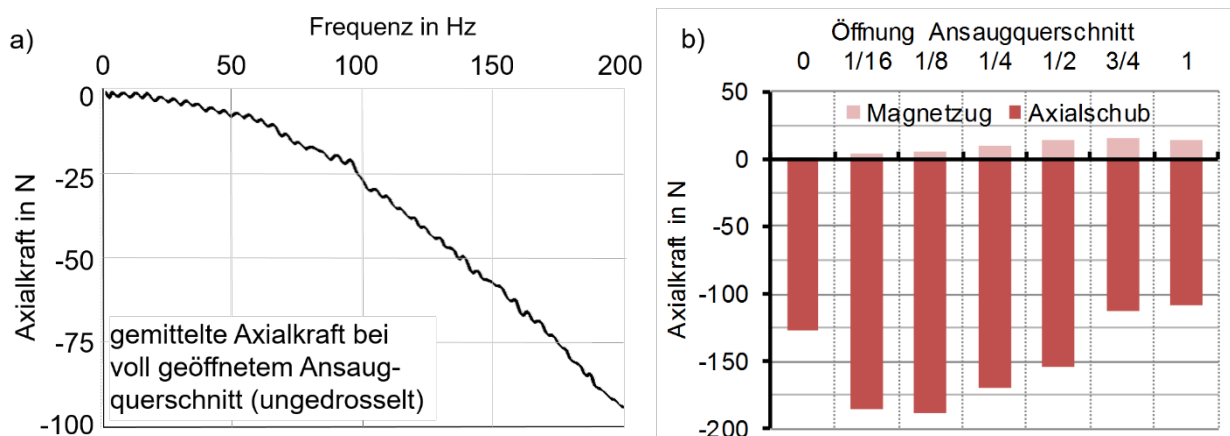
**Bild 6.8:** Statischer axialer Magnetzug durch Auslenkung, Messung im Leerlauf,  
 a) Magnetzug bei erzwungener axiale Auslenkung des Läufers,  
 b) Magnetzug im Runterlauf bei Auslenkung -12,5 mm



**Bild 6.9:** Statischer axialer Magnetzug infolge Nutschrägung,  
 a) Axialkraft im Laufrad-Läufer-System im Runterlauf,  
 b) Vergleich gemessener und gerechneter axialer Magnetzug

### 6.2.5 Axialschub

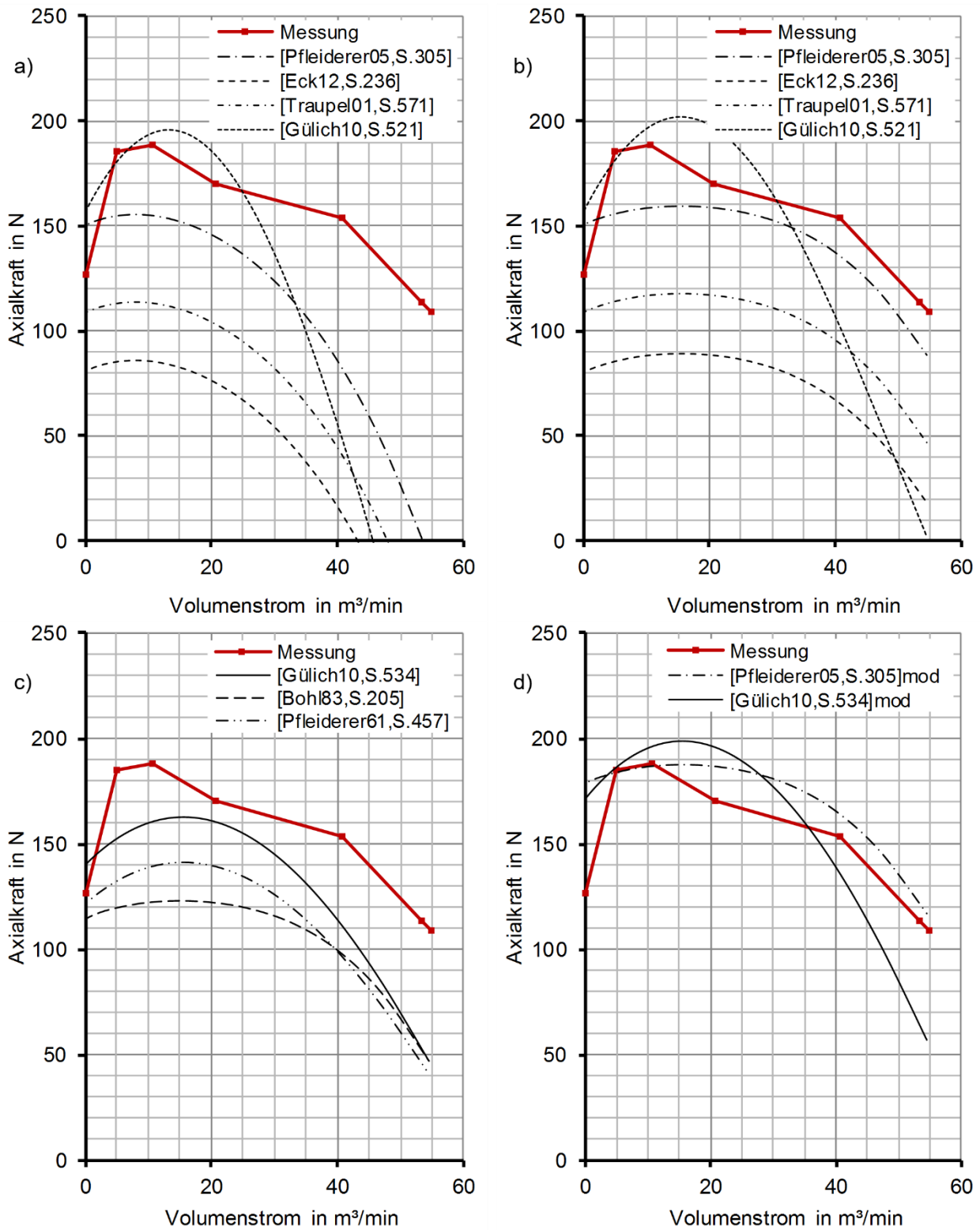
Im Prüfaufbau wird der Axialschub durch Messung der statischen Axialkräfte im Antriebstrang bei montiertem Laufrad und Spiralgehäuse bestimmt, wobei der in Kap. 6.2.4 behandelte axiale Magnetzug von den Messwerten abgezogen wird. Bild 6.10 a) zeigt die statischen Axialkräfte im Hochlauf des ungedrosselten Laufrads, welche beide Kraftkomponenten beinhalten. Nach Abzug des Magnetzugs stellt Bild 6.10 b) den Axialschub im Nennbetrieb bei 200 Hz in Abhängigkeit von verschiedenen saugseitigen Blendenöffnungen zur Drosselung des Ventilators dar. Der größte Axialschub ergibt sich mit  $F_{S,ax} = -188$  N bei maximaler Drehzahl des Laufrads und kleiner Fördermenge (1/8 geöffneter Ansaugquerschnitt). Der kleinste Axialschub mit  $F_{S,ax} = -109$  N herrscht bei ungedrosseltem Laufrad (Öffnung 1). Stets wird das Laufrad aufgrund der Strömungskräfte in Richtung der Ansaugöffnung belastet, eine Richtungsumkehr findet zu keinem Zeitpunkt statt.



**Bild 6.10:** Axialschub in Abhängigkeit der Fördermenge und der Drehzahl,  
 a) gesamte Axialkraft im Hochlauf des ungedrosselten Laufrads,  
 b) Axialschub und Magnetzug bei 200 Hz bei unterschiedlicher Drosselung

Im Rahmen einer später erfolgten Luftmessung nach Norm werden die verschiedenen Drosselstellungen nachgestellt, um die jeweils zugehörigen Volumenströme zu bestimmen und einen Abgleich mit den verschiedenen Berechnungsansätzen aus Kap. 2.2.4 zu ermöglichen. Der Vergleich der Rechenmodelle mit den gemessenen Axialschüben ist in Bild 6.11 dargestellt.

Bild 6.11 a) zeigt das Berechnungsverfahren nach (2.30) unter Verwendung der empfohlenen Kernrotationsfaktoren aus Tabelle 2.5. Alle Rotationsmodelle berechnen für hohe Volumenströme deutlich niedrigere Axialschübe gegenüber der Messung und bestimmen sogar einen Krafrichtungswechsel.



**Bild 6.11:** Vergleich von gemessenem und gerechnetem Axial Schub,  
 a) Berechnung mit Kernrotationsfaktoren und Impulskraft,  
 b) Berechnung mit Kernrotationsfaktoren ohne Impulskraft,  
 c) Berechnung mit empirischen Modellen,  
 d) Berechnung mit modifizierten Modellen

Die Überprüfung von (2.30) zeigt, dass die in (2.35) berechneten Impulskräfte maßgeblich für die stark abfallenden Kraftverläufe in Bild 6.11 a) verantwortlich sind. Bleiben die Impulskräfte unberücksichtigt, ergibt sich eine insgesamt bessere Übereinstimmung einzelner Rechenmodelle mit der Axialschubmessung, siehe Bild 6.11 b). Die Vermutung, dass die Impulskraftwirkung bei Ventilatoren nur eine untergeordnete Rolle zu spielen scheint, deckt sich mit dem Vorgehen bei den empirischen Berechnungsmodellen, welche allesamt keine Impulskräfte berücksichtigen. Bild 6.11 b) zeigt, dass die Verfahren nach Eck [ECK12, S. 236F] mit  $K_{TS}=K_{DS}=0,5$  und Traupel [TRAUPEL01, S. 571] mit  $K_{TS}=K_{DS}=0$  unter Berücksichtigung jeweils gleich großer Kernrotationsfaktoren in den Radseitenräumen zu niedrige Kräfte bestimmen. Die Verfahren nach Pfeiderer und Petermann [PFLEIDERER05, S. 305FF] mit  $K_{TS}=0,4$  und  $K_{DS}=0,7$  sowie nach Gülich [GÜLICH20, S. 664FF] mit  $K_{TS}=0,5$  und  $K_{DS}=0,4 \div 0,9$  bilden die gemessenen Kräfte besser ab. Das aufwändige iterative Verfahren von Gülich ergibt eine zu steile Kraftkurve.

Die empirischen Rechenmodelle sind in Bild 6.11 c) dargestellt. Hier bildet die vereinfachte Berechnung nach (2.37) von Gülich [GÜLICH20, S. 680] mit einem Vorfaktor von 0,9 die Messkurve am besten ab. Die Rechnung von Pfeiderer [PFLEIDERER61, S. 457] nach (2.36) bestimmt etwas kleinere Axialschübe und die von Bohl [BOHL83, S. 205] nach (2.38) ergibt nochmals kleinere Kräfte.

Generell beziehen sich alle gezeigten Verfahren auf einzelne empirisch bestimmte Einflussgrößen, die von Fall zu Fall angepasst werden sollen. Insofern ist eine in Grenzen durchgeführte Modifikation der Berechnungsmethoden für den untersuchten Prototypen-Ventilator zulässig. Bild 6.11 d) zeigt hierzu zwei ausgewählte und modifizierte Berechnungsverfahren, die einen guten Abgleich mit der Messung ermöglichen. Hierfür wird einerseits die Kernrotationsmethode mit angepassten Rotationsfaktoren verwendet, die mit  $K_{TS}=0,25$  und  $K_{DS}=0,7$  dem Modell von Pfeiderer und Petermann vergleichbar ist [PFLEIDERER05, S. 305FF]. Andererseits wird der empirische Ansatz nach (2.37) von Gülich [GÜLICH20, S. 680] mit einem Vorfaktor von 1,1 modifiziert. Beide Rechenmodelle finden in der späteren Vorausberechnung des Axialschubs von schnell drehenden Ventilatoren Verwendung.

### 6.2.6 Radialschub

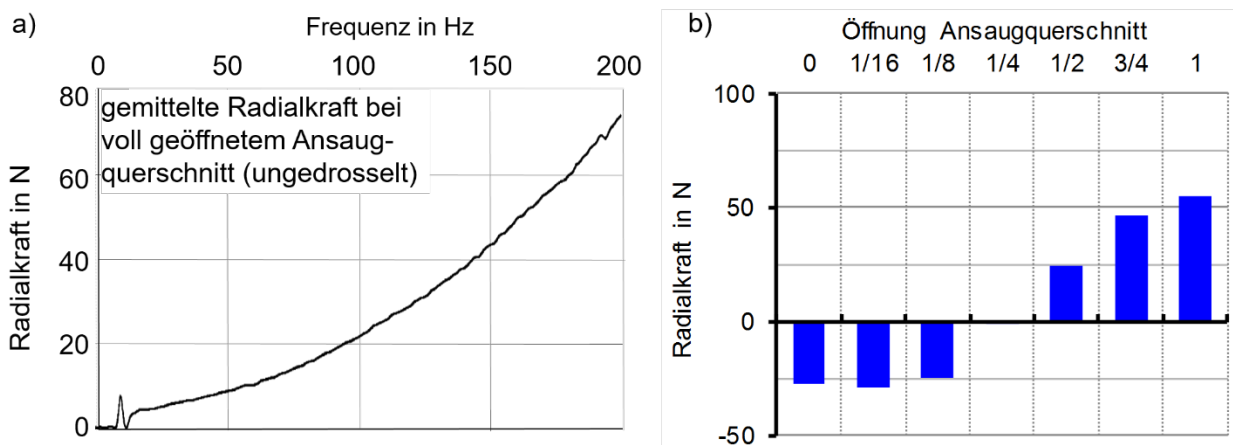
Der Radialschub wird im Prüfstandsaufbau mit montiertem Laufrad und Spiralgehäuse in Abhängigkeit von verschiedenen saugseitigen Blendenöffnungen zur Drosselung des Ventilators gemessen. Um zusätzlich den Einfluss der Gehäuseorientierung bestimmen



zu können, wird die Ventilatorspirale in verschiedene Winkelstellungen gebracht. Das Kraftmesslager verbleibt in der Winkelstellung 90° (Messrichtung horizontal). Die am Kraftmesslager erfassten statischen Radialkräfte entsprechen nicht dem Radialschub in der Laufradebene und werden anschließend über Hebelgesetze umgerechnet. Die gemessenen Radialkräfte beinhalten zudem den radialen magnetischen Zug, welcher über die Auswertung des Anlaufverhaltens herausgefiltert wird.

Bild 6.12 a) zeigt die gemessene Radialkraft im Kraftmesslager bei einem ungedrosselten Hochlauf auf 200 Hz und einer Winkelstellung des Spiralgehäuses von 270° (Gehäuseaustritt zeigt nach unten). Wie noch gezeigt wird, treten in dieser Gehäusestellung die größten statischen Radialkräfte auf. Der radiale Magnetzug ist durch den sprunghaften Anstieg der Radialkraft im Anfahrvorgang zu erkennen und wird bei jeder Messung herausgerechnet. Der Magnetzug bleibt bei 200 Hz nahezu lastunabhängig und beträgt  $3 \div 4$  N.

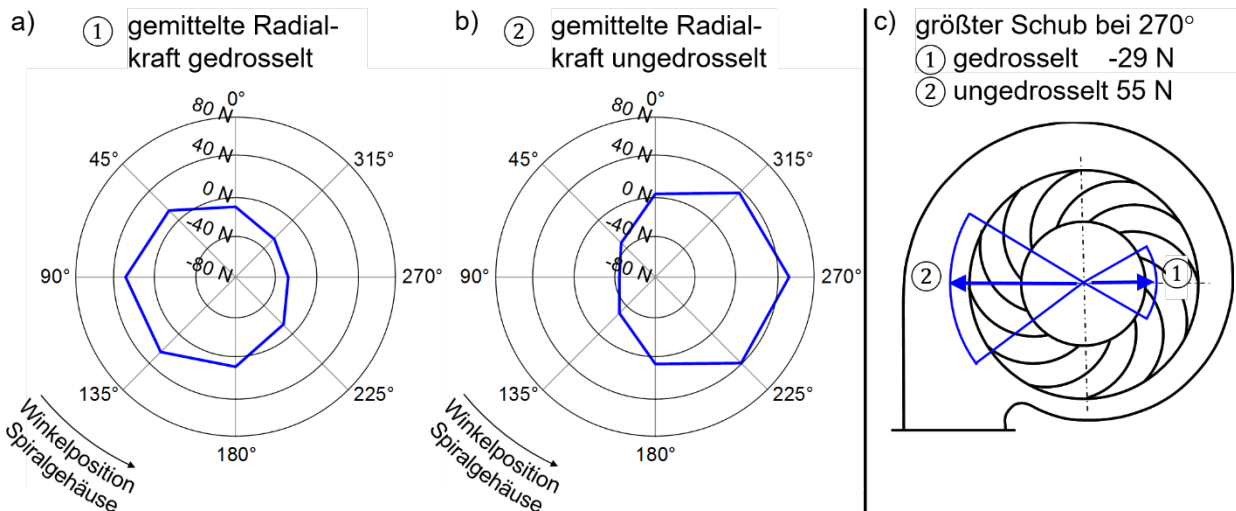
Bild 6.12 b) zeigt den auf die Laufradebene umgerechneten statischen Radialschub infolge Strömung bei unterschiedlich starker Drosselung. Bei voll geöffneter Ansaugöffnung 1 ergeben sich ca. 55 N, bei geringer Förderung (Öffnung 1/16 Ansaugquerschnitt) ca. -29 N. Der Verlauf lässt ebenso wie bei Pumpen einen Umkehrpunkt erkennen, in dem sich die Radialkräfte nahezu aufheben (1/4 Öffnung) und den Auslegungspunkt des Ventilatorgehäuses widerspiegelt.



**Bild 6.12:** Statische Radialkraft in Abhängigkeit der Fördermenge und der Drehzahl,  
 a) Gemessene Radialkraft im Kraftmesslager im Hochlauf auf 200 Hz,  
 b) Radialschub in Laufradebene bei 200 Hz & verschiedener Drosselung

Durch Rotation des Spiralgehäuses in 45°-Schritten um das feststehende Kraftmesslager wird im Versuch die Wirkrichtung des Radialschubs relativ zum Gehäuse bei voll geöffneter und voll verschlossener Ansaugöffnung bestimmt, siehe Bild 6.13 a) und b).

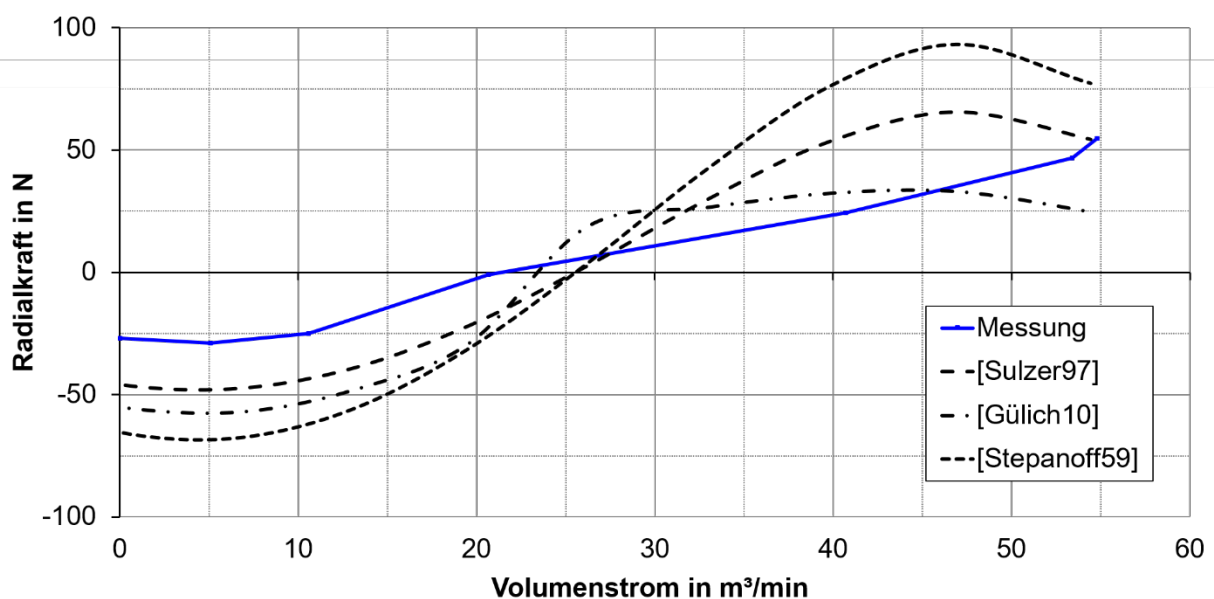




**Bild 6.13:** Radialschub in Laufradebene in Abhängigkeit der Gehäuseposition,  
 a) Ventilator saugseitig vollständig gedrosselt bei 200 Hz,  
 b) Ventilator frei ansaugend bei 200 Hz,  
 c) Wirkrichtung des Radialschubs bei Drosselung / freier Ansaugung

Größte betragsmäßige Kräfte ergeben sich in der Achse von Gehäuseposition  $90^\circ$  und  $270^\circ$ . Bild 6.13 c) zeigt die unter  $270^\circ$  Gehäuseorientierung gemessenen Werte für gedrosselten / ungedrosselten Betrieb von -29 N / 55 N. In gedrosseltem Zustand wird das Laufrad von der Seite des Spiralaustritts weggedrückt, in ungedrosseltem Zustand angezogen.

Die empirischen Berechnungsansätze aus Kap. 2.2.5 werden in Bild 6.14 a) dem gemessenen und in die Laufradebene umgerechneten Radialschub gegenübergestellt.

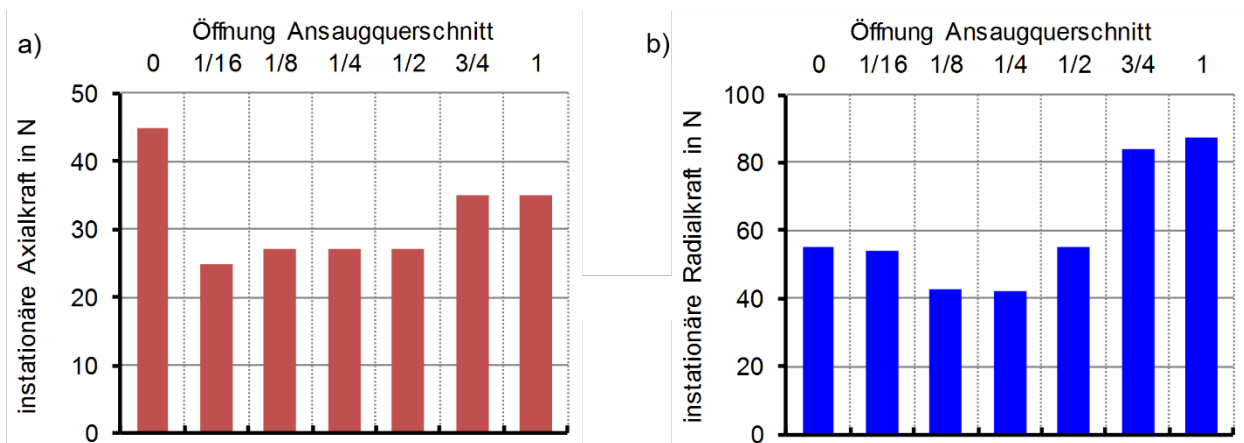


**Bild 6.14:** Vergleich von gemessenem und gerechnetem Radialschub

Die Berechnungen nach Gülich, Sulzer und Stepanoff bilden die Radialkräfte mit einer Art Sinusform ab und überhöhen den gemessenen Radialschub z. T. deutlich. Die betragsmäßig größten Messwerte ergeben sich bei minimalem und maximalen Volumenstrom, welche vom empirischen Ansatz nach Sulzer am besten abgebildet werden. Für die Vorausberechnung des Radialschubs bei schnell drehenden Ventilatoren wird der Ansatz nach Sulzer verwendet.

### 6.2.7 Instationäre Strömungskräfte

Die Messung der instationären Strömungskräfte im Versuchsaufbau ist aufgrund der gleichzeitigen Wirkung von Unwuchtkräften nicht eindeutig. Jedoch ist der Kräfteeinfluss durch Drosselung der Fördermenge messbar, welcher nur strömungsabhängig sein kann. Bild 6.15 zeigt die gemessenen instationären Axial- und Radialkräfte als Amplitudenwerte bei 200 Hz und verschiedener Drosselung. Das Spiralgehäuse befindet sich in der Winkelstellung  $270^\circ$  (Gehäuseaustritt zeigt nach unten), in der die größten Kräfte gemessen werden. Größte dynamische Axialkräfte ergeben sich mit 45 N bei geschlossenem Ansaugquerschnitt, siehe Bild 6.15 a). Kleinste Werte von  $25 \div 27$  N ergeben sich bei Öffnungen des Ansaugquerschnitts von  $1/16$  bis  $1/2$ . Die Kraftänderung in Abhängigkeit der Drosselung beträgt 20 N. Bei den instationären Radialkräften in Bild 6.15 b) ergeben sich mit 88 N die größten Werte bei frei ansaugendem Betrieb und die kleinsten Ausschläge bei Öffnung  $1/4$  mit 42 N. Die Differenz von 46 N ist als strömungsinduziert anzusehen.



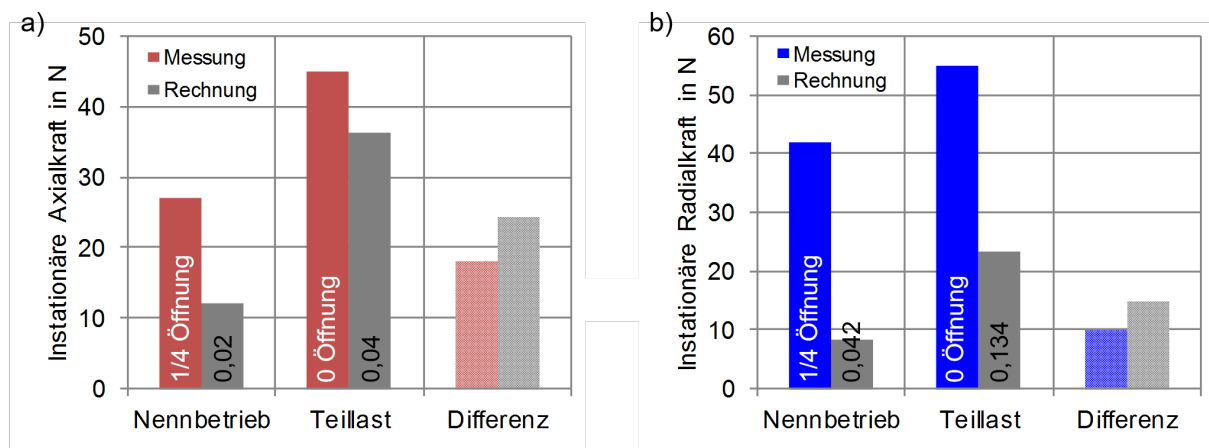
**Bild 6.15:** Instationäre Kräfte in Abhängigkeit der Drosselung,  
a) dynamisch wirkende Axialkraft bei 200 Hz,  
b) dynamisch wirkende Radialkraft in Laufradebene bei 200 Hz

Die axialen und radialen instationären Kräfte zeigen eine Senke mit minimalen Ausschlägen im Bereich der Blendenöffnung  $1/4$  mit  $\dot{V} \approx 21 \text{ m}^3/\text{min}$ , ermittelt aus der Nachmessung in Bild 6.11. Diese bildet den Nennbetriebspunkt des Ventilators mit  $\dot{V}_{\text{opt}} \approx 28 \text{ m}^3/\text{min}$  aus

Kap. 5.4 am nahesten ab, was darauf hindeutet, dass im Bereich des Bestpunkts die instationären Strömungskräfte am geringsten sind.

Da die gemessenen axialen und radialen instationären Kräfte die noch unbekanntenen Unwuchtkräfte des rotierenden Laufrad-Läufer-Systems enthalten, kann nur die Differenz zwischen den unterschiedlichen Betriebspunkten Aufschluss über die strömungsinduzierten instationären Kraftanteile geben. Hierzu eignen sich die Betriebspunkte „1/4 Öffnung“ nahe des Nennbetriebspunkts und „0 Öffnung“ stellvertretend für den Teillastbereich, zu denen die Berechnungsansätze aus Kap. 2.2.6 Informationen zum Vergleich bereitstellen.

Bild 6.16 a) zeigt den Vergleich der im Nennbetrieb und Teillastbetrieb gemessenen axialen instationären Gesamtkräfte (inklusive Unwuchtanteil) mit den gerechneten Axialkräften infolge Strömung nach (2.40) unter Angabe der verwendeten Vorfaktoren. Die strömungsinduzierte Differenz in der Messung zwischen beiden Betriebspunkten beträgt 18 N und in der Rechnung 24 N. Bild 6.16 b) stellt in gleicher Art die radialen instationären gemessenen Kräfte (inkl. Unwucht) und die gerechneten Strömungskräfte nach (2.39) mit mittleren Radialschubfaktoren  $K_{S,rad,peak}$  aus Tabelle 2.7 gegenüber. Die Differenz zwischen Teil- und Nennlast beträgt in der Messung 13 N und umgerechnet auf die Laufradebene zum korrekten Vergleich 10 N. Die Rechnung ergibt eine Differenz von 15 N.



**Bild 6.16:** Vergleich instationärer gemessener und gerechneter Kräfte,

a) axial: Messung Gesamtkräfte vs. Rechnung Strömungskräfte,

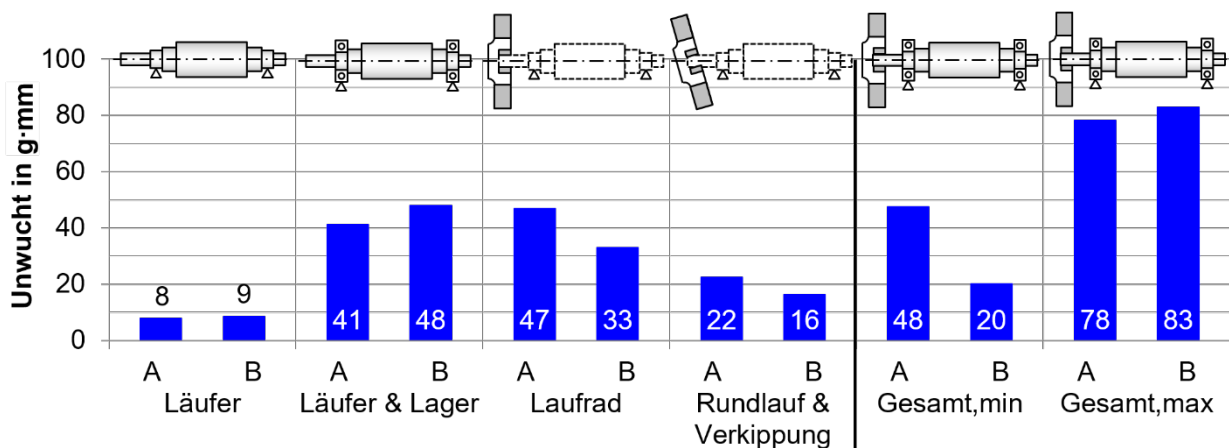
b) radial: Messung Gesamtkräfte vs. Rechnung Strömungskräfte

Die Rechenansätze bilden die Kraftdifferenzen zwischen Nennbetrieb und Teillast ähnlich gut ab wie die gemessenen Kraftunterschiede und bestätigen deren grundsätzliche Berechnungsmethodik. Beide Berechnungsansätze werden daher für die Vorausberech-

nungen an schnell drehenden Ventilatoren berücksichtigt. Ungewiss bleibt der Überlastbereich mit  $\dot{V} > \dot{V}_{opt}$ , für den es keine Anhaltswerte in der Literatur gibt.

### 6.2.8 Unwuchterregte Schwingkräfte

Zur Beurteilung der einzelnen Wucht Komponenten am Prüfstands Aufbau wird der Wuchtzustand des Laufrad-Läufer-Systems in seinen verschiedenen Ausbaustufen (mit / ohne Lagerung und Laufrad) untersucht. Größe und Richtung der Unwuchten in den beiden Lagerebenen werden mit Hilfe einer kraftmessenden Auswuchtmaschine bei  $1.500 \text{ min}^{-1}$  im unterkritischen Betrieb gemessen. Da sich Laufrad- und passungsbedingte Unwuchten im ungünstigsten Fall überlagern oder im idealen Fall kompensieren können, erfolgt die Laufradmontage im Messversuch durch Drehpositionierung im wuchttechnisch günstigsten und im ungünstigsten Zustand. Die Messwerte der einzelnen Komponenten und der resultierenden Unwuchten am Lagerkraftprüfstand für die beiden Lagerebenen A und B sind in Bild 6.17 dargestellt.



**Bild 6.17:** Messung der Unwucht Komponenten und der resultierenden Unwuchten

Der alleinige Läufer ohne montierte Lager und Wellenteile wird in den beiden Ebenen mit Unwuchten von 8 bzw. 9 g·mm gemessen. Das zusammengebaute System „Läufer & Lager“ des Prüfaufbaus besitzt mit 41 g·mm A-seitig und 48 g·mm B-seitig gegenüber dem alleinigen Läufer deutlich höhere Unwuchten. Verantwortlich sind eine nicht ausgewuchtete Distanzhülse mit Zwischenring für die Laufradmontage (27 g·mm Unwucht) und die Exzentrizität der Wälzlager (22 g·mm).

Das alleinige Laufrad des Prüfaufbaus zeigt mit 47 g·mm auf der A-Seite und 33 g·mm auf der B-Seite unerwartet hohe Unwuchten. Aufgrund der hohen Unwuchten auf der B-Seite ist von einer großen Momentenunwucht auszugehen, die auf eine verkippte Lauf radlage im Prüfstands Aufbau hindeutet. Rückgerechnet auf die Laufradebenen ergeben

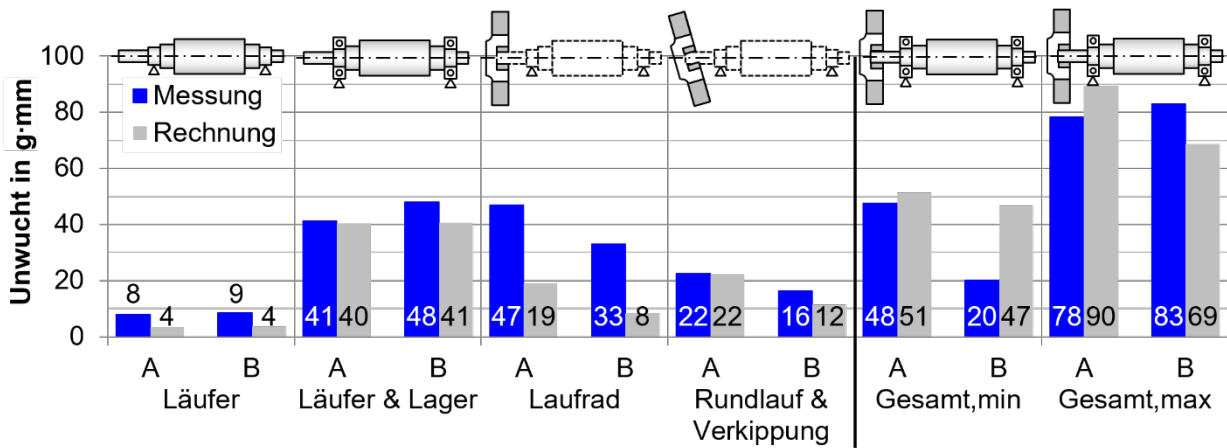
sich 48,5 g·mm statische Unwucht und 13.400 g·mm<sup>2</sup> Momentenunwucht gegenüber zulässigen Unwuchten von 13,6 g·mm und 1.500 g·mm<sup>2</sup> bei Auslieferung des Prototypenlaufrads. Nachforschungen ergeben, dass der anfänglich verwendete Längspressverband der Laufrad-Läuferverbindung im Prototypenaufbau beim ersten Aufpressen auf eine Versuchswelle fehlerhaft montiert wurde, wodurch es zur Verkippung des Laufrads und Plastifizierung der Laufradnabe kam.

Der Rundlauffehler und die Verkippung der Läuferwelle des Prüfstands wird bestimmt, indem das Laufrad auf den Motorläufer unter verschiedenen Drehpositionen montiert wird. Durch Vergleich der verschiedenen Unwuchten im Zusammenbau kann auf die Unwuchten infolge der Wellenanbindung rückgerechnet werden. Diese ergeben sich zu 22 g·mm A-seitig und 16 g·mm B-seitig.

Bei den Gesamtunwuchten des Laufrad-Läufer-Lager-Systems werden die beiden Extremfälle untersucht, d. h. die wuchttechnisch beste und schlechteste Laufradpositionierung auf der Motorwelle, um die Streubreite der Gesamtunwuchten beurteilen zu können. A-seitig verändert sich die Unwucht von 48 zu 78 g·mm und auf der B-Seite von 20 zu 83 g·mm. Die große Veränderung auf der B-Seite ist auf die zusätzliche Momentenunwucht des Laufrads durch die vorgeschädigte Nabe zurückzuführen, die durch die Lagetoleranzen des Motorläufers kompensiert oder verstärkt werden können.

Die Auswertungen stellen eine erste Bestandsaufnahme der Unwuchtsituation am Prüfstand dar. Bei einem serienmäßig gefertigten und gewuchteten Aufbau kann davon ausgegangen werden, dass die Unwuchten des Laufrad-Läufer-Systems insgesamt geringer ausfallen, da die nicht gewuchtete Hülse und die Probleme bei der Laufradmontage entfallen.

Zur Bewertung der Qualität einer Vorausberechnung der Unwuchtsituation im schnell drehenden Ventilator werden die verschiedenen Unwuchtkomponenten nach Kap. 2.2.7 berechnet und den Messungen am Prüfstand gegenübergestellt, siehe Bild 6.18. Der Prüfstandsläufer hat eine zulässige Unwucht in den Lagerebenen von 4 g·mm, wurde im Prüfstandsaufbau jedoch mit doppelter Unwucht gemessen. Im Zusammenspiel mit den Wälzlagern, die nach (2.47) und den dort genannten Anhaltswerten gerechnet sind, ergeben sich in der Vorausberechnung Unwuchten von 40 und 41 g·mm in den Lagerebenen. Die Werte sind vergleichbar mit den Messwerten des nicht gut ausgewuchteten Prototypenläufers. Der Rechenansatz für den Läufer und die Wälzlagerung kann daher als konservativ betrachtet werden.



**Bild 6.18:** Vergleich gemessener und berechneter Unwuchten in den Lagerebenen

Die berechnete Lauf radwuchtung liegt mit 19 und 8 g·mm maximal zulässiger Unwucht in den Lagerebenen niedriger als das nicht nachgewuchtete Prototypenlaufrad (ca. 2,5x außerhalb der Toleranz). Allerdings ist mit einer Verschlechterung der Lauf radwuchtung nach der Inbetriebnahme grundsätzlich zu rechnen, wie die Erfahrungswerte beim Forschungspartner belegen. Die Berücksichtigung einer zusätzlichen Unwucht z. B. mit Hilfe der Rechenmethode für Verschmutzung oder Verschleiß nach (2.44) wird daher als zweckmäßig betrachtet.

Die für die Lauf rad-Läufer-Anbindung im Versuchsaufbau berücksichtigten Form- und Lagetoleranzen ergeben nach (2.45) und (2.46) Unwuchten von 22 g·mm A-seitig und 12 g·mm B-seitig. Diese decken sich zufriedenstellend mit den gemessenen Unwuchten infolge Verkippung und Rundlauf fehler und bestätigen beide Berechnungsmethoden.

Die Zusammenfassung der voraus berechneten Unwuchtkomponenten zu einer resultierenden Gesamtunwucht erfolgt gemäß (2.53) und (2.54). Damit werden die resultierenden Unwuchten progressiv (Unwuchtkomponenten sind unabhängig voneinander) und konservativ (Unwuchtkomponenten zeigen im schlimmsten Fall in die gleiche Richtung) behandelt, wodurch sich ein Streuband zwischen minimaler und maximaler Gesamtunwucht ergibt. Die Ergebnisse beider Methoden werden den besten und schlechtesten gemessenen Wuchtwerten des Gesamtsystems gegenübergestellt. Auf der A-Seite ergeben sich Gesamtunwuchten zwischen 51 und 90 g·mm und auf der B-Seite zwischen 47 bis 69 g·mm. Die minimalen und maximalen Werte bewegen sich in der gleicher Größenordnung wie die gemessenen Unwuchten, weshalb beide Berechnungsmethoden in der künftigen Vorausberechnung von schnell drehenden Ventilatoren berücksichtigt werden. Die dargestellte Vorausberechnung der Unwuchten behandelt Lauf rad-Läufer-Systeme, die aus Kosten- und Logistikgründen nur in Einzelteilen vor der Montage gewuchtet

werden. Für diesen Fall bestimmen die Berechnungsansätze sowohl für die einzelnen Komponenten als auch für die Gesamtsysteme konservative Werte, die jedoch wie im Fall des Ventilatorprüfstands nicht unrealistisch sind.

### 6.2.9 Bestimmung der resultierenden Kräfte und Lagerlebensdauer

Mit Hilfe der gezeigten Berechnungsmodelle werden die resultierenden Ventilatorkräfte für den in Kap. 5.4 entwickelten Prototypen Nr. 1 vorausberechnet und auf die Kugellager zur Ermittlung der Lagerlebensdauern übertragen. Die Umrechnung der einzelnen radialen Lasten wie Gewicht-, Magnet- und Strömungskräfte sowie Unwuchten auf die Lagerstellen erfolgt über die Hebelgesetze analog zu Bild 2.13. Gegenüber dem Prüfstandsaufbau ändern sich einzelne Geometrie- und Motorparameter, wodurch sich die vorausgerechneten Kraftanteile gegenüber dem Prüfaufbau etwas unterscheiden. Tabelle 6.3 zeigt alle Kraftkomponenten im Überblick für den in Summe höchst belasteten Arbeitspunkt bei ca. 15 m<sup>3</sup>/min. Verantwortlich hierfür ist der Axialschub, der bei 15 m<sup>3</sup>/min sein Maximum erfährt. Verwendet wurde die Magnetkraftberechnung nach Müller et al. [MÜLLER08, S. 483F], [MÜLLER08, S. 493], die Axialschubbestimmung nach dem modifizierten Ansatz von Gülich [GÜLICH20, S. 680] mit einem Vorfaktor von 1,1, die Berechnung des Radialschubs nach Sulzer [SULZER97, S. 36] und der Ansatz für maximale Gesamtunwucht.

Kraftkomponente	statische Kraft				dynamische Kraft			
	radial		axial		radial		axial	
	A	B	A	B	A	B	A	B
Gewichtskräfte	60 N	35 N	-	-	-	-	-	-
Vorspannkräfte	-	-	150 N	150 N	-	-	-	-
Magnetkräfte	20 N	19 N	13 N	-	-	-	-	-
Strömungskräfte	45 N	8 N	197 N	-	35 N	7 N	33 N	-
Unwuchtkräfte	-	-	-	-	122 N	93 N	-	-
$\Sigma$	125 N	62 N	360 N	150 N	157 N	100 N	33 N	-

**Tabelle 6.3:** Vorausberechnete Kraftkomponenten beim Prototypen-Ventilator

Die Zusammenführung statischer und dynamischer Lasten nach Kap. 2.3 zu äquivalenten dynamisch Lagerlasten und die Lebensdauerberechnung für Standardrollenkugellager 6206-2RZ C3 mit  $C=20,3$  kN und  $12.000$  min<sup>-1</sup> zeigt Tabelle 6.4. Die nominellen Lagerlebensdauern  $L_{10h}$  ergeben sich zu 32.300 h und 299.000 h. Übliche Werte für Industrieventilatoren liegen bei 22.000 h. Die Fettgebrauchsdauer  $t_{L10}$  fällt jedoch durch die hohe Drehzahl deutlich niedriger aus. Nach der Berechnung von SKF [SKF21, S. 112] mit Abgleich des SKF-Webtools „Bearing Select“ [SKF22] für 70°C Lagertemperatur und

einem WT-Fett ergeben sich ca. 7.100 h für beide Kugellager. Dies stellt den limitierenden Faktor für die Wälzlagerung dar, weshalb weiterführende Untersuchungen und Optimierungen erforderlich sind, siehe Kap. 6.3.

Berechnung	Lager A		Lager B	
	radial	axial	radial	axial
statische Lagerlast $F_{st}$	125 N	360 N	62 N	150 N
dynamische Lagerlast $F_{dyn}$	157 N	33 N	100 N	-
mittlere Lagerlast $F_m$	246 N	363 N	129 N	150 N
Radial- und Axialfaktor X, Y	0,46	1,65	0,46	1,86
äquiv. dynamische Lagerlast P	712 N		339 N	
nominelle Lagerlebensdauer $L_{10h}$	32.300 h		299.000 h	
Fettgebrauchsdauer $t_{fL10}$	7.100 h		7.100 h	

**Tabelle 6.4:** Vorausberechnete Lagerlebensdauern beim Prototypen-Ventilator

### 6.2.10 Zusammenfassung des Unterkapitels

Der entwickelte Lagerkraftprüfstand für schnell drehende Ventilatoren ermöglicht die Untersuchung der verschiedenen stationären und instationären Systembelastungen, die auf das rotierende Laufrad-Läufer-System einwirken. Während Magnet- und Gewichtskräfte nur eine untergeordnete Rolle spielen, ergeben die Strömungskräfte in Form von Axial- und Radialschub die größten stationären Belastungen auf die Lagerstellen. Diese lassen sich mit angepassten und selbst entwickelten Berechnungsmodellen zuverlässig vorausbestimmen. Überlagert werden die ruhenden Kraftanteile von meist periodisch wechselnden Strömungs- und unwuchterregten Schwingkräften, die angesichts ihrer Höhe nicht unberücksichtigt bleiben dürfen. Die Vorausberechnung ist ebenfalls möglich, wobei das Zusammenwirken der vielen verschiedenen Unwuchtkomponenten grundsätzlich nicht vorherbestimmt werden kann und die Gesamtunwucht mittels eines geeigneten Ansatzes aufsummiert werden muss.

Die Wälzlagerung als auslegungskritischstes Element im schnell drehenden Ventilator erreicht beim Prototypen-Aufbau ausreichende nominelle Lebensdauern, doch die Fettgebrauchsdauern sind zu niedrig. Die Auslegungsdrehzahl hat des Weiteren einen relevanten Einfluss auf die Ventilatorgestalt sowie auf die Systemkräfte und Lebensdauern des Ventilators. Eine weiterführende Betrachtung des Drehzahleinfluss ist daher zweckmäßig, um mögliche Potenziale in der Lebensdauerberechnung zu untersuchen.



### 6.3 Bestimmung der optimalen Betriebsdrehzahl

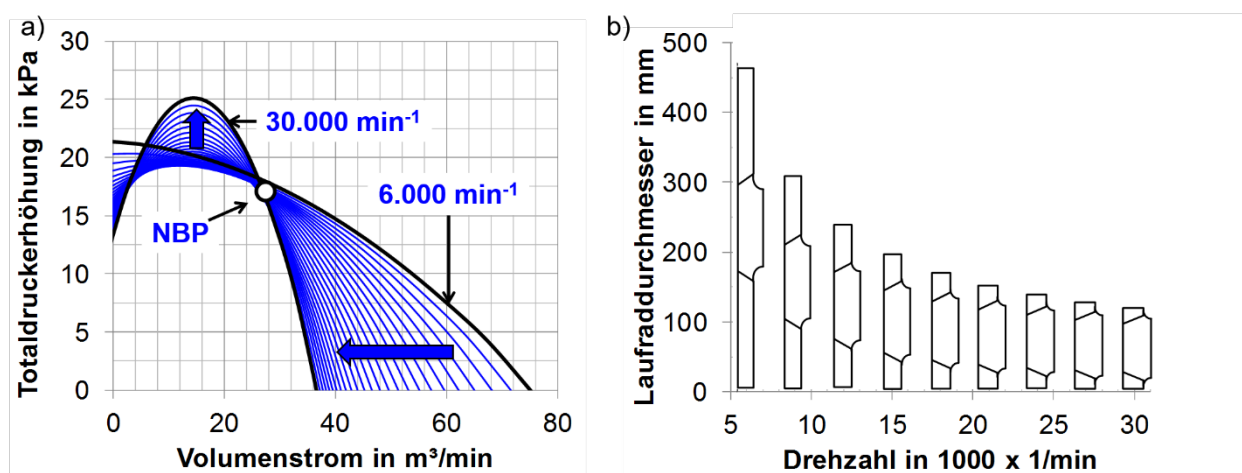
Die zuvor bestimmten Kraftanteile im schnell drehenden Ventilator sind maßgeblich durch die Ventilatorgröße und somit von der Auslegungsdrehzahl beeinflusst, siehe Bild 5.9. Insbesondere die Strömungs- und Unwuchtkräfte sind abhängig von der Laufradgröße und –masse.

Da die Berechnungen der einzelnen Kraftanteile im Vorauslegungsprogramm eingepflegt sind, können Parameterstudien zur Untersuchung des Drehzahleinflusses auf die Systembelastungen unter den nachfolgenden Rahmenbedingungen durchgeführt werden:

- Auslegungspunkt bei 28,4 m<sup>3</sup>/min und 17.100 Pa (Bestpunkt Prototyp Nr. 1),
- effiziente Ventilatorgestaltung nach Kap. 2.1.6 mit planparalleler Deckscheibe,
- Laufradbleche aus Aluminium oder Stahl,
- Laufrad statisch gewuchtet mit Wuchtgüte G6,3,
- Läufer dynamisch gewuchtet mit Wuchtgüte G2,5,
- Welle-Nabe-Verbindung aus Stahl als Presssitz,
- keine Berücksichtigung von Schmutz oder Verschleiß bei Unwuchtberechnung,
- Festlager A-seitig mit Federvorspannung am B-Lager,
- Lebensdauer geschmierte Wälzlager der Baureihe 62,
- untersuchter Drehzahlbereich 6.000 – 30.000 min<sup>-1</sup>,
- Motorabstufungen Baugröße 90 - 132 nach Vorgaben von Elektror [ELEKTOR].

#### 6.3.1 Einfluss auf die Kennlinie und die Laufradabmessungen

Bild 6.19 zeigt die in Abhängigkeit von der Drehzahl automatisch vorausgelegten Laufräder und deren zugehörigen Luftkennlinien.

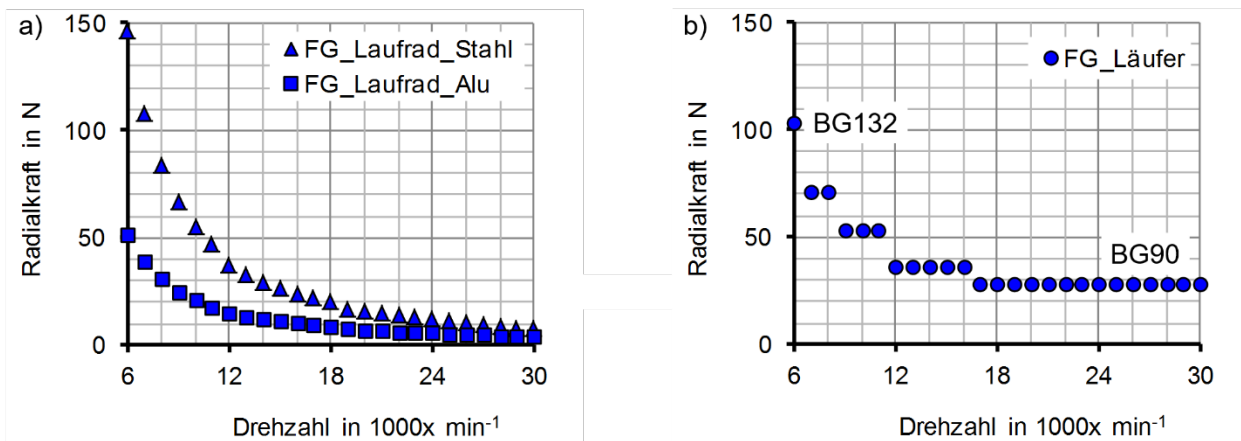


**Bild 6.19:** Drehzahlabhängigkeit a) der Luftkennlinie, b) der Laufradgeometrie

Der Nennbetriebspunkt bleibt unverändert, jedoch verlagert sich der Volumenstrom- und Druckverlauf. Ursächlich hierfür ist das Breiten-Durchmesserverhältnis  $b_2 / D_2$ , das mit steigender Drehzahl stetig zunimmt und steilere Euler-Geraden mit geringeren Volumenströmen und höheren Drücken hervorruft. Der Laufraddurchmesser nimmt mit steigender Drehzahl zwangsläufig ab.

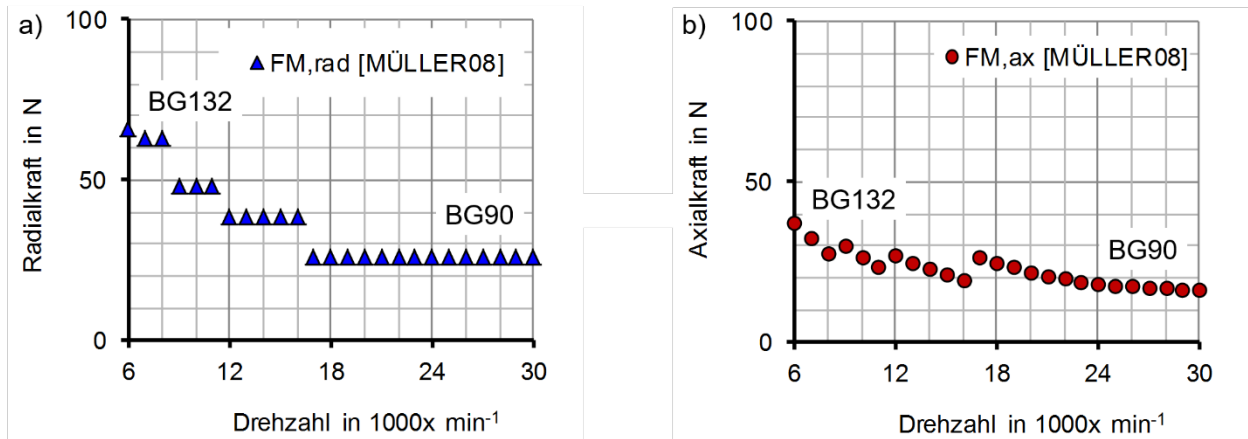
### 6.3.2 Drehzahleinfluss auf Kraftkomponenten

Mit steigender Auslegungsdrehzahl verringert sich bei gleichbleibendem Auslegungspunkt der Laufraddurchmesser. Auch der Motorläufer kann in seinen Abmessungen verkleinert werden, da das erforderliche Drehmoment am Motorläufer abnimmt. Daher nehmen die Gewichtskräfte von Laufrad und Motorläufer mit steigender Drehzahl ab, siehe Bild 6.20 a). Der Unterschied zwischen einem Aluminium- und Stahllaufrad verringert sich bei höheren Drehzahlen, da der Einfluss der Stahlnabe beim Aluminium-Laufrad an der Gesamt-Laufradmasse zunimmt. Das Läufergewicht verändert sich nicht linear, sondern stufenartig wenn eine nächst kleinere Motorbaugröße verwendet wird, siehe Bild 6.20 b). Hinsichtlich der Gewichtskräfte sind hohe Drehzahlen vorteilhaft, wobei die Abnahme der Gewichtskräfte ab  $17.000 \text{ min}^{-1}$  nur noch marginal ist.



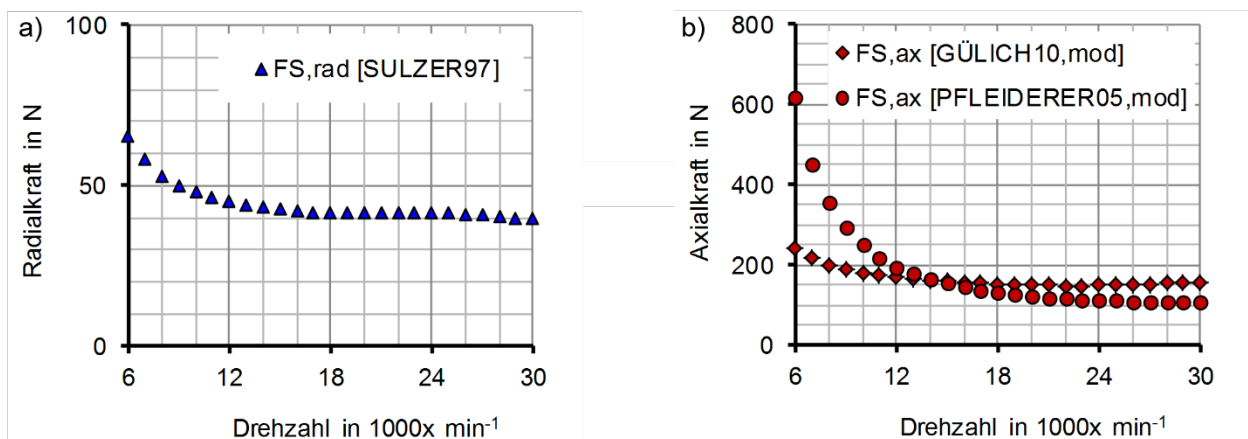
**Bild 6.20:** Drehzahlabhängigkeit der Gewichtskräfte, a) Laufrad, b) Läufer

Die radialen Magnetkräfte im Nennbetriebspunkt nehmen nach (2.27) mit steigender Drehzahl ab, da der Rotordurchmesser aufgrund der Baugrößensprünge des Motors ebenfalls abnimmt, siehe Bild 6.21 a). Ab  $17.000 \text{ min}^{-1}$  bleibt die Motorbaugröße gleich und bewirkt keine weitere Veränderung. Die axialen Magnetkräfte nach (2.29) verändern sich über den gesamten Drehzahlbereich unwesentlich, siehe Bild 6.21 b). Bei jedem Baugrößensprung liegt das relevante Drehmoment-Durchmesser-Verhältnis auf einem etwas höheren Niveau, ehe es innerhalb einer Baugröße mit steigender Drehzahl aufgrund sinkender Drehmomente leicht abfällt.



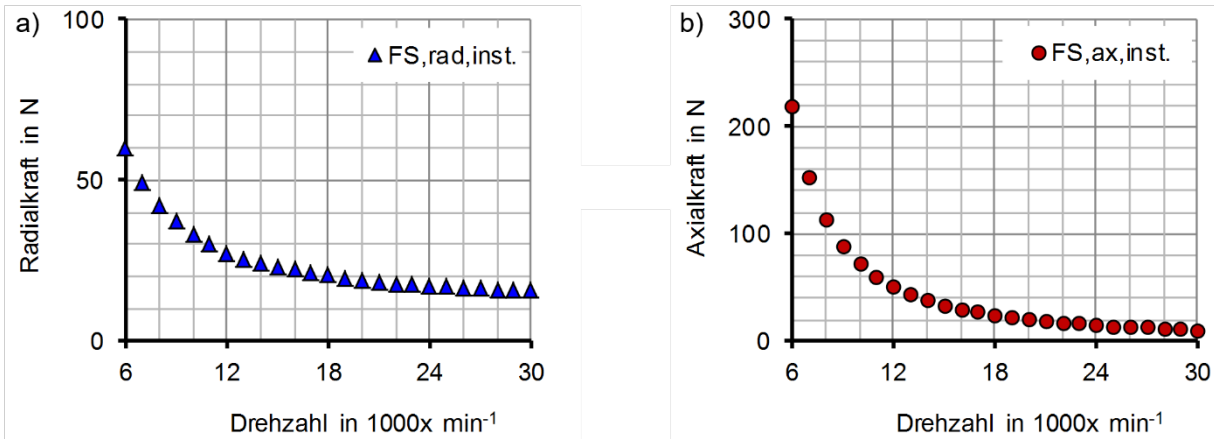
**Bild 6.21:** Drehzahlabhängigkeit der Magnetkräfte im Motor, a) radial, b) axial

Bild 6.22 a) zeigt die betragsmäßig maximal am Laufrad angreifenden stationären Schubkräfte in radialer Richtung für das Vorhersagemodell nach Sulzer [SULZER97, S. 36]. Die Kräfte nehmen mit steigender Drehzahl ab, verändern sich jedoch ab 16.000 min<sup>-1</sup> um weniger als 2 N. Es empfiehlt sich eine Mindestdrehzahl, um die Belastungen durch den Radialschub auf ein niedriges Niveau zu reduzieren. Bild 6.22 b) zeigt die betragsmäßig maximal am Laufrad angreifenden stationären Schubkräfte in axialer Richtung für die zwei modifizierten Vorhersagemodelle nach Gülich [GÜLICH20, S. 680] mit einem Vorfaktor von 1,1 und nach Pfeleiderer und Petermann [PFLEIDERER05, S. 305FF] mit  $K_{TS}=0,25$  und  $K_{DS}=0,7$ . Das Axialschubverhalten flacht ab 12.000 min<sup>-1</sup> bei beiden Rechenansätzen ab und verändert sich mit steigender Drehzahl nur noch minimal.



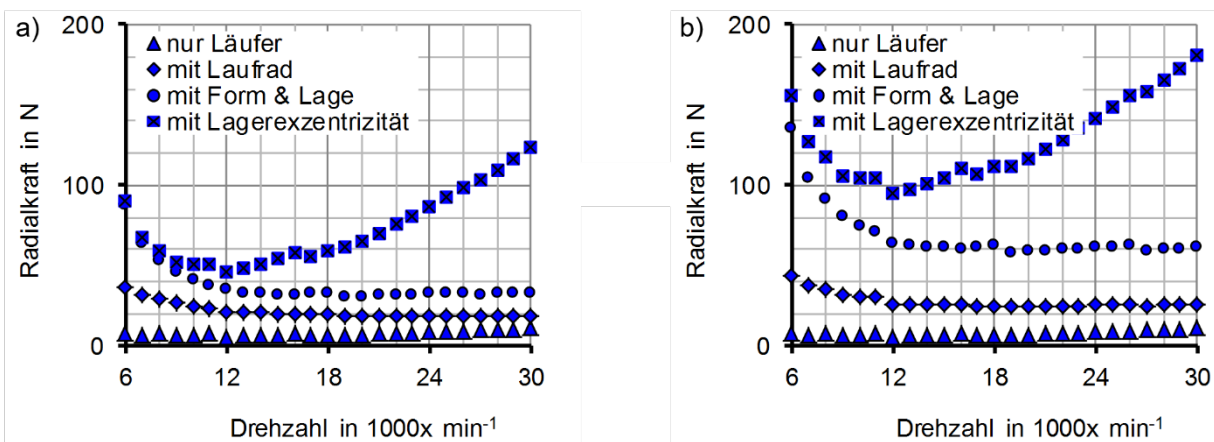
**Bild 6.22:** Drehzahlabhängigkeit der Schubkraft am Laufrad, a) radial, b) axial

Bild 6.23 zeigt die nach Kap. 2.2.6 berechneten instationären Strömungskräfte, welche am Laufrad angreifen. Sowohl radiale als auch axiale Kraftanteile nehmen kontinuierlich mit steigender Drehzahl ab. Insofern sind höhere Drehzahlen zu empfehlen, um die instationären Strömungskräfte zu minimieren.



**Bild 6.23:** Drehzahlabhängigkeit der instationären Strömungskräfte, a) radial, b) axial

In Bild 6.24 sind die am laufradseitigen A-Lager auftretenden unwuchterregten Schwingkräfte dargestellt. Die Verrechnung der Unwuchtkomponenten zu einer resultierenden Gesamtunwucht erfolgt in Bild 6.24 a) für den günstigsten Fall (vektorielle Summe) und in Bild 6.24 b) für die ungünstigste Situation (arithmetrische Summe). Das Laufrad und der Läufer erzeugen nur geringe Unwuchtkräfte, die bei steigenden Drehzahlen nahezu unverändert bleiben. Dies liegt nach (2.43) in der Abnahme der zulässigen Restunwucht bei gleichzeitiger Erhöhung der Winkelgeschwindigkeit begründet, wodurch sich beide Parameter ausgleichen. Wichtiger für die auftretenden Unwuchtkräfte sind die Form- und Lagetoleranzen an der laufradseitigen Welle-Nabe-Verbindung durch mögliche Rundlauffehler (hier gerechnet mit  $10\ \mu\text{m}$ ), Planlauffehler (hier  $10\ \mu\text{m}$ ) und Zylinderformabweichungen (hier  $6,5\ \mu\text{m}$ ). Diese nehmen bis  $12.000\ \text{min}^{-1}$  kontinuierlich ab und verändern sich dann nur noch wenig, was auf das kleiner und leichter werdende Laufrad bei ansteigender Drehzahl zurückzuführen ist.

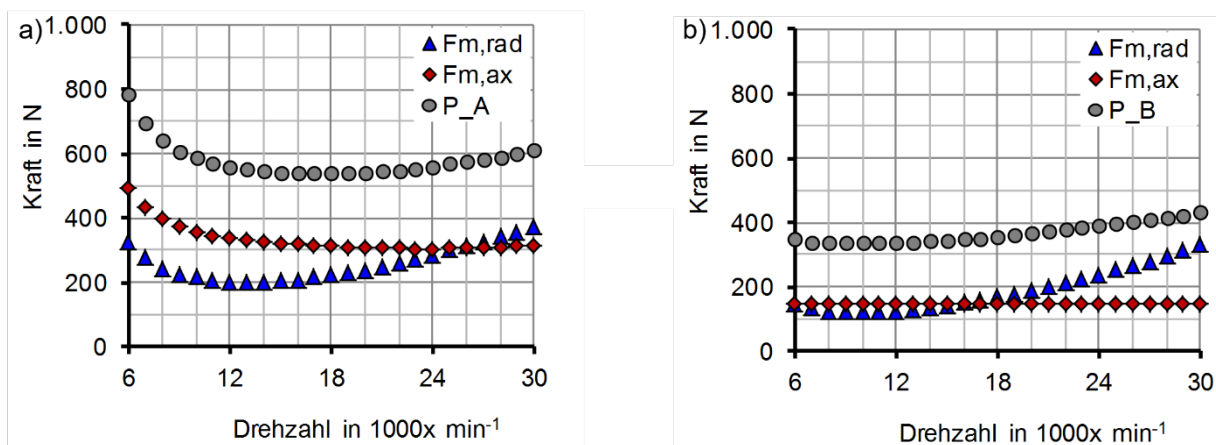


**Bild 6.24:** Drehzahlabhängigkeit der unwuchterregten Schwingkräfte am A-Lager, a) für günstigste Berechnung der Gesamtunwucht nach (2.53), b) für ungünstigste Berechnung der Gesamtunwucht nach (2.54)

Die größte Auswirkung auf die Unwuchtkräfte zeigt die Wälzlagerexzentrizität infolge Radialschlag (hier gerechnet mit  $10\ \mu\text{m}$ ) und Axialschlag (hier  $8\ \mu\text{m}$ ) der Wälzlagerinnenringe mit einem Minimum bei  $12.000\ \text{min}^{-1}$ . Hier ergibt sich eine günstige Kombination aus ausreichend kleiner Laufrad-Läufermasse und der Rotationsgeschwindigkeit. Mit steigenden Drehzahlen nehmen die Wälzlagerschwingkräfte aufgrund der quadratischen Proportionalität zur Winkelgeschwindigkeit rasch zu, die nicht mehr durch eine weitere Verkleinerung des Laufrad-/Läufersystems ausgeglichen werden kann. Für diesen Drehzahlbereich werden dann höhere Anforderungen an die Wälzlagergenauigkeit erforderlich.

### 6.3.3 Bewertung der resultierenden Lagerlasten und Lebensdauern

Bild 6.25 zeigt die in radialer und axialer Richtung nach (2.58) zusammengefassten statischen und dynamischen Kraftanteile und die dynamisch äquivalenten Lagerbelastungen nach (2.57) für beide Lagerstellen in Abhängigkeit der Auslegungsdrehzahl. Die Unwuchtcomponenten sind bei dieser Betrachtung arithmetisch summiert. Die Untersuchung erfolgt zunächst mit einer festen Motor- und Kugellagergröße, um Unstetigkeiten in den Kraftverläufen durch Baugrößensprünge zu vermeiden.

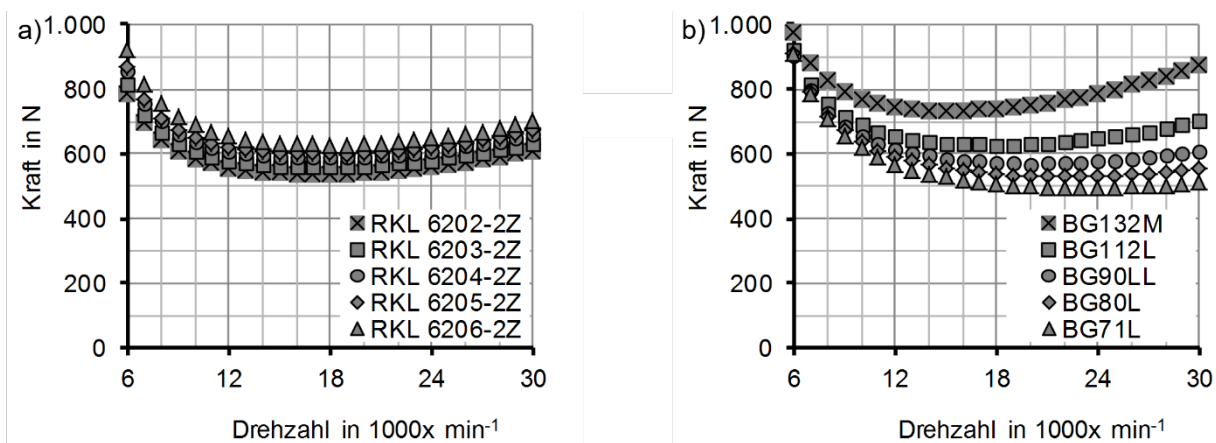


**Bild 6.25:** Drehzahlabhängigkeit der dynamischen äquivalenten Belastung für einen Läufer der Baugröße 112 mit Kugellagern des Typs 6206, a) am A-Lager, b) am B-Lager

Die Radialkräfte  $F_{m,rad}$  sind an beiden Lagerstellen durch das parabelförmige Drehzahlverhalten der Unwuchtkräfte aus Bild 6.24 geprägt. Die Axialkräfte  $F_{m,ax}$  am A-Lager spiegeln die Charakteristik des Axialschubs aus Bild 6.22 wieder und sind größer als am B-Lager, welches axial nur durch die Vorspannkräfte belastet ist. Das laufradnahe A-Lager erfährt insgesamt höhere Kräfte als das B-Lager. Die Berechnung der dynamisch äquivalenten Lagerlasten  $P$  zeigt an beiden Lagerstellen unterschiedliche Drehzahlbe-

reiche mit minimalen Lagerlasten. Am A-Lager werden die Kräfte zwischen 14.000 – 22.000  $\text{min}^{-1}$ , am B-Lager zwischen 7.000 – 13.000  $\text{min}^{-1}$  minimal.

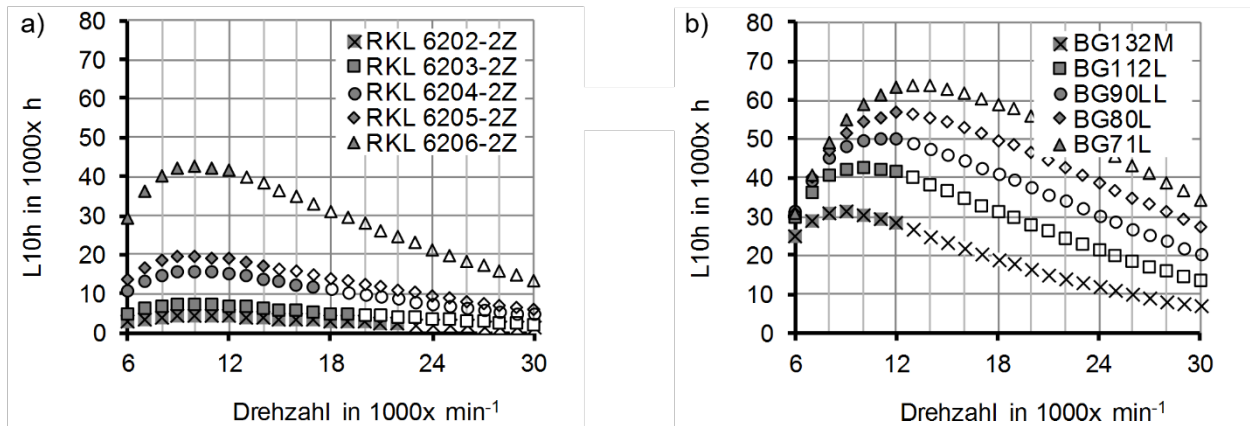
Den Einfluss der beiden Parameter Lagergröße und Motorbaugröße zeigt Bild 6.26. In Bild 6.26 a) wird die Lagergröße bei gleich bleibender Läuferabmessung der Baugröße 112 untersucht. Es ist zu erkennen, dass die Wahl der Lagergröße die Lagerlasten nur minimal im Rahmen veränderlicher Wälzlagerexzentrizitäten beeinflusst. In Bild 6.26 b) bleibt der Lagertyp 6206 fest und die Läufergröße wird variiert. Hier wirkt sich die Läufergröße stärker aus und verlagert den Punkt minimaler Lagerlasten in Abhängigkeit des Läufers. Ursächlich ist die Wälzlagerexzentrizität, welche mit zunehmender Läufergröße und -masse höhere Unwuchtkräfte erzeugt.



**Bild 6.26:** Drehzahlabhängigkeit der dynamisch äquivalenten Belastung am A-Lager, a) für verschiedene Lager mit festem Läufer der Baugröße 112L, b) für verschiedene Motorbaugrößen und festem Lager des Typs 6206

Nachfolgend werden die Lagerlebensdauern für verschiedene Stahllager in lebensdauer-geschmierter Ausführung betrachtet. Bild 6.27 zeigt die nominellen Lebensdauern  $L_{10h}$  nach (2.56) für verschiedene Lager- und Läufergrößen. Zusätzlich sind die Einsatzgrenzen für Stahllager (grau gefüllte Punkte) gemäß Herstellerangaben dargestellt. In Bild 6.27 a) zeigt sich ein ausgeprägtes parabelförmiges Drehzahlverhalten, da die Drehzahl direkten Einfluss auf die Lagerlebensdauer hat. Bei Läufergröße 112 sind größte nominelle Lebensdauern über alle Lagergrößen bei ca. 10.000  $\text{min}^{-1}$  zu erwarten. Sowohl zu niedrige als auch zu hohe Drehzahlen wirken sich ungünstig auf die Lebensdauern aus. Sofern die Wahl der Lagergröße nicht anderweitig beeinflusst wird (z. B. durch die Fettgebrauchsdauer), empfiehlt sich grundsätzlich der Einsatz des größtmöglichen Lagers, um die nominelle Lebensdauer und auch die mechanische Steifigkeit des Laufrad-Läufer-Systems zu maximieren.





**Bild 6.27:** Drehzahlabhängigkeit der nominellen Lagerlebensdauer am A-Lager,  
 a) für verschiedene Stahllager und festem Läufer der Baugröße 112L,  
 b) für verschiedene Motorbaugrößen und festem Stahllager des Typs 6206

Bild 6.27 b) zeigt den Einfluss der Läufergröße bei gleichbleibendem Kugellager der Größe 6206. Hier wirkt sich erneut die Wälzlagerexzentrizität aus, die die optimale Drehzahl und Höhe der maximalen Lebensdauer verändert. Mit leichteren Läufern kann die Lebensdauer grundsätzlich erhöht werden, doch hängt die Läufergröße maßgeblich von der erforderlichen Antriebsleistung ab, die der freien Gestaltung physikalische Grenzen setzt. Mit dem eingesetzten 6206-Lager bleibt die Grenzdrehzahl unabhängig der Läufergröße bei  $12.000 \text{ min}^{-1}$ . Die Einsatzgrenzen der Stahllager schränken den Auslegungsbereich für hohe Drehzahlen  $> 12.000 \text{ min}^{-1}$  stark ein. Werden kleinere Lager mit höheren Grenzdrehzahlen verwendet, muss eine reduzierte mechanische Lebensdauer akzeptiert werden.

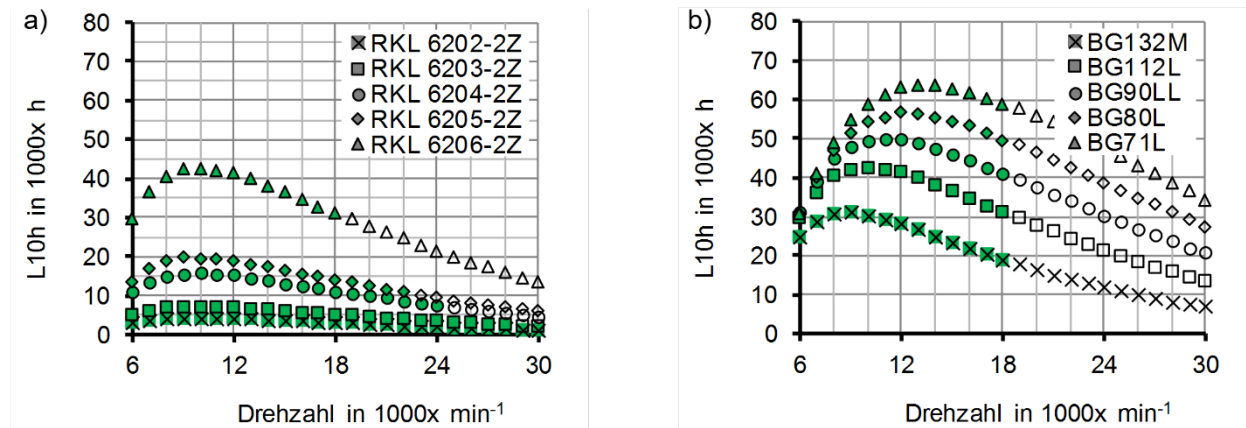
Als Alternative zu den gezeigten Stahllagern bieten sich sogenannte Hybridkugellager mit Wälzkörpern aus Keramik an. Diese erlauben unter Beibehaltung der gleichen Tragzahlen um 40 – 60 % höhere Grenzdrehzahlen, siehe SKF [SKF21, S. 260FF, S. 1050FF]. Bild 6.28 a) und b) zeigen die Drehzahlabhängigkeit der nominellen Lagerlebensdauer am A-Lager für die alternativen Hybridlager. Die Lebensdauererläufe sind identisch zu Bild 6.27, jedoch sind die Einsatzgrenzen (grün gefüllte Punkte) zu deutlich höheren Drehzahlen verschoben. Gegenüber Stahllagern sind Hybridlager jedoch meist deutlich teurer.

Neben der mechanischen Belastbarkeit des Kugellagers muss auch die Fettgebrauchsdauer der untersuchten Konfigurationen geprüft werden. Die Wahl eines großen Kugellagers zur Erhöhung der nominellen Lebensdauer hat aufgrund höherer Umlaufgeschwindigkeiten der Kugeln reduzierte Fettgebrauchsdauern zur Folge. Folgende Einfluss-

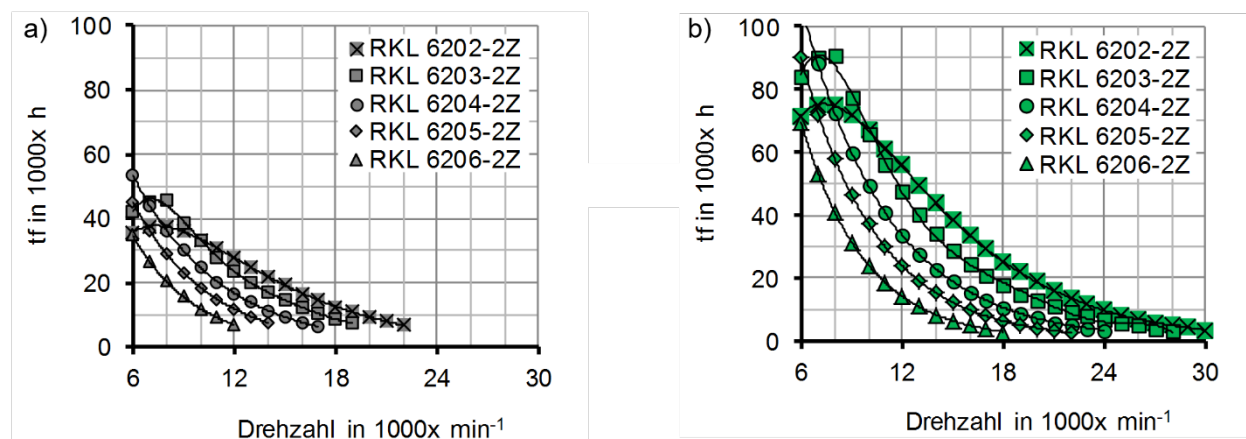
größen wirken sich nach SKF [SKF21, S. 111FF] ungünstig auf die erzielbaren Fettgebrauchsdauern aus:

- hohe Drehzahlen bei großer Kugelumlaufbahn,
- hohe dynamisch äquivalente Lagerbelastungen,
- Temperaturen oberhalb der Referenztemperatur des Lagerfetts (meist 70°C),
- senkrechte Lagerung des Antriebs,
- hohe Schwingungen und Stoßbelastung sowie Verunreinigungen.

Die beiden ersten Punkte können durch Berechnung der Fettgebrauchsdauern nach SKF [SKF21, S. 112] und dem SKF Bearing Calculator [SKF22] genauer für verschiedene Stahl- und Hybridlager untersucht werden, siehe Bild 6.29.



**Bild 6.28:** Drehzahlabhängigkeit der nominellen Lagerlebensdauer am A-Lager, a) für verschiedene Hybridlager und festem Läufer der Baugröße 112L, b) für verschiedene Motorbaugrößen und festem Hybridlager des Typs 6206



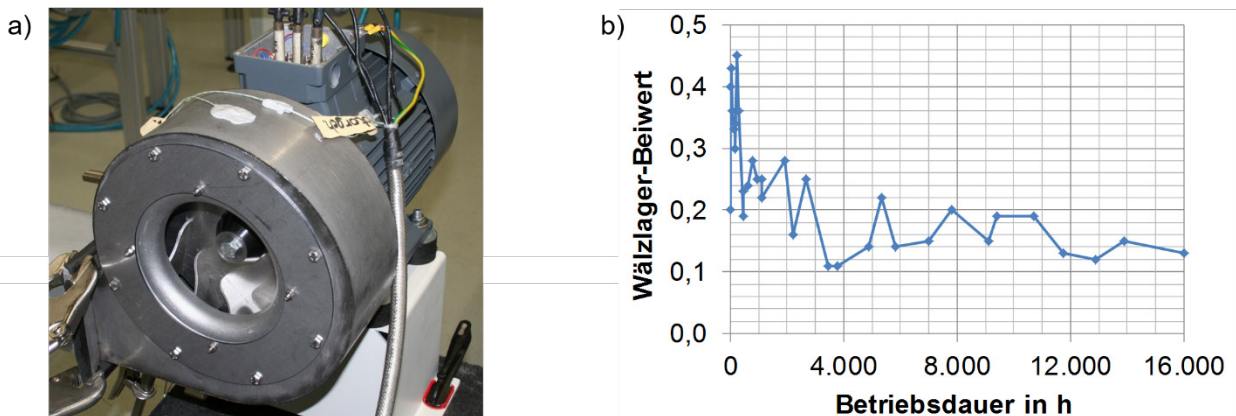
**Bild 6.29:** Drehzahlabhängigkeit der Fettgebrauchsdauern am A-Lager für verschiedene Lager und festem Läufer der Baugröße 112L, a) für Stahllager, b) für Hybridlager



Bild 6.29 a) zeigt die drehzahlabhängigen Fettgebrauchsdauern am A-Lager für verschiedene Stahllager und einem gleichbleibenden Läufer der Baugröße 112. In den Diagrammen zeigt sich für die Lagergrößen 6204 – 6206 ein logarithmisches und lastunabhängiges Verhalten der Fettgebrauchsdauern. Diese Erkenntnis ist wichtig für die Vorauslegung der schnell drehenden Antriebe. Bzgl. der Fettgebrauchsdauern wirken sich kleine Lager mit geringeren Umlaufgeschwindigkeiten grundsätzlich vorteilhaft aus. Nur wenn die Lasten für die Lagergröße zu hoch werden, reduziert sich die Fettgebrauchsdauer trotz niedriger Drehzahlen, wie hier für die Lager 6202 und 6203 zu sehen ist. Für hohe Drehzahlen und hohe Fettgebrauchsdauern müssen kleine Stahllager mit reduzierter nomineller Lebensdauer verwendet werden. Alternativ ermöglicht der Einsatz von Hybridlagern gegenüber den Stahllagern auch die Fettgebrauchsdauern wesentlich zu erhöhen, siehe Bild 6.29 b). Nach SKF [SKF21, S. 1046] kann von einer mindestens doppelt so hohen Lebensdauer ausgegangen werden. Für den getesteten Prototypen Nr.1 können bei  $12.000 \text{ min}^{-1}$  mit Hybridlager mindestens 14.200 h gewährleistet werden.

#### 6.3.4 Evaluation der Lebensdauern im Dauerlauf

Zur Überprüfung der ermittelten Lebensdauern wurde ein schnell drehender Prototyp mit  $12.000 \text{ min}^{-1}$  und 6206-Hybridlagern (siehe Bild 6.30 a)) im Dauerversuch getestet und in regelmäßigen Abständen der sogenannte Wälzlagerbeiwert am A-Lager aufgezeichnet, siehe Bild 6.30 b).



**Bild 6.30:** a) Schnell drehender Prototypen-Ventilator, b) Veränderung des Wälzlagerbeiwerts am A-Lager während des Dauerlaufs

Der Beiwert erfasst die hochfrequente Stoßimpulsenergie beim Überrollen der Kugeln im Wälzlager und beschreibt dessen Schädigung. Der Wert hat als absolute Größe keine Relevanz, lediglich die Änderung kann den „Gesundheitszustand“ des Lagers charakterisieren, siehe z. B. Albert und Kötttrisch [ALBERT87, S. 288]. Wie der Verlauf zeigt, sinkt

der Wälzlagerbeiwert innerhalb der ersten 1.000 Betriebsstunden stark ab, was auf den Einlaufeffekt bei Wälzlagern hindeutet. Danach verringert sich der Wert bis zum Abbruch des Dauerlaufs nach 16.044 h langsam weiter, eine Verschlechterung des Wälzlagers ist offensichtlich nicht zu erkennen. Die Befundung des Lagers im Anschluss des Dauerlaufs bestätigt den noch guten Zustand des Kugellagers und des Lagerfetts. Die vorausberechnete Fettgebrauchsdauer des Hybridlagers von mindestens 14.200 h kann somit bestätigt werden.

### **6.3.5 Zusammenfassung des Unterkapitels**

Die Untersuchungen zeigen eine große Drehzahlabhängigkeit der im Ventilator herrschenden Systemkräfte. Dabei offenbart die Berechnung der Lagerlebensdauern optimale Auslegungsdrehzahlen, bei denen die mechanische Belastbarkeit am größten ist. Allerdings stellt die Fettgebrauchsdauer bei schnell drehenden Ventilatoren mit Wälzlagerung den limitierenden Faktor dar, welche den Einsatz für sehr hohe Drehzahlen einschränkt. Hybridlager stellen gegenüber Stahllagern mit mindestens doppelt so großen Fettgebrauchsdauern eine mögliche aber auch teurere Alternative dar.

## 7 Untersuchung von Schwingungen

Das reale Ventilator-System verhält sich nicht genau wie ein Laval-Läufer aus Kap. 2.4.2, weshalb die Eigenfrequenzen nicht mehr vollständig analytisch bestimmt werden können und Messungen und / oder Simulationen zur Analyse des Schwingverhaltens erforderlich sind.

### 7.1 Messung und Bewertung der Eigenfrequenzen

Eine gängige Methode zur Analyse von Eigenfrequenzen rotierender Maschinen ist die Aufzeichnung und FFT-Analyse der Schwingwerte im Hoch- oder Runterlauf. Durch die Erfassung der Schwingamplitude kann das in Kap. 2.4.2 vorgestellte Campbell-Diagramm um eine weitere Informationsachse erweitert werden, wodurch dreidimensionale (sog. Wasserfalldiagramme) oder farbige (sog. Farbkonturplots) Diagramme entstehen.

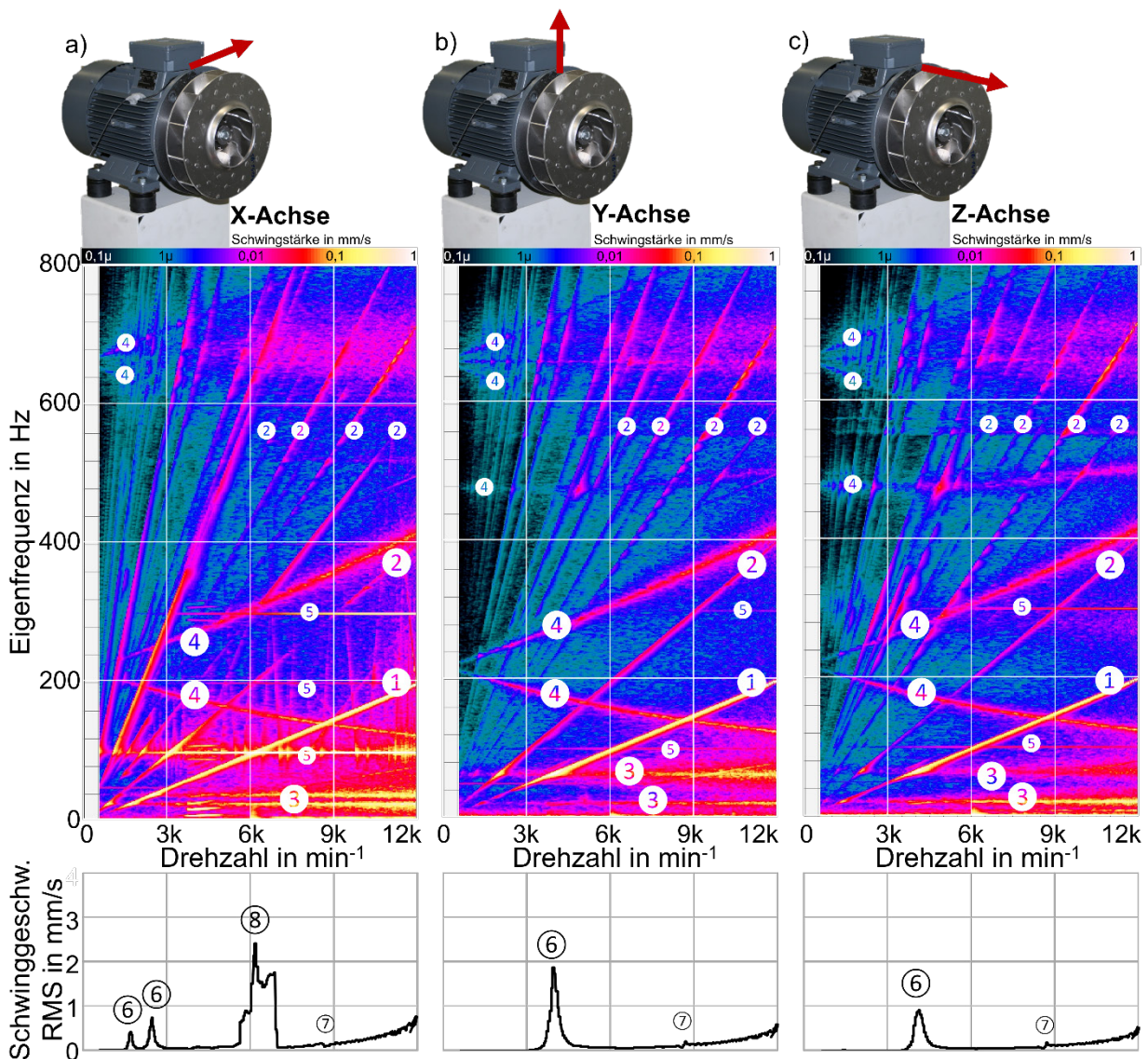
#### 7.1.1 Untersuchung der Laufrad-Läufer-Resonanzen

Bild 7.1 zeigt den Messaufbau und die aufgezeichneten Farbkonturplots des in Kap. 5.4 eingesetzten Laufrad-Läufer-Systems. Der hochauflösende piezosensitive Schwingungssensor sitzt vor dem Motorklemmenkasten in der Nähe des laufradseitigen Kugellagers und misst in drei orthogonale Richtungen, die im Bild über rote Richtungspfeile angedeutet sind. Um die die Eigenfrequenzen des Laufrad-Läufer-Systems isoliert zu betrachten, erfolgen die Messungen zunächst ohne Ventilatorgehäuse. Der Aufbau ist zudem über Gummi-Metall-Puffer schwingungsentkoppelt an den Untergrund angeschlossen. Die zugehörigen Farbkonturplots entstehen im Hochlauf des Ventilators auf seine Nenn-drehzahl  $12.000 \text{ min}^{-1}$  und einer FFT-Analyse im Frequenzspektrum von 0 Hz bis 800 Hz. Zusätzlich zum Farbkonturplot werden die Schwinggeschwindigkeiten entlang des Anfahrstrahls ausgewertet, um nicht nur die Lage der Eigenfrequenzen, sondern auch die Schwinggeschwindigkeiten bestimmen zu können.

Der schräg verlaufende Anfahrstrahl von 0 Hz auf 200 Hz (1) und seine vielfach aufgefächerten Harmonischen (2) sind in allen Diagrammen erkennbar. Bei Frequenzen unterhalb 70 Hz werden in den drei Messrichtungen mehrere Eigenfrequenzen (3) als horizontale Linien sichtbar (6 Hz, 9 Hz, 21 Hz, 25 Hz, 38 Hz, 63 Hz), die auf Starrkörperbewegungen infolge der Gummipuffer-Anbindung zurückzuführen sind (siehe Kap. 7.2.2). Ähnlich zum Laval-Läufer mit außermittiger Scheibe zeigen sich außerdem mehrere drehzahlveränderliche Eigenfrequenzen (4), die im Stillstand ( $0 \text{ min}^{-1}$ ) bei 220 Hz, 480 Hz

und 660 Hz beginnen und bei hohen Drehzahlen (12.000 min<sup>-1</sup>) in Gleich- und Gegenlaufresonanzen aufteilen. Die erste Gleichlauf-Eigenfrequenz des Laufrads befindet sich dabei im Nennbetrieb mit 12.000 min<sup>-1</sup> nahe der 1. Harmonischen. Diese verursacht in der Messung jedoch keine erhöhten Schwingwerte, was gemäß Kap. 2.4.2 auch ausgeschlossen wird.

In X-Richtung und zum Teil auch in Z-Richtung tauchen des Weiteren scharf abgegrenzte horizontale Linien (5) bei Mehrfachen von exakt 100 Hz auf. Diese Resonanzen sind aufgezeichnete Störeffekte durch das umlaufende elektromagnetische Feld des Motors, für den der Schwingungssensor empfindlich ist. Jedoch ergeben sich hier keine messbaren Schwingamplituden.



**Bild 7.1:** Farbkonturplots des rotierenden Laufrad-Läufer-Systems, a) quer zur Wellenachse, b) vertikal, c) axial

In den Schwinggeschwindigkeitsverläufen sind Ausschläge bei  $1.500 \text{ min}^{-1}$ ,  $2.300 \text{ min}^{-1}$  und  $3.800 \text{ min}^{-1}$  (6) bis  $1,9 \text{ mm/s}$  zu erkennen als Folge der Starrkörperbewegungen bei 25 Hz, 38 Hz und 63 Hz. Bei  $8.900 \text{ min}^{-1}$  ( $\cong 148 \text{ Hz}$ ) zeigt sich ein kaum erkennbarer Ausschlag (7), welcher durch die gegenläufige Eigenfrequenz des rotierenden Systems verursacht wird (Start bei  $0 \text{ min}^{-1}$  und 220 Hz, Ende bei  $12.000 \text{ min}^{-1}$  und 120 Hz). Nach Gasch et al. [GASCH06, S. 182] lässt sich schlussfolgern, dass im betrachteten Ventilator-system keine nennenswerte Gegenlauferregung durch äußere Störgrößen vorhanden ist. Für die schwingungstechnische Auslegung des Laufrad-Läufer-Systems von schnell drehenden Hochdruck-Radialventilatoren ist die gegenläufige Resonanz daher irrelevant. In X-Richtung treten zwischen  $6.100 \text{ min}^{-1}$  bis  $6.800 \text{ min}^{-1}$  Schwinggeschwindigkeiten bis  $2,4 \text{ mm/s}$  (8) auf, die zunächst noch nicht erklärt werden können.

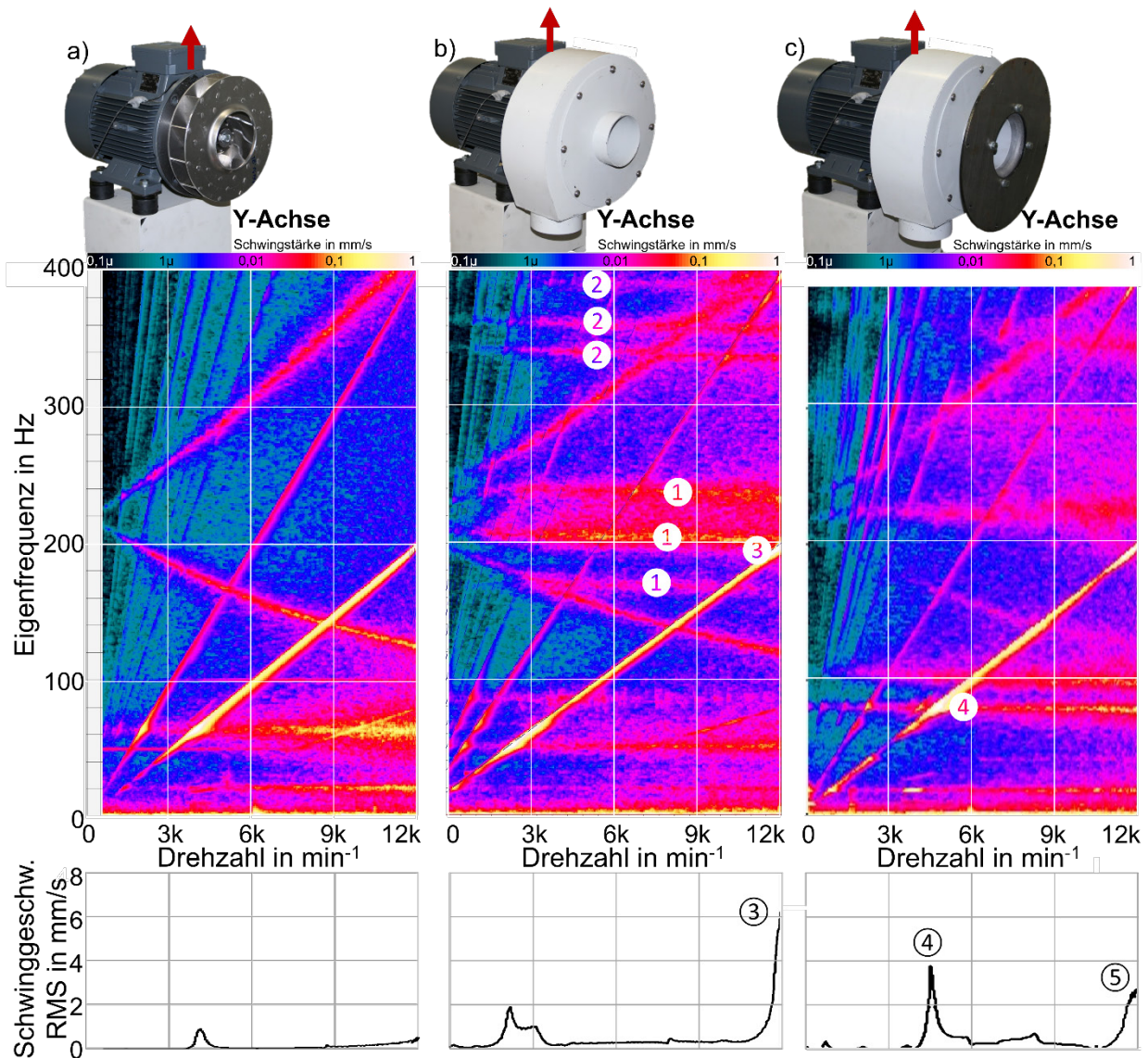
Grundsätzlich sind die aufgezeichneten Schwinggeschwindigkeiten des Laufrad-Läufer-Systems unkritisch. Nach ISO 14694 [ISO14694 2003] sind im Falle einer elastischen Anbindung mittels Gummipuffer wie im analysierten Messaufbau Schwinggeschwindigkeiten herstellungsseitig bis  $3,5 \text{ mm/s}$  zulässig, siehe auch Tabelle 2.10.

### 7.1.2 Untersuchung der Gehäuseresonanzen

Bild 7.2 untersucht den Einfluss des Ventilatorgehäuses auf die Schwingungssituation. Bild 7.2 a) zeigt nochmals den Farbkonturplot und dessen zugehörige Schwinggeschwindigkeiten aus Bild 7.1 b), jedoch zugunsten der Übersichtlichkeit feiner aufgelöst von 0 Hz bis 400 Hz und nur in radialer Richtung, wie über den roten Richtungspfeil angedeutet. Bild 7.2 b) stellt die Schwingungssituation mit einem montierten anwendungsspezifischen Spiralgehäuse in Blechbauweise dar und ermöglicht durch den direkten Vergleich mit Bild 7.2 a) die einfache Identifikation von Gehäuse-Eigenfrequenzen. Es ergeben sich durch das Spiralgehäuse drei Eigenfrequenzen (1) bei ca. 165 Hz, 200 Hz und 240 Hz. Ab 300 Hz lassen sich weitere Resonanzen (2) erkennen, die zuvor nicht vorhanden waren. Das Ventilatorgehäuse verursacht Schwingformen, die durch den Anfahrstrahl angeregt werden können und bei 200 Hz im Nennbetrieb und frei ansaugend unerwünschte und unzulässig hohe Schwinggeschwindigkeiten von  $6,4 \text{ mm/s}$  (3) in Lager-nähe hervorrufen. Im Versuch zeigt sich zudem ein betriebspunktabhängiger Einfluss auf die Schwinggeschwindigkeiten in dieser Eigenfrequenz. So reduzieren sich bei geschlossener Ansaugöffnung die Schwinggeschwindigkeiten in radialer Richtung auf  $1,5 \text{ mm/s}$ . Bild 7.2 c) zeigt abschließend die Veränderung der Eigenfrequenzen durch Anbringen einer künstlichen Masse am Gehäusedeckel. Nicht immer ist dem Ventilatorhersteller



bekannt, wie das Spiralgehäuse kundenseitig angeschlossen wird, weshalb davon ausgegangen werden muss, dass sich Anbauten wie z. B. ein Luftfilter oder Rohrschall-dämpfer am Gehäuse befinden können und die Schwingungssituation beeinflussen. Der Vergleich mit Bild 7.2 b) zeigt eine Verlagerung mehrerer Eigenfrequenzen, wodurch sich nun bei 80 Hz (4) mit 3,8 mm/s die höchsten Schwinggeschwindigkeiten ergeben. Aber auch nahe der 200 Hz zeigt sich erneut eine unerwünschte Resonanz (5), die noch nicht angefahren wird.



**Bild 7.2:** Farbkonturplots des Ventilator-Systems, a) ohne Spiralgehäuse, b) mit Spiralgehäuse, c) mit zusätzlicher Masse am Spiralgehäuse

Während also das untersuchte Laufrad-Läufer-System ohne Spiralgehäuse über den gesamten Drehzahlbereich nur geringe Schwinggeschwindigkeiten hervorruft, ergeben sich mit Gehäuse mehrere Eigenfrequenzen in der Nähe des Nennbetriebs, die unzulässig hohe Schwinggeschwindigkeiten erzeugen. Diese werden zusätzlich in ihrer Lage

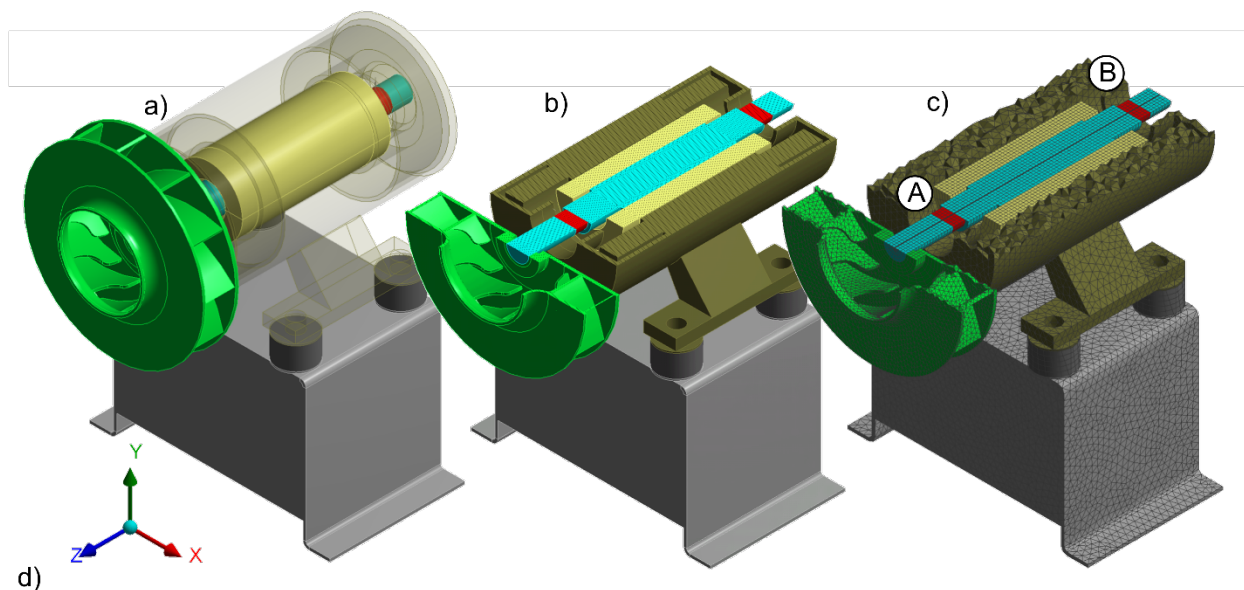
durch die Anbindung und in ihrer Stärke durch den Betriebspunkt beeinflusst, weshalb konstruktive Anpassungen zur Verlagerung der Resonanzen anzustreben sind.

## 7.2 Simulation und Beeinflussung der Eigenfrequenzen

Zur Unterstützung bei der Bewertung der Eigenfrequenzen und Wirkungsweisen dient ein vereinfachtes Simulationsmodell des untersuchten Hochdruckventilators.

### 7.2.1 Aufbau des Simulationsmodells

Das Simulationsmodell für das Laufrad-Läufer-System ohne Spiralgehäuse ist in Bild 7.3 abgebildet. Während die Materialeigenschaften beim Laufrad, der Läuferwelle und der Motorkonsole eindeutig bekannt sind, muss für das Rotorpaket und den Motor ein vereinfachtes Ersatzmodell gefunden werden. Das Rotorpaket besteht in der Realität aus in Aluminium eingegossenen Stahlblechen, die im Simulationsmodell nicht abgebildet werden. Stattdessen wird die Dichte des Rotormodells entsprechend dem Materialmix aus Aluminium und Stahl angepasst. Hinsichtlich der Materialsteifigkeit ist jedoch der niedrigere E-Modul des Aluminiumguss im Rotorpaket maßgebend.



Element	Material	Dichte in kg/m <sup>3</sup>	E-Modul in MPa	Quellen für Dichte / E-Modul
Laufrad / Rotorringe	Aluminium	2.700	70.000	[GROTE18, E128] / [GROTE18, E128]
Nabe / Läufer / Konsole	Stahl	7.800	210.000	[GROTE18, E128] / [GROTE18, E128]
Rotorpaket	Aluminium / Stahl	6.500	210.000	Materialmix / [GROTE18, E128]
Motor	Aluminium / Kupfer	6.660	70.000	Materialmix / [GROTE18, E128]
Gummipuffer	Naturkautschuk	1.100	7	[GROTE18, G58] / [REIFF11]

**Bild 7.3:** Simulationsmodell des Laufrad-Läufer-Systems ohne Spiralgehäuse, a) CAD-Aufbau, b) Halbschnitt durch die Rotationsachse, c) Rechennetz, d) gewählte Materialeigenschaften für die einzelnen Geometrien

Der reale Elektromotor besteht aus dem Statorgehäuse, welches die schwere Kupferwicklung fasst und den seitlich montierten Lagerschilden. Um der Massenverteilung im Modell gerecht zu werden, wird die Wicklung als eigener Rotationskörper abgebildet. Die Aufnahme der Lagerstellen ist durch dünne Wandungen wie in den Lagerschilden realisiert. Die Verschraubung der Lagerschilde zum Statorgehäuse bleibt unberücksichtigt. Durch die vereinfachte Geometrie ohne Kühlrippen und weiteren Details muss die Dichte des Motormodells wie zuvor beim Rotor als Materialmix angepasst werden.

Die Steifigkeiten der Gummipuffer werden aus den Datenblättern des Herstellers Reiff [REIFF11] berechnet (Längssteifigkeit 483 N/mm, Quersteifigkeit 78 N/mm). Im Simulationsmodell wird die erforderliche Längssteifigkeit durch entsprechende Anpassung des E-Moduls für die Gummipuffer erreicht. Die Lagersteifigkeiten der Hybrid-Kugellager sind über den Hersteller SKF [SKF14-2] verfügbar, jedoch variieren diese in Abhängigkeit ihrer Belastung. Die Lagerlasten werden daher anhand der in Tabelle 6.3 bzw. Tabelle 6.4 bestimmten Betriebslasten abgeschätzt und die zugehörigen Steifigkeiten ermittelt, siehe Tabelle 7.1.

Lastrichtung		A-Lager	B-Lager
X-Richtung (radial horizontal)	Belastung	122 N	100 N
	Steifigkeit	46.400 N/mm	39.900 N/mm
Y-Richtung (radial vertikal)	Belastung	173 N	124 N
	Steifigkeit	47.900 N/mm	42.900 N/mm
Z-Richtung (axial)	Belastung	363 N	150 N
	Steifigkeit	4.900 N/mm	2.500 N/mm

**Tabelle 7.1:** Lagerlasten und -steifigkeiten für den zu simulierenden Ventilator

In radialer horizontaler X-Richtung treten nur Unwuchtkräfte auf, da ohne Gehäuse keine Strömungskräfte wirken. In radialer vertikaler Y-Richtung wirken zusätzlich zu den dynamischen Unwuchtkräften die statischen Gewichtskräfte des rotierenden Systems. Beide Anteile werden gemäß (2.58) miteinander verrechnet. In axialer Richtung Z wirken Axial Schub und Vorspannkräfte, welche durch die Fest-Los-Lagerung unterschiedliche Axiallasten an beiden Lagerstellen hervorrufen. Die den Lasten zugehörigen Lagersteifigkeiten werden im Simulationsmodell durch Federelemente zwischen Läufer und Motor an den Lagerstellen abgebildet.

Nach Schlecht [SCHLECHT10, S. 319] wird der Dämpfungsgrad für die Stahl- und Aluminiumbauteile zu  $D=0,0001$  und für die Gummielemente zu  $D=0,075$  festgelegt. Die Simulation wird im Stillstand bei  $0 \text{ min}^{-1}$  und im Nennbetrieb bei  $12.000 \text{ min}^{-1}$  unter



Berücksichtigung von Kreiseffekten durchgeführt. Verwendet wird das Programm Ansys Mechanical 18.1. Folgende Ungenauigkeiten bzw. Modellfehler im Simulationsmodell und deren mögliche Auswirkungen müssen beachtet werden:

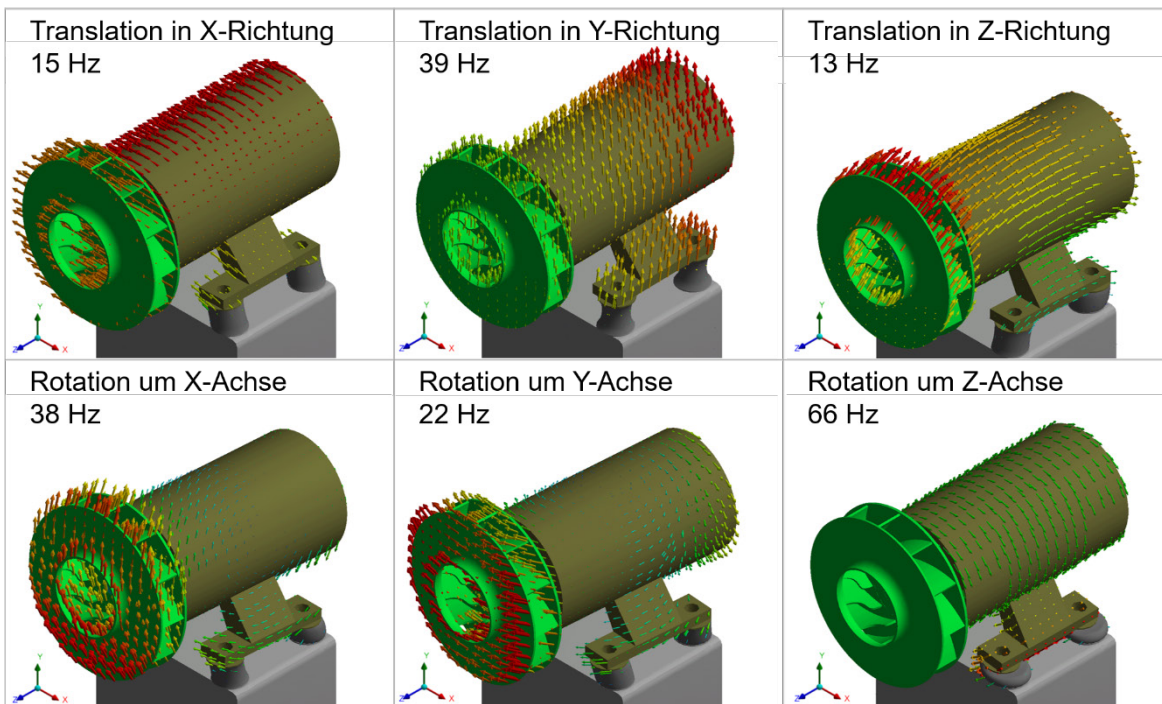
- Ungenaue Massenverteilung: Im vereinfachten Modell, v. a. im Motor, sind die Massen nicht wie im Realmodell verteilt, wodurch lokal wirkende Resonanzen in Lage und Form abweichen können.
- Ungenaue Abbildung der Struktursteifigkeiten: Durch die Vereinfachungen gehen lokal versteifende Strukturen wie z. B. die Kühlrippen des Motors verloren. Dadurch verlagern sich die Eigenfrequenzen beeinflusster Strukturen und die Eigenformen der Kühlrippen werden eliminiert.
- Ungenaue Abbildung von Verbindungen: Im Modell werden berührende Elemente als untrennbar behandelt. Die Pressverbindungen zwischen Läuferwelle und Laufrad sowie zum Rotorpaket verhalten sich real weniger steif als im Modell wodurch zugehörige Eigenfrequenzen niedriger liegen als in der Simulation. Die zum Untergrund verschraubte Konsole wird im Modell an den Schraubenpositionen über kleine Flächen fixiert als konservative Abbildung ohne Berücksichtigung von Reibung in den Auflageflächen. Die Verbindungen der mit Zugankerschrauben befestigten Lagerschilde werden nicht modelliert, wodurch Freiheitsgrade reduziert werden und die Steifigkeiten lokal höher sind.
- Ungenaue Berechnung nicht achssymmetrischer Bauteile: Das Laufrad mit seinen Schaufeln ist hinsichtlich seiner Steifigkeit über den Umfang nicht symmetrisch, wodurch Kreiseffekte in den nichtsymmetrischen Bereichen nicht exakt berechnet werden können. Auf „globale“ Eigenfrequenzen wie z. B. Durchbiegungen der Welle hat dies keinen relevanten Einfluss, wie Simulationen mit einer rotationsymmetrischen Ersatzstruktur und gleichen Trägheitseigenschaften belegen konnten. „Lokale“ Eigenfrequenzen wie z. B. das Flattern der Laufradschaufeln werden jedoch nicht korrekt berechnet.
- Fehlende Berücksichtigung von Fliehkraftwirkung: Die Fliehkräfte bewirken eine Spannungs-Versteifung der rotierenden Struktur (sog. stress stiffening), wodurch sich die Biege-Eigenfrequenz der versteiften Struktur in der Realität erhöht. Durch die gleichzeitige Längung der Struktur aufgrund der Fliehkraftwirkung wird die Längungs-Eigenfrequenz reduziert durch weniger steifes Verhalten (sog. spin softening), siehe CAE-Wiki [CAEWIKI17].

- Ungenaueres Rechennetz: Die Elementgröße und –qualität hat Einfluss auf die berechneten Eigenfrequenzen. Trotz durchgeführter Netzstudien kann ein Restfehler im verwendeten Simulationsmodell nicht verhindert werden. Grundsätzlich nehmen die numerischen Fehler mit der Komplexität der Eigenformen zu.

Nachfolgend werden die simulierten Eigenfrequenzen und Eigenformen erläutert und mit den Messungen verglichen.

### 7.2.2 Simulation der Starrkörperbewegungen

Bei niedrigen Frequenzen ergeben sich im Simulationsmodell sechs Starrkörperbewegungen infolge der Gummipuffer-Anbindung. Die weiche Kopplung erlaubt sechs Freiheitsgrade, drei translatorische und drei rotatorische, mit Eigenfrequenzen zwischen 15 Hz und 66 Hz, siehe Bild 7.4.

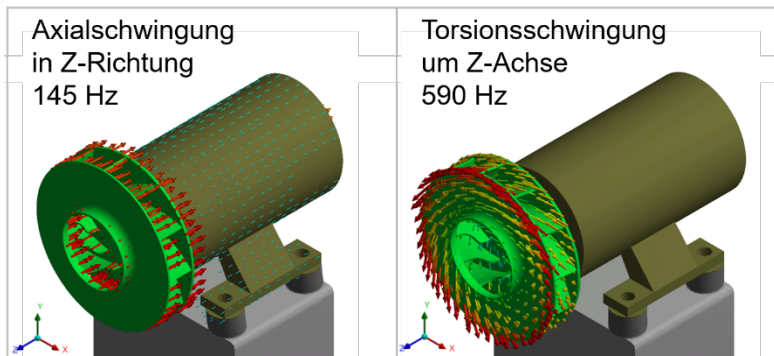


**Bild 7.4:** Simulierte Starrkörperbewegungen bei niedrigen Frequenzen

Auch in der Messung zeigen sich bei niedrigen Frequenzen bis 70 Hz sechs Eigenfrequenzen (siehe Kap. 7.1.1), jedoch liegen diese in den Messungen bis zu 10 Hz niedriger. Dies deutet auf Abweichungen in den Steifigkeiten der Puffer und / oder in deren Anbindung zu Motor und Konsole ggü. des Realmodells hin. Grundsätzlich sind die Starrkörperfrequenzen weit unterhalb des Nennbetriebs bei 200 Hz und daher unkritisch, jedoch könnten die Puffer im Versuchsaufbau noch weicher ausgeführt sein, um die höchste Frequenz nahe der 70 Hz weiter zu reduzieren.

### 7.2.3 Simulation der Axial- und Torsionsschwingung

Die Simulation berechnet eine axiale Schwingform des gesamten rotierenden Systems bei 145 Hz, siehe Bild 7.5, die durch die axiale Steifigkeit der Lagerung von 7.400 N/mm als Summe aus Tabelle 7.1 und der Laufrad-Läufer-Masse von 8,6 kg auch rein analytisch bestimmt werden kann. Die Resonanz kann in den gemessenen Farbkonturplots aus Bild 7.1 nicht identifiziert werden und lässt vermuten, dass die Anregungen in axialer Richtung zu gering sind. Auch Maßtoleranz-Betrachtungen der gefertigten Bauteile (zu großer oder kleiner Federweg des Vorspannelements) oder veränderte Axiallasten ergeben keine ausreichend größere oder kleinere axiale Steifigkeit, mit der sich eine andere Resonanzfrequenz in den Farbkonturplots erklären lassen würde. Aus diesem Grund ist davon auszugehen, dass die Axialresonanz bei der Auslegung von Laufrad-Läufer-Systemen eine untergeordnete Rolle einnimmt.



**Bild 7.5:** Simulierte Axial- und Torsionsschwingung

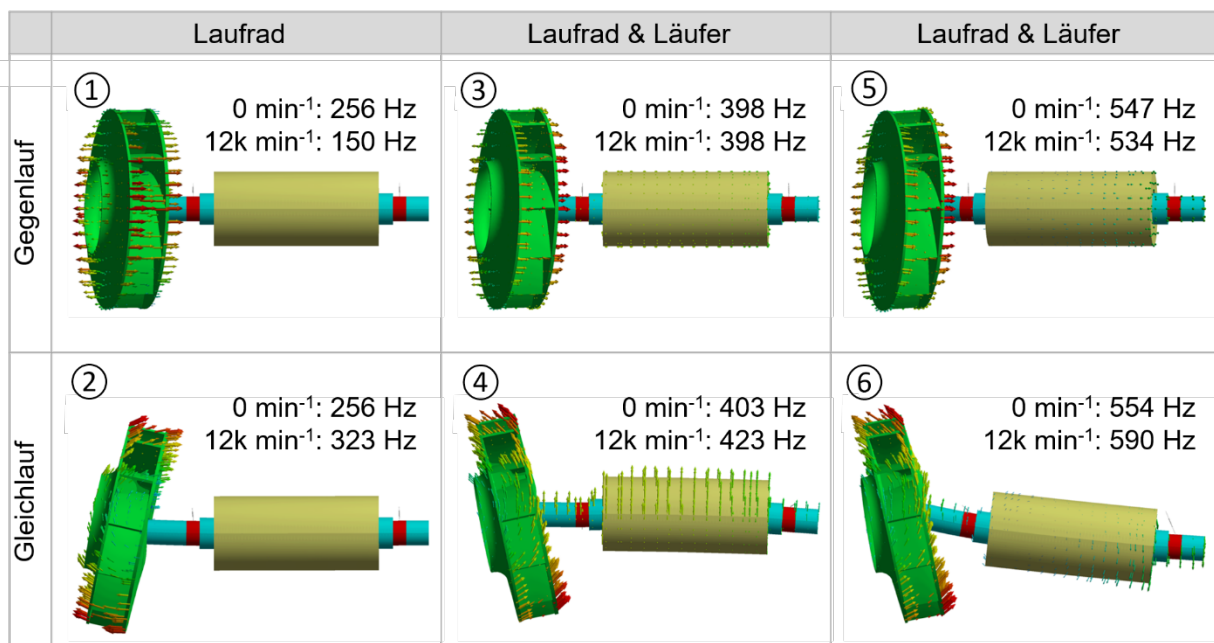
Die Torsionseigenschwingung bei 590 Hz ließe sich vermutlich in den Farbkonturplots aus Bild 7.1 wiederfinden, da mehrere hohe Eigenfrequenzen identifiziert werden konnten. Grundsätzlich ist die Resonanz unkritisch, da sie weit oberhalb der Nennfrequenz von 200 Hz liegt.

### 7.2.4 Simulation der Laufrad-Läufer-Eigenfrequenzen

Die in der Simulation berechneten Eigenfrequenzen des Laufrad-Läufer-Systems bis 800 Hz sind in Bild 7.6 dargestellt (zugunsten der Übersichtlichkeit ohne Motor und Konsole). Die Eigenfrequenzen gehören spaltenweise zueinander und unterscheiden sich zeilenweise in ihrem Drehsinn in Gleich- und Gegenlauf-Schwingungen. Die Spaltenüberschrift beschreibt die hauptsächlich schwingenden Elemente in der Eigenfrequenz. Im Stillstand ( $0 \text{ min}^{-1}$ ) liegen die Eigenfrequenzen für Gleich- und Gegenlauf für alle Spalten nur um wenige Hertz auseinander. Die Abweichungen ergeben sich durch die radialen Steifigkeitsunterschiede in den Lagerstellen (sogenannte Lager-Orthotropie), wodurch es

nach Gasch et al. [GASCH06, S. 101ff] zu einer Auftrennung der Eigenfrequenzen kommt. Bei Nenndrehzahl von  $12.000 \text{ min}^{-1}$  bewirken die Kreiseffekte entsprechend ihres Drehsinns eine Erhöhung oder Reduzierung der zugehörigen Eigenfrequenzen.

Die beiden ersten Eigenformen (1) und (2) in der linken Spalte werden v. a. durch die Anbindung des Laufrads an die Welle beeinflusst. Das Laufrad verbiegt sich isoliert von der Welle um die Tragscheibe in dem Bereich, in dem weder Nabe noch Schaufeln stützen können. D. h. der nachgiebigste Querschnitt der Laufrad-Tragscheibe bestimmt die Höhe dieser Eigenfrequenz. Die Eigenformen (3) bis (6) der mittleren und rechten Spalte verhalten sich zunächst vergleichbar, jedoch bewegt sich jeweils auch der Läufer mit. Somit werden die Eigenfrequenzen (3) bis (6) auch durch die Steifigkeit der beiden Lagerstellen beeinflusst.

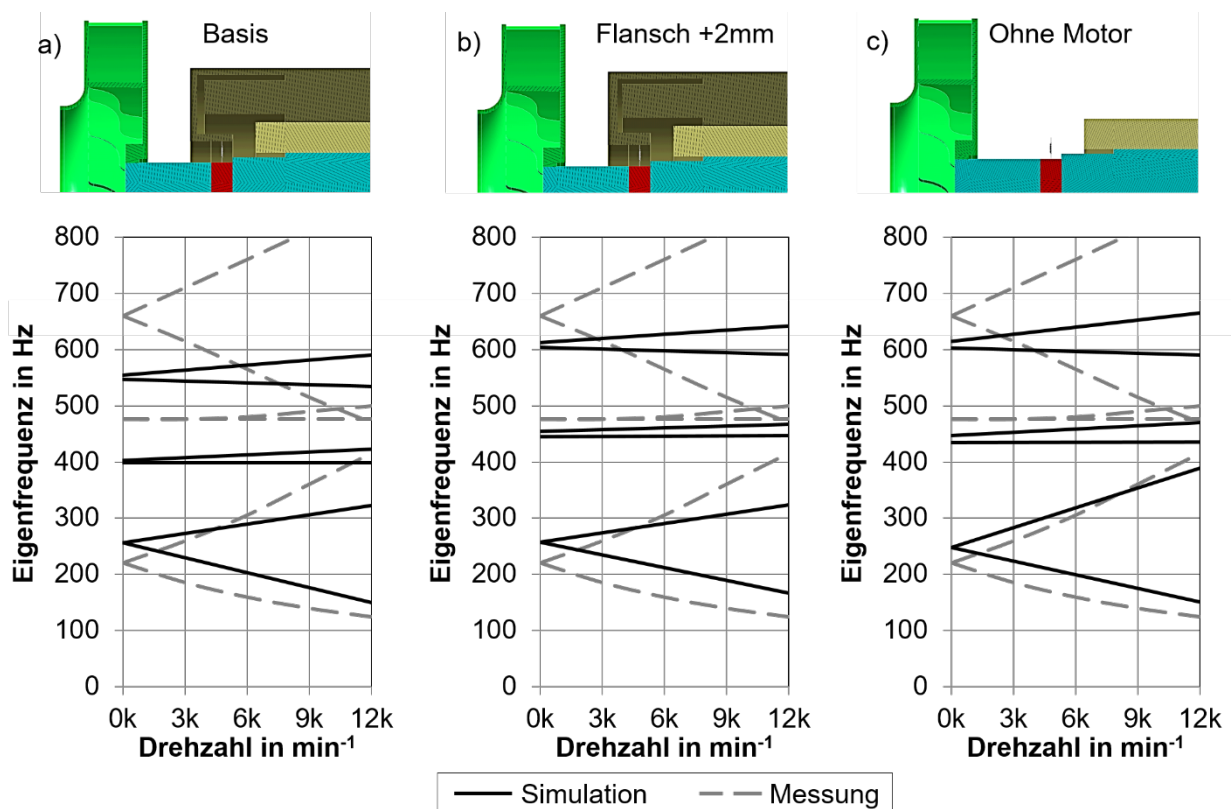


**Bild 7.6:** Simulierte Laufrad-Läufer-Schwingungen

Bild 7.7 zeigt den Vergleich von simulierten drehzahlveränderlichen Eigenfrequenzen für verschiedene Simulationsmodelle zur Messung aus Bild 7.1. Die gemessenen Frequenzen wurden aus dem Farbkonturplot extrahiert und sind in den drei Diagrammen jeweils identisch. Bild 7.7 a) zeigt eine erste simulierte Basisvariante. Die Lage des ersten berechneten Paares von Laufrad-Eigenfrequenzen bei 255 Hz und  $0 \text{ min}^{-1}$  passt ungefähr zur Messung mit 220 Hz, jedoch ist die Spreizung der Gleich- und Gegenlaufformen deutlich kleiner. Die weiteren simulierten Paare liegen ggü. der Messung zu niedrig, was darauf hindeutet, dass die Lagerstellen im Modell nachgiebiger sind als in der Realität. Auch ist die Spreizung beim letzten Eigenfrequenz-Paar zu klein. Ein ähnliches Simulationsmodell wird in Bild 7.7 b) mit 2 mm stärkeren Motorschilden im Bereich der Lager-

stellen untersucht. Nur die höherfrequenten Eigenformen (3) bis (6) verlagern sich zu höheren Frequenzen bei ca. 450 Hz und 600 Hz, wodurch der Einfluss steiferer Lagerstellen bestätigt wird. In der dritten Variante in Bild 7.7 c) wird der Einfluss durch die Motor- und Konsolanbindung eliminiert, wodurch die Spreizung der drei Eigenfrequenzpaare deutlich zunimmt.

Es ist zu erkennen, dass die drehzahlveränderlichen Eigenfrequenzen aus den Messungen grundsätzlich durch das Simulationsmodell abbildbar sind. Die vorhandenen Abweichungen deuten auf Modellungenauigkeiten in der Simulation hin, z. B. bei der Einwirkung von Kreiseffekten. Vor allem die Anbindung des rotierenden Systems durch die Lagerschilde bzw. die direkte Anknüpfung zeigt einen großen Einfluss auf die resultierenden Eigenfrequenzen.



**Bild 7.7:** Vergleich gemessene und simulierte Laufrad-Läufer-Eigenfrequenzen, a) Basismodell, b) verstärkte Motorflansche, c) ohne Motor und Konsole

Für den sicheren Betrieb des schnell drehenden Ventilators sind im untersuchten Fall nur die ersten beiden Eigenfrequenzen von Bedeutung, da die weiteren Frequenzen sehr viel höher liegen als der Anfahrstrahl. Die weitere Beeinflussung der relevanten Eigenfrequenzen wird in Kap. 7.3 im Rahmen der Optimierungsuntersuchungen betrachtet.

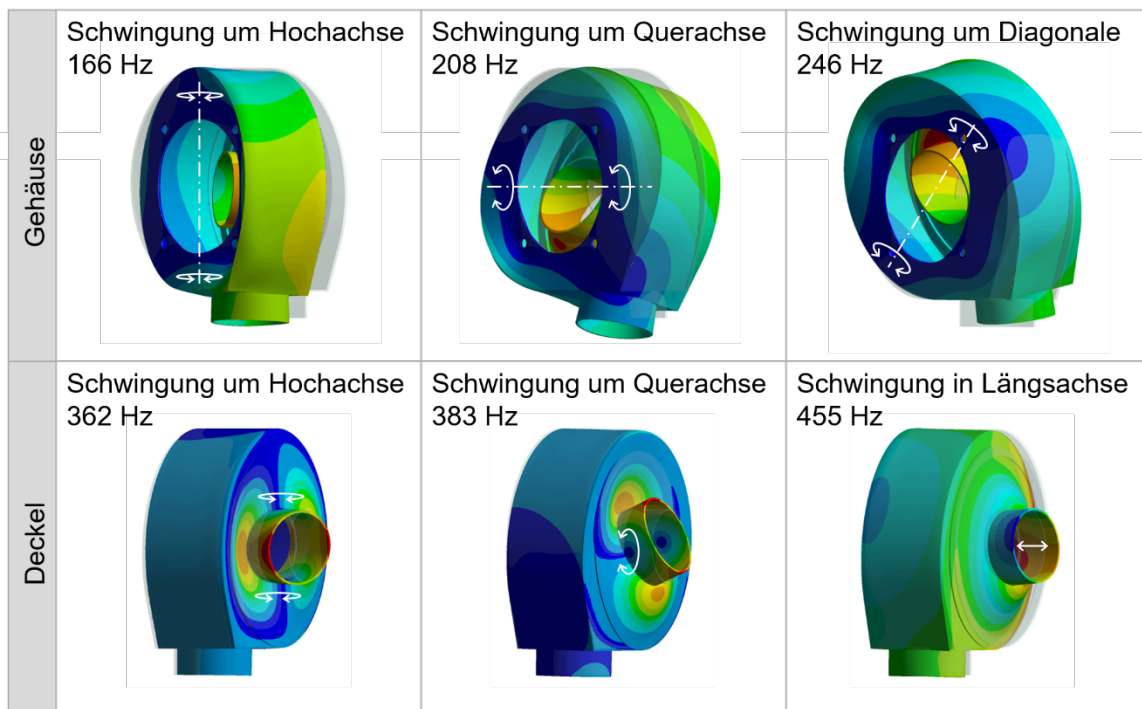
Die Farbkonturplots in Bild 7.1 zeigen bei hohen Frequenzen oberhalb 300 Hz weitere z. T. kaum sichtbare Eigenfrequenzen. Denkbar wären Eigenfrequenzen von Bauteilen,



die im Simulationsmodell nicht berücksichtigt wurden, wie z. B. die Lüfterhaube, die Zugankerschrauben, der Lüfterflügel oder die Kühlrippen. Da diese Frequenzen nicht angefahren werden, wird auf eine weitere Analyse verzichtet.

### 7.2.5 Simulation der Gehäuseschwingungen

Die Ergebnisse der Modalanalyse des kundenspezifischen Gehäuses aus Bild 7.2 b) ist in Bild 7.8 dargestellt. Die Anbindung erfolgt über vier Verschraubungen, an denen das Gehäuse am Motorflansch verbunden ist. Der Motor wird zunächst nicht modelliert.

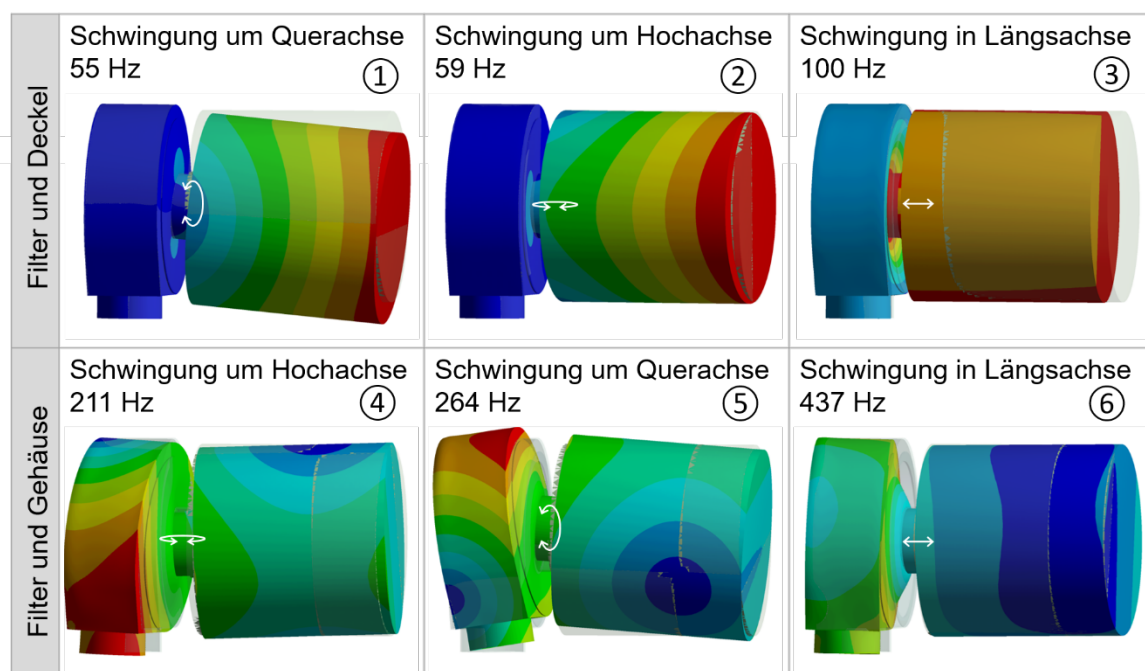


**Bild 7.8:** Simulierte Schwingformen des Ventilatorgehäuses

Die Ergebnisse zeigen, dass in Schwingungen des Gehäuses und des Gehäusedeckels unterschieden werden muss. Das Gehäuse schwingt in drei Eigenformen jeweils um seine vier Verschraubungspunkte zum Motorflansch: zunächst um die Hoch- und Querachse bei 166 Hz und 208 Hz und dann bei 246 Hz um eine diagonale Seite. Aufgrund der asymmetrischen Gehäusegestalt und der einhergehenden Steifigkeitsunterschiede in Hoch- und Querrichtung trennen sich die beiden ersten Schwingfrequenzen auf. Die Gehäuseschwingung um die zweite Diagonalenrichtung folgt aufgrund des versteifenden Rundstutzens am Auslass des Gehäuses erst oberhalb von 800 Hz und ist hier nicht dargestellt. Der Gehäusedeckel schwingt vergleichsweise isoliert zum Ventilatorgehäuse um seine eigene Hoch- und Querachse bei 362 Hz und 383 Hz. Bei 455 Hz ergibt sich eine Membranschwingung in Richtung der Längsachse. Im Vergleich zur Messung mit Eigenfrequenzen des Gehäuses bei 165 Hz, 200 Hz, 240 Hz und des Deckels bei 340 Hz

und 365 Hz ergibt sich eine gute Übereinstimmung. Daraus lässt sich folgern, dass der vergleichsweise schwere und in sich steife Motor keinen relevanten Einfluss auf die Gehäuseschwingungen und die Gehäuseanbindung ausübt.

Die Simulationsergebnisse mit einer zusätzlichen Masse am Gehäusedeckel zeigt nachfolgend Bild 7.9. Untersucht wird ein 2,5 kg schwerer Luftfilter, der am Ansaugrohr angebunden ist. Gegenüber den Resonanzen aus Bild 7.8 verlagern sich die Eigenformen zu deutlich niedrigeren Frequenzen. Durch die zusätzlich angreifende Masse schwingt das Ansaugrohr mitsamt dem Filter um seine Hoch- und Querachse bei 55 Hz (1) und 59 Hz (2), gefolgt von einer Schwingung in der Längsachse bei 100 Hz (3). Weitere Eigenformen mit einem Schwingknoten im Deckel ergeben sich bei 211 Hz (4) und 264 Hz (5) in der Nähe der Nennfrequenz des Ventilators. Bei 437 Hz (6) schwingt das Gehäuse dem Luftfilter entgegen. Die Analyse ergibt drei wesentliche Schwingungsprobleme: Der Übergang vom saugseitigen Rohr zum Ventilatordeckel erfolgt nicht steif genug, weshalb es zu Biegeeigenformen im Gehäusedeckel kommt. Der Gehäusedeckel selbst zeigt in Längsrichtung eine Membranschwingung und die Anbindung des Gehäuses am Motorflansch lässt Biegeschwingungen um die Verschraubungsstellen zu. Sowohl das bloße Gehäuse als auch die Kombination mit Anbauten geringer Masse müssen daher schwingungsoptimiert werden, um hohe Belastungen und Schwingwerte im relevanten Betriebsbereich des Ventilators zu vermeiden.



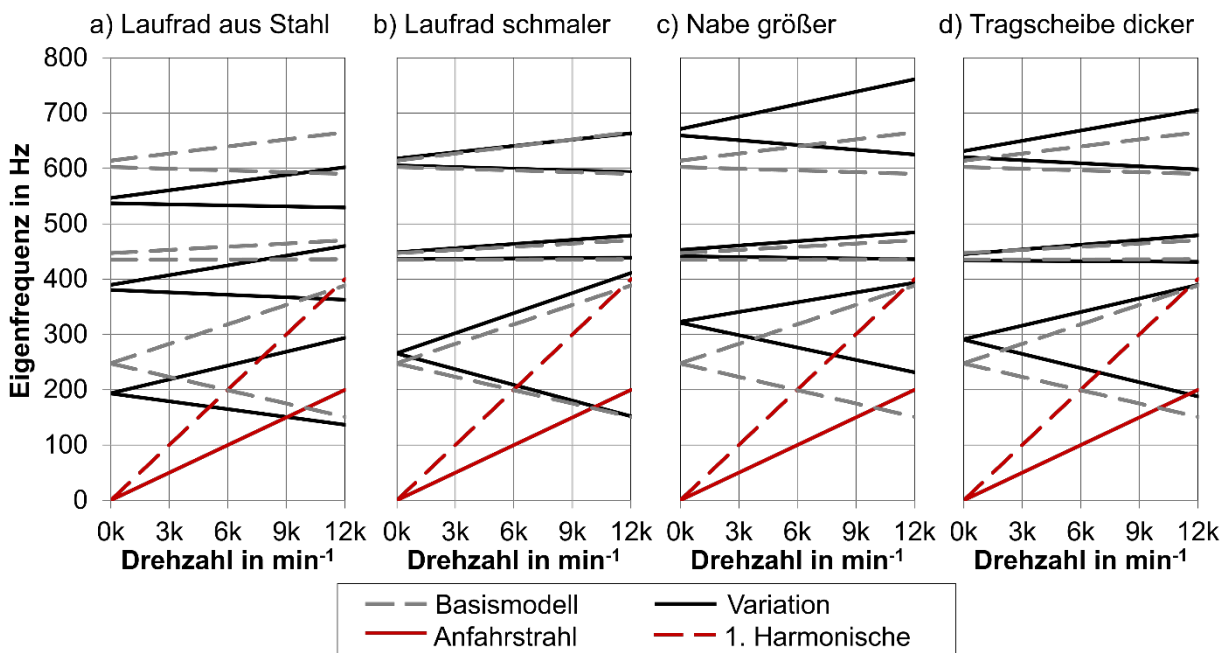
**Bild 7.9:** Simulierte Schwingformen des Ventilatorgehäuses mitsamt Luftfilter

### 7.3 Optimierung des Laufrad-Läufer-Systems

Die Analyse des rotierenden Systems aus Kap. 7.1.1 zeigte die potenziell problematischen Eigenfrequenzen auf, die im Betrieb nach Möglichkeit nicht angefahren werden sollen. Die nachfolgenden Untersuchungen sollen daher die wesentlichen Einflussparameter zur Verlagerung der interessierenden Eigenfrequenzen identifizieren und konstruktive Maßnahmen finden. Als Basismodell für die Untersuchungen dient nun immer das Laufrad-Läufer-System aus Bild 7.7 c) ohne Modellierung des Motors, da es die Messung am besten abgebildet hat.

#### 7.3.1 Veränderung der Laufradeigenschaften

In Bild 7.10 sind verschiedene Variationen des untersuchten Laufrads abgebildet.



**Bild 7.10:** Auswirkungen verschiedener Laufrad-Parameter auf die Eigenfrequenzen, a) Laufradwerkstoff Stahl, b) Laufrad 10 mm schmaler, c) Nabendurchmesser 50 mm größer, d) Tragscheibe 2 mm dicker

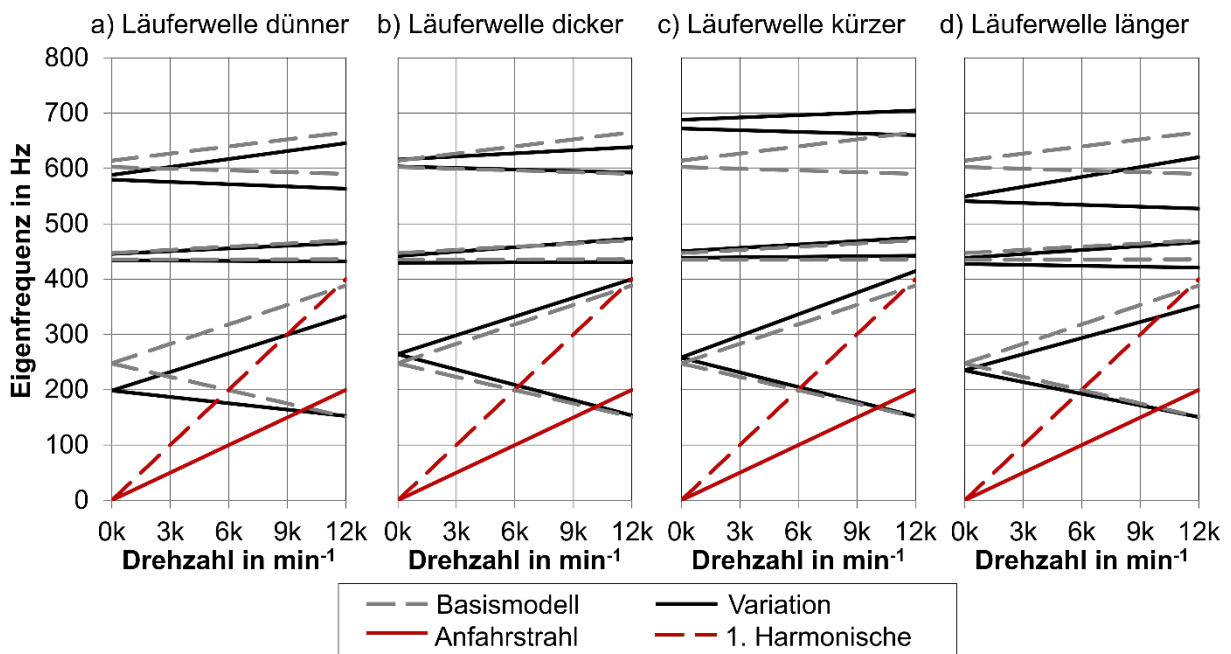
Der Wechsel von Aluminium- auf Stahlblech beim Laufrad in Bild 7.10 a) bewirkt aufgrund der höheren Laufradmasse eine Verschiebung aller Resonanzen des rotierenden Systems hin zu niedrigeren Eigenfrequenzen. Die Aufspreizung des ersten Schwingpaares wird verringert, die der beiden anderen Paare leicht erhöht. Die interessierende erste Gleichlauffrequenz verringert sich in Richtung des Anfahrstrahls. Bild 7.10 b) zeigt die Auswirkungen bei einem 10 mm schmaler ausgeführten Laufrad und einer leicht geänderten Schaufelgeometrie, um näherungsweise die gleichen lufttechnischen Eigenschaften



zu erhalten. Dabei verlagern sich die Eigenfrequenzen im Stillstand bei  $0 \text{ min}^{-1}$  nur geringfügig, die erste Gleichlaufrezonanz erhöht sich bei  $12.000 \text{ min}^{-1}$  jedoch um ca. 20 Hz aufgrund der reduzierten Massenträgheit des Laufrads. Die beiden Varianten in Bild 7.10 c) und Bild 7.10 d) haben zum Ziel, die geringe Steifigkeit im Bereich der Tragscheibe zu erhöhen, welche für die ersten Eigenfrequenzen maßgeblich verantwortlich ist. Bild 7.10 c) zeigt die Vergrößerung der Anlagefläche der Tragscheibe zur Nabe (Erhöhung Nabendurchmesser von  $\varnothing 50 \text{ mm}$  auf  $\varnothing 100 \text{ mm}$ ), Bild 7.10 d) stellt die Vergrößerung des Tragscheibenquerschnitts dar (Erhöhung Blechstärke von 4 mm auf 6 mm). Beide Lösungen verhalten sich ähnlich und verschieben im Wesentlichen die ersten beiden Eigenfrequenzen im Stillstand bei  $0 \text{ min}^{-1}$  und die erste Gegenlaufrezonanz bei Nenndrehzahl  $12.000 \text{ min}^{-1}$ . Die relevante Gleichlaufrezonanz wird bei  $12.000 \text{ min}^{-1}$  hingegen nicht beeinflusst.

### 7.3.2 Veränderung der Läuferereigenschaften

Mit dem Ziel, die erste Gleichlaufrezonanz zu verschieben, wird in Bild 7.11 das kragende Wellenende des Läufers (siehe Bild 2.13 b) Länge  $l_A$ ) im Durchmesser und in der Länge verändert.



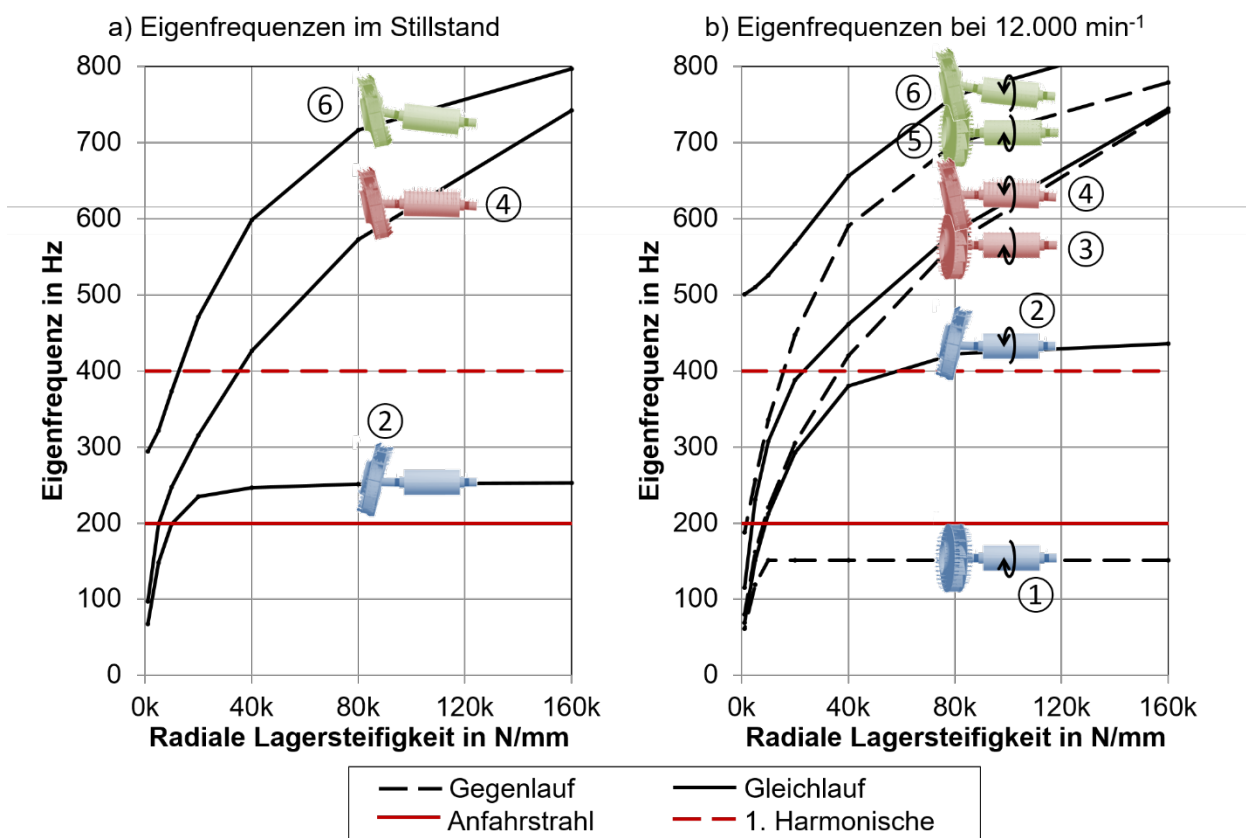
**Bild 7.11:** Auswirkungen verschiedener Läufer-Parameter auf die Eigenfrequenzen, a) Läuferwelle 10 mm dünner, b) Läuferwelle 10 mm dicker, c) Läuferwelle 20 mm kürzer, d) Läuferwelle 20 mm länger

In Bild 7.11 a) und b) sind die Auswirkungen auf die Eigenfrequenzen dargestellt, wenn der Durchmesser der Läuferwelle vom A-Lager bis zum Laufradsitz um  $\pm 10 \text{ mm}$  variiert

wird (Basis-Durchmesser 30 mm). Während eine dünnere Welle die ersten Eigenfrequenzen reduziert, können die Eigenfrequenzen mit der dickeren Welle nur noch geringfügig angehoben werden. In Bild 7.11 c) und d) wird der Laufradsitz um +/-20 mm zum A-seitigen Lager verschoben. Die kürzere Welle bewirkt insbesondere bei der Gleichlaufresonanz bei 12.000 min<sup>-1</sup> eine Erhöhung um ca. 25 Hz, die längere Welle ergibt eine Verringerung um fast 40 Hz.

### 7.3.3 Symmetrische Veränderung der Lagersteifigkeiten

Wie sich in Bild 7.7 bereits gezeigt hat, beeinflusst die Steifigkeit der Lagerung die Position und Spreizung der Gleich- und Gegenlauffrequenzen des Laufrad-Läufer-Systems. Die Parametervariation in Bild 7.12 zeigt den Einfluss für in beide Richtungen gleiche radiale Lagersteifigkeiten zwischen 1.000 N/mm und 160.000 N/mm. Zum besseren Verständnis sind die jeweils zugehörigen simulierten Eigenformen aus Bild 7.6 ergänzt und durchnummeriert. Das zuvor untersuchte Referenzmodell wäre in beiden Diagrammen aufgrund seiner geringen asymmetrischen (orthotropen) Lagersteifigkeiten ungefähr zwischen 40.000 N/mm und 47.000 N/mm abzulesen.



**Bild 7.12:** Auswirkungen verschiedener Lagersteifigkeiten auf die Eigenfrequenzen, a) im Stillstand bei 0 min<sup>-1</sup>, b) im Nennbetrieb bei 12.000 min<sup>-1</sup>

In Bild 7.12 a) sind die Eigenfrequenzen im Stillstand des Systems aufgetragen. Da noch keine Kreiseffekte wirken, sind die Gleich- und Gegenlauffrequenzen identisch und es sind nur drei Verlaufskurven erkennbar. Der Einfluss der radialen Steifigkeit macht sich auf die verschiedenen Eigenformen unterschiedlich bemerkbar: Die erste Eigenfrequenz (2) mit Schwingung um die Tragscheibe lässt sich ab 40.000 N/mm kaum noch weiter erhöhen, fällt jedoch bei Steifigkeiten kleiner 20.000 N/mm stark ab. Die beiden anderen Eigenfrequenzen (4) und (6) steigen hingegen mit zunehmender Lagersteifigkeit kontinuierlich weiter an.

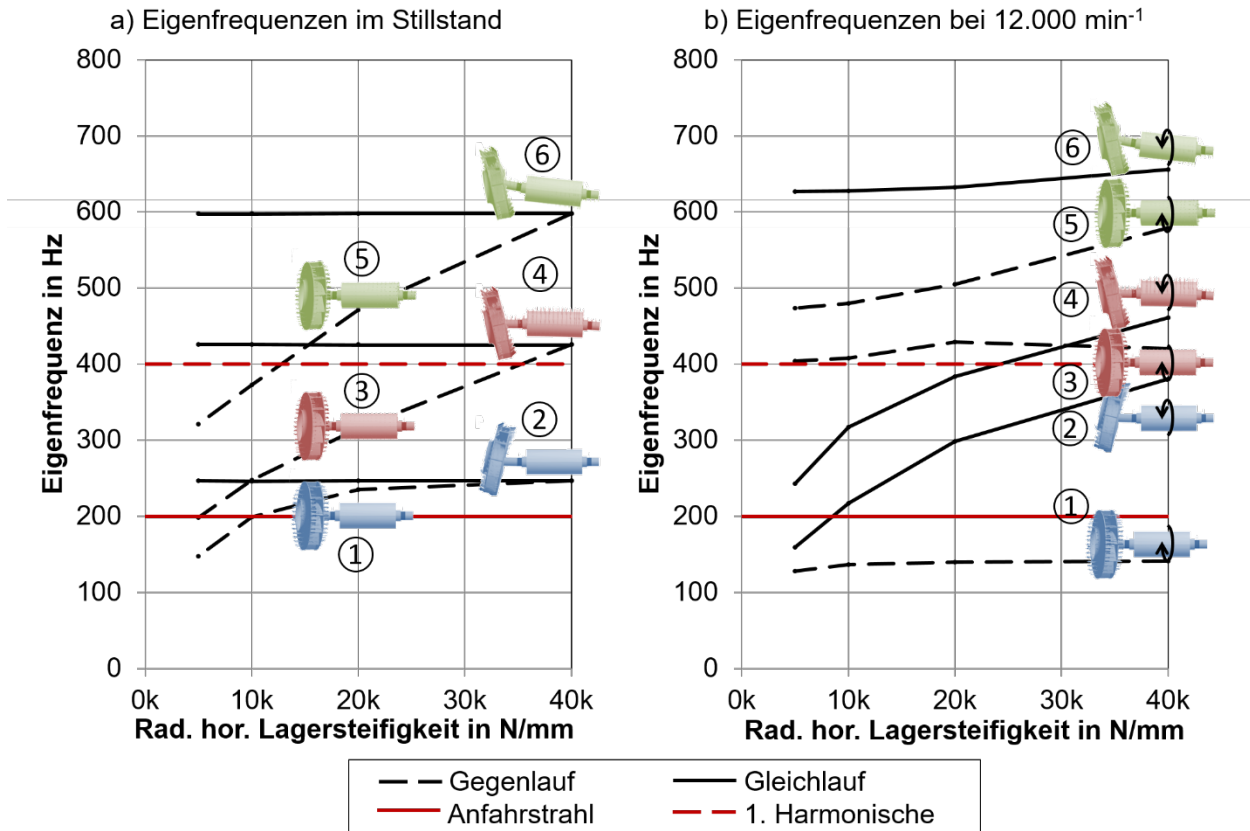
In Bild 7.12 b) werden die Eigenfrequenzen bei Nenndrehzahl betrachtet. Die Kreiseffekte bewirken eine Aufteilung in Gegen- und Gleichlaufformen, wobei sich das erste Schwingungspaar (1) und (2) mit steigender Lagersteifigkeit aufspreizt. Die zweite Paarung (3) und (4) teilt sich mit steifer werdender Anbindung zunächst etwas auf und nähert sich bei hohen Steifigkeiten wieder einander an. Das letzte Gleichlauf-/Gegenlauf-Paar (5) und (6) spreizt sich mit abnehmender Lagersteifigkeit auf. Für den sicheren Betrieb des Ventilators sind v. a. die Gleichlauffrequenzen zu beachten, die möglichst großen Abstand zum Anfahrstrahl und zur 1. Harmonischen haben sollten. Im hier gezeigten Fall ist die erste Gleichlaufresonanz (2) durch die Harmonische ab 60.000 N/mm Radialsteifigkeit anregbar. Eine Verlagerung hin zu höheren Frequenzen ist durch eine steifere Anbindung möglich, jedoch sind die erzielbaren Effekte nur noch gering. In der Praxis kann die Radialsteifigkeit indes nicht beliebig erhöht werden, da sich die Wälzlager und die Motorschilde nicht beliebig versteifen lassen. Auch genügt es nicht, nur ein Element (z. B. das Wälzlager) steifer auszuführen, wenn die umliegende Struktur (z. B. der Motorschild) nachgiebiger ist.

Effektiv lässt sich das Wälzlager durch eine höhere axiale Vorspannung versteifen. Im untersuchten Fall würde eine Verdopplung der Vorspannkraft eine Steigerung der Radialsteifigkeit von ca. 45.000 N/mm auf 55.000 N/mm bewirken, wodurch sich die kritische Gleichlauffrequenz (2) um ca. 10 Hz erhöht. Die nominelle Lagerlebensdauer würde dabei jedoch abnehmen.

#### **7.3.4 Asymmetrische Veränderung der Lagersteifigkeiten**

Voruntersuchungen am Lagerkraftprüfstand aus Kap. 6 zeigten eine Aufspaltung der Gleich- und Gegenlauffrequenzen des Laufrad-Läufer-Systems infolge der richtungsabhängigen radialen Lagersteifigkeiten des Kraftmesslagers. Aus diesem Grund soll geprüft werden, welche Veränderungen durch asymmetrische orthotrope Lagerstellen zu erwar-

ten sind. Bild 7.13 zeigt die Auswirkungen auf die sechs Eigenfrequenzen durch Verringerung der Radialsteifigkeit in horizontaler Ebene beider Lagerstellen, während in senkrechter Richtung die Steifigkeit bei 40.000 N/mm verbleibt. Als Anhaltspunkt ist in Bild 7.13 a) für das stillstehende System bei 40.000 N/mm die symmetrische isotrope Lagerung zu erkennen, bei der die Gleich- und Gegenlauffrequenzen zusammen fallen.



**Bild 7.13:** Auswirkungen von Orthotropie auf die Eigenfrequenzen bei vertikaler Steifigkeit 40.000 N/mm, a) im Stillstand, b) im Nennbetrieb bei 12.000 min<sup>-1</sup>

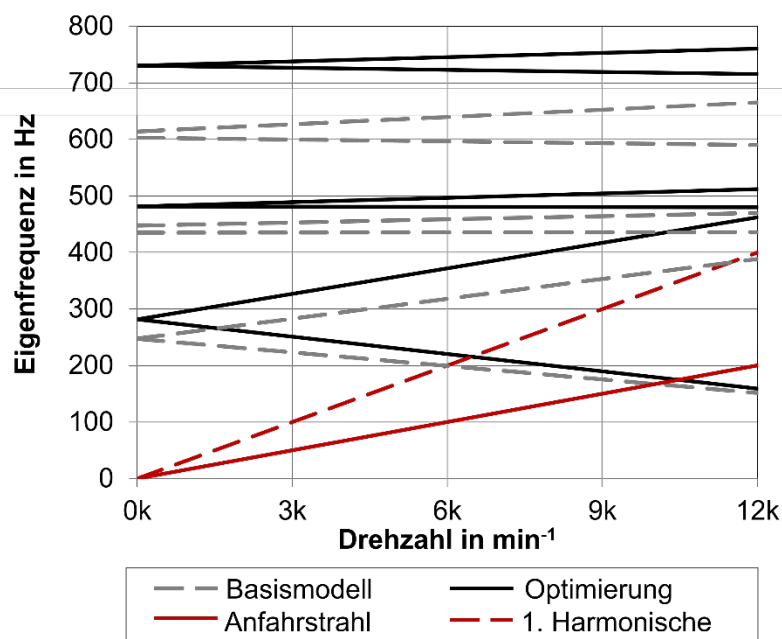
Wird in einer Ebene die Radialsteifigkeit verringert, kommt es im Stillstand auch ohne Kreiselwirkungen zu einer Aufspaltung der Eigenfrequenzen, wobei alle gegenläufigen Schwingformen (1), (3) und (5) zu niedrigeren Frequenzen verlagert werden. Im Betrieb bei 12.000 min<sup>-1</sup> verlagern sich mit Verringerung der horizontalen Radialsteifigkeit tendenziell alle Eigenformen zu niedrigeren Frequenzen. Das Durchfahren von Gleichlauf-frequenzen mit der 1. Harmonischen wird somit wahrscheinlicher. Insofern bietet die Orthotropie im untersuchten Fall keinen Mehrwert, solange nicht eine der radialen Ebenen deutlich steifer als 40.000 N/mm ausgeführt werden kann.

### 7.3.5 Einschätzung der Optimierungsmöglichkeiten

Die vorgestellten Untersuchungen zeigen mehrere Optimierungsmöglichkeiten auf, um die Eigenfrequenzen des schnell drehenden Ventilators nicht im Hochlauf an- oder durchfahren zu müssen. Mit dem Ziel, das Laufrad-Läufer-System unterkritisch zu betreiben, sind folgende Anpassungen von Vorteil:

- Reduzierung der Laufradmasse und der Massenträgheit, z. B. durch Verwendung eines anderen Werkstoffs oder anderer geometrischer Auslegung,
- Erhöhung des Wellendurchmessers des fliegend gelagerten Laufradsitzes,
- Verkürzung des auskragenden Wellenendes des Laufradsitzes,
- Erhöhung der radialen Steifigkeiten in den Lagerstellen, z. B. durch Erhöhung der Federvorspannung und konstruktiver Verstärkung der Lagerschilde.

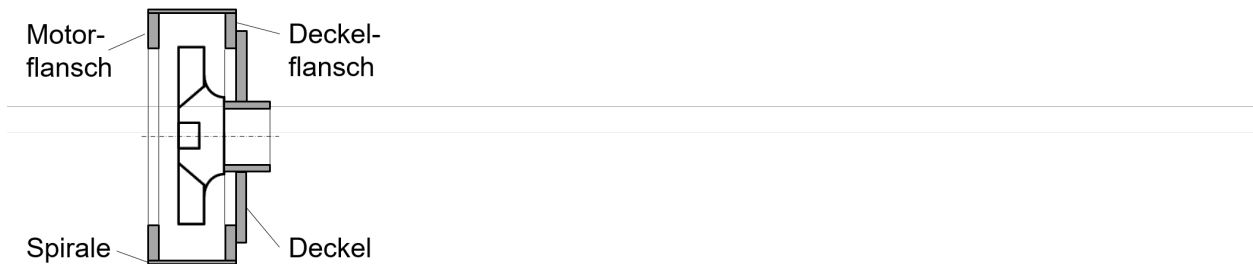
Für das untersuchte Laufrad-Läufer-System ergibt die Kombination aus einem 10 mm schmaler ausgeführten Laufrad, einem 10 mm größeren Wellendurchmesser, einer um 20 mm kürzeren Laufradwelle und einer Versteifung der Lagerstellen um 10.000 N/mm eine Verlagerung der ersten Gleichlaufresonanz um ca. 70 Hz, dargestellt in Bild 7.14. Somit wäre auch eine potenzielle Anregung durch die 1. Harmonische ausgeschlossen. Die neuen Erkenntnisse müssen natürlich mittels weiterer Versuchsaufbauten und Messungen evaluiert werden, zeigen aber grundsätzlich die verschiedenen Handlungsmöglichkeiten für schnell drehende Hochdruckventilatoren auf.



**Bild 7.14:** Erzielbare maximale Verlagerung der Eigenfrequenzen durch Kombination von mehreren Optimierungsmöglichkeiten

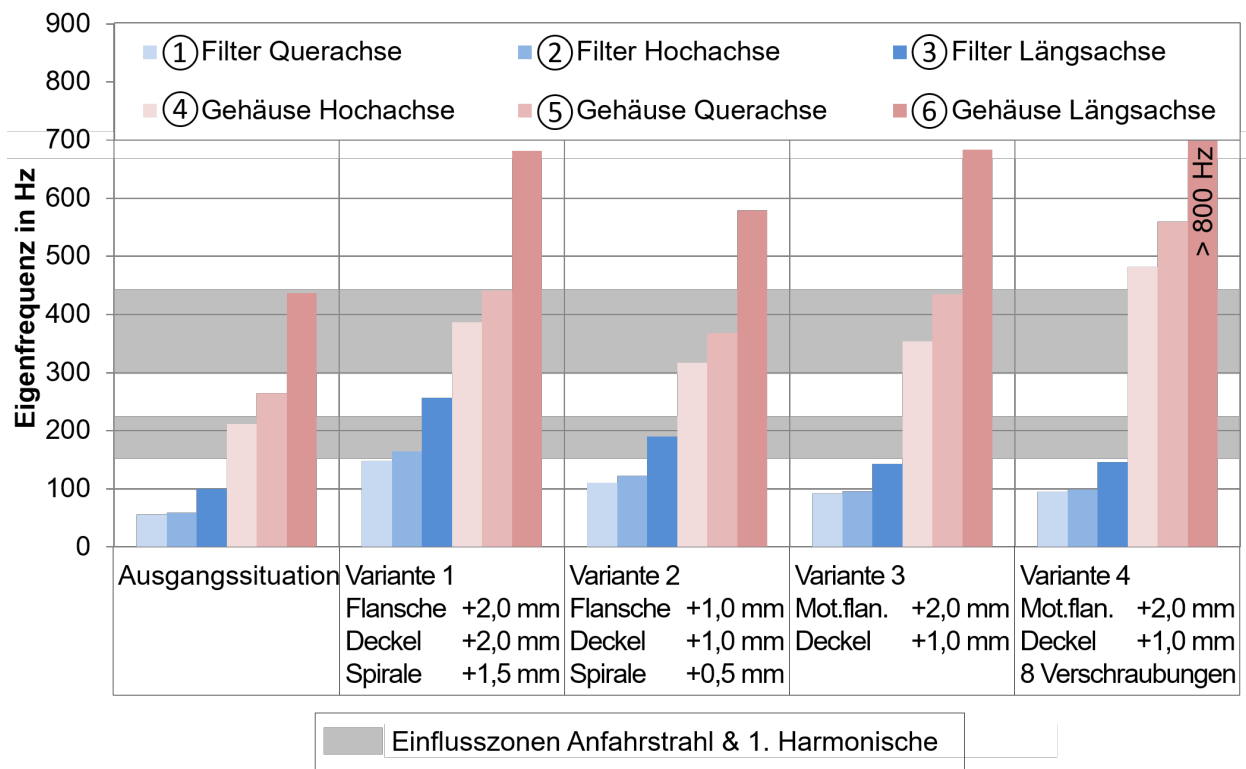
### 7.4 Optimierung des Spiralgehäuses

Die in Bild 7.9 gezeigten Eigenformen des Spiralgehäuses mitsamt Luftfilter lassen sich durch gezielte versteifende Maßnahmen beeinflussen. Aus Kostengründen werden zunächst die Auswirkungen geänderter Blechstärken geprüft. Veränderbar sind die Wandstärken der zwei seitlichen Flanschbleche des Ventilatorgehäuses (Motor- und Deckel- flansch) sowie das umrahmende Spiralenblech und der Deckel selbst, siehe Bild 7.15.



**Bild 7.15:** Schematische Blechkonstruktion des Spiralgehäuses

Bild 7.16 zeigt die sechs simulierten Eigenformen des Gehäuses und des montierten Filters aus Bild 7.9 für veränderte Wandstärken. Es sollen Resonanzen nahe unter- und oberhalb der Nennfrequenz bei 200 Hz vermieden werden und im Idealfall auch im Bereich der ersten Harmonischen bei 400 Hz (graue Bereiche).



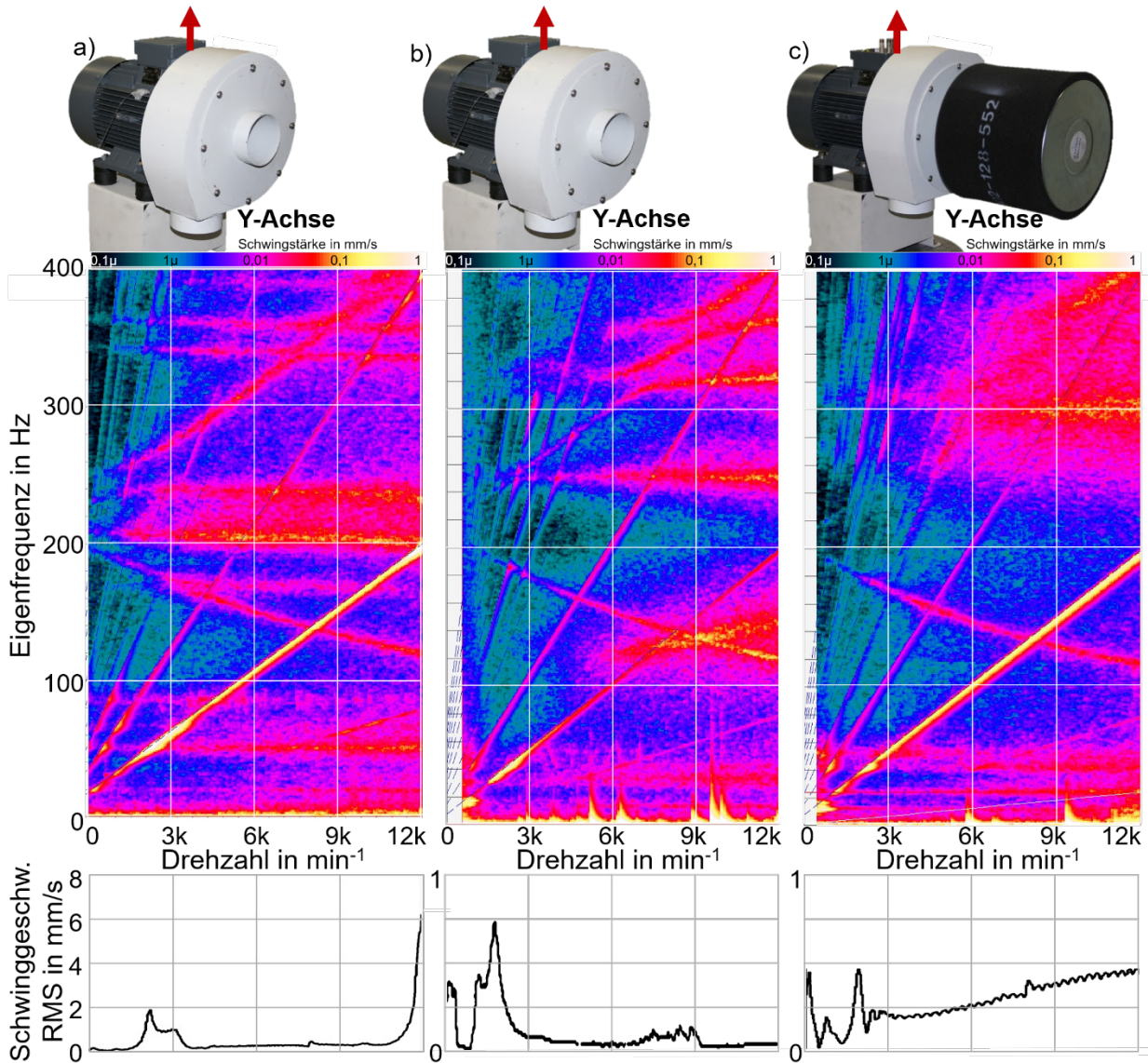
**Bild 7.16:** Veränderung der Eigenfrequenzen durch Anpassung von Blechstärken

In der Ausgangssituation liegt die Gehäuseschwingung um die Hochachse (4) bei ungefähr 200 Hz und die Gehäuse-Längsschwingung (6) im Einflussbereich der 1. Harmoni-

schen. In Variante 1 sind sämtliche Gehäusebleche verstärkt, mit dem Ziel, die Eigenfrequenzen anzuheben. Jedoch hat dies zur Folge, dass die bisher unkritischen Filterschwingungen (1), (2) und (3) in den drehzahlrelevanten Bereich verschoben werden und die Biegeeigenformen des Gehäuses (4) und (5) im Einflussbereich der Harmonischen liegen. Variante 2 mit etwas geringeren Blechstärken ggü. Variante 1 ist ebenfalls nicht zufriedenstellend, da mehrere Eigenfrequenzen erneut im drehzahlrelevanten Bereich liegen. In Variante 3 wird daher die gezielte Verstärkung nur einzelner Gehäusebleche untersucht, im Speziellen des Motorflanschs und des Deckels. Die Filter-Eigenfrequenzen (1), (2) und (3) bleiben unterhalb 150 Hz, da der Deckelflansch nicht verändert wird. Der um 2 mm verstärkte Motorflansch verschiebt indes die Gehäuseresonanzen (4), (5) und (6) hin zu höheren Frequenzen, d. h. die individuelle Verstärkung der Gehäuseteile ist letztlich zielführend. In Variante 4 wird abschließend auch die Verschraubung an die Motorseite verändert. Durch die doppelte Anzahl an Verschraubungen können die Biegeeigenformen des Gehäuses nochmals zu höheren Frequenzen verschoben werden.

Die Evaluation von Variante 4 mit und ohne Filter ist in Bild 7.17 im Vergleich zur ursprünglichen Gehäuseausführung dargestellt. In der Ausgangssituation bewirkt eine Gehäuseresonanz bei Nenndrehzahl Schwinggeschwindigkeiten bis 6,4 mm/s, siehe Bild 7.17 a) (identisch zu Bild 7.2 b)). Die optimierten individuellen Blechstärken und Versteifungen des Gehäuses verschieben wie berechnet auch im Versuchsaufbau die Eigenfrequenzen gezielt nach oben und unten, sodass im relevanten Drehzahlbereich um 200 Hz keine Resonanzen auftreten. Sowohl ohne (siehe Bild 7.17 b)) als auch mit Filter (Bild 7.17 c)) sind die Schwinggeschwindigkeiten im Hochlauf kleiner als 1 mm/s und weit unterhalb der geforderten 3,5 mm/s für elastisch angebundene Ventilatoren nach Tabelle 2.10. Trotz der anwendungsspezifischen Gehäusekonstruktion im untersuchten Fall, lassen sich die Erkenntnisse aus den Optimierungsuntersuchungen auch auf Standardgehäuse mit eckigem Anschluss auf der Druckseite übertragen.





**Bild 7.17:** Aufgezeichnete Farbkonturplots des Ventilator-Systems, a) Ausgangssituation, b) mit optimiertem Ventilatorgehäuse, c) mit zusätzlichem Luftfilter

## 7.5 Zusammenfassung des Kapitels

Während in Kap. 6.2.8 die Analyse und Reduzierung der Laufrad-Läufer-Unwuchten zur Vermeidung hoher Belastungen vordergründig war, zielt dieses Kapitel auf die vollständige Vermeidung vom Betrieb der schnell drehenden Ventilatoren in Eigenfrequenzen ab. Wie die Untersuchungen zeigen, ist im Ventilatorsystem in Eigenfrequenzen rotierender und still stehender Teile zu unterscheiden. Das drehende Laufrad-Läufer-System verursacht aufgrund von Kreiseffekten Gleich- und Gegenlauf-Resonanzen, wobei ohne äußere Schwingungsanregung nur die Gleichlauf-Resonanzen Beachtung finden müssen. Besteht die Gefahr, dass diese im Hochlauf des Ventilators angefahren werden können, müssen Optimierungsmaßnahmen zur Verschiebung dieser Eigenfrequenzen



---

getroffen werden. In begrenztem Maße lassen sich diese durch geringe konstruktive Änderungen der Laufradanbindung und –blechstärken beeinflussen. Reichen die Anpassungen nicht aus, muss ggf. die Laufrad-Läufer-Gestaltung oder die Auslegungsdrehzahl geändert werden. Während für den untersuchten Ventilator die Eigenfrequenzen des rotierenden Systems grundsätzlich unkritisch waren, bewirkten die Eigenfrequenzen des Ventilatorgehäuses und dessen Anbauten wie z. B. Luftfilter hohe Schwinggeschwindigkeiten im Hochlauf. Diese lassen sich konstruktiv gezielt beeinflussen und können aus dem relevanten Drehzahlbereich verschoben werden, wenn die Wirkungsweise der Eigenformen bekannt ist. Grundsätzlich empfiehlt sich die Anbindung des Gehäuses an den Motor über den größtmöglichen Durchmesser. Weitere Optimierungen wie z. B. die Vergrößerung der Schraubenzahl oder individuelle Versteifungen müssen einzeln geprüft und bewertet werden.



## **8 Untersuchung der Laufradbelastungen**

Durch den Einsatz konventionell hergestellter Laufräder in Blechbauweise für die schnell drehenden Hochdruck-Radialventilatoren müssen die auftretenden Beanspruchungen und Lebensdauern geprüft und ggf. verbessert werden. Es ist zu vermuten, dass Erfahrungswerte von bereits bestehenden Laufrad-Baureihen nicht auf die neuen Ventilatoren übertragbar sind und hinsichtlich Fertigung und Material alternative Lösungen gefunden werden müssen.

### **8.1 Analyse und Bewertung der Laufradbelastungen**

Nachfolgend werden die Laufradbelastungen für den in Kap. 5.4 für  $12.000 \text{ min}^{-1}$  ausgelegten schnell drehenden Ventilator analytisch, experimentell und simulativ untersucht und miteinander verglichen. Das untersuchte Prototypenlaufrad ist in verstemmter Blechbauweise gefertigt, d. h. Deck- und Tragscheibe werden im Nut-Feder-Prinzip auf die Laufradschaufeln gesteckt und die überstehenden Schaufelzapfen im sog. Taumelnietverfahren umgeformt. Die Tragscheibe und die Schaufeln sind aus dem hochfesten Aluminiumwerkstoff EN-AW 6082 und die Deckscheibe aufgrund seiner Umformbarkeit aus dem weicheren EN-AW 5754 gefertigt.

#### **8.1.1 Analytische Berechnung**

Die analytische Bestimmung der Laufradfestigkeit erfolgt mit Hilfe der in Kap. 2.5 vorgestellten Berechnungsansätze, getrennt für die Schaufel, Trag- und Deckscheibe. Die im Nennbetrieb auftretenden Beanspruchungen sowie die zulässigen Geschwindigkeiten und Drehzahlen sind in Tabelle 8.1 dargestellt. Für die Schaufel ergibt sich in Abhängigkeit der gewählten Auflagerung und Rechenmethode eine maximale Biegespannung im Bereich von 87 MPa bis 148 MPa. Welche Schaufeleinspannung die „Richtige“ ist, kann ohne ergänzende Messungen oder Simulationen zunächst nicht bestimmt werden. Jedoch bescheinigen alle Berechnungsmethoden eine ausreichende statische Festigkeit für den Nennbetrieb bei  $12.000 \text{ min}^{-1}$ . Für die Deckscheibe wird eine unzulässig hohe Spannung von 114 MPa berechnet, da die Sicherheit weder bei Fließbeginn noch bei Erreichen der Vollplastifizierung größer eins ist. Die Tragscheibe weist eine ausreichend hohe Sicherheit auf.

Laufradaten		Schaufel				Trag-scheibe	Deck-scheibe	
		nach [BROECKER67]		nach Balken-theorie				
<ul style="list-style-type: none"> <li>• verstemmte Schaufeln</li> <li>• <math>D_2 = 240 \text{ mm}</math></li> <li>• <math>b_2 = 40 \text{ mm}</math></li> <li>• <math>n = 12.000 \text{ min}^{-1}</math></li> <li>• <math>S_{\text{Schaufel}} = 3 \text{ mm}</math></li> <li>• <math>S_{\text{Decksch.}} = 3 \text{ mm}</math></li> <li>• <math>S_{\text{Tragsch.}} = 4 \text{ mm}</math></li> </ul>		beidseitig eingespannt	gelagert / eingespannt	beidseitig eingespannt	beidseitig gelagert	nach Scheiben-theorie		
	max. Spannung $\sigma$	in MPa	87	117	99			148
Fließbeginn	Streckgrenze $R_{p0,2}$	in MPa	260	260	260	260	260	80
	Sicherheit gegen Fließen $s_F$	-	3,0	2,2	2,6	1,8	5,1	0,7
	zul. Umfangsgeschw. $u_{2,zul}$	in m/s	260	225	244	200	340	126
	zul. Drehzahl $n_{zul}$	in 1/min	20.690	17.920	19.450	15.880	27.070	10.050
Vollplastifizierung	Betriebsfestigkeit $n_{pl} \cdot R_{p0,2}$	in MPa	390	390	390	390	346	106
	Sicherheit gegen Bruch $s_B$	-	19,9	11,2	15,5	6,9	45,8	0,9
	zul. Umfangsgeschw. $u_{2,zul}$	in m/s	318	276	299	244	392	146
	zul. Drehzahl $n_{zul}$	in 1/min	25.340	21.950	23.820	19.450	31.210	11.590

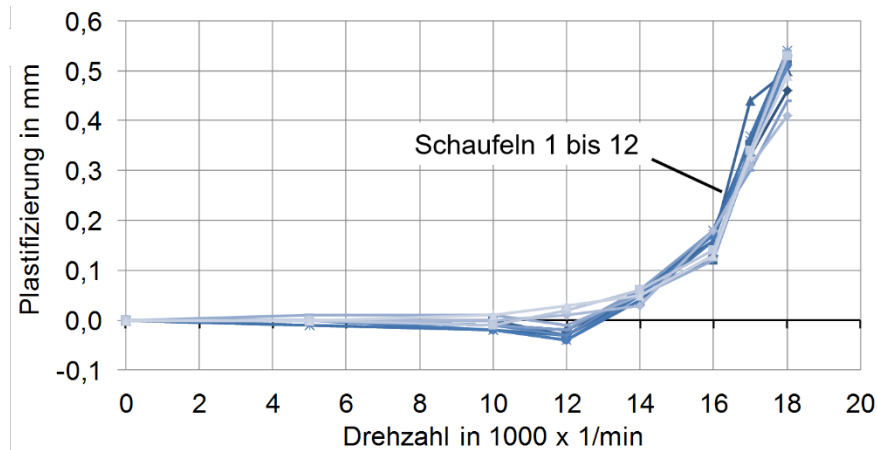
**Tabelle 8.1:** Berechnete Schaufel- und Scheibenbeanspruchungen

### 8.1.2 Vergleich mit Fliehkraftprüfung

Zur Ermittlung der maximal zulässigen Umfangsgeschwindigkeiten für Laufräder hat sich in der Ventilatorenbranche der sog. statische Schleuderversuch etabliert. Mit dessen Hilfe werden die zu prüfenden Laufräder oberhalb ihrer Nenndrehzahl betrieben und die durch die Fliehkraft resultierenden Verformungen infolge Plastifizierung ermittelt. Bei Gutachten von Schleuderversuchen des Forschungspartners Elektror wird eine bleibende Verformung der Schaufelhinterkante von 0,5 mm als Merkmal zur Bestimmung der statischen Grenzdrehzahl angewandt.

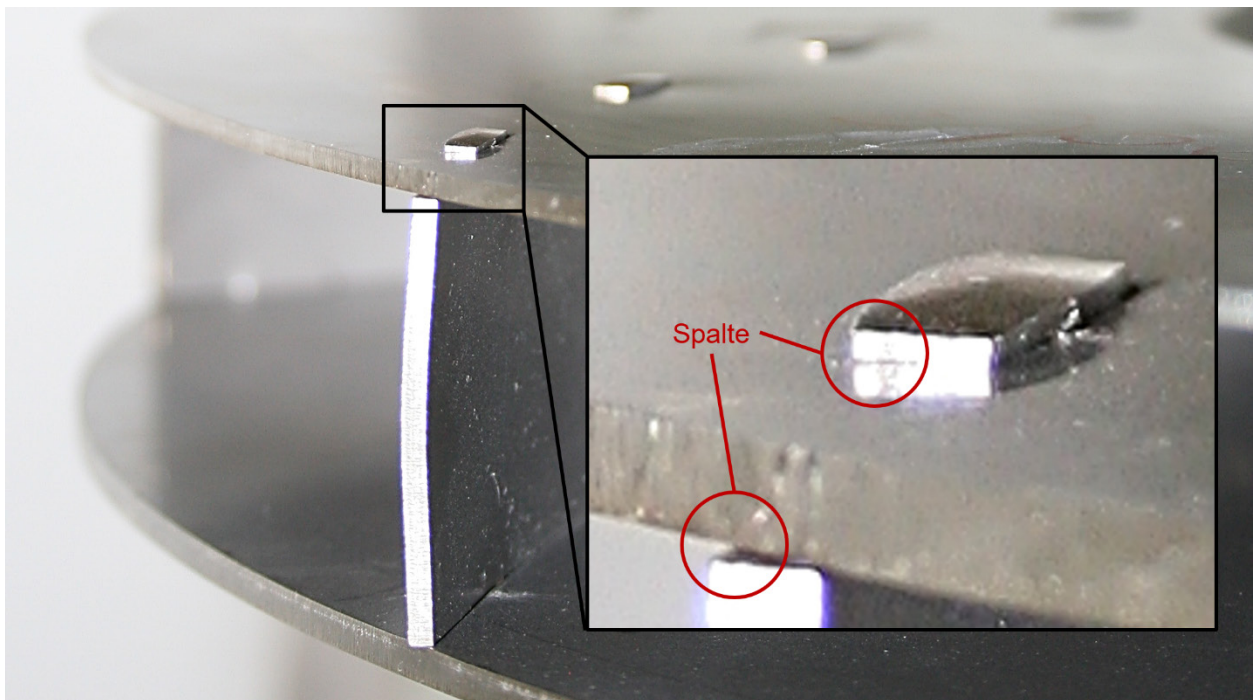
Für das zuvor analytisch berechnete Prototypenlaufrad sind in Bild 8.1 die gemessenen Verformungen an der Schaufelhinterkante aus dem Fliehkraftversuch des Gutachters dargestellt. Bis  $10.000 \text{ min}^{-1}$  tritt keine messbare Plastifizierung auf, erst ab  $12.000 \text{ min}^{-1}$  zeigen sich radiale Verlagerungen an den 12 Schaufelhinterkanten, die bei  $18.000 \text{ min}^{-1}$  bis zu 0,54 mm erreichen. Das Prüfkriterium von 0,5 mm zur Festlegung der maximal zulässigen Drehzahl (Grenzdrehzahl) wird bei  $17.000 \text{ min}^{-1}$  erreicht. Da sich die Fliehkraftwirkung auf das Laufrad quadratisch proportional zur Drehzahl verhält, bestimmt der Gutachter die Laufradsicherheit zu:

$$s_F = \left( \frac{\text{Grenzdrehzahl}}{\text{Nenndrehzahl}} \right)^2 = \left( \frac{17.000 \text{ min}^{-1}}{12.000 \text{ min}^{-1}} \right)^2 = 2,0 \tag{8.1}$$



**Bild 8.1:** Bleibende Verformung an den Schaufelhinterkanten in Abhängigkeit der Prüfdrehzahl, Prüfbericht F1306058 [ELEKTOR]

Der direkte Vergleich zur Berechnung aus Tabelle 8.1 ist nur für den Fließbeginn möglich, da sich dieser im Fliehkraftversuch zwischen  $12.000 \text{ min}^{-1}$  bzw.  $14.000 \text{ min}^{-1}$  identifizieren lässt. Geeignet erscheint die Theorie eines beidseitig aufliegenden Biegebalkens mit einer zulässigen Drehzahl von  $15.880 \text{ min}^{-1}$ , da die Verformungen der Schaufeln eher einer verkippenden beidseitigen Auflagerung als einer beidseitigen Einspannung wie bei einer geschweißten Verbindung gleichen. Bild 8.2 zeigt ergänzend die Verlagerung / Verformung der Schaufelhinterkante eines ebenfalls verstemmten, jedoch dünnwandigeren Laufrads nach der Fliehkraftprüfung. Hier ist die Verkippung durch Spalte zur Deck- und Tragscheibe sichtbar.



**Bild 8.2:** Verformungen eines verstemmten Laufrads nach der Schleuderprüfung

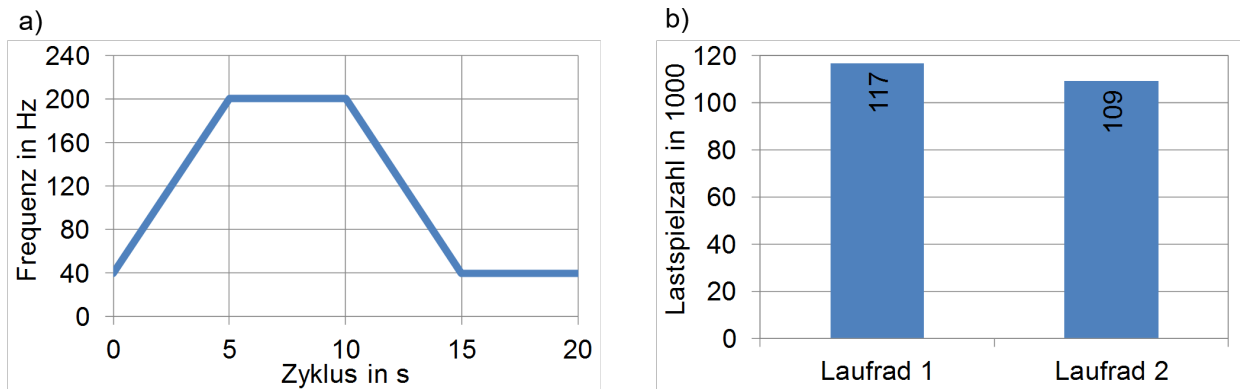
Der rechnerische Vergleich zur Deckscheibe fällt schwer, da der Fliehkraftversuch die Verformung nur indirekt über die radiale Verlagerung der Schaufelhinterkanten erfasst. Jedoch kann festgehalten werden, dass das rechnerisch bestimmte Versagen durch Vollplastifizierung bzw. Bruch bei  $11.590 \text{ min}^{-1}$  nicht mit den Messergebnissen vergleichbar ist, da im Versuch auch bei  $18.000 \text{ min}^{-1}$  weder Bruch noch Riss der Laufradteile auftrat. Die analytische Vorausberechnung hat zum derzeitigen Stand für die untersuchten schnell drehenden Radialräder in verstemmter Bauweise lediglich einen überschlägigen und qualitativen Charakter. Keinesfalls kann sie weiterführende Prüfungen ersetzen. Insbesondere das asymmetrische Steifigkeitsverhalten über dem Umfang des Laufrads kann keine der Berechnungen zuverlässig abbilden, auch können sie lokale Spannungserhöhungen an den verstemmten Verbindungsstellen grundsätzlich nicht abbilden. Der Fliehkraftversuch hingegen bestätigt zumindest eine Grundsicherheit des Laufrads, doch auch hier gibt es Unsicherheiten. Es ist unklar, inwieweit die Verformungsmessung der Schaufelhinterkante die realen Beanspruchungsverhältnisse im Laufrad abbilden kann. Auch scheint die zuvor festgelegte Verformungsgrenze von  $0,5 \text{ mm}$  bei  $17.000 \text{ min}^{-1}$  für das untersuchte Laufrad nicht geeignet zu sein. Die Messung zeigt zumindest anhand des steilen Anstiegs der Verformungen, dass bereits ab  $14.000 \text{ min}^{-1}$  das Versagen des Laufrads beginnt, wodurch die Laufradsicherheit gemäß (8.1) auf  $S_F=1,4$  sinken würde.

### 8.1.3 Überprüfung der Zyklusfestigkeit

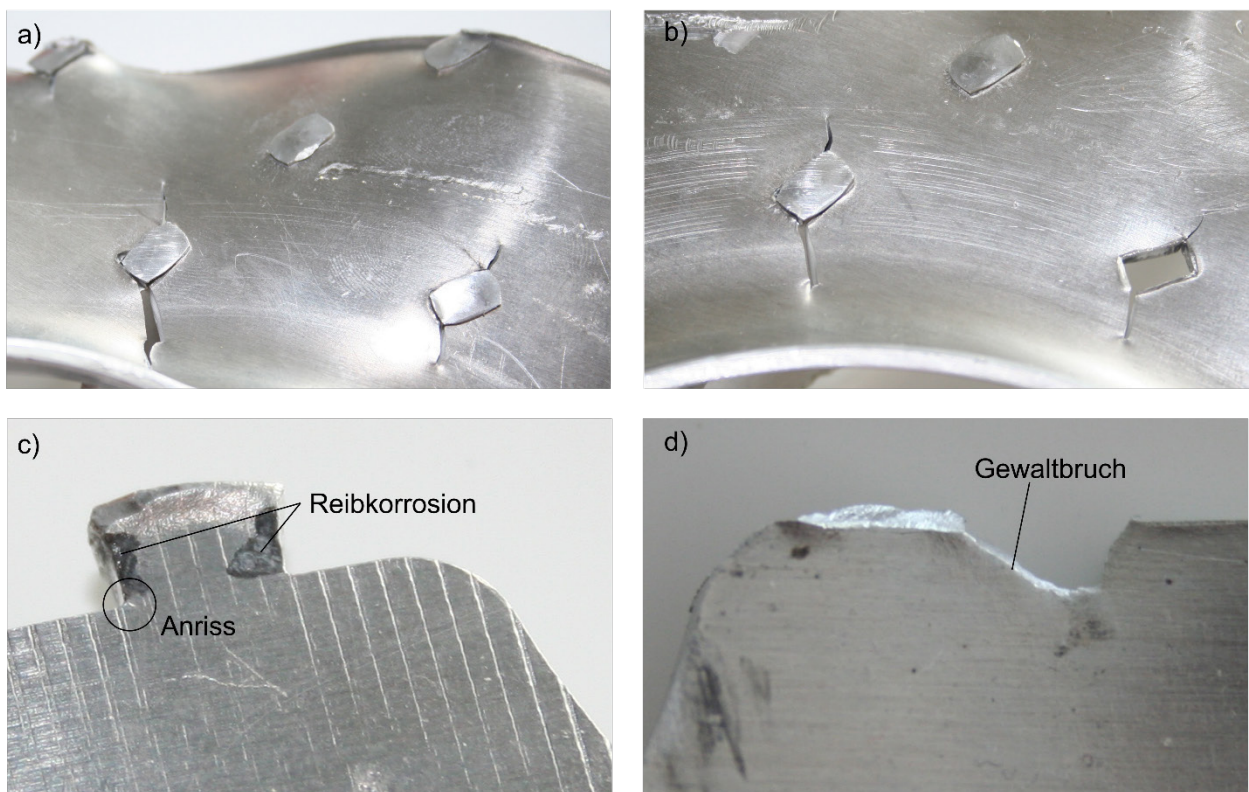
Die analytische Berechnung und der Fliehkraftversuch untersuchen lediglich die statische Laufradfestigkeit. In Abhängigkeit der Anwendung kann jedoch nicht ausgeschlossen werden, dass die schnell drehenden Hochdruckventilatoren nicht auch dynamisch durch häufiges Hoch- und Runterfahren beansprucht werden. Da der Schädigungsmechanismus durch Materialermüdung komplexer als das Fließ- und Bruchverhalten bei rein statischer Beanspruchung ist, werden im Rahmen dieser Arbeit mehrere Prototypenlaufräder im Zyklusversuch getestet.

Bild 8.3 a) zeigt den gefahrenen Testzyklus zweier baugleicher Prüflinge, die innerhalb von  $5 \text{ s}$  von  $40 \text{ Hz}$  ( $2.400 \text{ min}^{-1}$ ) auf  $200 \text{ Hz}$  ( $12.000 \text{ min}^{-1}$ ) beschleunigt und umgekehrt wieder abbremsen werden. Die erreichte Lastspielzahl der beiden getesteten Laufräder bis zum vollständigen Auseinanderbrechen beträgt  $117.000$  bzw.  $109.000$  Lastspiele, siehe Bild 8.3 b). Die zugehörigen Schadensbilder sind in Bild 8.4 aufgeführt. Ursächlich für das Laufradversagen sind Risse in der Deckscheibe, die an der ersten Verstemmung im Bereich der Schaufelvorderkante beginnen und sich radial zum Ansaugradius bzw.

Außendurchmesser ausbreiten, dargestellt in Bild 8.4 a) und b). Bild 8.4 c) zeigt die dunkel verfärbten reibungsbeanspruchten Flanken der saugseitig positionierten Schaufelverstimmung infolge Reibkorrosion durch Mikrogleitbewegungen im Kontakt mit der Deckscheibe. Bei näherer Betrachtung zeigt sich ein kleiner Anriss in einer der Korbstellen. Andere Schaufeln weisen an der gleichen Stelle einen schräg verlaufenden Gewaltbruch auf, siehe Bild 8.4 d). Auf der Tragscheibenseite sind keine Anrisse erkennbar.



**Bild 8.3:** a) Ablauf Zyklusprüfung, b) Lastspielzahl zweier baugleicher Laufräder



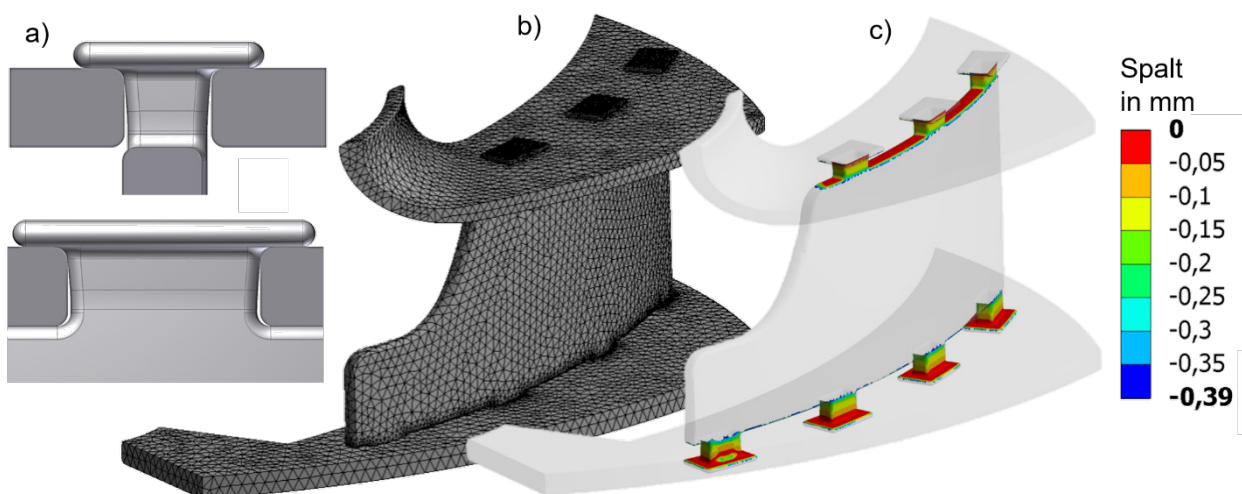
**Bild 8.4:** Laufradversagen nach Zyklenversuch, a) und b) Risse in der Deckscheibe, c) und d) Risse in der Verstimmung an der Schaufelvorderkante



Der Zyklenversuch dokumentiert im Gegensatz zur statischen Fliehkraftprüfung und der analytischen Berechnung die Schwachstelle der Laufradkonstruktion in verstemmter Bauweise. Die eckig gestalteten Schaufelanbindungen verursachen hohe Kerbspannungen in den Bauteilen, die einen Anriss mit fortschreitendem Risswachstum hervorrufen. Die erzielte Zyklenzahl von knapp über 100.000 Lastspielen ist bei dynamisch geregelten Anwendungen u. U. schnell erreicht und muss nach Möglichkeit verbessert werden (vgl. Dauerfestigkeit nach FKM-Richtlinie [FKM20, S. 53] ab  $10^6$  bzw.  $10^8$  Lastspielen). Des Weiteren gilt es zu untersuchen, warum die Risse in der Deckscheibe von der saugseitig positionierten Schaufelverstemmung ausgehen und nicht an der Verbindung der Schaufelhinterkante, an der gemäß analytischer Betrachtung die höchsten Beanspruchungen vorherrschen.

#### 8.1.4 Simulation der Laufradbelastungen

Zur Ergänzung und Erklärung der Ergebnisse aus der Fliehkraftprüfung und dem Zyklenversuch werden Simulationen mittels Finite-Element-Methode (FEM) im Programm Ansys Mechanical 18.1 durchgeführt. Eine realitätsnahe Modellierung der Schaufelverstemmungen ist dabei wesentlich für die auftretenden Laufradbelastungen. Die genaue Betrachtung der taumelgenieteten Schaufelanbindung in Bild 8.4 c) ergibt, dass der Umformprozess nur im Kopfbereich der Verstemmung stattfindet und nicht bis zur eigentlichen Schaufel reicht. Aus diesem Grund werden die Verstemmungen im Simulationsmodell konisch ausgeführt und bieten dadurch einen Dreh-Freiheitsgrad der Schaufelanbindungen, siehe Bild 8.5 a).

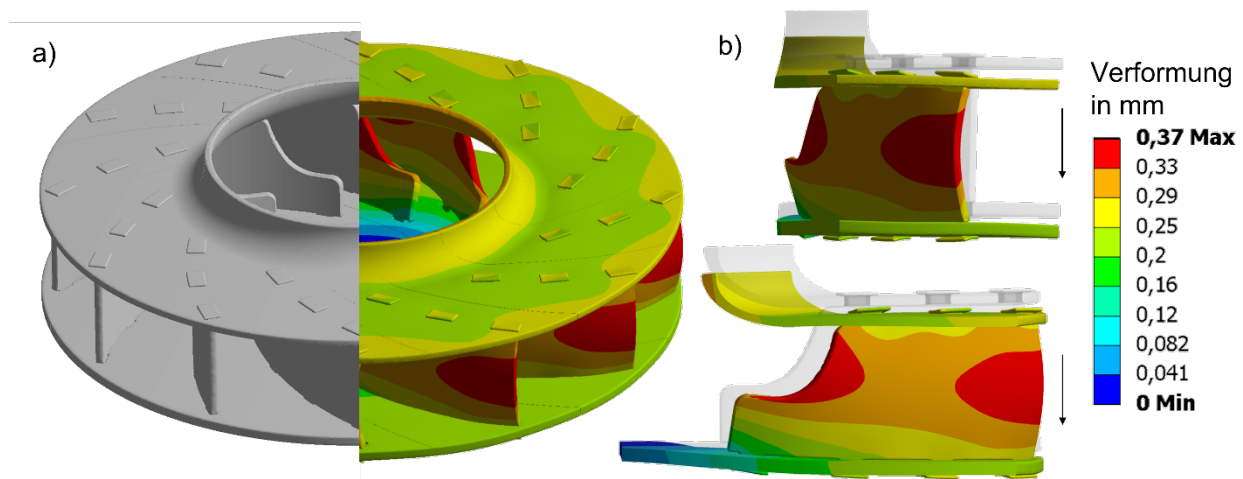


**Bild 8.5:** a) Modellierung der Schaufelverstemmung, b) Darstellung des Rechenetzes, c) Überprüfung der Kontakteinstellungen



Der nominelle Spalt in der Durchsteckverbindung beträgt 0,15 mm. Bild 8.5 c) zeigt ergänzend die Spaltmaße im gesamten Kontaktbereich. In den Auflageflächen zwischen Schaufel und Trag- und Deckscheibe wird zusätzlich ein reibungsbehafteter Kontakt mit  $\mu=0,2$  festgelegt. Zur Reduzierung des Rechenaufwands wird die Rotationssymmetrie des Laufrads genutzt und nur eine Schaufelpassage simuliert. Das Netz besteht aus 165.000 Tetraeder-Elementen und ist in den Kontaktbereichen weiter verfeinert, siehe Bild 8.5 b). Sämtliche Kanten werden mit einem Radius von 0,5 mm verrundet. Die Simulation erfolgt zunächst mit einem linear elastischen Materialmodell für Aluminium.

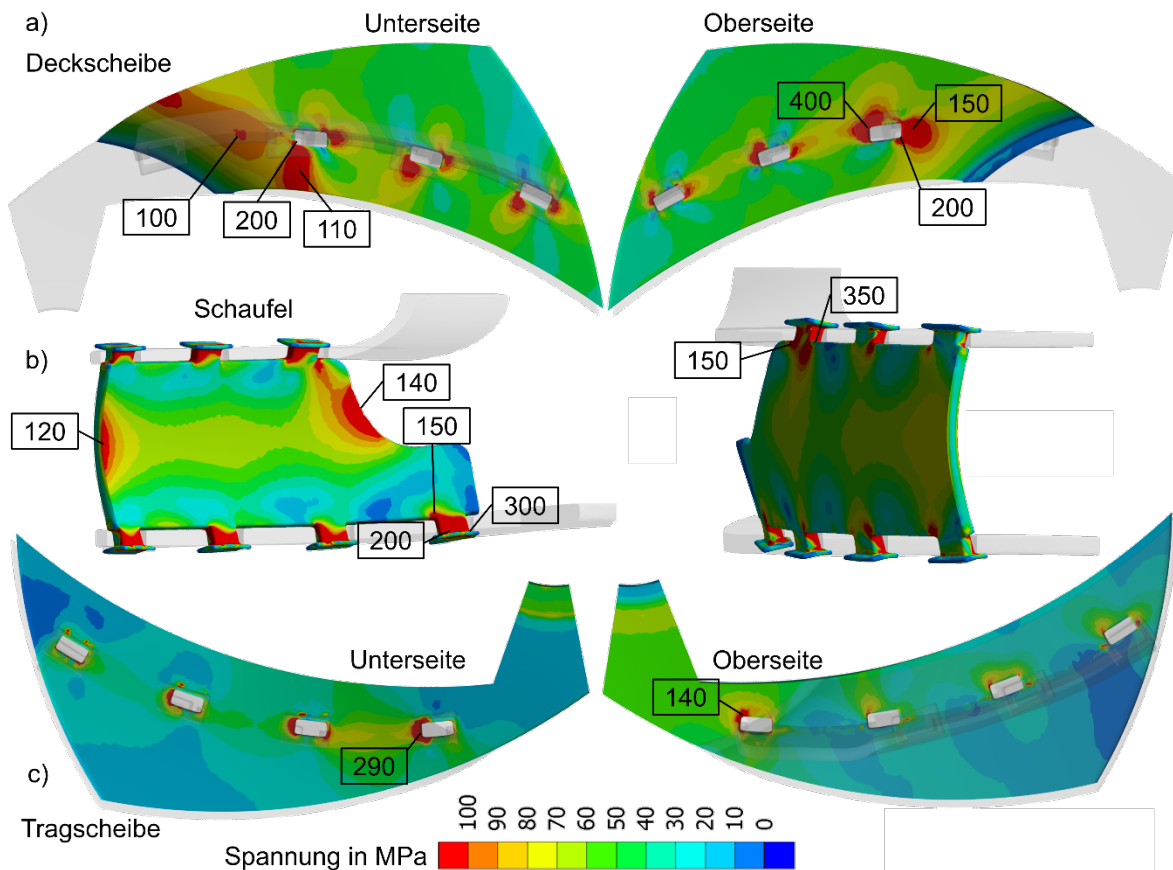
Bild 8.6 zeigt die simulierten Verformungen bei Nennbetrieb in überhöhter Darstellung im Vergleich zum nicht verformten grauen Modell. Maximale elastische Verformungen ergeben sich an der Schaufelhinterkante mit 0,37 mm, siehe Bild 8.6 b). Die überhöhte Darstellung zeigt die Verkippung der Schaufeln in den Verbindungsstellen zur Trag- und Deckscheibe mit Abheben der Verstemmungen auf einer Seite. Des Weiteren erkennt man eine axiale Verlagerung des gesamten Laufrads in Richtung der Tragscheibe (siehe Pfeile), verursacht durch das fehlende Material in der Deckscheibenöffnung. Dadurch verbiegt sich die Deckscheibe im Bereich der Schaufelvorderkante und es entsteht eine umlaufende Mulde nahe des Ansaugdurchmessers, siehe Bild 8.6 a).



**Bild 8.6:** Simulierte Laufradverformung bei  $12.000 \text{ min}^{-1}$  in überhöhter Darstellung, a) für Gesamtmodell, b) für Schaufelpassage

Bild 8.7 zeigt die Vergleichsspannungen an Vorder- und Rückseiten der Laufradteile. Bedeutsam sind die vielen Spannungskonzentrationen an den Schaufelverstemmungen infolge Kerbwirkung sowie die Spannungen an Schaufelvorder- und -hinterkante und im Deckscheibenradius. Die Spannungen an den interessierenden Stellen sind im Bild angegeben, wobei die Kerbstellen erst in einem Abstand von drei Elementen ausgewertet sind.

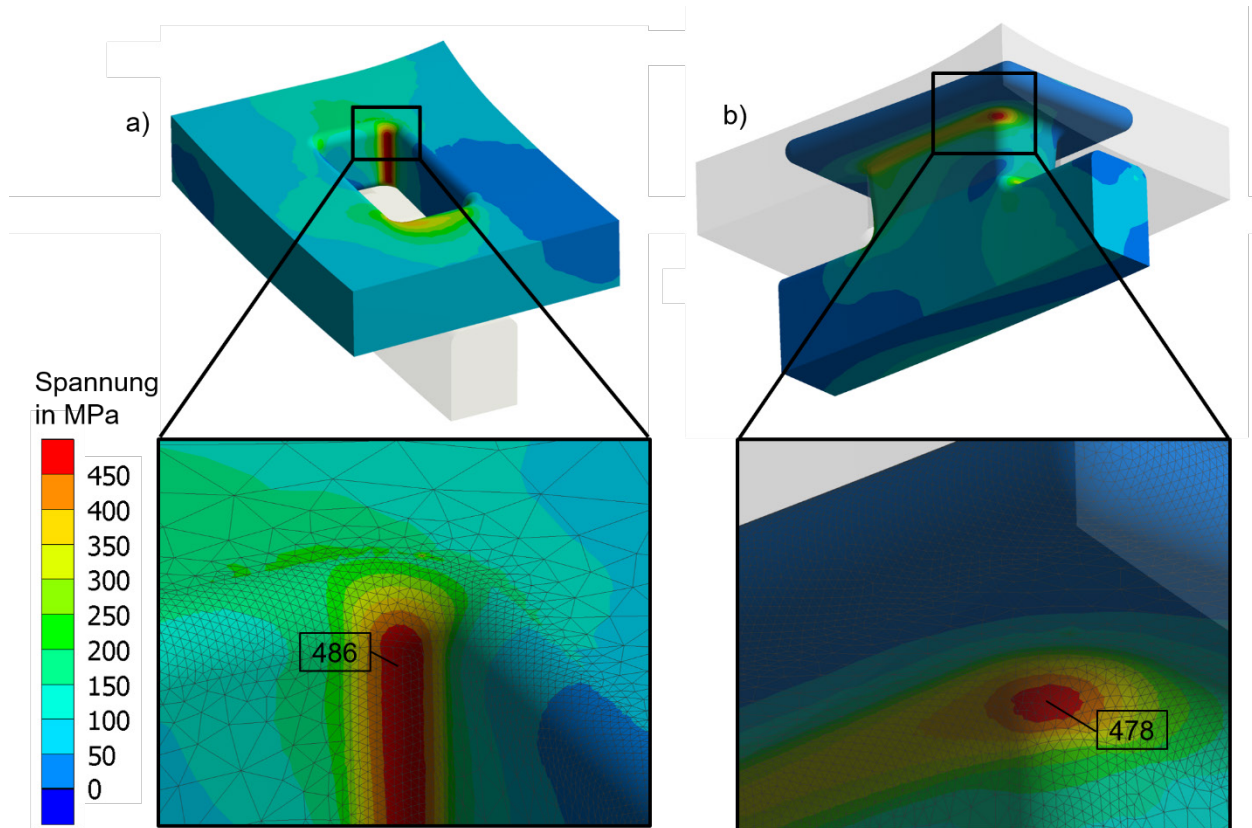
Dadurch wird der netzabhängige Fehler infolge Singularität in den Ecken vermieden (die „falsche“ maximale Vergleichsspannung in eine der Singularitäten des Simulationsmodells beträgt 1.776 MPa). Hohe Beanspruchungen ergeben sich in der saugseitig positionierten Versteifung auf der Oberseite der Deckscheibe mit bis zu 400 MPa, Bild 8.7 a). In unmittelbarer Umgebung ergibt die Simulation ein Gebiet mit 150 MPa aufgrund der Durchbiegung der Deckscheibe durch die Schaufelvorderkante. An der Schaufelvorder- und -hinterkante ergeben sich hohe Beanspruchungen bis 140 MPa, siehe Bild 8.7 b). Die Spannung von 120 MPa an der Hinterkante ist mit dem gezeigten Rechenansatz in Tabelle 8.1 für einen einseitig gelagerten und eingespannten Biegebalken vergleichbar. Gegenüber der Deckscheibe ist die Schaufel aus hochfestem Aluminium aufgrund seiner höheren Streckgrenze jedoch geringer ausgelastet. Die Beanspruchung der Tragscheibe in Bild 8.7 c) beträgt in den Verbindungsstellen abseits der Singularitäten bis zu 290 MPa.



**Bild 8.7:** Vergleichsspannungen auf Vorder- und Rückseite bei 12.000 min<sup>-1</sup>,  
a) Deckscheibe, b) Schaufel, c) Tragscheibe

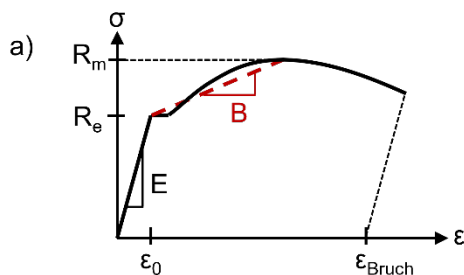
Zur genaueren Auswertung der Deckscheibe erfolgt eine weitere linear elastische Simulation in einem feiner aufgelösten Submodell unter Beachtung der korrekten Kontaktsteifigkeit aus dem Großmodell. Die Kerbstellen sind jeweils mit 10 Elementen vernetzt, um

die Kerbspannungen ohne Einfluss von Singularität bewerten zu können, siehe Bild 8.8. Die in der Deckscheibe auftretende Kerbspannung beträgt 486 MPa (Bild 8.8 a)), am Taumelnietkopf der Schaufel ergeben sich 478 MPa (Bild 8.8 b)). Diese lokalen Spannungsspitzen bestätigen den in Kap. 8.1.3 erläuterten Versagensmechanismus mit Rissentstehung bei zyklischer Beanspruchung.



**Bild 8.8:** Laufrad-Vergleichsspannung im Submodell an der ersten Schaufelverstärkung zur Deckscheibe, a) Kerbradius Deckscheibe, b) Kerbradius Schaufel

Abschließend erfolgt eine Plastifizierungsrechnung des Laufradsegments mit Hilfe eines bilinearen Materialmodells zur Vereinfachung des realen Materialverhaltens der beiden Aluminiumwerkstoffe (siehe z. B. CAE-Wiki [CAEWIKI16]), Bild 8.9 a).



b)

Werkstoff	$R_{p0,2}$	$R_m$	$\epsilon_{\text{Bruch}}$	E-Modul
EN-AW 5754	80 MPa	190 MPa	18 %	69.000 MPa
EN-AW 6082	260 MPa	310 MPa	6 %	69.000 MPa

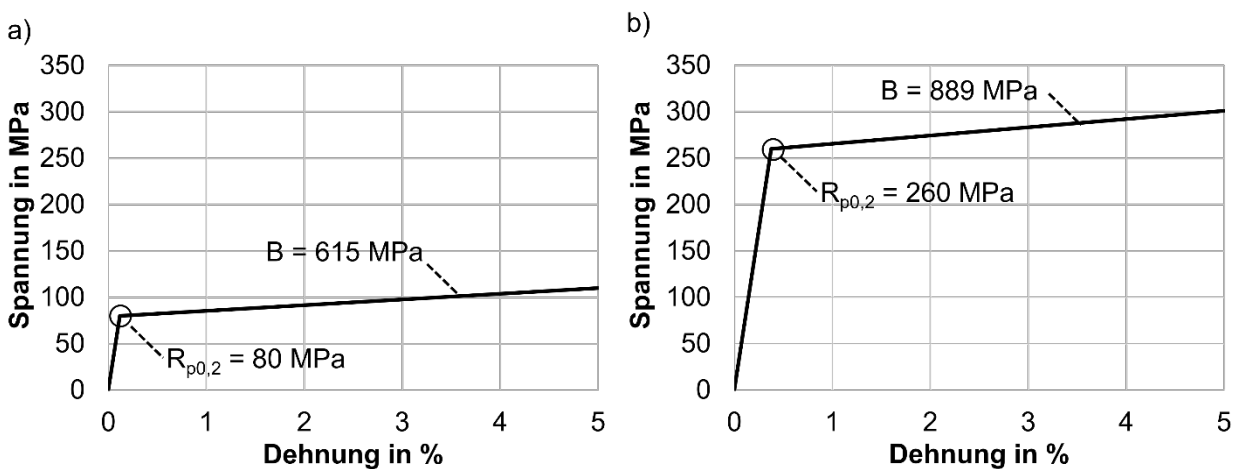
Angaben nach [FKM20]

**Bild 8.9:** a) Abbildung des Werkstoffverhaltens, b) verwendete Werkstoffangaben

Die Steigung B der Ersatz-Fließkurve (sog. Tangentenmodul) wird bestimmt nach (8.2):

$$B = \frac{\sigma - R_e}{\epsilon - \epsilon_0} \quad \text{mit} \quad \epsilon_0 = \frac{R_e}{E} \quad (8.2)$$

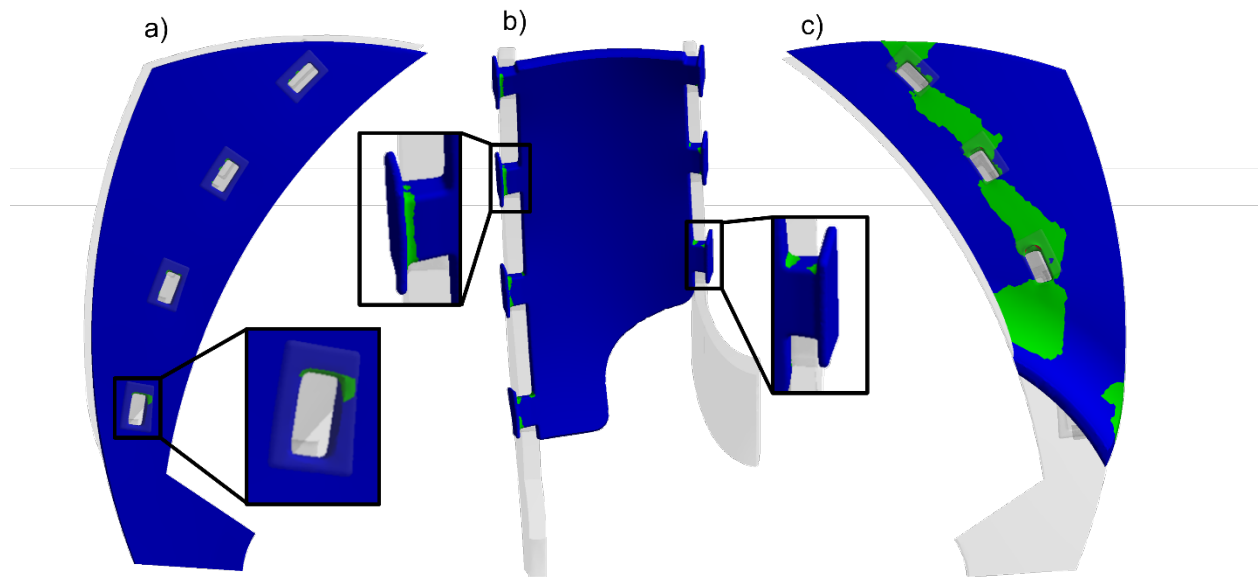
Mangels Verfügbarkeit realer Spannungs-Dehnungsverläufe für die betrachteten Werkstoffe EN-AW 5754 und EN-AW 6082 werden die Tangentenmodule B näherungsweise mit Hilfe der Ersatzstreckgrenze, Bruchdehnung und Zugfestigkeit gemäß der Materialangaben nach FKM-Richtlinie [FKM20, S. 125, 127] (siehe Bild 8.9 b)) bestimmt. Die für die Simulation verwendeten Materialmodelle für die Deckscheibe, Tragscheibe und Schaufel sind in Bild 8.10 a) und b) dargestellt.



**Bild 8.10:** Bilineares Materialmodell für Plastifizierungsrechnung des Laufrads,  
a) Deckscheibe, b) Schaufel und Tragscheibe

Bild 8.11 zeigt für die Laufradteile das Ergebnis der Plastifizierungsrechnung nach Erreichen der Nenndrehzahl von  $12.000 \text{ min}^{-1}$ . Grün eingefärbt sind alle Bereiche, die eine Plastifizierungsdehnung größer 0 % erfahren haben. Die Tragscheibe (Bild 8.11 a)) und die Schaufel (Bild 8.11 b)) sind nur in den lokal beanspruchten Kerbstellen in den Verstemmungen plastifiziert. Die Deckscheibe hat sich jedoch mit bis zu  $\epsilon_{pl}=13 \%$  in der Kerbstelle der saugseitig positionierten Verstemmung und in weiteren großen Bereichen mit bis zu  $\epsilon_{pl}=6 \%$  plastisch verformt. Entlang der Schaufelanbindung ist die Deckscheibe fast vollständig plastifiziert und demnach nicht ausreichend sicher ausgelegt. Die bleibende radiale Verformung der Schaufelhinterkante beträgt bei  $12.000 \text{ min}^{-1}$  max. 0,026 mm und ist damit vergleichbar mit den Ergebnissen der Fliehkraftprüfung aus Bild 8.1.

Die Simulation bildet insgesamt sowohl die Versagensmechanismen als auch die hoch beanspruchten Stellen gut ab und die Ergebnisse passen schlüssig zu den Flieh- und Zyklenprüfungen.



**Bild 8.11:** Aufgetretene Plastifizierung größer 0 % bei Nenndrehzahl  $12.000 \text{ min}^{-1}$ ,  
a) Tragscheibe, b) Schaufel, c) Deckscheibe

## 8.2 Optimierung der Laufradbelastungen

Die Analyse der Laufradbelastungen im vorigen Kapitel zeigt bereits an verschiedenen Stellen Optimierungspotenzial auf. Vor allem die hohe Beanspruchung der Deckscheibe muss optimiert werden.

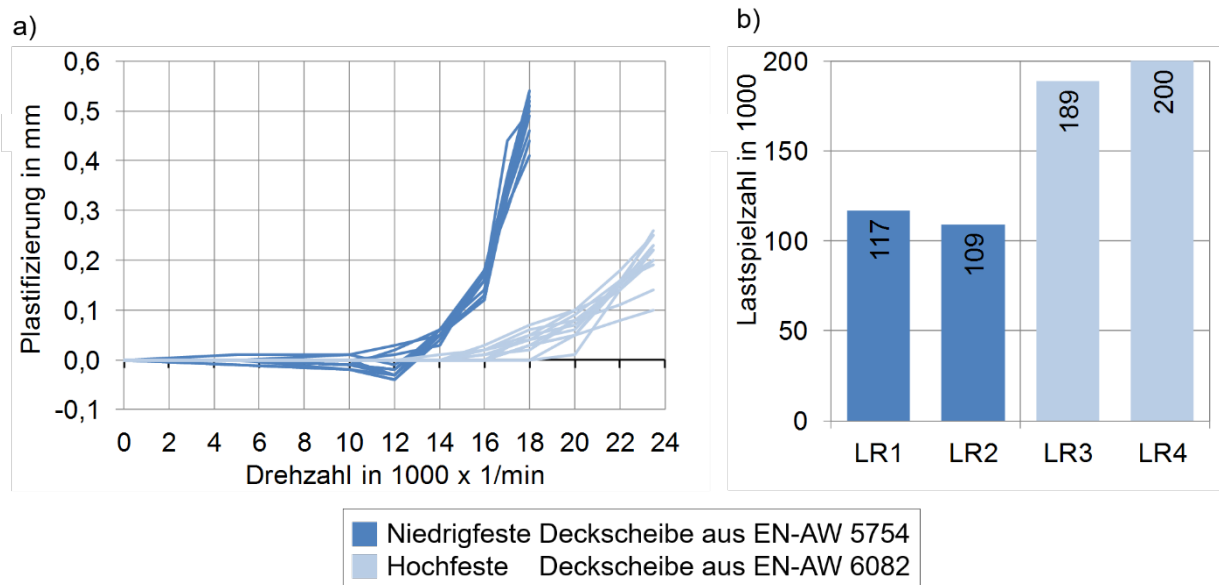
### 8.2.1 Veränderung der Werkstoffeigenschaften

Die Umstellung der Deckscheibe auf den bereits für die Tragscheibe und Schaufeln verwendeten hochfesten Aluminium-Werkstoff EN-AW 6082 ergibt eine analytisch bestimmte Sicherheit von  $S_F=2,28$  im Vergleich zur ursprünglichen Deckscheibe aus EN-AW 5754 mit  $S_F=0,70$  aus Tabelle 8.1. In der Praxis bereitet die geringere Bruchdehnung des hochfesten Aluminiums jedoch Probleme beim Umformen der Deckscheibe (siehe Bild 8.12), weshalb beim ersten Prototypenlaufrad der weichere Aluminium-Werkstoff verwendet wurde. Zur Verringerung des Umformgrads wird die Deckscheibenhöhe um einige Millimeter reduziert. Die verringerte Überdeckung zur Einströmdüse zeigt in der Nachmessung der Luftkennlinie keine relevante Veränderung.



**Bild 8.12:** Risse beim Umformen der Deckscheibe aus Aluminium EN-AW 6082

Mit dem Deckscheiben-Werkstoff EN-AW 6082 werden der Fliehkraft- und der Zyklenversuch wiederholt und die Ergebnisse mit der vorigen Prototypenkonstruktion verglichen. Der Fliehkraftversuch dokumentiert für die hochfeste Deckscheibe einen deutlich flacheren Plastifizierungsverlauf der 12 Schaufeln in radialer Richtung, wie in Bild 8.13 a) zu sehen ist. Demnach ist das Fließverhalten der Deckscheibe grundsätzlich auch anhand der Verlagerung der Schaufelhinterkanten identifizierbar. Die Verformungsgrenze von 0,5 mm wird im Versuch nicht erreicht und die Laufradsicherheit erhöht sich von ursprünglich  $S_F=2,0$  auf  $S_F > (23.500 / 12.000)^2 = 3,8$ .



**Bild 8.13:** Vergleich Deckscheibe aus niedrig- und hochfestem Aluminium, a) Ergebnisse statische Fliehkraftprüfung, b) Ergebnisse Zyklenversuch

Die Wiederholung des Zyklenversuchs mit zwei baugleichen Laufrädern mit der Deckscheibe aus EN-AW 6082 ergibt eine wesentlich höhere Lastspielzahl von bis zu 200.000 Zyklen, siehe Bild 8.13 b). Dies entspricht einer Verbesserung von ca. 70 %. Der



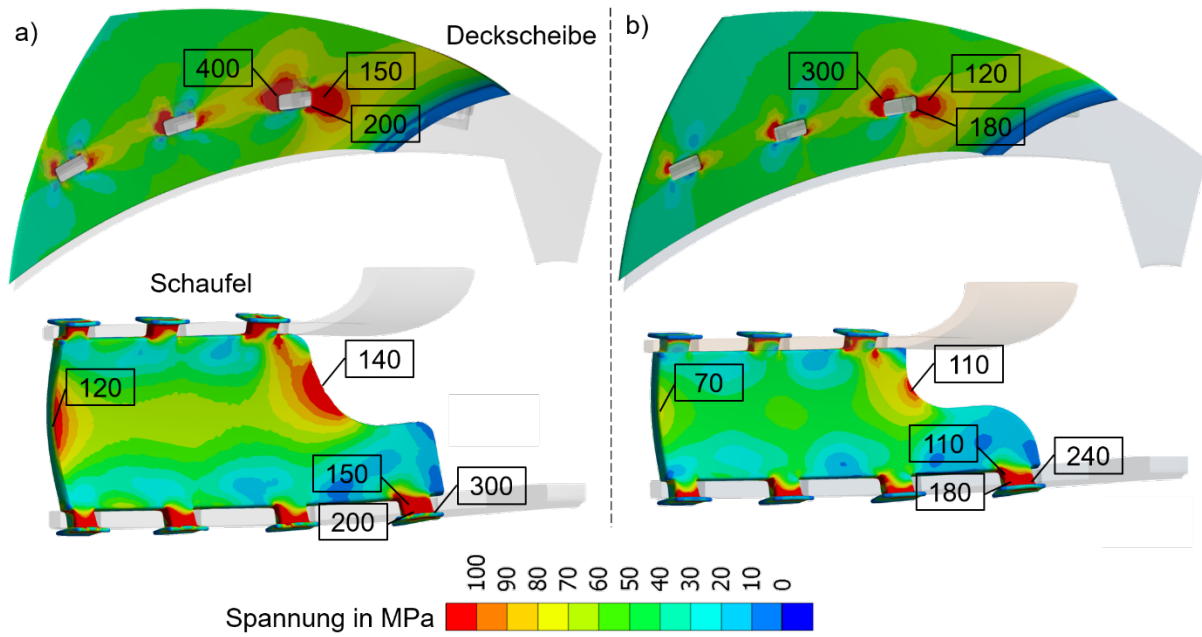
Wechsel auf noch festere Aluminium-Werkstoffe kann die ertragbare Lastspielzahl u. U. weiter verbessern, allerdings wird die verringerte Umformbarkeit für den Taumelnietprozess und der Fertigung der Deckscheibe vermutlich problematisch. Die Verwendung von Stahl anstelle Aluminium wäre vorstellbar, jedoch müsste die Festigkeit mindestens um das Dichteverhältnis  $\rho_{\text{Stahl}} / \rho_{\text{Alu}}$  größer sein, um die höhere Fliehkraftwirkung von Stahl zu kompensieren. Mit der Zugfestigkeit  $R_{m,\text{Alu}}=310$  MPa des hochfesten Aluminiums EN-AW 6082 und dem Dichteverhältnis  $\rho_{\text{Stahl}} / \rho_{\text{Alu}}=2,9$  wäre eine Festigkeit von Stahl  $R_{m,\text{Stahl}}>900$  MPa erforderlich. Die Suche nach hochfesten Stahlblechen, die noch im gleichen Fertigungsprozess verarbeitet werden können, scheint jedoch nicht zielführend. Stattdessen werden weitere Optimierungen der geometrischen Gestalt des Laufrads untersucht.

### 8.2.2 Veränderung der Laufradgeometrie

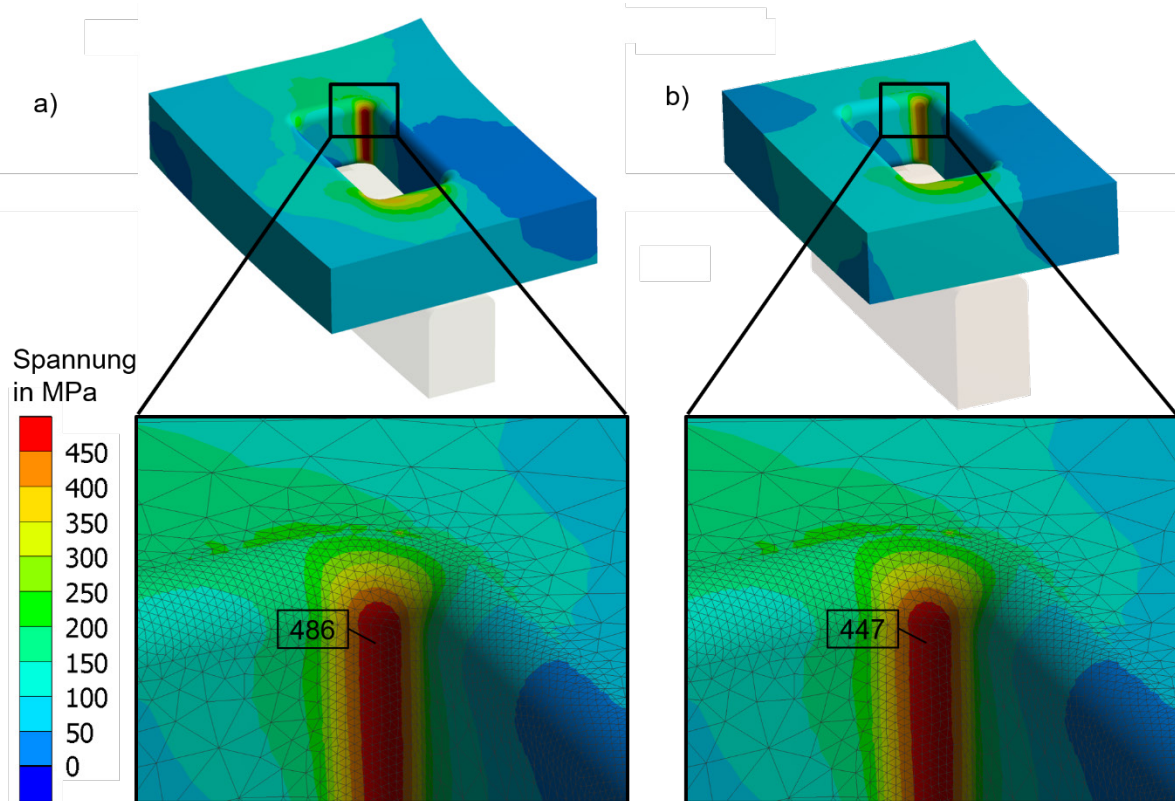
Folgt man der analytischen Laufradberechnung in Kap. 2.5, ergeben sich mehrere Gestaltungsparameter, die zur Reduzierung der Bauteilbeanspruchungen beitragen können. Die Schaufelbeanspruchung wird quadratisch proportional durch die Schaufelbreite beeinflusst, weshalb ein schmaleres Laufrad von Vorteil ist. Die veränderte Luftkennlinie muss dann durch eine lufttechnisch u. U. ungünstigere Geometrie der Schaufel kompensiert werden.

Für eine 10 mm schmalere, im Durchmesser 5 mm größere und steiler angestellte Schaufelvariante, die in der Vorauslegung einen etwas geringeren Wirkungsgrad aufweist, sind in Bild 8.14 b) die Simulationsergebnisse bei Nenndrehzahl im Vergleich zur ursprünglichen Konstruktion (Bild 8.14 a)) dargestellt. Die Spannungen in der Deckscheibe und der Schaufel sowie an der Schaufelhinterkante verringern sich nachweislich bei der schmalen Variante. Die Überprüfung im Submodell ergibt eine Reduktion der Kerbspannungen von ursprünglich 486 MPa (Bild 8.15 a)) auf 447 MPa (Bild 8.15 b)).

Die Reduzierung der Schaufelbreite wirkt sich v. a. positiv auf die Schaufelbelastungen aus und auch die Deck- und Tragscheibe werden etwas geringer beansprucht. Im Hinblick auf die nach wie vor hohen Kerbspannungen in der Deckscheibe werden nachfolgend weitere Maßnahmen untersucht.



**Bild 8.14:** Vergleichsspannungen, a) Prototypenlaufrad, b) schmale Variante



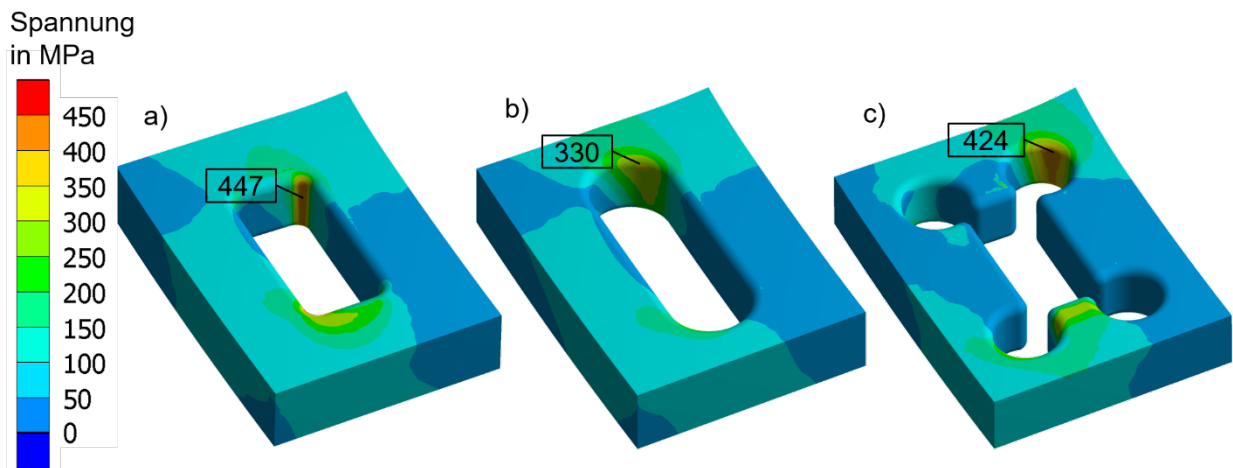
**Bild 8.15:** Spannungen im Submodell, a) Prototypenlaufrad, b) schmale Variante

### 8.2.3 Reduzierung der Kerbwirkung

Ursächlich für die Beanspruchung der Deckscheibe ist die Kerbwirkung in der Schaufelverstemmung. Da auf die schnelle und kostengünstige Laufradfertigung mittels Taumelnietverfahren nicht verzichtet werden soll, sind lokale Spannungsspitzen grundsätzlich



nicht zu vermeiden. Jedoch können die Kerbradien gezielt vergrößert und die Kerbspannungen reduziert werden. Für die 10 mm schmalere Laufradausführung sind in Bild 8.16 verschiedene Konstruktionen der ersten Schaufelverstimmung zur Deckscheibe aufgeführt. Alle Auswertungen erfolgen in feinvernetzten Submodellen. Die Standardausführung in Bild 8.16 a) mit eckiger Aussparung in der Deckscheibe erfährt mit 447 MPa die größten Kerbspannungen. Eine komplette Ausrundung der Verstimmung in Bild 8.16 b) ermöglicht eine Reduzierung der Kerbspannungen um 26 % auf 330 MPa. Nachteilig ist jedoch die fehlende Positionierung der Schaufel in Längsrichtung, weshalb nicht alle Verstimmungen der Schaufel verrundet werden dürften. Alternativ können die Kerbradien wie in Bild 8.16 c) „ausgelagert“ werden ohne Verzicht der Schaufelpositionierung. Allerdings ist die Spannungsreduzierung geringer und die zusätzlichen Aussparungen in der Deckscheibe wären lufttechnisch u. U. problematisch.



**Bild 8.16:** Kerbspannungen in der Deckscheibe der schmalen Variante, a) Standardausführung, b) Ecken verrundet, c) Ecken verrundet und ausgelagert

Mit Hilfe der Theorie zur Schwingfestigkeit (siehe IIW-Richtlinie [HOBBACHER16, S. 34]) kann die Verbesserung der Lastspielzahl  $N$  durch die in Bild 8.16 b) gezeigte ausgerundete Ausführung nach (8.3) abgeschätzt werden. Der Wöhler-Exponent beträgt nach IIW-Richtlinie [HOBBACHER16, S. 62] für die Kerbermüdungsempfindlichkeit von Aluminium  $m=3$ . Mit  $\sigma_{\text{alt}}=486$  MPa und  $\sigma_{\text{neu}}=330$  MPa kann die Steigerung der Lastspielzahl  $N_{\text{neu}} / N_{\text{alt}}$  durch das schmalere Laufrad mit verrundeten Verstimmungen zu ca. 3,2 bestimmt werden. Inwieweit die theoretische Betrachtung im realen Versuch nachweisbar ist, kann zum Zeitpunkt dieser Arbeit jedoch noch nicht beantwortet werden.

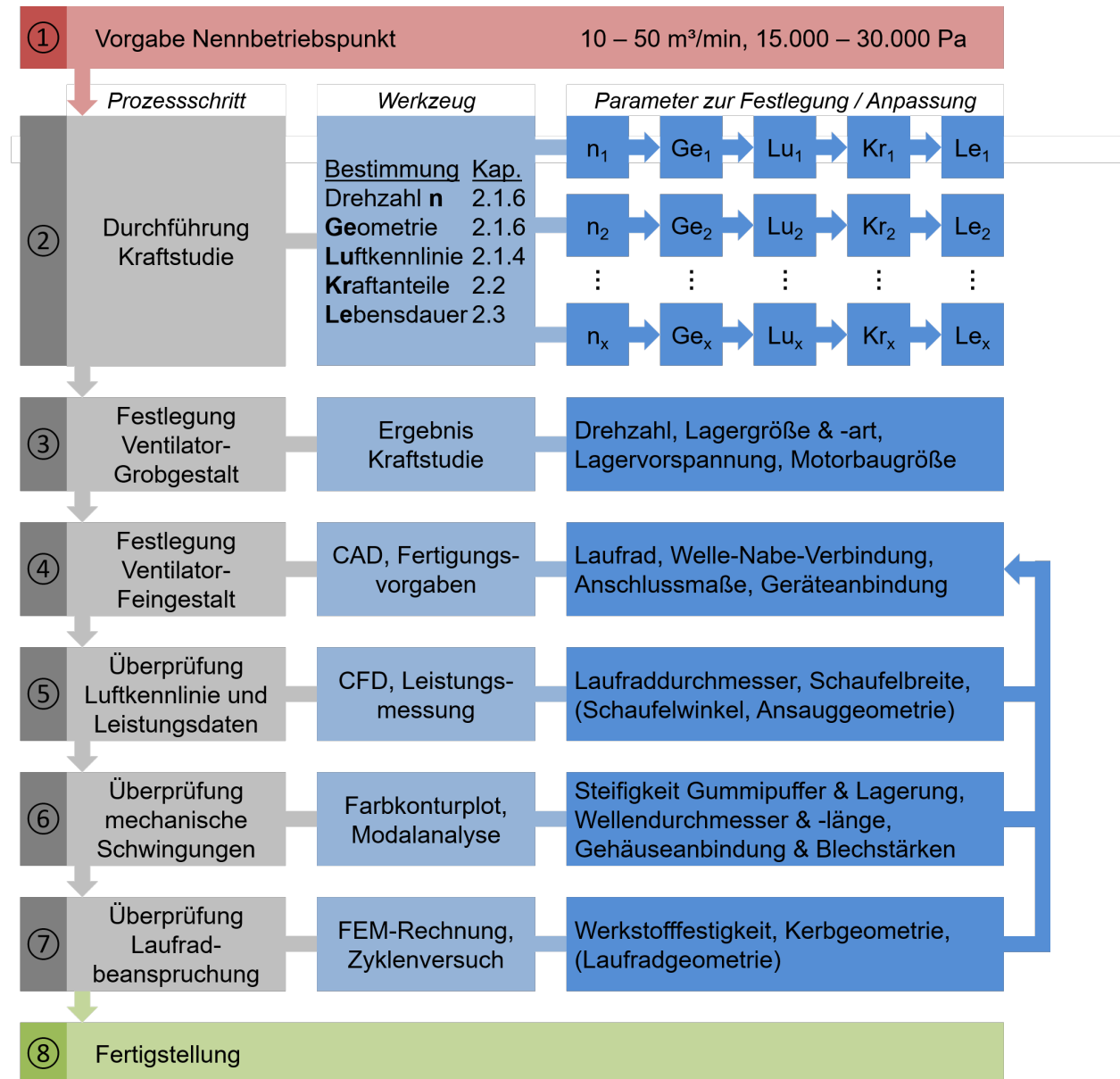
$$\frac{N_{\text{neu}}}{N_{\text{alt}}} = \left( \frac{\Delta\sigma_{\text{alt}}}{\Delta\sigma_{\text{neu}}} \right)^m \quad (8.3)$$

### **8.3 Zusammenfassung des Kapitels**

Die Fliehkraftwirkung als Hauptbeanspruchung auf die untersuchten Laufräder bewirkt hohe Spannungen in der Deckscheibe und in den Schaufelverstemmungen infolge großer Kerbbeanspruchung. Im Falle zyklischen Betriebs des Ventilators entstehen Risse ausgehend von den Schaufelverstemmungen, die mit fortschreitendem Risswachstum zum Versagen des Laufrads führen. Die analytische Spannungsberechnung kann die im Laufrad vorherrschenden Belastungen nur mit großer Unsicherheit bestimmen und darf keinesfalls die einzige Grundlage für die Festigkeitsauslegung der neuartigen schnell drehenden Laufräder sein. Der Fliehkraftversuch garantiert eine gewisse Grundsicherheit des statisch beanspruchten Laufrads, kann jedoch ebenfalls keine belastbaren Ergebnisse für zyklisch beanspruchte Ventilatoren liefern. Einzig der zeitlich aufwändige Zyklusversuch in Kombination mit der Belastungssimulation gestattet ausreichende Erkenntnisse zur Laufradsicherheit. Zur Optimierung der ertragbaren Lastspielzahl ist v. a. die Wahl eines geeigneten Laufradwerkstoffs unter Berücksichtigung der Fertigungsmöglichkeiten und die gezielte Reduzierung von Kerbspannungen zielführend.

## 9 Leitfaden zur Optimierung der Systembelastungen

Zur Veranschaulichung der Vorgehensweise und der Verknüpfungen der einzelnen Inhaltskapitel wird der Optimierungsprozess in dieser Arbeit nochmals schematisch als Leitfaden dargestellt, siehe Bild 9.1.



**Bild 9.1:** Schematische Vorgehensweise zur Optimierung der Systembelastungen

Der Leitfaden beginnt mit Vorgabe des Nennbetriebspunkts (1) zwischen 10 – 50 m<sup>3</sup>/min und 15.000 – 30.000 Pa als Voraussetzung für energieeffiziente Hochdruckventilatoren mit hohen Drehzahlen.

In Schritt (2) erfolgt die wichtige Analyse der Auslegungsdrehzahl im Rahmen einer Kraftstudie, da die Wahl der Drehzahl über die Lebensdauer und Zuverlässigkeit der Ventilatorlagerung entscheidet. Die sinnvollen Grenzen der zu untersuchenden Drehzahlen legt

Cordier mit Empfehlung der Laufzahl  $\sigma \geq 0,2$  fest, siehe Kap. 2.1.6. Für jeden Drehzahl-schritt der Kraftstudie erfolgt die Vorauslegung der zugehörigen Laufradgeometrie und die Vorausberechnung der Luftkennlinie. Die Geometrieempfehlungen entstammen der Literatur und sind in in Kap. 2.1.6 zusammengefasst. Für planparallele Deckscheiben muss die in Kap. 5.2 beschriebene Anpassung des Schaufelaustrittswinkels  $\beta_2$  berücksichtigt werden. Die Antriebsseite (Läufergeometrie und -masse) ist durch die beim Hersteller verfügbaren Motorbaugrößen großteils vorgegeben. Die Vorausberechnung der Luftkennlinie geschieht nach der „1D-Theorie“ aus Kap. 2.1.4 mit angepasstem Minderleistungsfaktor  $\mu$  und Stoßbeiwert  $\zeta_{st}$  gemäß Kap. 5.2. Die vorausgelegte Geometrie des rotierenden Systems und die vorausberechnete Luftkennlinie ermöglicht für jede Drehzahlstufe die Bestimmung der einzelnen Kraftanteile im Ventilatorsystem nach Kap. 2.2 bzw. Kap. 6.2. Verwendet wird die axiale und radiale Magnetkraftberechnung des Elektromotors nach Müller et al. [MÜLLER08, S. 483F], [MÜLLER08, S. 493], die Axialschubbestimmung nach dem modifizierten Ansatz von Gülich [GÜLICH20, S. 680] mit Vorfaktor 1,1 und die Berechnung des Radialschubs nach Sulzer [SULZER97, S. 36]. Die Ermittlung der Unwuchtkomponenten erfolgt nach Kap. 2.2.7, wobei die resultierende Gesamtunwucht konservativ berechnet wird, d. h. durch arithmetische Summation der Einzelunwuchten. Die Zusammenführung der statisch und dynamisch wirkenden Kraftanteile und die Bestimmung der Lagerlebens- und Fettgebrauchsdauern geschieht nach Kap. 2.3.

Schritt (3) verwertet die Ergebnisse aus der Kraftstudie und legt die Rahmenbedingungen für den schnell drehenden Ventilator fest. Hierzu zählen die aus Lebensdauersicht optimale Auslegungsdrehzahl sowie die Lagergröße und Lagerart (z. B. Hybridlager). Die Studie gibt zudem Aufschluss über die richtige Lagervorspannung und die erforderliche Motorbaugröße. Auch werden die Effekte durch die Anbindung des Laufrads an die Läuferwelle (Spiel-, Übergangs-, Übermaßpassung) erkennbar, wobei für hohe Drehzahlen stets der Presssitz anzustreben ist. Im Ergebnis ist die Grobgestalt des Ventilators abgeschlossen.

Aufbauend darauf wird in Schritt (4) der Ventilator fertig konstruiert und ausgearbeitet. Vorgaben aus der Fertigung erfordern u. U. Anpassungen der Laufradgeometrie. Die Welle-Nabe-Verbindung darf, sofern sie sich im Strömungskanal des Laufrads befindet, nicht versperren, siehe Kap. 5.2.4. Das Spiralgehäuse und der Ventilator erhalten sinnvolle Anschlussmaße.

Die Überprüfung eines digitalen Modells mittels Strömungssimulation (CFD) oder eines ersten Funktionsprototypen durch Leistungsmessung am Prüfstand zeigt, ob die vorausgelegte Strömungsgeometrie die Anforderungen an den Nennbetriebspunkt und den Kennlinienverlauf erfüllt. Kleine Abweichungen können mit geringem Aufwand durch Anpassung des Schaufelaußendurchmessers  $d_2$  und der Schaufelbreite  $b_2$  kompensiert werden. Größere Unterschiede erfordern meist auch die Abänderung der Schaufelkanäle und der Ansauggeometrie. Die Iteration bedarf dann der Anpassung der Feingestalt mit Rücksprung in Schritt (4).

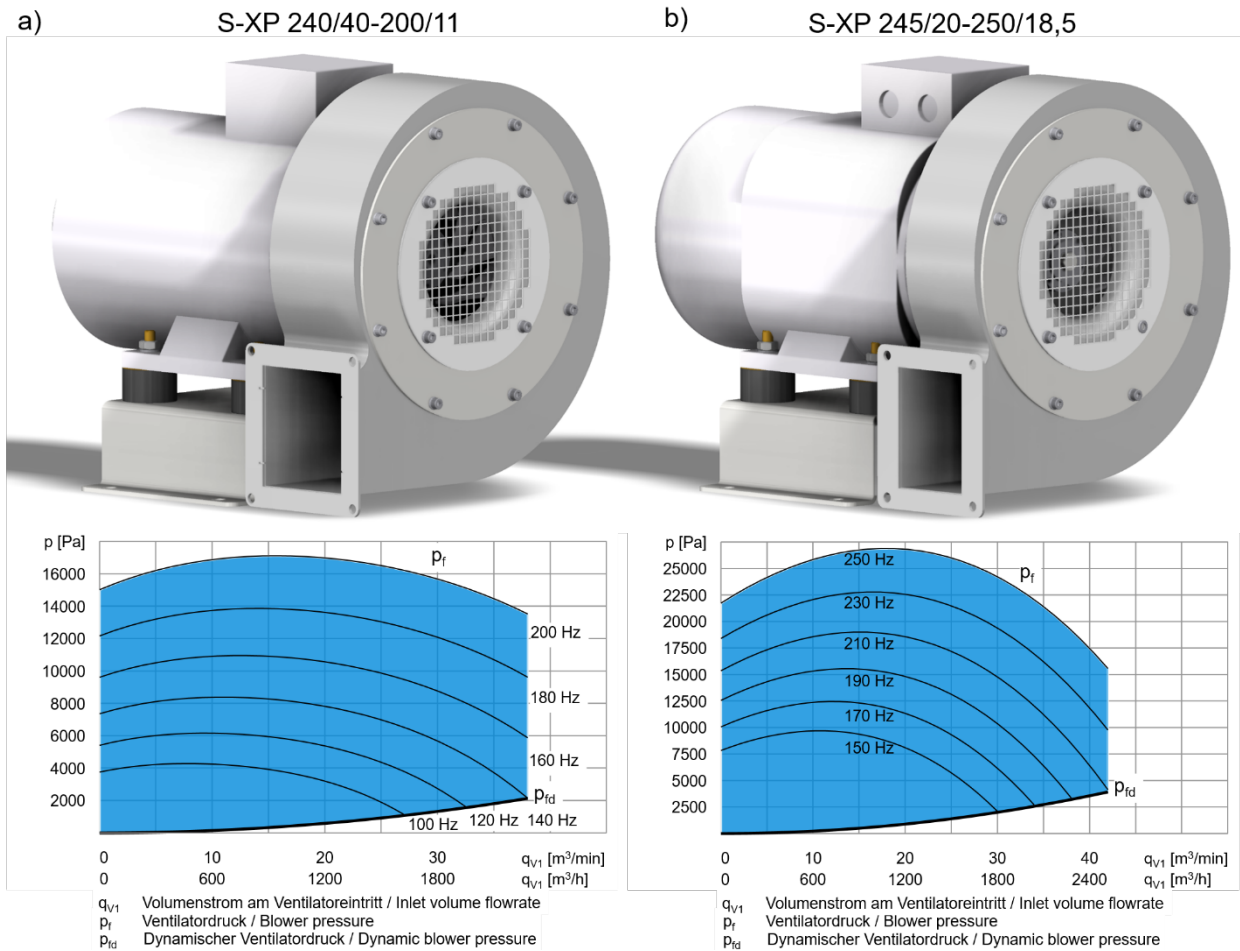
Schritt (6) betrachtet die Schwingungssituation mittels Farbkonturplot im Hoch- oder Runterlauf des Ventilators und im Bedarfsfall die Modalanalyse mittels Simulation oder entsprechender Messverfahren. Werden Eigenfrequenzen im interessierenden Drehzahlbereich angefahren, müssen diese nach Möglichkeit verschoben werden. Starrkörperbewegungen infolge von weicher Geräteanbindung z. B. mittels Gummipuffer können durch Änderung der Shore-Härte oder Größe beeinflusst werden. Resonanzen des rotierenden Laufrad-Läufer-Systems können in begrenztem Maße durch die Lagerungssteifigkeit bewegt werden, z. B. durch Änderung der Lagervorspannung oder der umliegenden Motorkonstruktion. Geeignete Maßnahmen sind jedoch die Anpassungen des laufradseitigen Wellenendes in Durchmesser und Länge. Das Spiralgehäuse und seine Eigenfrequenzen können im Bedarfsfall durch die Gehäuseanbindung und gezielte Versteifungen bzw. Masseverlagerungen (z. B. mittels anderer Blechstärken) beeinflusst werden. Änderungen in der Feingestalt erfordern erneut einen Rücksprung in Schritt (4) und ggf. Wiederholung von Schritt (5).

Der letzte Untersuchungsschritt (7) prüft die mechanische Festigkeit des Laufrads mittels Finite-Elemente-Methode (FEM) und / oder Zyklenversuch. Bei ungenügender Sicherheit empfiehlt sich die Überprüfung geeigneter Werkstoffalternativen und die Optimierung der hochbeanspruchten Kerbstellen. Sind grundlegende Anpassungen der Laufradgeometrie wie z. B. die Schaufelbreite erforderlich, wird in Schritt (4) zurückgesprungen und die nachfolgenden Prüfungen müssen ggf. wiederholt werden.

Mit Abschluss der untersuchten Prozessschritte ist der schnell drehende Hochdruckventilator in Blechbauweise hinsichtlich seiner Systembelastungen optimiert und fertiggestellt (8).

## 10 Exemplarische Anwendung der Optimierungsmethoden

Mit Hilfe der gezeigten Vorgehensweise wurden beim Forschungspartner Elektror zwei schnell drehende Hochdruck-Radialventilatoren erfolgreich bis zur Serienreife entwickelt. Die Leistungsdaten sind in Bild 10.1 und Tabelle 10.1 dargestellt.



**Bild 10.1:** Entwickelte Serienprodukte und zugehörige Luftkennlinien,

a) S-XP 240/40-200/11, b) S-XP 245/20-250/18,5

Ventilator	S-XP 240/40-200-11,0	S-XP 245/20-250/18,5
Volumenstrom im Bestpunkt	27,4 m <sup>3</sup> /min	29,4 m <sup>3</sup> /min
Totaldruckerhöhung im Bestpunkt	17.100 Pa	24.500 Pa
Luftwirkungsgrad im Bestpunkt	74,8 %	75,6 %
Motornennleistung	11,0 kW	18,5 kW
Drehfrequenz / Nenndrehzahl	200 Hz / 12.000 min <sup>-1</sup>	250 Hz / 15.000 min <sup>-1</sup>
Bauhöhe / Gewicht	388 mm / 45 kg	388 mm / 56 kg
Garantierte Lagerlebensdauer	10.000 h	7.000 h
Garantierte Lastzyklen	150.000	150.000

**Tabelle 10.1:** Leistungsdaten der entwickelten Serienprodukte

Folgende Gestaltungsregeln und Optimierungen wurden berücksichtigt:

- **Lufttechnische Auslegung:** Die Strömungsgeometrie von Laufrad und Gehäuse wurde nach den Grundzügen der vorgestellten Literaturempfehlungen festgelegt. Im Detail erfolgten Anpassungen des Außendurchmessers und der Schaufelbreite, um die Luftkennlinie gezielt zu beeinflussen. Die Laufradnabe wurde im Durchmesser verkleinert, um keine versperrende Wirkung im Schaufelkanal zu verursachen. Das Spiralgehäuse wurde zugunsten der Kompaktheit in der Bauhöhe reduziert und verbreitert.
- **Lagerbelastung:** Beide Ventilatoren wurden nahe ihrer belastungsoptimalen Drehzahl ausgelegt. Entscheidend war jedoch die Fettgebrauchsdauer, die durch die hohen Drehzahlen niedriger als die mechanische Lebensdauer liegt. Daher kommen Hybridlager zum Einsatz, die die Fettgebrauchsdauer um mindestens Faktor 2 erhöhen. Zur Reduzierung der Lagerkräfte wurde ein Pressverband als Welle-Nabe-Verbindung gewählt, um Unwuchten durch Passungsspiel zu vermeiden. Die Aluminium-Laufräder verringern zudem die Gewichtskräfte. Durch geeignete Wahl und Anordnung der Lagervorspannung wurden die Axialkräfte minimiert.
- **Schwingungen:** Gummipuffer sind zwingend erforderlich, um die Resonanzen des Ventilators durch seine Anbindung zu sehr niedrigen Frequenzen zu verlagern. Gehäuseresonanzen wurden durch Anbindung mit acht Schrauben und gezieltem Materialeinsatz zu hohen Frequenzen verschoben. Laufrad-Läufer-Resonanzen werden nicht angeregt. Ab ca.  $3.000 \text{ min}^{-1}$  sind die Ventilatoren im Prinzip schwingungsfrei.
- **Laufradbelastung:** Zur Gewährleistung ausreichend hoher Lastspielzahlen wurden bei beiden Ventilatoren hochfestes Aluminium und kerbspannungsreduzierte Geometrien eingesetzt.

Gegenüber auf dem Markt existierenden Ventilatoren zeichnen sich die beiden neu entwickelten Hochdruckausführungen durch ihre sehr kompakte und kostengünstige Bauweise aus, die trotz einfach gestalteter Blechlaufräder mit Hilfe des schnell drehenden Direktantriebs sehr effizient arbeiten. Die ganzheitliche Betrachtung der Systembelastungen ermöglicht den beiden Ventilatoren mit bewährter Antriebs- und Ventilator-technik einen nahezu resonanzfreien Betrieb und hohe Lebensdauern von Motor und Laufrad. Dadurch bewähren sie sich in vielen neuen Anwendungen u. a. in der Trocknungs-, Reinigungs- und Absaugtechnik, die kleine Ventilatorabmessungen fordern.

## 11 Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit untersucht und optimiert die auftretenden Systembelastungen bei schnell drehenden Hochdruck-Radialventilatoren in ganzheitlicher Betrachtungsweise. Die systematische Vorgehensweise und die gewonnenen Erkenntnisse ermöglichen den Einsatz hoher Drehzahlen in Kombination mit der in der Ventilatorenbranche bewährten Blechbauweise von Laufrad und Gehäuse. Dadurch entstehen neuartige Ventilatoren, die hinsichtlich ihrer Effizienz und ihrer Betriebspunkte bisher nicht verfügbar sind.

Hochdruck-Radialventilatoren in Blechbauweise arbeiten aufgrund ihrer zu geringen Auslegungsdrehzahl ineffizient und bauen sehr groß. Im Gegenzug sind Ventilatoren mit freiformgearbeiteten Turbolaufrädern und hohen Auslegungsdrehzahlen zwar kompakt, jedoch aufgrund der Laufradform und teilweise spezieller Antriebstechnik aufwändiger und teurer herzustellen als vergleichbare aus Blech gefertigte Ventilatoren. Beide Ventilator-typen grenzen sich durch ihre Bauart, Auslegungsdrehzahl und Betriebspunkte klar voneinander ab. Luftleistungen von 10 – 50 m<sup>3</sup>/min und 15.000 – 30.000 Pa in Kombination mit Laufraddrehzahlen zwischen 10.000 min<sup>-1</sup> und 15.000 min<sup>-1</sup> werden nicht von den Herstellern angeboten. In diese Marktlücke stoßen die in dieser Arbeit untersuchten schnell drehenden Ventilatoren, die in kostengünstiger und kompakter Blechbauweise mit hohen Wirkungsgraden arbeiten und als Bindeglied zwischen den beiden bekannten Bauformen fungieren sollen. Der Einsatz von Blechlaufrädern und Wälzlagerung erfordert jedoch eine systematische Analyse und Optimierung der im Ventilator vorherrschenden Systembelastungen, um die hohen Auslegungsdrehzahlen zuverlässig und mit ausreichender Lebensdauer umsetzen zu können.

Ein wesentlicher Bestandteil dieser Arbeit besteht in der Erfassung und Bewertung der im Ventilator auftretenden Belastungen. Die verschiedenen Wirkmechanismen und deren Kraftanteile werden mit Hilfe eines Lagerkraftprüfstands gemessen und mit Literaturbekannten oder modifizierten Berechnungsmethoden verglichen. Größte statische Kräfte entstehen durch die Strömungsmechanismen Axial- und Radialschub, die von instationären Strömungs- und Unwuchtkräften überlagert werden. Mit Hilfe der Lagerkraftmessungen gelingt es, ein Vorauslegungsprogramm für effizient gestaltete Ventilatoren inkl. Vorausberechnung resultierender Lagerkräfte und -lebensdauern zu entwickeln. Dadurch können Kraftstudien für verschiedene Auslegungsdrehzahlen und Gestaltungsparameter durchgeführt werden. Die Ergebnisse zeigen, dass mit der Wahl des Nennbetriebspunktes eines Ventilators eine belastungstechnisch optimale Auslegungsdrehzahl bestimmt



werden kann. Eine zu geringe als auch zu hohe Drehgeschwindigkeit wirken sich nachteilig auf die Lagerstandzeit aus. Gezielte Maßnahmen wie die richtige Wahl der Lageranstellung oder die Verwendung einer vorteilhaften Laufradanbindung reduzieren die Lagerlasten zusätzlich. Der Einsatz von Hybridlagern erlaubt zudem, die Fettgebrauchsdauern deutlich anzuheben.

Mit der Festlegung der belastungsoptimalen Grundparameter Drehzahl und Lagerung kann die Feingestaltung des Ventilators erfolgen. Potenziell problematische Eigenfrequenzen müssen jedoch als weitere relevante Systembelastungen analysiert und gegebenenfalls optimiert werden. Hierzu werden die verschiedenen auftretenden Schwingformen und deren Einflussparameter untersucht. Gleichläufige Laufrad-Läufer-Resonanzen müssen im Betrieb des Ventilators vermieden werden und können durch eine angepasste Läufergeometrie und Lagersteifigkeit in begrenztem Maße verlagert werden. Reichen die Maßnahmen nicht aus, muss in die Grundgestalt wie die Strömungsgeometrie oder Auslegungsdrehzahl eingegriffen werden. Auftretende Eigenfrequenzen des Spiralgehäuses können mit Hilfe der gezeigten Methode der individuellen Massen- und Steifigkeitsveränderung zuverlässig verschoben werden.

Abschließend wird die Fliehkraftwirkung auf die Beanspruchung des hoch belasteten Blechlaufrads untersucht. Die gezeigte Vorgehensweise mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode und der sogenannte Zyklenversuch sind notwendig zur zuverlässigen Ermittlung der Ermüdungsfestigkeit als wesentlicher Schadensmechanismus im Laufrad. In der Arbeit werden Optimierungsmöglichkeiten aufgezeigt wie den gezielten Einsatz hochfester Werkstoffe und die Reduktion der Kerbbeanspruchung an kritischen Stellen. Wenn erforderlich, sind grundlegende Anpassungen der Laufradauslegung vorzunehmen.

Die gezeigten Untersuchungsmethoden und Optimierungsmöglichkeiten werden mit Hilfe zweier entwickelter schnell drehender Hochdruck-Radialventilatoren mit  $12.000 \text{ min}^{-1}$  und  $15.000 \text{ min}^{-1}$  evaluiert, deren Systembelastungen ganzheitlich optimiert wurden. Der Vergleich mit Ventilatoren verschiedener Hersteller belegt einen bis zu 30 % höheren Luftwirkungsgrad in Kombination mit einem kompakten kostengünstigen Design in Blechbauweise und bestätigt die grundsätzliche Vorgehensweise dieser Arbeit. Ein Leitfaden, der die systematische Analyse und Optimierung der Systembelastungen beschreibt, rundet die Arbeit ab.

## 12 Ausblick

Die in dieser Arbeit untersuchten und entwickelten schnell drehenden Hochdruck-Ventilatoren erreichen ihren guten Wirkungsgrad durch ihre hohe Auslegungsdrehzahl. Jedoch sind die nach Literaturempfehlungen gestalteten Strömungskanäle der Laufräder keineswegs optimal. Eine gezielte Untersuchung und Optimierung mittels Strömungssimulation hat großes Potenzial, um eine weitere Wirkungsgradsteigerung zu ermöglichen. Grundsätzlich ist die Verwendung von Strömungssimulation für weitere Untersuchungen zielführend. Einerseits ist die Genauigkeit der vorausberechneten Kennlinie deutlich höher als bei der bisher eingesetzten 1D-Theorie-Methode. Andererseits können aus dem Simulationsmodell die strömungsinduzierten Kraftanteile direkt ausgewertet werden, sofern die Berechnung transient, also zeitdiskret erfolgt und der Abgleich mit der gemessenen Luftkennlinie zufrieden stellt.

Die Analyse der Kraftanteile mittels Lagerkraftprüfstand und der Vergleich mit den Literatur-basierten Berechnungsmethoden zeigt, dass weitere Untersuchungen nötig sind, um die Wirkmechanismen im Ventilator noch besser zu verstehen und die Vorhersagegenauigkeit der resultierenden Lagerlasten weiter zu verbessern. Des Weiteren könnten mit Hilfe der gewonnenen Erkenntnisse alternative Lagerungskonzepte hinsichtlich Lagervorspannung, -anstellung und -positionierung untersucht werden, um die Lebensdauern weiter zu erhöhen. Auch das Zusammenspiel der einzelnen Unwucht Komponenten und deren richtige Interpretation bedarf weiterer Messungen am Prüfstand.

Die Modalanalyse mittels Simulation und Vergleich mit den aufgezeichneten Farbkonturplots ermöglicht ein grundsätzliches Verständnis über die Wirkungsweisen und Zusammenhänge im Ventilatorsystem. Für die simulativ gefundenen Optimierungsvorschläge zur Verlagerung der Laufrad-Läufer-Resonanzen fehlt jedoch die Evaluation im Versuch. Gleiches gilt für die simulierten Optimierungen zur Reduzierung der Kerbbeanspruchung im hochbelasteten Laufrad durch den zeitaufwändigen Zyklusversuch. Grundsätzlich wäre hier die Weiterentwicklung des Simulationsmodells und direkte Auswertung der Ermüdungsfestigkeit sinnvoll, um künftig auf den Realversuch verzichten zu können.

## Literaturverzeichnis

- ACI14 Air Control Industries: *Produktdaten und Produktbild ACI14\_EP10A Compact Blower*. 2014
- ACI16 Air Control Industries: Produktbild EP10A.  
<http://www.aircontrolindustries.com/global/wp-content/uploads/2013/11/EP10A-Compact-Blower-01.jpg>. 2016
- ALBERT87 Albert, M., Kötttritsch, H.: *Wälzlager. Theorie und Praxis*. Wien: Springer-Verlag, 1987.
- BAHM00 Bahm, U.: *Das Axialschubverhalten von einstufigen Kreiselpumpen mit Spiralgehäuse*. Hannover, Universität Hannover, Fachbereich Maschinenbau, Dissertation, 2000.
- BOHL83 Bohl, W.: *Ventilatoren. Berechnung, Konstruktion, Versuch, Betrieb*. Würzburg: Vogel-Buchverlag, 1983.
- BOHL13-1 Bohl, W., Elmendorf, W.: *Strömungsmaschinen 1. Aufbau und Wirkungsweise*. 11. Aufl. Würzburg: Vogel-Buchverlag, 2013.
- BOHL13-2 Bohl, W.: *Strömungsmaschinen 2. Berechnung und Konstruktion*. 8. Aufl. Würzburg: Vogel-Buchverlag, 2013.
- BÖHM12 Böhm, T.: Untersuchung, Bewertung und Konstruktion von Antriebskonzepten für schnell drehende Hochdruckradialventilatoren. Stuttgart, Universität Stuttgart, Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design, Studienarbeit, 2012.
- BOMMES02 Bommers, L., Fricke, J., Grundmann, R.: *Ventilatoren*. 2. Aufl. München: Vulkan Verlag, 2002.
- BOMMES89 Bommers, L.: Radialventilatoren. Theorie – Berechnung – Entwurf – Betriebsverhalten – Experimentelle Überprüfung von Berechnung und Entwurf an einem Modellventilator. In: *Lehrgang Nr. 11779/76.014 Ventilatoren. Sonderprobleme an Ventilatoren für den Geräte- und Anlagenbau*. Esslingen: Technische Akademie Esslingen Weiterbildungszentrum, 1989.
- BROEKER67 Broecker, E.: Berechnung der Schaufelbiegung bei radialen Laufrädern von Strömungsmaschinen. In: *Konstruktion* 19 (1967), Nr. 7, S. 241-254.
- CAEWIKI16 ESOCAETWIKIPLUS: *Materialnichtlinearität Mechanik*. [http://www.cae-wiki.info/wikiplus/index.php/Materialnichtlinearität\\_Mechanik](http://www.cae-wiki.info/wikiplus/index.php/Materialnichtlinearität_Mechanik). 2016.
- CAEWIKI17 ESOCAETWIKIPLUS: *Spannungsversteifung*. <http://www.cae-wiki.info/wikiplus/index.php/Spannungsversteifung>. 2017.
- CAROLUS20 Carolus, T.: *Ventilatoren. Aerodynamischer Entwurf – Konstruktive Lärminderung – Optimierung*. 4. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg Verlag, 2020.
- CORDIER53 Cordier, O.: Ähnlichkeitsbeziehungen für Strömungsmaschinen. In: *BWK Zeitschrift*. Band 5 (1953), Nr. 10, S. 337-340.
- DIETZ09 Dietz GmbH: *Bild Laufrad eines Dietz-Ventilators*, aufgenommen von Recker, 2009.

- DIETZ16 Dietz GmbH: *Produktbild SB120*. [http://img.directindustry.com/images\\_di/photo-g/18166-2833369.jpg](http://img.directindustry.com/images_di/photo-g/18166-2833369.jpg). 2016.
- DIETZ18-1 Dietz GmbH: *Produktdaten SB120-30*. <https://www.dietz-motoren.de/pdf/ventilator/sb120.pdf>. 2018
- DIETZ18-2 Dietz GmbH: *Produktbild SB120-30*. <https://www.dietz-motoren.de/templates/yootheme/cache/sb-7fsj29a-4f309f70.png>. 2018
- DINENISO5801 2011 DIN EN ISO 5801 November 2011: *Ventilatoren. Leistungsmessung auf genormten Prüfständen (ISO 5801:2007, einschließlich Cor 1:2008). Deutsche Fassung EN ISO 5801:2008*. Berlin: Beuth
- IEC60034-14 2019 DIN EN 60034-14 April 2019: *Drehende elektrische Maschinen. Teil 14. Mechanische Schwingungen von bestimmten Maschinen mit einer Achshöhe von 56 mm und höher. Messung, Bewertung und Grenzwerte der Schwingstärke (IEC 60034-14:2018). Deutsche Fassung EN IEC 60034-14:2018*. Berlin: Beuth.
- DINISO1925 2002 DIN ISO 1925 Mai 2002: *Mechanische Schwingungen, Auswuchttechnik, Begriffe*. Berlin: Beuth.
- DINISO1940-1 2004 DIN ISO 1940-1 April 2004: *Mechanische Schwingungen. Anforderungen an die Auswuchtgüte von Rotoren in konstantem (starrem) Zustand. Teil 1: Festlegung und Nachprüfung der Unwuchttoleranz*. Berlin: Beuth.
- EBM21 Ebm-Papst: *EC-Radialventilatoren. RadiPac & RadiFit. Produktkatalog 2021-05*. Mulfingen, 2021.
- ECK12 Eck, B.: *Ventilatoren. Entwurf und Betrieb der Radial-, Axial- und Querstromventilatoren. Klassiker der Technik*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2012.
- ECKERT61 Eckert, B., Schnell, E.: *Axial- und Radialkompressoren*. 2. Aufl. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 1961.
- ELEKTORR Elektror airsystems GmbH: *Bereitgestellte Unterlagen des Kooperationspartners Elektror airsystems*. 2016.
- ELEKTORR14-1 Elektror airsystems GmbH: *Produktdaten HRD 60 FU 135/11,0*. 2014
- ELEKTORR14-2 Elektror airsystems GmbH: *Produktbild HRD 60 FU Boosted*. [https://www.elektor.com/fileadmin/\\_processed\\_/e/0/csm\\_Prod\\_HRD-BOOSTED\\_HRD-60-FU-BOOSTED\\_Render\\_S\\_560\\_20130417\\_037c606ae8.png](https://www.elektor.com/fileadmin/_processed_/e/0/csm_Prod_HRD-BOOSTED_HRD-60-FU-BOOSTED_Render_S_560_20130417_037c606ae8.png)
- EUCOM14 Europäische Kommission: *Mitteilung der Kommission an das Europäische Parlament, den Rat, den Europäischen Wirtschafts- und Sozialausschuss und den Ausschuss der Regionen. Ein Rahmen für die Klima- und Energiepolitik im Zeitraum 2020-2030*. 2014.
- EUERP17 Amtsblatt der Europäischen Union: *Verordnung (EU) Nr. 327/2011 zur Durchführung der Richtlinie 2009/125/EG des Europäischen Parlaments und des Rates im Hinblick auf die Festlegung von Anforderungen an die umweltgerechte Gestaltung von Ventilatoren, die durch Motoren mit einer elektrischen*

- Eingangleistung zwischen 125 W und 500 kW angetrieben werden.* 2017.
- FELDMEIER72 Feldmeier, F.: *Analyse der geometrischen Fehler an Kugellagern und Lagersitzen in ihrer Wirkung auf die Wellenexzentrizität.* Berlin, Technische Universität Berlin, Fachbereich Konstruktion und Fertigung, Dissertation, 1972.
- FERRARI18-1 Ferrari Ventilatori Industriali S.p.A.: *Produktkatalog Standardausführungen.* Typ FC 1001 N1A. 2018
- FERRARI18-2 Ferrari Ventilatori Industriali S.p.A.: *Produktbild Ventilator Typ FC-FE-FG-FI-FP/N.* [https://www.ferrariventilatori.eu/backend/prodotti/img\\_upload/img\\_sottogruppo/151130141720\\_21-FC-FE-FG-FI\\_N.jpg](https://www.ferrariventilatori.eu/backend/prodotti/img_upload/img_sottogruppo/151130141720_21-FC-FE-FG-FI_N.jpg). 2018
- FKM20 Forschungskuratorium Maschinenbau (FKM): *FKM-Richtlinie. Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile.* 7. Aufl., Frankfurt am Main: VDMA-Verlag, 2020.
- FMS10 FMS Force Measuring Systems AG: *Produkt-Datenblatt zu Bahnzugmessgerät LMGZ 307.* Oberglatt Schweiz. 2010.
- GASCH06 Gasch, R., Nordmann, R., Pfützner, H.: *Rotordynamik.* 2. Aufl. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2006.
- GEIBEL91 Geibel, W., Hoffmann, P.: *Instandhaltungsmethoden und –systeme an Ventilatoren und Verdichtern.* Ehningen bei Böblingen: Expert Verlag, 1991.
- GIKADI02 Gikadi, T., Kamphausen, W., Böke, J.: Axialschub bei Radialventilatoren. In: Bommers, L., Fricke, J., Grundmann, R.: *Ventilatoren.* 2. Aufl. München: Vulkan Verlag, 2002, S. 477 – 487.
- GOTTKEHASKAMP99 Gottkehaskamp, R.: *Berechnungsgrundsätze.* Umdruck Vorlesung Fachbereich Elektrotechnik. Düsseldorf: Fachhochschule Düsseldorf, 1999.
- GROTE18 Grote, K., Bender, B., Göhlich, D.: *Dubbel. Taschenbuch für den Maschinenbau.* 25. Aufl. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2018.
- GÜLICH20 Gülich, J.: *Kreiselpumpen. Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb.* 5. Aufl. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2020.
- HBM01 Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH: *Datenblatt Kraftmesslager U2A.* Darmstadt. 2001.
- HOBACHER16 Hobbacher, A. F., International Institute of Welding: *Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components. IIW document IIW-2259-15.* 2. Aufl. Schweiz: Springer-Verlag, 2016.
- HUBER13 Huber, H.: *Transmission am Beispiel der Luftförderung.* Präsentationsfolien Topmotors Workshop „Transmissionen – effiziente Riemen und Getriebe“ Fachbereich Energie am Bau: Fachhochschule Nordwestschweiz, 2013.
- ISO14694 2003 ISO 14694 März 2003: *Industrieventilatoren. Technische Vorschriften für die Wuchtgüte und Vibrationspegel.* Berlin: Beuth.

- KALIDE10 Kalide, W., Sigloch, H.: *Energieumwandlung in Kraft- und Arbeitsmaschine. Kolbenmaschinen, Strömungsmaschinen, Kraftwerke*. München: Carl Hanser Verlag, 2010.
- KISSOFT14 KISSsoft AG: *Benutzerhandbuch*. Release 03/2014. Bubikon Schweiz: 2014.
- KLAES89 Klaes, K.: Vortrag Nr. 6. Vorausberechnung der Kennlinie von Radialventilatoren. In: *Lehrgang Nr. 11779/76.014. Ventilatoren. Sonderprobleme an Ventilatoren für den Geräte- und Anlagenbau*. Esslingen: Technische Akademie Esslingen Weiterbildungszentrum, 1989
- KOLLING13 Kolling, S., Steinhilber, H.: *Technische Schwingungslehre*. 2. Aufl. Gießen, Technische Hochschule Mittelhessen, Campus Gießen, Maschinenbau und Energietechnik, Skriptum zur Vorlesung, 2013.
- MÜLLER08 Müller, G., Vogt, K., Ponick, B.: *Berechnung elektrischer Maschinen*. 2. Aufl. Weinheim: Wiley-VCH, 2008.
- PAXTON16 Paxton Products: *Produktbild AT1200*. <https://www.solvair.co.uk/wp-content/uploads/blower-close-up.jpg>. 2016
- PFLEIDERER05 Pfeleiderer, C., Petermann, H.: *Strömungsmaschinen*. 7. Aufl. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2005.
- PFLEIDERER61 Pfeleiderer, C.: *Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase*. 5. Aufl. Berlin Göttingen Heidelberg: Springer-Verlag, 1961.
- PUNKER16 Punker GmbH: *Produktbild rückwärtsgekrümmtes Laufrad*. [http://punker.com/wp-content/uploads/2014/08/produkt\\_rueckwaertsgerkueemmt-big.jpg](http://punker.com/wp-content/uploads/2014/08/produkt_rueckwaertsgerkueemmt-big.jpg). 2014
- RADGEN02 Radgen, P., Schmid, C., Falkner, H., Brock, J., Cory, B., Nurzia, F., Palomba, C., Lewald, A., Widerström, G., Qvist, B., Wernstedt, G.: *Market Study for Improving Energy Efficiency for Fans. Final Report*. Stuttgart: Fraunhofer IRB Verlag, 2002.
- RECKER09 Recker, S.: *Potenzialanalyse des Antriebsstrangs von Hochdruckventilatoren im Hinblick auf Leistungssteigerung*. Stuttgart, Universität Stuttgart, Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design, Diplomarbeit, 2009.
- REIFF11 REIFF Technische Produkte GmbH: *Schwingungsdämpfungselemente, Datenblatt zu Gummi-Metall-Puffern*. 2011.
- SCHAUB14 Schaub, M.: *Modellbildung und Simulation von photovoltaisch angetriebenen Wärmepumpensystemen*. Biberach, Hochschule Biberach, Masterarbeit, 2014.
- SCHLECHT10 Schlecht, B.: *Maschinenelemente 2. Getriebe, Verzahnungen und Lagerungen*. München: Pearson Studium, 2010.
- SCHMID16 Schmid, C. H., Baumgartner, T., Nipkow, J., Vogt, C., Willers, J.: *Heizung/Lüftung /Elektrizität. Energietechnik im Gebäude. Bau & Energie*. 5. Aufl. Zürich: vdf Hochschulverlag AG, 2016.
- SCHNEIDER13 Schneider, H.: *Auswuchttechnik*. 8. Aufl. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2013.
- SCHNORR17 Schnorr GmbH: *Tellerfedern. Schraubensicherungs-Systeme*. Rev. Status SCHNORR\_PB\_DE\_2017-03. Sindelfingen: 2017.

- SIEPERT02 Siefert, H.: Optimaler Radeinlauf von Radialventilatoren. In: *HLH. Lüftung, Klima, Heizung, Sanitär, Gebäudetechnik. Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure. Organ der VDI-Gesellschaft Technische Gebäudeausrüstung (VDI-TGA). Band 53.* Düsseldorf: Springer-VDI-Verlag, 2002, S. 36 – 39.
- SIGLOCH13 Sigloch, H.: *Strömungsmaschinen. Grundlagen und Anwendungen.* 5. Aufl. München: Carl Hanser Verlag, 2013.
- SKF14-1 SKF Gruppe: *Wälzlager.* Druckschrift PUB BU/P1 10000/2 DE. 2014.
- SKF14-2 SKF GmbH.: *Einfederung 6206-2ZTN9/HC5C3WT und 6208-2Z/C3.* Technische Beratung. 2014.
- SKF21 SKF Gruppe: *Wälzlager.* Druckschrift PUB BU/P1 17000/1 DE. 2021.
- SKF22 SKF GmbH: *SKF Bearing Select.* <https://www.skfbearingselect.com>. 2022.
- STENZEL15 Stenzel, N.: *Radialventilatoren. Aerodynamik, Akustik. Beispiele aus der Praxis.* Teil 5. Präsentationsfolien Fachbereich Strömungstechnik und Akustik. Düsseldorf: Fachhochschule Düsseldorf, 2015.
- STEPANOFF59 Stepanoff, A.: *Radial- und Axialpumpen. Theorie, Entwurf, Anwendung.* Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 1959.
- STÜCKLE12 Stückle, S.: *Versuchsplanung und Versuchsdurchführung zur Ermittlung radialer Kräfte von Hochdruckradialventilatoren.* Stuttgart, Universität Stuttgart, Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design, Studienarbeit, 2012.
- SULZER97 Sulzer Pumpen: *Sulzer Kreiselpumpen Handbuch.* 4. Aufl. Essen: Vulkan-Verlag, 1997.
- TRAUPEL01 Traupel, W.: *Thermische Turbomaschinen. Band 1. Thermodynamisch-strömungstechnische Berechnung. Klassiker der Technik.* 4. Aufl. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2001.
- VORTRON16-1 Vortron Industrial: *Produktbild Laufrad.* <https://www.vortron.com/blowers.htm>. 2016
- VORTRON16-2 Vortron Industrial: *Produktbild Ventilator Typ Z40e1.* <https://www.vortron.com/blowers.htm>. 2016
- WERNER04 Werner, U.: Rotordynamische Analyse einer Läuferexzentrizität in einer Drehfeldmaschine. In: *Elektrisch-mechanische Antriebssysteme. Innovationen, Trends, Mechatronik. Tagungsband.* Fulda: VDE Verlag, 2004, S. 39 – 51.
- WITTSOHN18-1 Witt & Sohn AG: *Produktdaten Ventilator Typ SQZ12/112/710/1. Fan Selection Programm.* 2018
- WITTSOHN18-2 Witt & Sohn AG: *Produktbild Ventilator Typ HRZ/SQZ.* [https://www.wittfan.de/sites/default/files/downloads/4\\_Centrifugal .pdf](https://www.wittfan.de/sites/default/files/downloads/4_Centrifugal.pdf). S. 10. 2018
- ZIEHL-ABEGG16 Ziehl-Abegg SE: *Produktbild Laufrad Radialventilator VPRO-RH2.* [http://www.ziehl-abegg.com/fileadmin/de/de/03\\_Produktwelten/Lufttechnik/Radialventilatoren/Vpro/radialventilator-vpro-rh2.jpg](http://www.ziehl-abegg.com/fileadmin/de/de/03_Produktwelten/Lufttechnik/Radialventilatoren/Vpro/radialventilator-vpro-rh2.jpg). 2016





