

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

Martin Nudischer

**Untersuchung und Optimierung
seriell angeordneter Radialventilatoren**

Bericht Nr. 712

Untersuchung und Optimierung seriell angeordneter Radialventilatoren

Investigation and optimization of serially arranged 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

**Martin Nudischer, M.Sc.
aus Albstadt**

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. Hansgeorg Binz

Mitberichter: Prof. Tekn. Dr. Damian Vogt

Tag der mündlichen Prüfung: 09.05.2022

Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design
der Universität Stuttgart

2022

D 93

ISBN-13: 978-3-946924-19-7

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

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design der Universität Stuttgart.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. Hansgeorg Binz für die Betreuung der Arbeit, das entgegengebrachte Vertrauen und die Freiräume bei der Bearbeitung des gewählten Forschungsgebiets. Außerdem möchte ich mich bei Herrn Prof. Tekn. Dr. Damian Vogt für die Übernahme des Mitberichts und die eingebrachten Denkanstöße sowie die Fachdiskussion zum Thema meiner Arbeit bedanken. Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd Bertsche danke ich für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Ein wesentlicher Dank gebührt auch der Margarete Müller-Bull Stiftung sowie der Firma Elektror airsystems GmbH, welche durch die zur Verfügung gestellten Ressourcen die umfassende Bearbeitung des Themas ermöglicht haben. Während meiner Zeit am Institut und bei Elektror ist mir besonders der konstruktive Austausch, die motivierende Arbeitsatmosphäre und die großartige Zusammenarbeit in Erinnerung geblieben. Dafür möchte ich sämtlichen Kolleginnen und Kollegen danken, die mich in den facettenreichen Phasen der Umsetzung unterstützt haben. Hieraus haben sich auch zahlreiche Freundschaften entwickelt, über die ich sehr glücklich bin. Ein wesentlicher Dank gebührt zudem den wissenschaftlichen Hilfskräften, Bachelor-, Studien- und Masterarbeiterinnen und -arbeitern, die einen Beitrag zu dieser Abhandlung geleistet haben.

Der größte Dank gebührt meiner Familie, insbesondere meiner Frau Verena und meinen Eltern sowie meinen Schwestern. Die fortwährende Unterstützung in all meinen Lebensphasen und die aufgebrachte Motivation und Geduld während dieser Zeit haben mir sehr geholfen. Als Zeichen der Dankbarkeit für ihr Verständnis und für die Einschränkungen, die die Anfertigung einer solchen Arbeit mit sich bringt, widme ich ihnen diese Arbeit.

Waiblingen, im Mai 2022

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	I
Bezeichnungen und Einheiten	V
Abstract	XI
1 Einleitung	1
1.1 Problemstellung	5
1.2 Zielsetzung und Struktur der Arbeit	6
2 Der Stand der Technik und der Forschung	9
2.1 Aufbau eines Radialventilators	9
2.2 Betriebsverhalten eines Radialventilators	11
2.3 Strömungsmechanische Grundlagen	12
2.4 Die Auslegung von Radialventilatoren	17
2.5 Literaturübersicht zu seriellen Verbundbetrieben	24
2.5.1 Ausgeführte Anwendungsbeispiele von seriellen Verbundbetrieben	24
2.5.2 Qualitative Beschreibung von seriellen Verbundbetrieben	26
2.5.3 Berechnung von seriellen Verbundbetrieben	27
2.5.4 Sonderthemen von seriellen Verbundbetrieben	28
2.5.5 Auswirkungen einer gestörten Zuströmung auf das Betriebsverhalten	30
2.5.6 Zusammenfassung der Literaturübersicht	32
2.6 Numerische Strömungsberechnung	32
2.6.1 Geometrieerzeugung	33
2.6.2 Räumliche Diskretisierung des Strömungsgebiets	34
2.6.3 Turbulenzmodellierung	36
2.6.4 Zeitliche Diskretisierung des Strömungsgebiets und Lösung	37
2.6.5 Fehlerbetrachtung	39
2.7 Einführung in die Entropieproduktion	41
3 Experimentelle Voruntersuchungen	45
3.1 Leistungsprüfstand für Ventilatoren nach ISO 5801:2011	45
3.2 Versuchsaufbau und Ergebnisse	47
4 Konkretisierung der Zielsetzung und Vorgehensweise	51
4.1 Konkretisierung der Zielsetzung	51
4.2 Vorgehensweise	52
5 Analytische Untersuchungen zur Auslegung von seriellen Verbundbetrieben	55
5.1 Vorüberlegungen	55

5.2	Theoretisches Vorgehen	56
5.3	Validierung des analytischen Rechenmodells.....	62
5.4	Vergleich der Rechenmodelle	64
5.5	Analytische Abschätzung des Kennlinienverlaufs	68
5.6	Auswirkungen unterschiedlicher Laufradgeometrien auf den Verbundbetrieb	72
5.7	Qualitative Betrachtungen.....	79
5.8	Wirtschaftlichkeit von Verbundbetrieben	82
5.9	Zusammenfassung des Kapitels	84
6	Numerische Untersuchungen zu Verbundbetrieben	85
6.1	Numerische Modellbildung.....	85
6.2	Validierung der numerischen Untersuchungen	86
6.3	Lufttechnische Betrachtung.....	88
6.4	Verlustanalyse	90
6.4.1	Lokale Entropieproduktion infolge Dissipation.....	90
6.4.2	Lokalisierung der Laufradverluste.....	93
6.4.3	Einfluss der Laufraddrehrichtung.....	108
6.5	Optimierung des Verbundbetriebs 2 x HRD60 Boosted	110
6.5.1	Verbesserung der Zuströmbedingungen	110
6.5.2	Anpassung der Laufradbreite	115
6.5.3	Laufradverluste in der 2. Stufe mit breitem Laufrad.....	118
6.6	Zusammenfassung der numerischen Untersuchungen.....	121
6.7	Untersuchung weiterer Verbundkombinationen	122
6.7.1	Verbundbetrieb aus 2 x S-XP 240/40	123
6.7.2	Verbundbetrieb aus S-XP 240/40 und HRD 60 Boosted	129
7	Experimentelle Validierung.....	133
7.1	Verbundbetrieb aus 2 x S-XP 240/40.....	133
7.2	Verbundbetrieb aus S-XP 240/40 und HRD 60 Boosted.....	134
7.3	Optimierung der Zuströmung	135
8	Auslegungshinweise für serielle Verbundbetriebe	137
8.1	Szenarien eines Verbundbetriebs.....	137
8.2	Auswahl der Geräte für den Verbundbetrieb.....	138
8.3	Ausführung der Verbindungselemente zwischen den Stufen.....	139
9	Zusammenfassung	141
10	Ausblick	145
	Literaturverzeichnis.....	147

Anhang 157

- A.1 RANS Gleichungen..... 157
- A.2 Berechnung des GCI 158
- A.3 Transportgleichung der Entropie..... 159
- A.4 Numerische Untersuchungen 160

Bezeichnungen und Einheiten

Abkürzungen

BP	Betriebspunkt
CAD	Computer aided design
div	Divergenz
DNS	Direkte Numerische Simulation
IKTD	Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design
LR	Laufрад
NBP	Nennbetriebspunkt (BP mit höchstem Wirkungsgrad)
RANS	Reynolds-averaged Navier-Stokes Gleichungen
VB	Verbundbetrieb
W	Widerstand (der Anlage)

Formelzeichen

Symbol	Einheit	Erläuterung
a	m/s	Schallgeschwindigkeit
A	m ²	Fläche
b	m	Laufрадbreite
c	m/s	Absolutgeschwindigkeit
c	J/(kg·K)	spezifische Wärmekapazität
C	-	Beiwert
D	m	Durchmesser
E	-	Abweichung
E	J	Energie
E	m ² /s ²	Bernoulli Konstante
g	m/s ²	Gravitationskonstante
h	m	Höhe

l	m	Länge
m	kg	Masse
M	Nm	Drehmoment
Ma	-	Machzahl
n	1/min	Drehzahl
n	-	Anzahl
n	-	Polytrophenexponent
p	Pa	Druck
P	W	Leistung
\vec{q}	W/m ²	Wärmestromdichte
Q	-	Feldgröße
\dot{Q}	W	Wärmestrom
r	m	Radius
r	-	Reaktionsgrad
R	J/(kg·K)	spezifische Gaskonstante
Re	-	Reynoldszahl
s	m	Schaufeldicke
s	m	Spaltweite
s	J/(K·kg)	spezifische Entropie
S	J/K	Entropie
\dot{S}	J/(K·s)	Entropiestrom
t	s	Zeit
T	K	Temperatur
u	m/s	Geschwindigkeitskomponente in x-Richtung
u	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
v	m/s	Geschwindigkeit
v	m/s	Geschwindigkeitskomponente in y-Richtung
v	m ³ /kg	spezifisches Volumen

V	m^3	Volumen
\dot{V}	m^3/min	Volumenstrom
\dot{V}_0	m^3/min	Nullvolumenstrom
\dot{V}_{max}	m^3/min	maximaler Volumenstrom
w	m/s	Geschwindigkeitskomponente in z-Richtung
w	m/s	Relativgeschwindigkeit
\dot{W}	W	Technische Arbeit
x	m	Ortskoordinate
y	m	Ortskoordinate
Y	m^2/s^2	spezifische Nutzarbeit
z	m	Ortskoordinate
Z	-	Schaufelanzahl
α	-	Durchflusszahl
β	K	Kompressibilitätskoeffizient
β	$^\circ$	Schaufelwinkel
Δ	-	Differenz
ε	$J/(kg \cdot s)$	Dissipationsrate
ζ	-	Verengungsfaktor
ζ	-	Verlustfaktor
η	Pa/s	Viskosität
η	-	Wirkungsgrad
κ	-	Isentropenexponent
κ	-	Modellkoeffizient
λ	$W/(m \cdot K)$	Wärmeleitfähigkeit
μ	-	Minderleistungsfaktor
ν	m^2/s	Kinematische Viskosität
ν	-	Modellkoeffizient
ν	-	Durchmesser Verhältnis

ρ	kg/m ³	Dichte
σ	-	Laufzahl
σ	N/mm ²	Oberflächenspannung
φ	-	Lieferzahl
ψ	-	Druckzahl
ω	rad/s	Winkelgeschwindigkeit
∂	-	partielle Ableitung

Indizes

0	Bezug
1	Laufradeintritt
2	Laufradaustritt
∞	theoretisch
ax	axial
D	Dissipation
el	elektrisch
er	erreichbare
h	hydraulisch
Nenn	Nennbetriebspunkt
pro	produziert
q	Wärme
R	Reibung
rad	radial
rel	relativ
S	Stoß
Sp	Spalt
t	total
u	Umfangsrichtung

u	Umgebung
v	volumetrisch
Vis	Viskosität
x	x-Richtung
x	Laufvariable
y	y-Richtung
z	z-Richtung

Abstract

Centrifugal fans are widely used for gas compression in a variety of industrial areas, especially for ventilation or components in industrial processes. The demand for higher pressure increases requires wider operating ranges of the fans. In the present work, the serial connection of centrifugal fans was analytically, numerically and experimentally investigated and the optimized arrangement calculated. The impellers of the investigated fans had a plane-parallel hub and shroud. The blades of the impellers were inclined backward with the shape of a circular arc. The connection to a serial compound operation is established by the combination of single centrifugal fans.

Due to their design centrifugal fans are preferred for applications requiring high pressures at moderate flow rates. However, the increase in pressure is constrained by mechanical limits such as the strength of the material used in combination with the diameter and drive speed. In order to meet these requirements which can no longer be achieved by a single unit centrifugal fans can be combined to a serial combination.

In the literature of centrifugal fans, serial operating mode is usually only described theoretically. As the experimental preliminary investigations have shown, the total pressure increase and the efficiency of such systems cannot be adequately described with the methods from the literature.

For this purpose a modified design method is presented, which is not based on the total pressure increase of the individual device, but on the specific work under consideration of a change in density. For this new method the course of the pressure increase and the power consumption as a function of the volume flow rate are necessary for the calculation. Analytical design methods for determining the nominal operating point (point of best efficiency) are available in the literature and have also been validated experimentally. With increasing distance from this point the analytical calculation models sometimes deviate significantly from the measurement results. For this reason, experimental results of centrifugal fans with backward inclined blades (higher efficiency in comparison to radial ended or forward inclined blades) were analyzed. By evaluating characteristic curve points, such as the ratio of the pressure increase at a volume flow rate of $0 \text{ m}^3/\text{min}$ to the pressure increase at the point of best efficiency, correlations could be established with respect to the geometric dimensions. With these correlations the entire characteristic curve can be calculated using only the nominal operating point.

Using the new analytical design method (and the correlations to determine the entire characteristic curve from the nominal operating point), three different impellers were designed for the same operating point. The properties of the different characteristic curves were then investigated for different system resistances. This shows that, depending on the course of the system resistance the courses of pressure increase, volume flow rate, and efficiency differ significantly. This has to be considered in the design of serial arranged fans.

For the numerical simulations four combinations of serial arranged devices were investigated. Two of them consist of two identical fans (two times: HRD 60 Boosted and two times: S-XP 240/40) and the other two variants consist of different devices (one HRD 60 Boosted and one S-XP 240/40). Within the serial combination of the different fans their arrangement was changed during the investigation.

The study revealed that the first stage of the serial arrangements has a behavior comparable to the single fan. However, in the following stages their behavior changes. In addition to operating data such as pressure increase and efficiency the loss behavior was also analyzed by the entropy production through indirect dissipation. With this method the overall conditions as well as the loss production could be examined in detail. In particular, the inlet losses in the impeller were investigated. It could be shown that the inlet area between the inlet opening and the area of the leading edge of the blade significantly influences the efficiency of the second stage. Furthermore, simulations proved that impellers with a deceleration of the flow velocity from the inlet opening to the leading edge are insensitive to a disturbed inflow. For example, the inlet losses can be reduced by increasing the impeller width. However, this geometric adjustment also leads to a change in the characteristic curve. With these informations it was possible to clearly identify devices that are suitable for use in serial arrangements. These findings from the design of individual impellers were finally transferred into a guideline. In order to reduce the inlet losses, various possibilities were presented.

Starting from the direct connection of the discharge and suction nozzles of the different stages, an extended pipe between the stages and a star rectifier were investigated. Both variations to change the inlet conditions lead to a reduction of the losses within the second stage.

The entropy production was applied to analyze the losses and showed that the distributions of losses within the examined impellers are different. In an impeller with a larger outer diameter at lower speed most of the losses occur already in the inlet area of the

impeller or immediately behind the leading edge of the blade. For impellers with a smaller outer diameter at higher speed a large proportion of the losses occur in the rear area of the blade channel.

Based on these criteria, the simulation of serial arranged fans with different devices shows which were more suitable for a serial arrangement.

The numerical results were confirmed by experimental measurements of the serial arranged fans. All four numerically investigated combinations were validated by experimental studies. In addition, the differences in the total pressure increase and efficiency were also shown in the serial arrangements with different fans in each stage. The investigations also showed that an increase of the efficiency as well as an increase of the total pressure of the serial arrangement could be achieved by an optimization of the connection between the stages.

The results obtained can already be used in the first development steps within the scope of designing serially arranged fans. To sum up, the knowledge of the system characteristic curve and the geometric dimensions of the devices enable a structured and comprehensible selection of the combinations by applying the calculation method proposed.

1 Einleitung

Zur Bereitstellung eines kontinuierlichen Luftstroms bei definiertem Druck werden häufig Ventilatoren verwendet. Unter einem Ventilator ist eine Strömungsmaschine zu verstehen, die zur Förderung von gasförmigen Medien bei niedrigen Druckerhöhungen eingesetzt wird [Eck03, S. 1]. Erfolgt die Unterteilung der Strömungsmaschinen anhand der maximal erreichbaren Druckerhöhung, so ist diese für Ventilatoren gemäß [DIN EN ISO 5801 2011, S. 31] auf max. 30.000 Pa festgelegt. Strömungsmaschinen, die diese definierte Druckerhöhung überschreiten, werden als Gebläse bzw. Verdichter bezeichnet. Alternativ können Strömungsmaschinen auch anhand der Durchströmungsrichtung im Laufrad unterteilt werden.

Ventilatoren sind meist Bestandteil eines komplexen lufttechnischen Systems, bestehend aus Rohrleitungen, Filtern, Klappen bzw. Drosselorganen und anderen Verbrauchern und werden beispielsweise in Gebäudebelüftungssystemen, Hochöfen oder auch Anlagen zur Flaschentrocnung eingesetzt. Aufgrund der unterschiedlichen Ausführungen des lufttechnischen Systems sind auch die auftretenden Betriebszustände höchst variabel. Besondere Bedeutung kommt der Auswahl eines geeigneten Ventilators zu, da dieser auf die angeschlossenen Anlagenteile abgestimmt sein muss. Hierbei sind zum einen der erforderliche Volumenstrom und zum anderen der zu erzeugende Druck ausschlaggebend. Dies setzt wiederum ausreichende Kenntnis über das den Ventilator umgebende System voraus. Ein fehlerhaft gewählter Ventilator kann dazu führen, dass die Funktionsfähigkeit der gesamten Anlage nicht gegeben ist. Die Anforderungen hinsichtlich notwendiger Druckerhöhung und notwendigem Volumenstrom legen die Bauform des einzusetzenden Ventilators fest. Die Hauptbauformen der Ventilatoren werden in Radial-, Diagonal-, Axial- und Querstromventilatoren unterteilt, die sich in ihrer Durchströmungsrichtung im Laufrad unterscheiden [BOHL83, S. 27]. Die verschiedenen Anwendungszwecke bedingen eine Vielfalt an konstruktiven Ausführungen.

Das unterschiedliche Betriebsverhalten von Axial- und Radialventilator ist in Bild 1.1 anhand der Druckerhöhung über dem Volumenstrom dargestellt. Bei identischem Außendurchmesser aller Laufräder ($D_2 = 0,63 \text{ m}$) wird die Drehzahl so angepasst, dass im Nennbetriebspunkt (Betriebspunkt mit höchstem Wirkungsgrad) eine Luftleistung von 10 kW zur Verfügung steht. Die Luftleistung errechnet sich als das Produkt aus der Totaldruckerhöhung und dem Volumenstrom. Wie in Bild 1.1 zu sehen ist, eignen sich

Radialventilatoren für Anwendungen, bei denen vergleichsweise hohe Drücke bei eher niedrigen Volumenströmen gefordert sind. Axialventilatoren werden dagegen bei höheren Volumenströmen bei vergleichsweise niedrigem Druck eingesetzt. Konstruktiv unterscheiden sich „Radiallaufrad 1“ und „Radiallaufrad 2“ lediglich in der Laufradbreite. Diese Anpassung der Laufradbreite führt zu einer Verringerung des maximal verfügbaren Volumenstroms bei „Radiallaufrad 2“. Zusätzlich wird die Antriebsdrehzahl beim „Radiallaufrad 2“ erhöht, sodass der verfügbare Druck ansteigt. Eine Änderung der Drehzahl wirkt sich linear proportional auf den Volumenstrom und quadratisch proportional auf den Totaldruckaufbau aus [DIN EN ISO 5801 2011, S. 70]. Anhand des gezeigten Beispiels wird somit deutlich, dass die Luftleistung von 10 kW durch unterschiedlich ausgeführte Laufräder bzw. Bauformen erreicht werden kann. Des Weiteren ist die elektrische Leistungsaufnahme P_{el} der Ventilatoren im Nennbetriebspunkt eingezeichnet. Hierbei ist zu erkennen, dass die elektrischen Leistungsaufnahmen von „Axiallaufrad“ und „Radiallaufrad 2“ mit 13,5 kW gleich sind. Somit beträgt der Wirkungsgrad als Quotient aus Luftleistung und elektrischer Leistungsaufnahme jeweils ca. 74 %. „Radiallaufrad 1“ weist mit ca. 83 % den höchsten Wirkungsgrad auf.

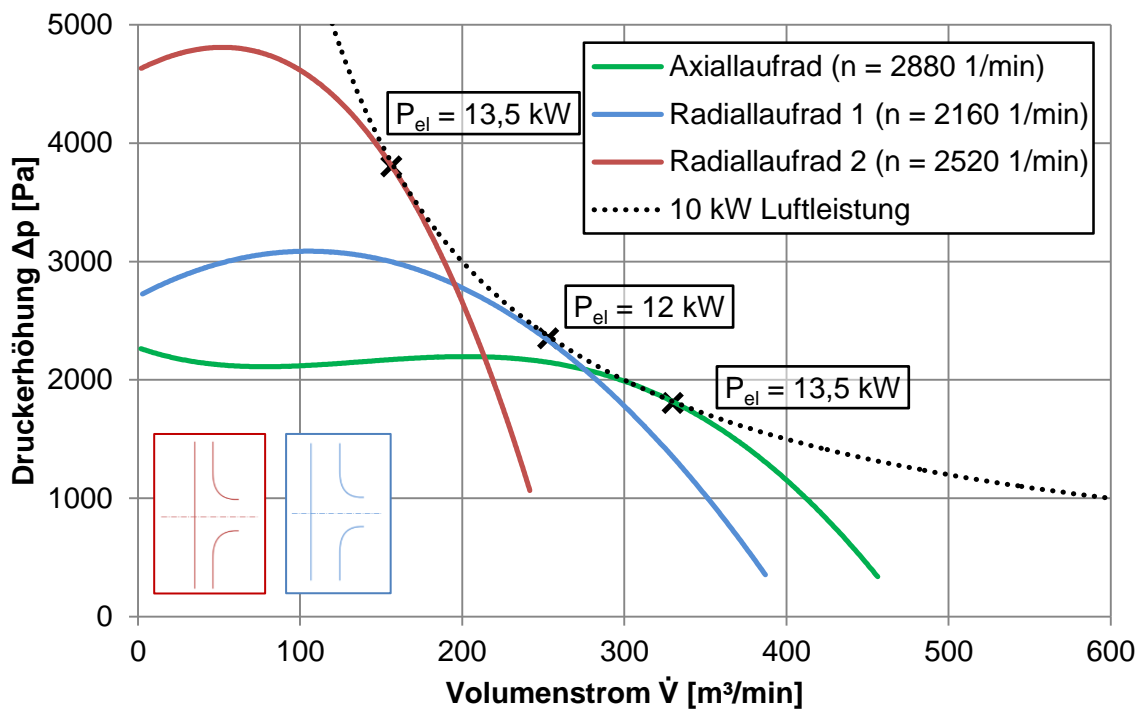


Bild 1.1: Beispielhafte Kennlinien für Axial- und Radialventilatoren für eine Luftleistung von 10 kW im Nennbetriebspunkt [DALY92, S. 132f.]

Neben der im Vergleich zu Axialventilatoren hohen Druckerzeugung sind auch der einfache mechanische Aufbau und die kostengünstige Herstellung mitverantwortlich

dafür, dass knapp 50 % der weltweit verwendeten Ventilatoren als Radialventilatoren ausgeführt werden [RADGEN02, S. 34].

Allerdings lässt sich die Druckerhöhung bei Radialventilatoren nicht beliebig steigern, wie die nachfolgende Analyse des Produktportfolios eines Ventilatorenherstellers in Bild 1.2 zeigt [NUDISCHER16]. Hierbei ist die Druckerhöhung über einem Volumenstrom von 0 – 100 m³/min aufgetragen. Neben Radialventilatoren und schnelldrehenden Radialventilatoren ($n \geq 12.000$ 1/min) sind auch Seitenkanalverdichter aufgenommen. Alle aufgeführten Kennlinien beziehen sich auf Geräte, deren Herstellkosten unterhalb von 2.000 € liegt. Bei geringen Volumenströmen bis zu 20 m³/min und hohen Drücken werden bevorzugt Seitenkanalverdichter eingesetzt. Mit ansteigendem Volumenstrom fällt bei Seitenkanalverdichtern die Druckerhöhung jedoch steil ab und schränkt den Betriebsbereich ein. Oberhalb eines Volumenstroms von ca. 30 m³/min sind keine Seitenkanalverdichter mehr verwendbar, sodass ab diesem Bereich ausschließlich Radialventilatoren eingesetzt werden. Allerdings ist zu erkennen, dass einerseits die maximale Druckerhöhung von Radialventilatoren unterhalb der Druckerhöhung von Seitenkanalverdichtern liegt und andererseits der erreichbare Druck mit zunehmendem Volumenstrom absinkt.

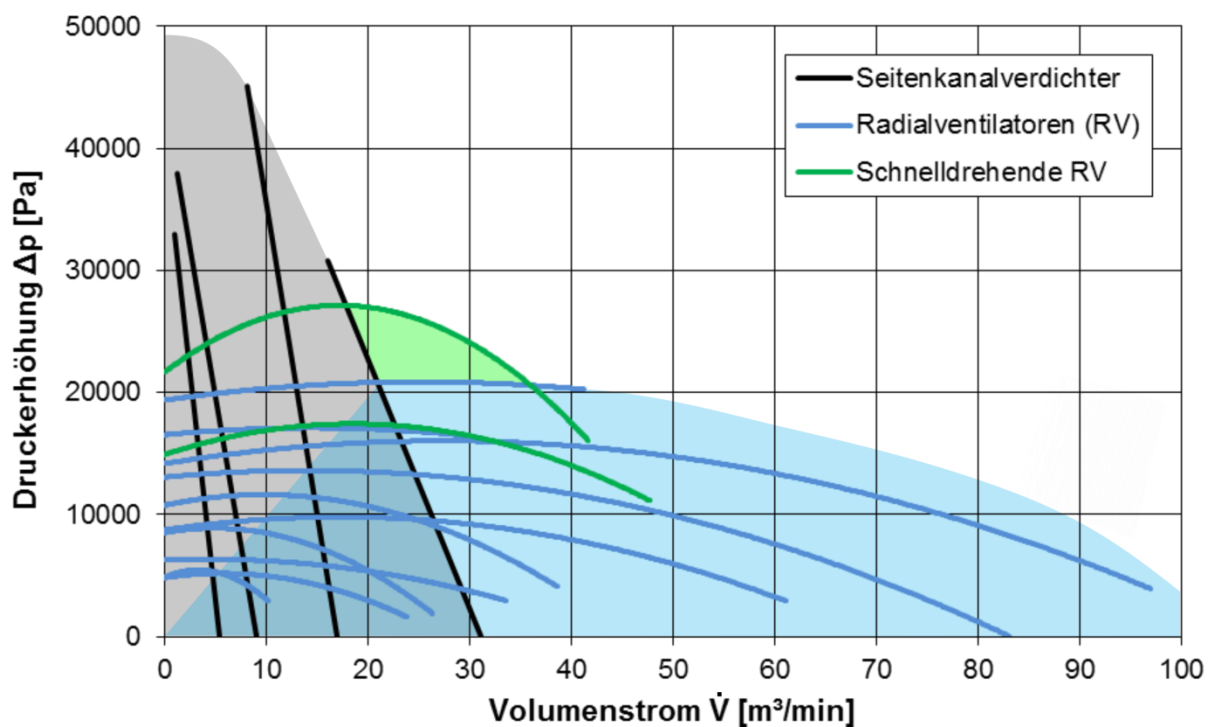


Bild 1.2: Produktportfolio eines Ventilatorenherstellers für Volumenströme zwischen 0 - 100 m³/min [NUDISCHER16]

Für Anwendungen, die beispielsweise einen Volumenstrom von 30 m³/min bei einer Druckerhöhung von 30000 Pa benötigen, kann diese Anforderung weder mit einem Seitenkanalverdichter noch mit einem einzelnen Radialventilator erfüllt werden.

Um den geforderten Betriebspunkt dennoch zu erreichen, gibt es unterschiedliche Lösungsansätze. Im einfachsten Fall kann die Rotationsgeschwindigkeit des Laufrads angepasst und der neue Betriebspunkt angefahren werden. Allerdings ist dies meist aufgrund mechanischer Restriktionen (begrenzte Festigkeit und/oder invariante Drehzahl) ausgeschlossen [BOMMES90, S. 25]. Sollte diese Maßnahme nicht ausreichen bzw. nicht möglich sein, kann der vorhandene Ventilator durch ein leistungsfähigeres Gerät ausgetauscht werden, was meist mit höheren Kosten und einem größeren erforderlichen Bauraum einhergeht. Eine weitere Möglichkeit, den geforderten Betriebspunkt zu erreichen, ist die Verbindung von mehreren Ventilatoren zu einem seriellen Verbund.

Die Vorteile eines solchen seriellen Verbundbetriebs sind [AMCA03, S. 51]:

- höhere erreichbare Drücke,
- Realisierung unterschiedlicher Kennlinien, je nach Kombination der Einzelgeräte,
- Energieeffizienter Betrieb bei variablen Betriebsbedingungen durch Zu-/Abschalten eines Ventilators,
- größere Freiheit bei der geometrischen Anordnung,
- elektrische Vorteile, da die aufgenommene elektrische Leistung beim Anfahren und im Betrieb auf mehrere Geräte verteilt werden kann (Lastverteilung im elektrischen Netz),
- Reduktion der Schallemission,
- Redundanz, d. h. bei Wartung/Fehlerfall eines Ventilators kann der Betrieb (eingeschränkt) fortgesetzt werden.

Außerdem kann durch den seriellen Verbundbetrieb von Radialventilatoren bei niedrigen Volumenströmen auch der Seitenkanalverdichter ersetzt werden, da dieser meist Wirkungsgrade von unter 60 % aufweist [BEILKE03, S. 20].

Die Verwendung des Begriffs Verbundbetrieb bezieht sich auf die Verschaltung mehrerer Einzelgeräte, die unmittelbar miteinander kombiniert werden und möglichst kompakt zueinander angeordnet sind. Innerhalb des Verbunds werden die jeweiligen Geräte als Stufen bezeichnet.

1.1 Problemstellung

Wie in Bild 1.3 a) dargestellt, gab es bereits im Jahr 1917 Anwendungen, für die zwei Radialventilatoren seriell angeordnet wurden [KARRER17A, S. 254]. Im gezeigten Beispiel werden beide Laufräder über einen mittig angeordneten Elektromotor angetrieben. Durch Entfernen der Rohrleitung zwischen den Stufen ist auch ein Einzelbetrieb der Ventilatoren möglich. Eine vergleichbare Ausführung zeigt Bild 1.3 b) in Form eines direktangetriebenen Verdichters [BLEIER97, S. 7.49].

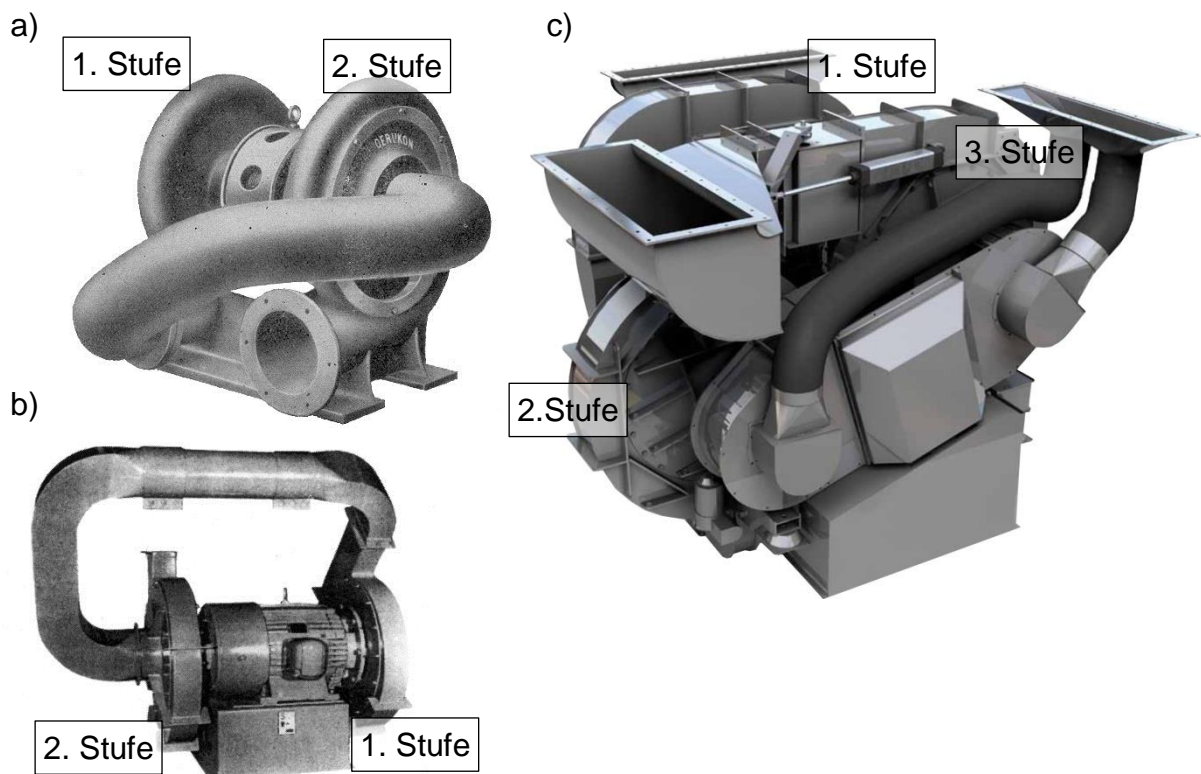


Bild 1.3: Umsetzungsbeispiele für den seriellen Verbundbetrieb:

- a) „Zweistufiges Gebläse kleiner Leistung“ der Firma Oerlikon [KARRER17A, S. 254]
- b) „Direkt angetriebener mehrstufiger Verdichter“ der Firma Andritz Sprout-Bauer [BLEIER97, S. 7.49]
- c) „Mehrstufige Antriebseinheit für einen Saugbagger“ der Firma RSP [RSP17, S. 16]

Bild 1.3 c) zeigt das CAD Modell eines 3-stufigen Radialventilators in serieller Verschaltung [RSP17, S. 16]. Dieser Verbundbetrieb ist auf einem LKW montiert und wird zur pneumatischen Förderung von unterschiedlichen Materialien genutzt. Diese Beispiele dokumentieren, dass serielle Verbundbetriebe schon seit Langem bei unterschiedlichen

praktischen Anwendungen eingesetzt werden, bei denen die Anforderungen nicht durch ein Einzelgerät abgedeckt werden können.

Obwohl es wie in Bild 1.3 gezeigt, durchaus praktische Anwendungen gibt, ist der serielle Verbundbetrieb von Ventilatoren in der Fachliteratur meist nur unvollständig wiedergegeben und über die Wirkungsweise ist nur wenig bekannt. In der Fachliteratur finden sich häufig nur konstruktive Beispiele [WIESMANN30, S. 170f] oder die Berechnungen basieren auf einfachen Ansätzen, um die theoretisch erreichbare Druckerhöhung zu ermitteln, ohne diese anhand von Messungen nachzuweisen [BOHL83, S. 116]. Die aus der Verschaltung resultierenden Eigenschaften, wie beispielsweise die aggregierte Leistung oder der Wirkungsgrad, werden in der Fachliteratur meist nur qualitativ beschrieben. Die im vorstehenden aufgezeigten Vorteile des seriellen Verbunds können deshalb bislang nicht zielgerichtet für praktische Anwendungen genutzt werden.

Die folgende Untersuchung ist daher darauf fokussiert, dass Radialventilatoren zu einem seriellen Verbund verschaltet werden können, um noch höhere Drücke von mindestens 30.000 Pa zu erreichen. Hierzu finden sich auch einige konstruktive Beispiele, die bereits in konkreten Anwendungen umgesetzt sind, obwohl die theoretischen Grundlagen in der Fachliteratur nur eingeschränkt vorhanden sind.

1.2 Zielsetzung und Struktur der Arbeit

Die Verschaltung von Radialventilatoren zu einem seriellen Verbundbetrieb ermöglicht höhere Drücke und damit die Erweiterung des Einsatzbereichs im Vergleich zum Einzelgerät. Für die Auslegung von seriellen Verbundbetrieben ist neben der resultierenden Kennlinie der verwendeten Geräte auch das Zusammenwirken mit der angeschlossenen Anlage von hoher Bedeutung. Im Rahmen dieser Arbeit soll die lufttechnische Auslegung von Verbundbetrieben und die Auswirkungen in Abhängigkeit der Anlagenkennlinie detailliert untersucht werden. Das Ziel dieser Untersuchungen soll die zuverlässige Auslegung von seriellen Verbundbetrieben sein, die den Konstrukteur bei der praktischen Umsetzung unterstützt.

Um das Verhalten der Ventilatoren im seriellen Verbundbetrieb beschreiben zu können, wird eine analytische Auslegungsmethode von seriell verschalteten Radialventilatoren erarbeitet sowie numerische und experimentelle Untersuchungen durchgeführt, um die Ergebnisse der analytischen Auslegungsmethode zu bestätigen. Für die Umsetzung dieser Zielsetzung wird gemäß Bild 1.4 vorgegangen. Aufbauend auf den einleitenden

Beispielen, den Vorteilen von seriell angeordneten Radialventilatoren und der Zielsetzung der Arbeit werden die notwendigen Grundlagen und Zusammenhänge dargestellt. Hierbei wird neben dem Aufbau und der Auslegung von Radialventilatoren auch auf die strömungsmechanischen und thermodynamischen Grundlagen eingegangen. Im Anschluss an die Literaturübersicht werden zunächst experimentelle Voruntersuchungen durchgeführt, bevor die Konkretisierung und Zielsetzung der Aufgabenstellung definiert werden kann. Nach Festlegung der Zielsetzung folgt im Hauptteil der Arbeit die Problemlösung anhand analytischer, numerischer und experimenteller Untersuchungen. Die daraus resultierenden Ergebnisse werden zusammengeführt und möglichst allgemeingültig formuliert, um dem Konstrukteur die zuverlässige Auslegung von seriell angeordneten Radialventilatoren zu ermöglichen. Die Arbeit schließt mit einer Zusammenfassung und einem Ausblick für nachfolgende Untersuchungen.

Konstruktionen, die mehrere Laufräder auf einer Antriebswelle besitzen und sich innerhalb eines gemeinsamen Gehäuses befinden (und sich damit nicht unabhängig voneinander betreiben lassen) sowie Verdichter mit räumlich gekrümmten Schaufeln, sind nicht Bestandteil der hier durchgeführten Untersuchungen.

Die vorgestellten Ergebnisse basieren teilweise auf unveröffentlichten und veröffentlichten Beiträgen des Autors: [NUDISCHER16], [NUDISCHER17A], [NUDISCHER17B], [NUDISCHER18].

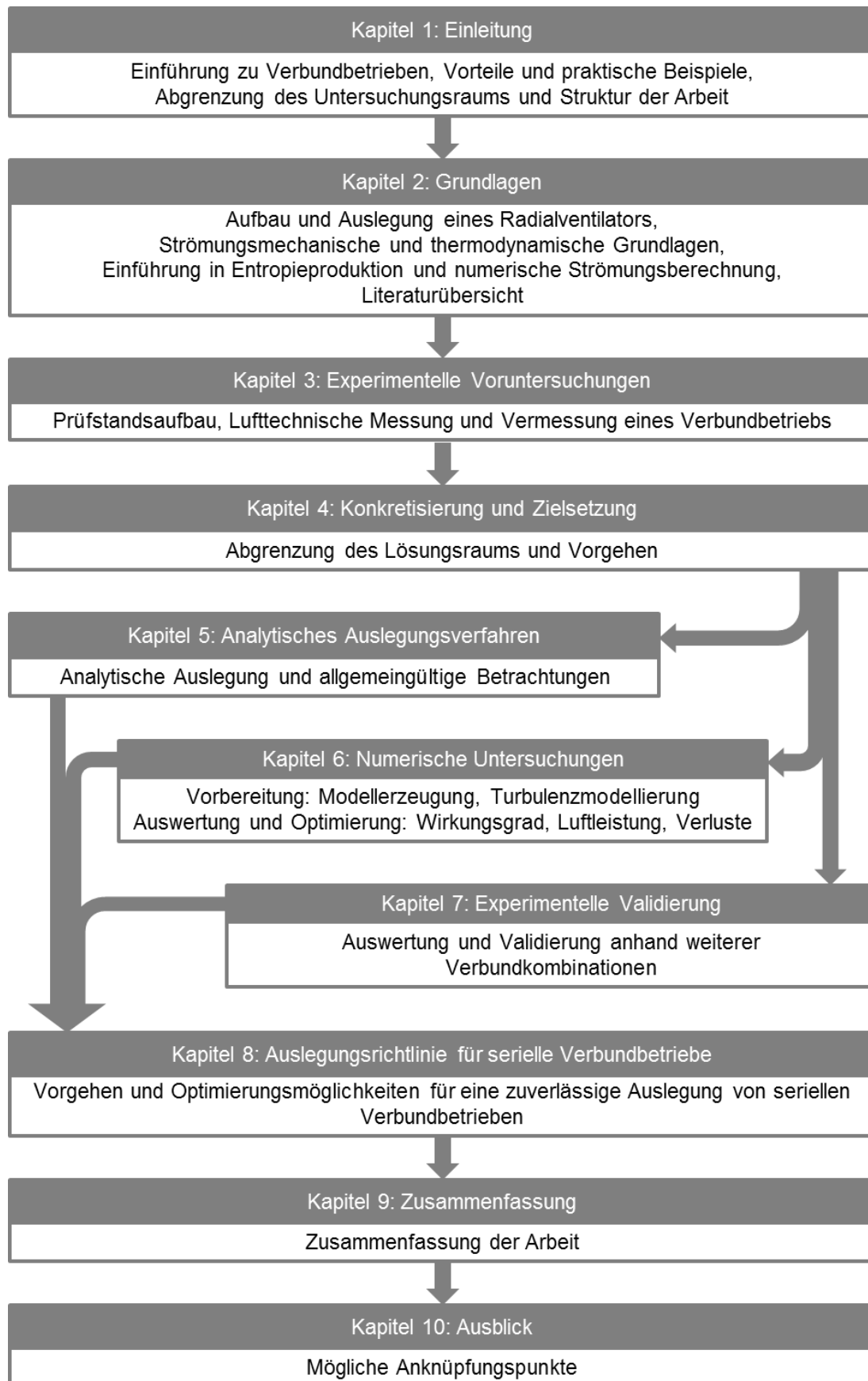


Bild 1.4: Aufbau der Arbeit

2 Der Stand der Technik und der Forschung

Für die Auslegung serieller Verbundbetriebe bestehend aus mehreren Einzelventilatoren sollen zunächst die Grundlagen zum Aufbau und zur Auslegung eines einzelnen Radialventilators betrachtet werden. Ausgehend vom konstruktiven Aufbau des Ventilators und des Laufrads werden die strömungsmechanischen Grundlagen und darauf aufbauend ein Entwurfsverfahren aus der Fachliteratur für die Auslegung von Radialventilatoren vorgestellt. Anschließend werden die Literaturstellen, die Verbundbetriebe von Radialventilatoren behandeln, kompakt zusammengefasst. Zusätzlich wird auf die numerische Strömungsberechnung von Radialventilatoren eingegangen und eine Einführung zur Verlustbetrachtung anhand der Entropieproduktion gegeben.

2.1 Aufbau eines Radialventilators

Der konstruktive Aufbau eines Radialventilators ist in Bild 2.1 dargestellt. Die Mehrzahl von Ventilatoren wird über einen elektrischen Motor angetrieben, der entweder mit einer konstanten oder durch zusätzliche elektronische Steuerungen mit einer variablen Drehzahl betrieben wird.

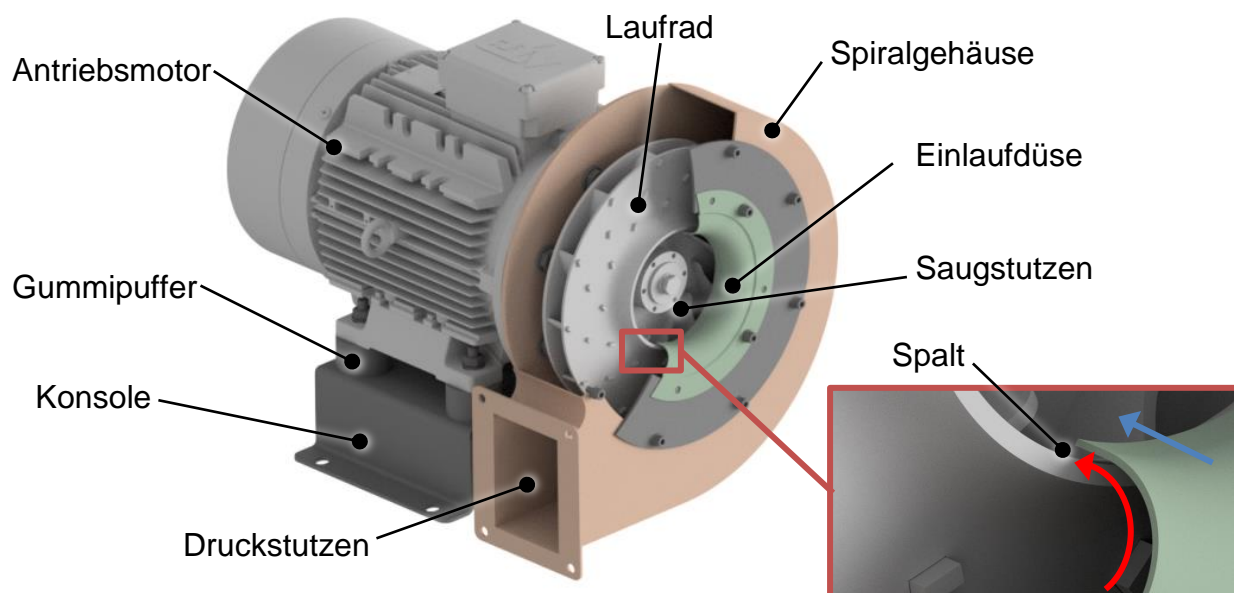


Bild 2.1: Modell eines direktangetriebenen Radialventilators

Das Laufrad ist häufig direkt an die Motorwelle angebunden. Konstruktive Ausführungen, bei denen sich ein Getriebe zwischen Motorwelle und Laufradwelle in Form von Riemen oder Zahnrädern befindet, werden aufgrund der zusätzlichen Verluste im Getriebe kaum noch eingesetzt. Das rotierende Laufrad wird in axialer Richtung angeströmt und die Schaufeln lenken das Fluid radial nach außen ab. Am Austritt des

Laufzylinder besitzt das Fluid einen hohen Anteil an kinetischer Energie, die mit Hilfe des Spiralgehäuses anteilig wieder in Druckenergie umgewandelt wird. Die Öffnungsquerschnitte im Spiralgehäuse, durch die das Fluid in das Gerät ein- und nach der Verdichtung austritt, werden als Saugstutzen bzw. Druckstutzen bezeichnet [CORY05, S. 22ff].

Der Eintrittsbereich zwischen Einlaufdüse und Laufrad ist nochmals vergrößert in Bild 2.1 dargestellt. Bauartbedingt befindet sich zwischen dem Eintritt in das rotierende Laufrad und der feststehenden Einlaufdüse ein Spalt, da während des Betriebs die Berührung zwischen Laufrad und Gehäuse vermieden werden muss. Die Einlaufdüse verbessert die Füllung und Zuströmung am Eintritt des rotierenden Laufrads. Aufgrund eines Druckunterschiedes zwischen dem Inneren des Spiralgehäuses (hoher Druck / roter Pfeil in Bild 2.1) und dem Saugstutzen (niedriger Druck / blauer Pfeil in Bild 2.1) kommt es zu einem Leakagestrom im Spalt, der zu Rückströmungen bereits verdichteter Luft in den Saugstutzen führt. Dieser Leakagestrom steht nicht am Druckstutzen zur Verfügung und mindert dadurch die Leistung des Ventilators.

Den Aufbau eines rückwärts gekrümmten Laufrads zeigt das Bild 2.2. Die Schaufeln sind an der Trag- und Deckscheibe befestigt.

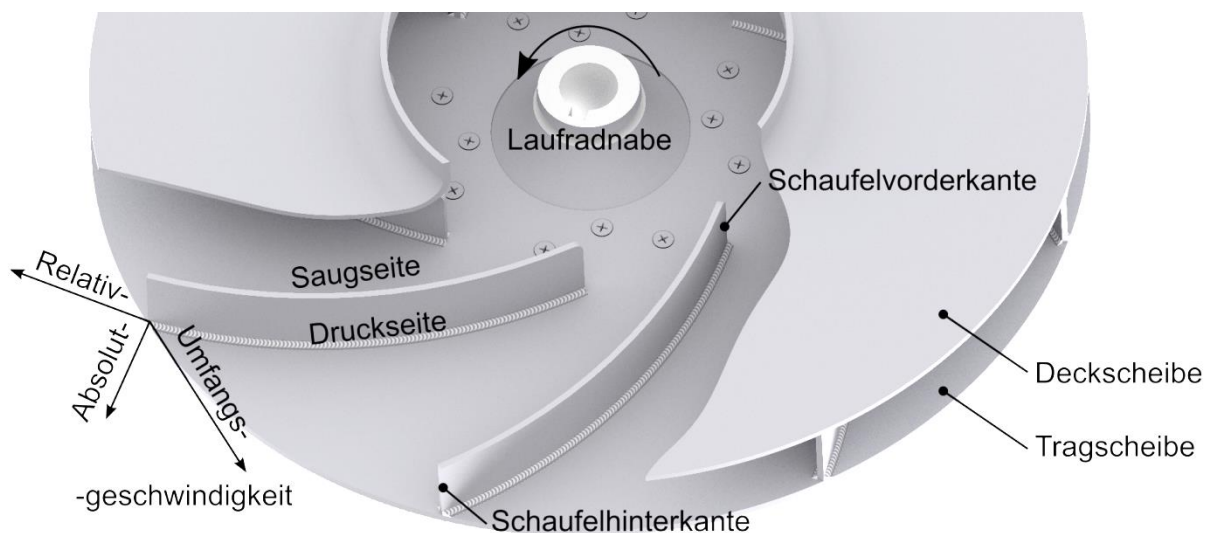


Bild 2.2: Nomenklatur und Aufbau eines rückwärts gekrümmten Laufrads

Durch die Rotation und die Durchströmung des Laufrads entstehen unterschiedliche Druckniveaus an der Schaufel. Die Oberfläche der Schaufel, die in radialer Richtung nach außen gewandt ist, wird als Druckseite bezeichnet. Die abgewandte Seite wird Saugseite genannt.

Der Spaltvolumenstrom trägt innerhalb des Laufrads dazu bei, dass sich dieses besser füllen kann und die Strömung bei Umlenkung von der axialen in die radiale Richtung nicht an der Deckscheibe ablöst [GRUBER59] und [HÖNMANN61A].

Die Herausforderung bei der Auslegung eines Ventilators besteht darin, einen möglichst hohen Wirkungsgrad bei geringen Herstellkosten zu erreichen. Dies hat zur Folge, dass das Laufrad und auch das Gehäuse fertigungsgerecht gestaltet und somit meist nicht auf den maximal möglichen Wirkungsgrad ausgelegt werden. Die ideale Kontur für Laufradschaufeln besteht aus räumlich gekrümmten Schaufeln, die meist durch Fräsbearbeitung oder als Gussbauteil hergestellt werden. Merkmale kostenoptimierter Laufräder sind beispielsweise Laufradschaufeln mit konstanter Wandstärke (Herstellung aus handelsüblichen Halbzeugen), die als Kreisbogenschaufel ausgeführt sind, oder Laufräder mit einer planparallelen Trag- und Deckscheibe [CAROLUS13, S. 25ff].

2.2 Betriebsverhalten eines Radialventilators

Industriell eingesetzte Ventilatoren sind häufig Bestandteil eines gesamten lufttechnischen Systems. Das Betriebsverhalten des Systems, bestehend aus Ventilator und Anlage, wird anhand von Kennlinien, wie sie in Bild 2.3 beispielhaft dargestellt sind, beschrieben.

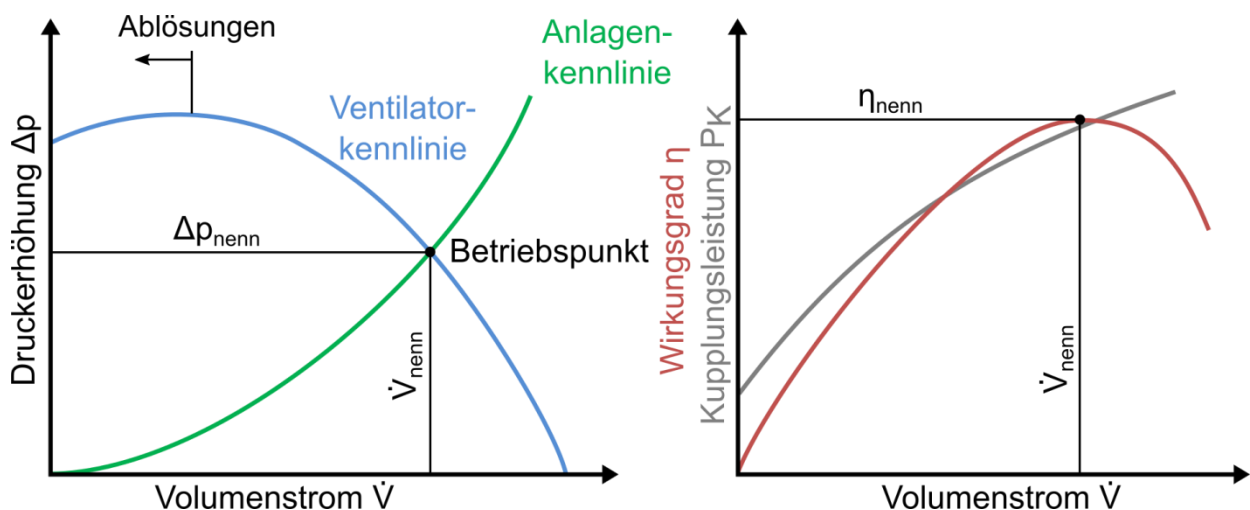


Bild 2.3: Ventilator- und Anlagenkennlinie

Bild 2.3 links zeigt die Druckerhöhung Δp über dem Volumenstrom \dot{V} . Der erzeugte Druckaufbau des Ventilators ist abhängig vom geförderten Volumenstrom. Der Zusammenhang von Druckerhöhung und Volumenstrom wird als Ventilator-kennlinie bezeichnet und kann durch die Gestaltung des Laufrads (vgl. Bild 1.1) und die Betriebsparameter, wie beispielsweise die Drehzahl, beeinflusst werden. Des Weiteren ist auch

die Anlagenkennlinie (grün) eingetragen. Die Anlagenkennlinie beschreibt den Strömungswiderstand der angeschlossenen Komponenten und hängt vom durch die Anlage geförderten Volumenstrom ab. Der Schnittpunkt aus Ventilator-kennlinie und Anlagenwiderstand ist der Betriebspunkt. In Bild 2.3 rechts sind der Wirkungsgrad η und die Kupplungsleistung P_K der Antriebswelle des Laufrads über dem Volumenstrom \dot{V} aufgetragen. Im Idealfall liegt der Betriebspunkt im Bereich des maximalen Wirkungsgrads. Dieser Betriebspunkt wird auch als Nennbetriebspunkt bezeichnet. Es ist zu erkennen, dass eine Anpassung des Betriebspunkts zu Änderungen im Wirkungsgrad führt. Somit ist für eine zielgerichtete Auslegung des Ventilators auch die Kenntnis über die Anlagenkennlinie unerlässlich. Des Weiteren steigt die notwendige Kupplungsleistung mit zunehmendem Volumenstrom an [SIGLOCH18, S. 252ff].

Wie ebenfalls in Bild 2.3 zu erkennen ist, besitzt die Ventilator-kennlinie einen Scheitelpunkt. Links dieses Scheitelpunkts und somit bei verhältnismäßig geringen Volumenströmen treten Strömungsablösungen innerhalb des Laufrads auf. Die Ablösungen werden auch als rotierendes Abreißen bezeichnet, da die Ablösegebiete nur in einzelnen Schaufelkanälen im Laufrad auftreten und in Drehrichtung des Laufrads wandern. Hierbei kommt es zu periodischen Druckschwankungen innerhalb der Schaufelkanäle, die wiederum in Verbindung mit einem schwingungsfähigen System das sogenannte Pumpen auslösen. Hohe mechanische Beanspruchungen auf das Laufrad und das gesamte Ventilatorsystem können die Folgen dieser instationären Strömungserscheinung sein. Aus diesem Grund sollte der Betrieb bei solch niedrigen Volumenströmen vermieden werden [BENDLER83, S. 303].

2.3 Strömungsmechanische Grundlagen

Ein strömendes Fluid kann anhand der Größen Druck p , Dichte ρ , Temperatur T und Geschwindigkeit v (zerlegt in Betrag und Richtung) quantitativ charakterisiert werden. Diese Größen sind untereinander über die Erhaltungssätze der Masse, des Impulses bzw. Drehimpulses, der Energie und den Zustandsgleichungen des strömenden Fluids gekoppelt. Zur Vervollständigung der physikalischen Größen seien hier auch der Kompressibilitätskoeffizient β , die Viskosität η , die Schallgeschwindigkeit a und die Oberflächenspannung σ genannt, die für die folgenden Betrachtungen nur eine untergeordnete Rolle einnehmen [SUREK17, S. 4].

Das Gleichungssystem, bestehend aus der Kontinuitätsgleichung, der Impulsgleichung und der Energiegleichung, wird auch als Navier-Stokes-Gleichungen bezeichnet

[BLAZEK05, S. 16]. Die Kontinuitätsgleichung besagt, dass bei stationären Strömungen die pro Zeiteinheit t strömende Masse \dot{m} über den Strömungsquerschnitt A konstant ist. Voraussetzung hierfür ist, dass sich zwischen den Bilanzierungsgrenzen keine Quellen oder Senken befinden. Die Dichte $\rho(x)$ ist im allgemeinen Fall eine Feldgröße des strömenden Fluids, die sich abhängig von der Ortskoordinate x innerhalb der Strömung ändern kann.

$$\dot{m}(t) = \int_{(A)} \rho(x) \cdot v \cdot dA = \text{const.} \quad (2.1)$$

Die Impulserhaltung setzt die zeitliche Impulsänderung $I(t)$ innerhalb eines Massenelements dm gleich der resultierenden äußeren Kräfte auf dieses Massenelement.

$$I(t) = \underbrace{\int_{(m)} v \cdot dm}_{\text{Impulsänderung innerhalb des Massenelements}} = \underbrace{\int_{(V)} v \cdot \rho \cdot dV}_{\text{Resultierende äußere Kraft}} \quad (2.2)$$

Somit beschreibt der Impulssatz die Bewegung eines Massenelements aufgrund einwirkender (äußerer) Kräfte. Eine weitere insbesondere für Turbomaschinen wichtige Erhaltungsgröße ist die Erhaltung des Dralls [ZIEREP18 S. 122ff]. Im Laufrad von Turbomaschinen wird die Arbeit durch Änderungen des Dralls verrichtet. Diese Dralländerung zwischen eintretender Strömung in das Laufrad $r_1 \cdot c_{u,1}$ und austretender Strömung aus dem Laufrad $r_2 \cdot c_{u,2}$ multipliziert mit dem Massenstrom \dot{m} entspricht dem eingebrachten Drehmoment bei Strömungsarbeitsmaschinen [KALIDE10, S. 29].

$$M = \dot{m} \cdot (r_2 \cdot c_{u,2} - r_1 \cdot c_{u,1}) \quad (2.3)$$

Der Radius r lässt sich anhand der Winkelgeschwindigkeit ω und der Umfangsgeschwindigkeit u ausdrücken:

$$r = \frac{u}{\omega} \quad (2.4)$$

Gleichung 2.4 in Gleichung 2.3 eingesetzt ergibt:

$$Y_\infty = \frac{\omega \cdot M}{\dot{m}} = (u_2 \cdot c_{u,2} - u_1 \cdot c_{u,1}) \quad (2.5)$$

Diese Gleichung wird auch als Euler'sche Turbinengleichung bezeichnet und beschreibt die theoretisch mögliche übertragbare spezifische Nutzarbeit Y_∞ innerhalb des Laufrads.

Die Energieerhaltung besagt, dass Energie in andere Energieformen umgewandelt, aber nicht erzeugt oder vernichtet werden kann. In strömenden Fluiden treten hierbei folgende Energieformen auf, deren Gesamtsumme konstant sein muss:

- spezifische Druckenergie p/ρ ,
- spezifische dynamische Energie $v^2/2$,
- spezifische potenzielle Energie des Gravitationsfeldes $g \cdot h$,
- spezifische Schwingungsenergie.

Die spezifische Schwingungsenergie ist wegen ihres geringen Anteils gegenüber den anderen drei Energieformen meist zu vernachlässigen [SUREK17, S. 66]. Durch die Bilanzierung der Änderung der Energie pro Zeit $\partial E/\partial t$ über die Systemgrenze lässt sich der 1. Hauptsatz der Thermodynamik formulieren. Für ein offenes System lautet dieser:

$$\frac{\partial E}{\partial t} = \dot{Q} + \dot{W} + \sum_{\text{Ein}} \dot{m} \cdot \left(\frac{p}{\rho} + \frac{1}{2} v^2 + g \cdot h \right) - \sum_{\text{Aus}} \dot{m} \cdot \left(\frac{p}{\rho} + \frac{1}{2} v^2 + g \cdot h \right) \quad (2.6)$$

Somit entspricht die Änderung der Energie pro Zeit innerhalb des Systems der Summe aus dem Wärmestrom \dot{Q} , der technischen Arbeit \dot{W} und der Änderung der Energie an den Ein- bzw. Austrittsflächen des Systems.

Da bei realen Prozessen die Umwandlung der Energie in die unterschiedlichen Energieformen irreversibel abläuft, wird der 2. Hauptsatz der Thermodynamik eingeführt, der die Ausprägung dieser Irreversibilität beschreibt. Quantifiziert wird diese Irreversibilität durch die Zustandsgröße der Entropie S [CLAUSIUS65]. [BAEHR16, S. 92f.] führt vier Postulate an, um den 2. Hauptsatz zu beschreiben:

- Die Entropie S ist in jedem System als extensive Zustandsgröße vorhanden.
- Die Entropie S eines Systems kann geändert werden durch:
 - Wärmetransport über die Systemgrenze,
 - Materietransport über die Systemgrenze,
 - Entropieerzeugung infolge irreversibler Prozesse im Inneren des Systems.
- Mit dem Wärmestrom \dot{Q} geht der Entropiestrom \dot{S}_Q über die Systemgrenze und ist definiert als:

$$\dot{S}_Q = \frac{\dot{Q}}{T} \quad (2.7)$$

- Die im Inneren des Systems erzeugte Entropie aufgrund irreversibler Prozesse ist positiv und verschwindet nur im reversiblen Fall.

Somit können die in einem Prozess erzeugten Irreversibilitäten mit Hilfe der Entropie beschrieben und durch deren Bestimmung als Maß zur Güte des Prozesses herangezogen werden. Für ein offenes System lässt sich der zweite Hauptsatz wie folgt ausdrücken:

$$\frac{\partial S}{\partial t} = \sum_{\text{Systemgrenze}} \frac{\dot{Q}}{T} + \sum_{\text{Ein}} \dot{m} \cdot s - \sum_{\text{Aus}} \dot{m} \cdot s + \dot{S}_{\text{pro}} \quad (2.8)$$

Bei Prozessen mit dissipativem Anteil wird ein Teil der zugeführten Arbeit in innere Energie umgewandelt. Dissipationsarbeit ist bei irreversiblen Prozessen zu berücksichtigen, bei denen Wellenarbeit, elektrische Arbeit oder Reibungsarbeit zugeführt wird [KRETZSCHMAR07, S. 340].

Die Kopplung der thermischen Zustandsgrößen Druck p , Temperatur T und spez. Volumen V/m bzw. Dichte ρ erfolgt durch die Zustandsgleichungen. Häufig wird dabei die thermische Zustandsgleichung des idealen Gases verwendet:

$$p = \rho \cdot R \cdot T \quad (2.9)$$

R ist hierbei die spezifische Gaskonstante und beträgt für trockene Luft $R \approx 287,12 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ [VDI2013, S. 196].

Neben diesen Gleichungen für die Beschreibung des thermodynamischen Zustands des Systems sind auch dimensionslose Faktoren von großer Bedeutung, die oftmals zu Vergleichen von unterschiedlichen Betriebszuständen oder auch Strömungszuständen herangezogen werden.

Speziell für Ventilatoren sind die folgenden dimensionslosen Kennzahlen wichtig:

- Lieferzahl:

$$\varphi = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot D_2^2 \cdot u_2} = \frac{c_{m,2}}{u_2} \quad (2.10)$$

mit:

\dot{V} : Volumenstrom

D_2 : Durchmesser Laufrad an Schaufelhinterkante

u_2 : Umfangsgeschwindigkeit an Schaufelhinterkante

$c_{m,2}$: Meridiangeschwindigkeit an Schaufelhinterkante

- Druckzahl:

$$\psi = \frac{2 \cdot Y}{u_2^2} \quad (2.11)$$

mit:

Y: Spezifische Nutzarbeit ($\Delta p/\rho$)

- Laufzahl:

$$\sigma = \frac{\varphi^{1/2}}{\psi^{3/4}} = n \cdot \frac{2 \cdot \sqrt{\pi \cdot \dot{V}}}{(2 \cdot Y)^{3/4}} \quad (2.12)$$

mit:

n: Drehzahl

- Durchmesserzahl:

$$\delta = \frac{\psi^{1/4}}{\varphi^{1/2}} = \frac{D_2}{\sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot \sqrt{2 \cdot Y}}}} \quad (2.13)$$

Aus strömungstechnischer Sicht sind weiterhin folgende dimensionslose Ähnlichkeitsbeziehungen relevant:

- Reynoldszahl:

$$Re = \frac{l \cdot c_\infty}{\nu} \quad (2.14)$$

mit:

l: charakteristische Länge

c_∞ : Anströmgeschwindigkeit

ν : kinematische Viskosität

- Machzahl:

$$Ma = \frac{v}{a} \quad (2.15)$$

mit:

v: Strömungsgeschwindigkeit

a: Schallgeschwindigkeit

Die in Kapitel 2.2 vorgestellte Ventilator Kennlinie mit Auftragung der Druckerhöhung über dem Volumenstrom lässt sich auch als dimensionslose Kennlinie mit der Druckzahl

über der Lieferzahl darstellen. Insbesondere bei der rechnerischen Auslegung von Strömungsmaschinen wird auf die dimensionslose Berechnung zurückgegriffen.

2.4 Die Auslegung von Radialventilatoren

Das zentrale Element eines Ventilators stellt das Laufrad dar. Wie bereits in Kapitel 1 aufgezeigt, kann das Verhalten des Ventilators durch die konstruktive Ausführung des Laufrads beeinflusst werden. Der Entwurf von Laufrädern radialer Bauart zur Erreichung eines vorgegebenen Drucks und Volumenstroms wird nachfolgend vorgestellt. Durch die Verdichtung des Fluids und die Rotation des Laufrads kommt es zu unterschiedlichen Drücken, die insgesamt auf das Laufrad wirken. Diese Drücke erzeugen Kräfte, die wiederum von den Lagerstellen des Laufrads aufgenommen werden müssen.

Für die Auslegung des Laufrads gibt es unterschiedliche Berechnungsansätze und Vorgehensweisen, die im Detail unter anderem in [BOHL13B], [BOMMES02], [BOMMES74], [BOMMES97A], [BOMMES97B], [CAROLUS13], [ECK03], [KLAES94] aufgeführt sind. Aufgrund der komplexen Strömungszustände innerhalb des Laufrads finden sich in allen Berechnungsansätzen empirische Gleichungssätze. Das Vorgehen zur Berechnung wird auszugsweise nach [BOMMES02] aufgezeigt.

Für die Neuauslegung eines Ventilators ist der erste Schritt die Festlegung des notwendigen Betriebspunkts. In dem vorgestellten Berechnungsansatz ist hierfür die Angabe des Volumenstroms \dot{V} , der spezifischen Nutzarbeit Y und der Drehzahl n notwendig. Aus diesen Betriebsdaten kann mit Gleichung 2.12 die Laufzahl berechnet werden. Über das Cordier-Diagramm [CORDIER53] in Bild 2.4 kann mit Hilfe der berechneten Laufzahl die Durchmesserzahl abgeschätzt werden. Im Cordier-Diagramm sind 1-stufige Strömungsmaschinen mit ihrer Laufzahl und der Durchmesserzahl im Nennbetriebspunkt doppellogarithmisch aufgetragen. Eine analytische Beschreibung des von [CORDIER53] experimentell aufgezeigten Zusammenhangs ist beispielsweise in [PELZ12, S. 5ff], [SPURK92, S. 70ff] und [MÜLLER01, S. 15] zu finden.

Das Cordier-Diagramm gilt sowohl für axiale Laufräder als auch für radiale Laufräder. Somit kann bereits durch die Angabe des Volumenstroms, der spezifischen Nutzarbeit und der Drehzahl die Bauform der Strömungsmaschine festgelegt werden.

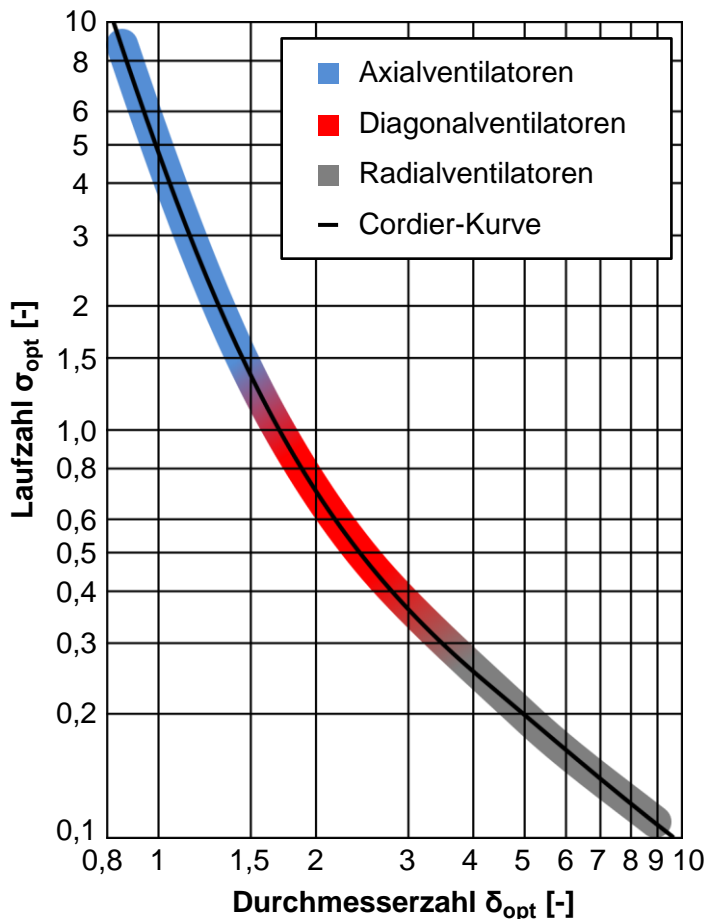


Bild 2.4: Cordier-Diagramm mit Einteilung der unterschiedlichen Bauformen [BOMMES02, S. 37]

Durch die Bestimmung der Durchmesserzahl kann anschließend der Außendurchmesser des Laufrads D_2 und damit die Umfangsgeschwindigkeit am Außendurchmesser u_2 berechnet werden. Daran schließen sich die Abschätzungen und Festlegungen für den Eintrittsdurchmesser D_1 , die Schaufelbreite b_1 bzw. b_2 und die Schaufelwinkel β_1 bzw. β_2 an Ein- und Austritt des Laufrads an [BOMMES02, S. 77ff]. Jede dieser geometrischen Abmessungen beeinflusst die Betriebsparameter Druckzahl ψ und Lieferzahl φ . Die gesamte Auslegung anhand der empirischen Zusammenhänge bezieht sich auf den Nennbetriebspunkt des Ventilators.

Ist das Laufrad geometrisch eindeutig beschrieben, kann über eine Verlustbetrachtung über das Laufrad und ggf. das Gehäuse ein Nennbetriebspunkt errechnet werden. Auf die Bestimmung der Verluste im Laufrad wird nachfolgend genauer eingegangen. Neben der Berechnung des Nennbetriebspunkts kann auch die Kennlinie in Bereichen um den Nennbetriebspunkt abgeschätzt werden. Allerdings nimmt die Unsicherheit mit zunehmender Entfernung zu. Nach Festlegung der geometrischen Gestalt des Laufrads

wird der Strömungsverlauf innerhalb des Laufrads in Bild 2.5 näher betrachtet. Hierbei sind die sich einstellenden Geschwindigkeiten anhand eines Radialschnitts dargestellt. Die Strömung durch das Laufrad kann anhand unterschiedlicher Bezugssysteme betrachtet werden. Die Relativgeschwindigkeit w beschreibt den Vektor der Fluidteilchen entlang ihrer Bahnkurve ohne Berücksichtigung der Umfangsgeschwindigkeit u . Der Verlauf der Bahnkurve wird im Wesentlichen durch die Schaufelform beeinflusst. Die Überlagerung der Geschwindigkeitskomponenten aus dem Relativsystem und der örtlichen Umfangsgeschwindigkeit ergibt die Absolutgeschwindigkeit c . Daraus ergeben sich die sogenannten Geschwindigkeitsdreiecke, die in Bild 2.5 eingetragen sind. Die Indizierung „1“ bezieht sich auf die Geschwindigkeiten an der Schaufelvorderkante und die Indizierung „2“ auf die Geschwindigkeiten an der Schaufelhinterkante.

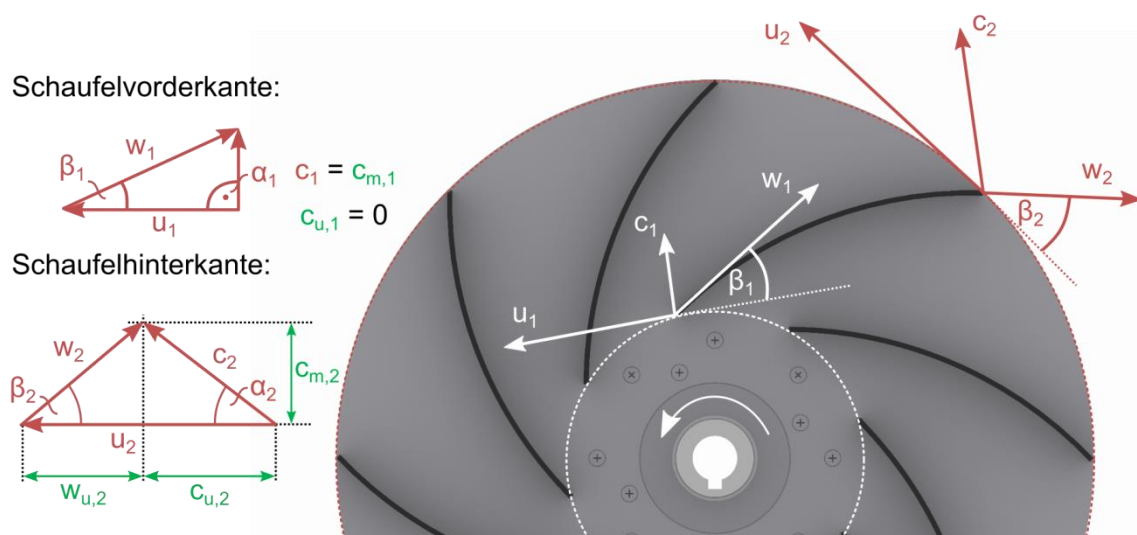


Bild 2.5: Geschwindigkeitsdreiecke an Laufrad Ein- und Austritt und deren Zerlegung in Meridian- und Umfangskomponenten

Stehen die Geschwindigkeitsvektoren der Umfangs- und Absolutkomponente am Eintritt des Laufrads senkrecht aufeinander, entspricht das einer drallfreien Zuströmung, wovon im Regelfall bei der Auslegung ausgegangen wird.

Durch die Zerlegung der Absolutgeschwindigkeit c in Meridian- c_m und Umfangskomponente c_u wird ersichtlich, dass bei drallfreier Zuströmung am Eintritt keine Umfangskomponente auftritt. Damit vereinfacht sich die Euler'sche Turbinengleichung (Gleichung 2.5) zu:

$$Y_\infty = \frac{\omega \cdot M}{\dot{m}} = u_2 \cdot c_{u,2} \quad (2.16)$$

Somit hängt die übertragbare spezifische Nutzarbeit von der Umfangsgeschwindigkeit u_2 und der Absolutgeschwindigkeit in Umfangsrichtung $c_{u,2}$ am Austritt des Laufrads ab. Gemäß dem Bild 2.5 berechnet sich die Absolutgeschwindigkeit in Umfangsrichtung $c_{u,2}$ wie folgt:

$$c_{u,2} = u_2 - \frac{c_{m,2}}{\tan \beta_2} \quad (2.17)$$

Die Komponente $c_{m,2}$ lässt sich über den Volumenstrom und die Austrittsfläche am Laufrad ($\pi \cdot D_2 \cdot b_2$) unter Berücksichtigung eines Verengungsfaktors berechnen:

$$c_{m,2} = \frac{\dot{V}}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \zeta_2} \quad (2.18)$$

Der Verengungsfaktor ζ_2 ist abhängig von der Schaufelanzahl Z , der Schaufeldicke s sowie dem Schaufelwinkel β_2 und dem Laufradaußendurchmesser D_2 :

$$\zeta_2 = 1 - \frac{Z}{\pi \cdot \frac{D_2}{s} \cdot \sin \beta_2} \quad (2.19)$$

Unter Berücksichtigung der dimensionslosen Kennzahlen Druckzahl ψ und Lieferzahl φ kann die Gleichung 2.16 ausgedrückt werden als:

$$\psi_\infty = 2 - \frac{\varphi}{2 \cdot \frac{b_2}{D_2} \cdot \tan \beta_2 \cdot \zeta_2} \quad (2.20)$$

Die Gleichung 2.20 beschreibt damit eine Gerade, deren Verlauf von den geometrischen Abmessungen des Laufrads abhängt. Die theoretisch erreichbare Druckzahl bei Nullförderung ($\varphi = 0$) ist demnach 2. Die Steigung der Euler'schen Turbinengleichung kann durch den Schaufelwinkel β_2 gewählt werden. Für Laufräder mit rückwärts gekrümmten Schaufeln verläuft die Steigung der Geraden negativ, da $\tan \beta_2$ positiv verläuft. Bei radial endenden Schaufeln ($\beta_2 = 90^\circ$) verläuft die Gerade parallel zur Lieferzahl und bei vorwärtsgekrümmten Schaufeln weist die Gerade eine positive Steigung auf. Die Euler'sche Turbinengleichung und auch die nachfolgend beschriebenen Verluste sind in Bild 2.6 dargestellt.

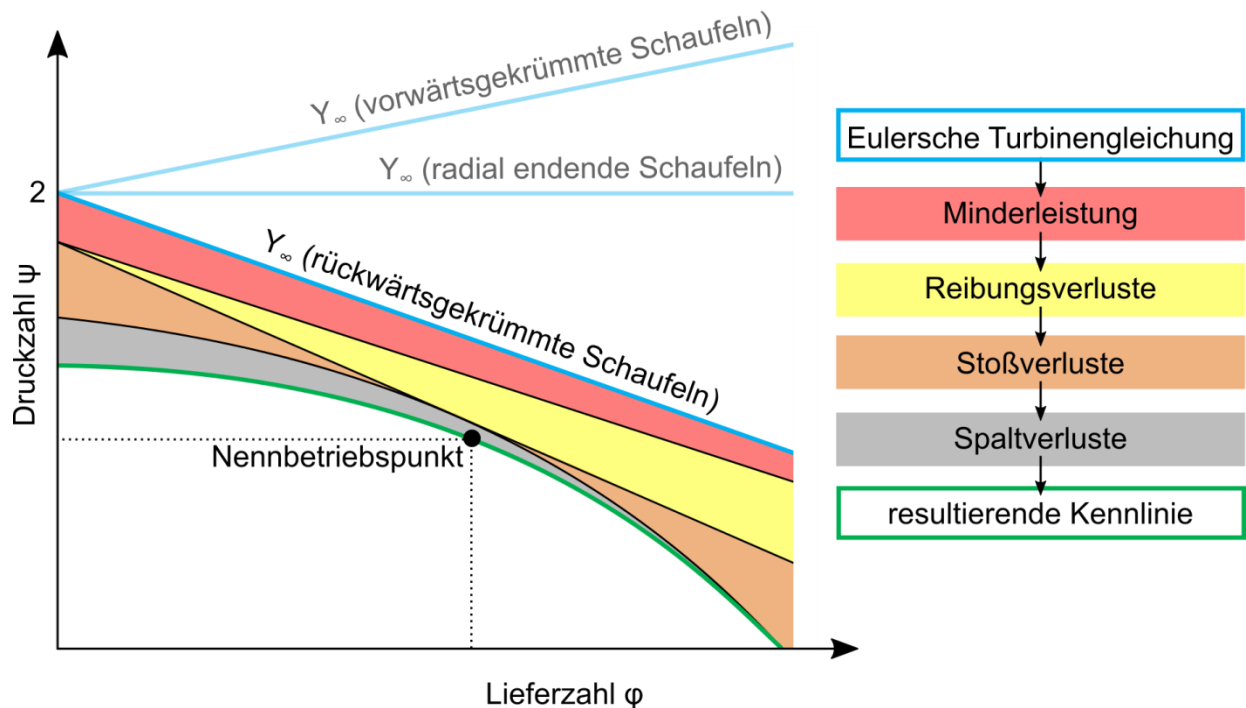


Bild 2.6: Zusammensetzung der resultierenden Kennlinie

Für die Berechnung der Leistungsfähigkeit eines Laufrads im realen Betrieb müssen ausgehend von der theoretisch möglichen Nutzarbeit entsprechend der Gleichung 2.16 bzw. 2.20 verschiedene Verlustanteile abgezogen werden. Nachfolgend sind die zu berücksichtigenden Verluste und auch ihre Berechnung anhand [BOMMES02] vorgestellt. Die Minderleistung beschreibt den Einfluss der endlichen Schaufelanzahl Z . In der idealisierten Vorstellung verlässt das Fluid das Laufrad im Schaufelwinkel β_2 , was durch eine unendliche Anzahl von Schaufeln erreicht wird. Allerdings erfährt das Fluid insbesondere bei kleinen Schaufelzahlen keine ausreichende Umlenkung, um der Schaufelkontur exakt folgen zu können und mindert dadurch die theoretisch am Austritt zur Verfügung stehende Druckenergie bzw. die Druckzahl von ψ_∞ auf ψ_{er} . Diese Reduzierung der erreichbaren Druckzahl ψ_{er} im Verhältnis zur theoretischen möglichen Druckzahl ψ_∞ wird durch den Minderleistungsfaktor μ ausgedrückt:

$$\mu = \frac{\psi_{er}}{\psi_\infty} \quad (2.21)$$

Ein gängiges und für Ventilatoren häufig verwendetes Minderleistungsmodell nach [PFLEIDERER55, S. 127ff] ist wie folgt definiert:

$$\mu = \left[1 + \frac{2 \cdot \kappa \cdot \left(1 + \frac{\beta_2}{60^\circ} \right)}{z \cdot \left(1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right)} \right]^{-1} \quad (2.22)$$

mit:

κ : Modellkoeffizient (0,6...1,0)

Der Modellkoeffizient κ kann zwischen 0,6...1,0 gewählt werden. Dieser Koeffizient berücksichtigt die Strömungsverhältnisse am Austritt des Laufrads. Bei einer nachgeschalteten Leitvorrichtung, die die Strömungsverluste am Laufradaustritt minimiert, ist κ eher klein zu wählen. Ist keine Leitvorrichtung vorhanden oder die Kontur des Spiralgehäuses ungünstig gewählt, erhöhen sich dadurch die Verluste am Laufradaustritt und demzufolge ist κ höher anzusetzen [BOMMES90]. Nach Festlegung des Modellkoeffizienten kann somit die Minderleistung als Faktor berechnet werden. Die Minderleistung führt zu einer Verschiebung der Euler'schen Turbinengleichung. Neben [PFLEIDERER55] sind weitere Ansätze zur Bestimmung der Minderleistung beispielsweise in [BUSEMANN28], [ECK72], [SCHULZ28], [SPANNHAKE30], [STODOLA24] oder [WIESNER67] zu finden.

Nach Berücksichtigung der endlichen Schaufelanzahl und der Strömungsverhältnisse am Austritt des Laufrads sind die Verluste infolge von Reibung abzuziehen. Der Reibungsverlust lässt sich in verschiedene Anteile aufgliedern, die sich nicht eindeutig voneinander trennen lassen. Hierzu zählen die Reibung an den Schaufeln, der Umlenkungsverlust im Bereich des Eintritts von der axialen in die radiale Richtung, die Reibungsverluste an Trag- und Deckscheibe des Laufrads sowie die Verluste im Spiralgehäuse. [BOMMES02, S. 137] berechnet den Verlust infolge von Reibung in Form des Radreibungswirkungsgrads zu:

$$\eta_R = \frac{1}{1 + \frac{0,002 \cdot \eta_v \cdot \eta_h}{\varphi \cdot \psi}} \quad (2.23)$$

Der Radreibungswirkungsgrad beinhaltet gleichzeitig auch die Stoßverluste. Wie in Bild 2.5 zu erkennen ist, findet die drallfreie Anströmung der Schaufelvorderkante nur bei einem Wert von $c_{m,1}$ bzw. einem Betriebspunkt (siehe Gleichung 2.18) statt. Dies wird auch als stoßfreier Eintritt bezeichnet, da der Strömungswinkel im Geschwindigkeitsdreieck dem Schaufeleintrittswinkel β_1 entspricht. Bei geringeren oder höheren Volumenströmen erfolgt der Eintritt nicht stoßfrei. Der Verlust infolge der nicht stoß-

freien Anströmung lässt sich als Parabel beschreiben, deren Scheitel im Nennbetriebspunkt liegt:

$$\Delta\psi_S = C_S \cdot \left(1 - \frac{\varphi_x}{\varphi_s}\right) \quad (2.24)$$

mit:

C_S : Stoßbeiwert

$\varphi_{x;s}$: Lieferzahl bei Volumenstrom x bzw. bei stoßfreien Eintritt s

Für die Berechnung des Stoßbeiwerts C_S sei auf [PFLEIDERER55] verwiesen. Der hydraulische Wirkungsgrad η_h lässt sich nach [BOMMES02, S. 135] abschätzen zu:

$$\eta_h = 1 - \frac{0,055}{[(1 - v) \cdot (D_1 / D_0)]^{0,14}} \quad (2.25)$$

mit

v : Durchmesser Verhältnis D_1/D_2 (0,3...0,8)

D_0 : Bezugsdurchmesser (1 m)

Der volumetrische Wirkungsgrad η_v beschreibt die Spaltverluste, die bauartbedingt durch den Spalt s zwischen rotierendem Laufrad und stehender Einlaufdüse vorliegen. Dadurch wird der verfügbare Durchfluss durch das Gerät um den Spaltverlust $\Delta\varphi$ vermindert bzw. die Leckluftmenge $\Delta\dot{m}_l$ innerhalb des Ventilators gefördert, ohne dabei das Gehäuse durch den Druckstutzen zu verlassen. Der volumetrische Wirkungsgrad berechnet sich nach [BOMMES02, S. 99] wie folgt:

$$\eta_v = \left[1 + \frac{4 \cdot \alpha}{\varphi} \cdot \sqrt{r \cdot \psi} \cdot \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \cdot \frac{s}{D_1}\right]^{-1} \quad (2.26)$$

mit:

α : Durchflusszahl (0,75...0,8)

r : Reaktionsgrad (0,65...0,75 bei rückwärtsgekrümmten Schaufeln)

s : Spaltweite

Das Produkt aus Radreibungs-, hydraulischem und volumetrischem Wirkungsgrad wird auch als innerer Wirkungsgrad η_i oder lufttechnischer Wirkungsgrad η_L bezeichnet:

$$\eta_L = \eta_R \cdot \eta_h \cdot \eta_v \quad (2.27)$$

Der Gesamtwirkungsgrad η_{ges} beinhaltet neben den inneren Verlusten auch die mechanischen Verluste der Antriebseinheit (Lagerreibung, etc.) und berechnet sich wie folgt:

$$\eta_{\text{ges}} = \eta_L \cdot \eta_m = \frac{\Delta p_t \cdot \dot{V}}{P_{\text{el}}} \quad (2.28)$$

Auf die detaillierte Auslegung des Ventilatorgehäuses wird hier verzichtet. Die einzelnen Berechnungsschritte orientieren sich ebenfalls an geometrischen Gegebenheiten der Strömung und an empirisch bestimmten Zusammenhängen. Ausführliche Informationen hierzu sind in [CAROLUS13], [PFLEIDERER55] oder [ECK72] zu finden.

Damit kann der reale Betriebspunkt des ausgelegten Laufrads abgeschätzt werden. Weitere Berechnungsverfahren für Radialverdichter mit Gegenüberstellung der unterschiedlichen Minderleistungsfaktoren und qualitativer Entwicklung der Kennlinie sind in [FISTER86] wiedergegeben. Die Ergebnisse zur experimentellen Bestimmung des Minderleistungsfaktors ist beispielsweise in [BOMMES86], [BOMMES63A], [BOMMES63B], [BOMMES63C] oder [BALONI14] vorgestellt. Insgesamt müssen bei der Auslegung von Ventilatoren einige Faktoren abgeschätzt werden, sodass die tatsächliche Leistungsfähigkeit des Ventilators nur durch eine Messung nachgewiesen werden kann.

2.5 Literaturübersicht zu seriellen Verbundbetrieben

Für die Auslegung von Ventilatoren als Einzelgerät finden sich zahlreiche Werke. Die Untersuchung von Verbundbetrieben als Kombination aus mehreren Einzelgeräten insbesondere bei Ventilatoren radialer Bauart ist allerdings nur unzureichend wiedergegeben. Die nachfolgenden Unterkapitel enthalten eine Sammlung an relevanten Literaturstellen, die den Wissensstand zu Radialventilatoren im seriellen Verbundbetrieb verdeutlichen sollen.

2.5.1 Ausgeführte Anwendungsbeispiele von seriellen Verbundbetrieben

Wie in Kapitel 1.2 aufgezeigt, wurde bereits im Jahr 1917 über die Umsetzung eines seriellen Verbundbetriebs berichtet. Der darin aufgeführte zweistufige Verbundbetrieb erreicht laut Herstellerangaben bei einem Volumenstrom von 140 m³/min und einer Druckerhöhung von 21.000 Pa einen adiabatischen Wirkungsgrad von 80 % [KARRER17A, S. 37f.]. Allerdings beschränken sich die Untersuchungen nur auf die Messung des Verbundbetriebs, ohne dabei das Einzelgerät zu analysieren. Der Wirkungsgrad des Verbunds von 80 % bzw. dessen Ermittlung ist somit nicht nachvollziehbar, da die Vermessung unterschiedlicher Einzelgeräte in [KARRER17B, S. 263ff] bei keiner Messung einen adiabatischen Wirkungsgrad von über 80 % erreicht hat. [DALY92, S. 129] führt einen mehrstufigen Radialventilator eines Staubsaugers auf,

der lufttechnisch vermessen ist. Allerdings fehlen die Angaben zur Leistungsfähigkeit der einzelnen Stufen. Außerdem ist ein Beispiel aufgezeigt, wie sich Axialventilatoren in serieller Verschaltung zur Bewältigung bei stark unterschiedlichen Betriebspunkten anwenden lassen [DALY92, S. 174].

[WIESMANN30, S. 170f] zeigt Ausführungen von zwei-, drei- und vierstufigen Verbundbetrieben, die in Bild 2.7 dargestellt sind. Allerdings werden keine technischen Spezifikationen oder die erreichbare Leistung genannt.

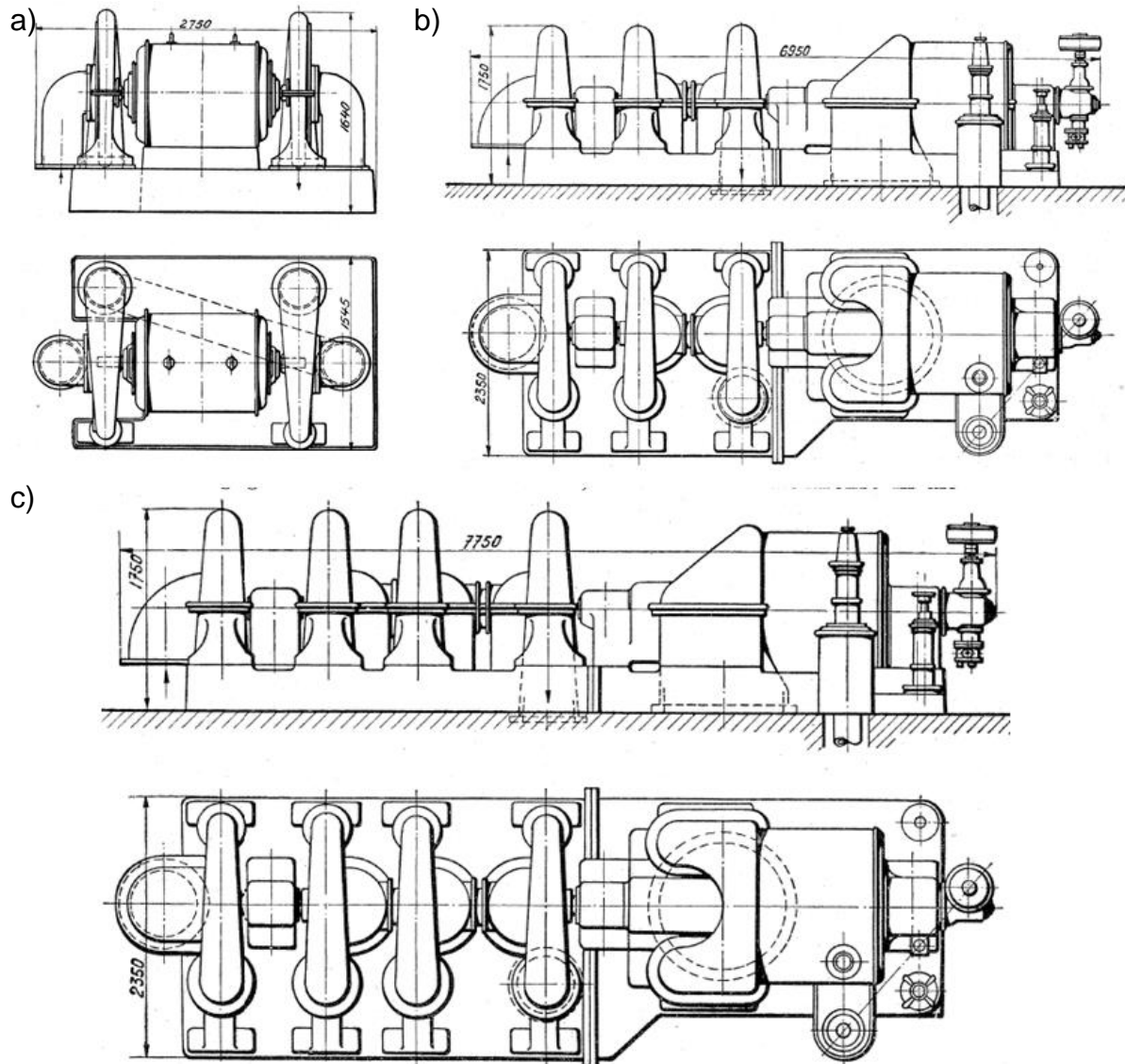


Bild 2.7: Konstruktive Ausführung von a) zwei, b) drei- und c) vierstufigen Verbundbetrieben [WIESMANN30, S. 170f]

Weitere konstruktive Ausführungen von seriell angeordneten Radialventilatoren finden sich in [MODE72, S. 79].

Für die in der Einleitung gezeigten mehrstufigen Antriebseinheit für einen Saugbagger existieren Schutzrechte, die den konstruktiven Aufbau solcher Systeme beschreiben [DE102010060971A1], [DE102014103604B3].

2.5.2 Qualitative Beschreibung von seriellen Verbundbetrieben

Qualitativ beschreibt [WIESMANN30], dass der Wirkungsgrad der hintereinandergeschalteten Ventilatoren im Vergleich zum Einzelgerät nicht kleiner wird. Dies führt er darauf zurück, dass durch die Kompression der Luft die Durchströmungsgeschwindigkeiten in den nachfolgenden Stufen abnehmen und sich positiv auf die Reibungsverluste auswirken. Außerdem verringern sich dadurch auch die Stoßverluste, sodass die Summe der Verluste in den Stufen des Verbunds vergleichbar zu denen des Einzelgeräts bleibt. Des Weiteren führt [WIESMANN30] aus, dass der Spaltverlust und die Radseitenreibung mit zunehmendem Durchmesser ansteigen. Außerdem zeigt er auf, dass durch die Verdichtung die Baugröße der nachfolgenden Stufen verringert werden kann und sich die geometrisch verkleinerten Stufen positiv auf die genannten Verluste auswirken. Bei diesen Aussagen bezieht sich [WIESMANN30, S. 157] auf die Ergebnisse von [VIDMAR22], der diesen Sachverhalt anhand von experimentellen Untersuchungen an Kreiselpumpen nachweisen konnte.

[ANDRITZKY71, S. 129] hat unterschiedliche Regelarten von Ventilatoren unter energetischen Gesichtspunkten untersucht. Dabei kommt er zu der Erkenntnis, dass durch einen Verbund aus mehreren Ventilatoren besonders im Teillastbetrieb eine wirtschaftliche und anpassungsfähige Regelung erfolgen kann. Des Weiteren werden konstruktive Vorteile mehrerer kleinerer Ventilatoren im Vergleich zu einem größeren Einzelgerät genannt.

Neben der Erhöhung des verfügbaren Drucks erwähnt [BACK55, S. 142f], dass durch einen Verbund die Laufraddrehzahlen vermindert werden können, was eine Verringerung der Umfangsgeschwindigkeit zur Folge hat. Diese Reduzierung wirkt sich positiv auf das abrasive Verschleißverhalten beim pneumatischen Fördern von feststoffbeladenen Strömungen aus. Außerdem weist der Autor darauf hin, dass die kinetische Energie, die der erste Ventilator im Verbund der Strömung aufprägt, nicht verloren geht. Dies führt dazu, dass im nachgeschalteten Ventilator mehr Energie in die Erhöhung des statischen Drucks fließen kann. Für die Anordnung des Verbundbetriebs über ein Leitungsnetz sollten die Ventilatoren über das Netz verteilt und nicht direkt hintereinander geschaltet sein, da ansonsten der höhere Druck die Leckageverluste vergrößert.

[BOHL83, S. 116ff] gibt bei der Berechnung der Luftleistung den Hinweis, dass die Druckerhöhung in den nachgeschalteten Stufen aufgrund zusätzlicher Reibungsverluste und der Fehlanströmung der nachgeschalteten Laufräder niedriger ist. Außerdem wird aufgezeigt, dass serielle Verbundbetriebe je nach Charakteristik der Anlagenkennlinie einen höheren Volumenstrom im Vergleich zu parallelen Verbundbetrieben fördern können. Aus energetischer Sicht wird aufgezeigt, dass der serielle Verbundbetrieb erst eingesetzt werden sollte, wenn die Laufraddrehzahl des Einzelgeräts nicht weiter gesteigert werden kann, um den geforderten Betriebszustand zu erreichen.

[SCHLENDER96, S. 107] ersetzt einen Ventilator durch zwei in Reihe geschaltete Ventilatoren, die im Vergleich zum Einzelgerät denselben Betriebspunkt erreichen sollen. Nähere Angaben zum Betriebspunkt oder den verwendeten Ventilatoren sind nicht gegeben. [SCHLENDER96] gibt lediglich einige Verhältnisse an, wie sich Einzelgerät und Verbundbetrieb unterscheiden. Im Einzelnen ist aufgeführt, dass der Durchmesser eines Laufrads des Verbunds um den Faktor $2^{1/4}$ (1,19) im Vergleich zum Einzelgerät steigt, die Drehzahl um den Faktor $8^{1/4}$ (1,68) sinkt und dadurch die Umfangsgeschwindigkeit um den Faktor $2^{1/2}$ (1,41) sinkt. Dies wirkt sich positiv auf die Lärmabstrahlung, Laufruhe und Festigkeit aus.

[WIELAND86] untersucht Systeme, um die Förderleistung von Radialventilatoren zu verändern. Hierbei teilt er die Systeme in die Kategorien „mit Beeinflussung der Ventilatorencharakteristik“ und „ohne Beeinflussung der Ventilatorencharakteristik“ ein. Die Verbundschaltung von mehreren Ventilatoren ordnet [WIELAND86] der Kategorie „ohne Beeinflussung der Ventilatorencharakteristik“ zu, ohne darauf näher einzugehen.

2.5.3 Berechnung von seriellen Verbundbetrieben

[WIESMANN30, S. 157] gibt an, dass sich der erreichbare Druck des Verbundbetriebs durch Multiplikation des Drucks der Einzelgeräte mit der Anzahl der verwendeten Stufen berechnen lässt. Allerdings stellt er im Laufe seiner Abhandlung fest, dass sich sowohl die Druckzunahmen als auch die Druckverhältnisse der einzelnen Stufen unterscheiden.

Der Großteil der in der Literatur beschriebenen Berechnungsansätze zur erreichbaren Luftleistung von seriellen Verbundbetrieben beruht auf der Addition der Totaldrücke bei konstantem Volumenstrom [BACK55, S. 142], [BOHL83, S. 116], [BOHL13A, S. 367f], [ECK72, S. 382], [OSBORNE66, S. 54], [SCHLENDER96, S. 107f]. Im weiteren Verlauf wird bei Verwendung dieses Berechnungsansatzes stellvertretend [BOHL83] genannt. In

anderen Quellen wiederum wird nur von Addition des Drucks bei konstantem Volumenstrom gesprochen, ohne dabei zu erwähnen, ob es sich um den Totaldruck oder den statischen Druck handelt [SCHÄDLICH14, S. M 47].

Weitere Berechnungsansätze, beispielsweise um den resultierenden Wirkungsgrad abzuschätzen, sind nicht bekannt.

Im Bereich der Pumpen finden sich zahlreiche Anwendungen von seriellen und parallelen Verschaltungen. Für die Berechnung bei Pumpen wird angegeben, dass sich die Förderhöhen bei unverändertem Förderstrom addieren lassen [HALBERG72, S. 38ff]. Für die Auslegung und den Betrieb ist dabei zu beachten, dass die nachgeschalteten Pumpen bei höheren Drücken laufen und die Gehäuse und Dichtungen den jeweiligen Bedingungen anzupassen sind. In [SCHINDL15, S. 131] wird eine Strategie für das Anfahren bzw. Abschalten eingeführt, sodass in keinem Betriebszustand Kavitation entstehen kann.

[GRABOW89] untersucht neben unterschiedlichen Regelungsarten und deren Energieeffizienz auch die serielle und parallele Verschaltung von Pumpen. Vergleichbar zu [HALBERG72] erfolgt die Berechnung der resultierenden Förderhöhe der seriell angeordneten Pumpen als Summe der einzelnen Förderhöhen.

2.5.4 Sonderthemen von seriellen Verbundbetrieben

[BANZHAF89] beschreibt das Anlagenschema eines Kraftwerks, in dem mehrere Ventilatoren hintereinander geschaltet sind. Hierbei wird detailliert auf mögliche Störfälle innerhalb des Leitungsnetzes eingegangen. Insbesondere die im Falle einer Störung möglichen Reglereingriffe und Betriebsstrategien, durch die eine Beschädigung der im Leitungsnetz verbauten Komponenten verhindert werden soll, werden aufgezeigt. Um rechtzeitig auf Störfälle reagieren zu können, sollte bei Änderungen des Betriebspunkts an den nachgeschalteten Ventilatoren die Regelung dynamischer im Vergleich zum ersten Ventilator erfolgen. Der Autor empfiehlt, in unmittelbarer Nähe der Ventilatoren Bypässe zu installieren, um sowohl im Störfall als auch beim Anfahren der Anlage einen sicheren Betrieb der Ventilatoren zu gewährleisten. Diese Bypässe können geöffnet werden, wenn infolge von stark gedrosselten Ventilatoren Pumpschwingungen entstehen, die wiederum hohe statische und dynamische Belastungen aller Komponenten hervorrufen. Dieser Sachverhalt ist in [BOMMES02, S. 454ff] ebenfalls aufgeführt. Ein vergleichbarer Störfall ist zudem in [TRAUTMANN89] zu finden.

[PILTZ75] untersucht die Anbindung eines Verbunds der druck- und saugseitig an eine Anlage angeschlossen wird und zeigt auf, wie sich diese auf den Betrieb des Systems auswirkt. Hierbei sind Messungen eines Ventilators, der aus sechs Stufen aufgebaut ist, aufgeführt. Allerdings sind keine Angaben zur Leistungsfähigkeit einer einzelnen Stufe angegeben.

[CAROLUS84] untersucht Pumpschwingungen von Ventilatorsystemen innerhalb von lufttechnischen Anlagen. Diese Schwingungen treten oftmals bei niedrigen Massenströmen auf. Neben Einzelgeräten wird auch ein serieller Verbundbetrieb theoretisch und experimentell untersucht. Für die Berechnung der resultierenden Kennlinie des Verbunds wendet [CAROLUS84] die Methode von [BOHL83] an. Des Weiteren zeigt sich bei den Untersuchungen zum Verbundbetrieb, dass bei der Verschaltung zweier gleichartiger Ventilatoren das Pumpverhalten vergleichbar mit dem des Einzelgeräts ist [CAROLUS84, S. 50] und [FELSCH83].

[DIECKHOFF99] baut auf diesen Ergebnissen auf. Er untersucht, wie gezielte Reglereingriffe das Verhalten dieser Pumpschwingungen in den Ventilatoranlagen beeinflussen und wertet dabei das zeitliche Verhalten von Druck- und Massenstrompulsationen aus. Die durchgeführten Untersuchungen decken Einzelgeräte sowie Geräte in paralleler und serieller Anordnung ab. Die Ergebnisse der Untersuchungen können wie folgt zusammengefasst werden [DIECKHOFF99, S. 104ff]:

- Das Auftreten der Pumpschwingungen in lufttechnischen Anlagen ist abhängig von der Struktur und den geometrischen Abmessungen der gesamten Anlage und dem eingestellten Betriebspunkt.
- Abhängig von der Regleraufgabe (Druck- oder Volumenstromregelung) können unterschiedliche Reglerarten verwendet werden, die sich in ihrem Verhalten unterscheiden (Schnelligkeit, Regeltoleranz, Stabilität). Der Regler kann dabei an unterschiedlichen Stellen des Systems integriert werden, jedoch ist nicht gewährleistet, dass der Regler über den gesamten Betriebsbereich ein stabiles Verhalten aufweist.
- Insgesamt ist eine lufttechnische Anlage ein System, das sich durch eine hohe Anzahl an Freiheitsgraden individuell gestalten lässt (bspw. Einbau von Ventilen und Verzweigungen).

Generell konzentrieren sich [CAROLUS84] und [DIECKHOFF99] auf Betriebspunkte bei sehr geringen Volumenströmen. Die Ventilatoren werden dabei außerhalb ihres Nenn-

betriebspunkts betrieben. Die Berechnung der resultierenden Kennlinie von Verbundbetrieben wird nach dem Verfahren von [BOHL83] vorgenommen.

In [CAROLUS00, S. 31f] wird über Schwingungspulsationen berichtet, die infolge eines Reglereingriffs an einem Drosselorgan innerhalb einer lufttechnischen Anlage entstehen können. Dies wird anhand eines Versuchsaufbaus aus zwei seriell angeordneten Ventilatoren beschrieben und messtechnisch nachgewiesen, allerdings mit dem Hinweis, dass dieses Verhalten auch bei Anlagen mit nur einem Einzelgerät auftreten kann.

2.5.5 Auswirkungen einer gestörten Zuströmung auf das Betriebsverhalten

[REINARTZ94, S. 260ff] und [BOMMES89] untersuchen zwei Laufräder mit unterschiedlichen Schaufelformen (rückwärts gekrümmt und radial endend) in verschiedenen Einbausituationen. Neben der freien Zuströmung durch eine Ansaugdüse wird auch ein 90°-Krümmer in unmittelbarer Nähe zur Gehäuseöffnung untersucht und das akustische Verhalten vermessen. Aus den lufttechnischen Daten ist zu entnehmen, dass mit zunehmendem Volumenstrom die Totaldruckerhöhung bei einer Zuströmung durch den 90°-Krümmer kleiner ist als bei einer freien Zuströmung. Des Weiteren verschiebt sich der maximale innere Wirkungsgrad η_i zu einem niedrigeren Volumenstrom $\Delta\dot{V} \approx -20\%$ und verringert sich um ca. 8 %.

[JANSSON79] veröffentlicht Diagramme und Tabellen zur Berechnung von Einbauverlusten in Form von Verlustkoeffizienten und daraus entstehenden Druckverlusten. Vergleichbar zu [IDELCIK94], der dies für zahlreiche Rohrleitungselemente durchgeführt hat, sind bei [JANSSON79] Verluste speziell für Ventilatoren zu finden. Für den 90°-Krümmer aus [BOMMES89] wird beispielsweise ein Verlustkoeffizient $\zeta = 2,0$ angegeben, sodass der verursachte Eintrittsverlust doppelt so hoch steigt verglichen zum dynamischen Druck am Eintritt. Dies ist die Erklärung dafür, dass der höchste Wirkungsgrad in den Untersuchungen von [BOMMES89] zu geringeren Volumenströmen verschoben wird (d. h. geringere Strömungsgeschwindigkeiten).

[ARIGA83] untersucht experimentell den Einfluss von Störungen und deren Ausbreitung in einem Kompressorenlaufrad. Die Störungen werden am Eintritt des Laufrads in Form von definierten Querschnittsverengungen, wie sie in Bild 2.8 a) dargestellt sind, aufgebracht. Hierbei sind jeweils 50 % des Ansaugquerschnitts blockiert.

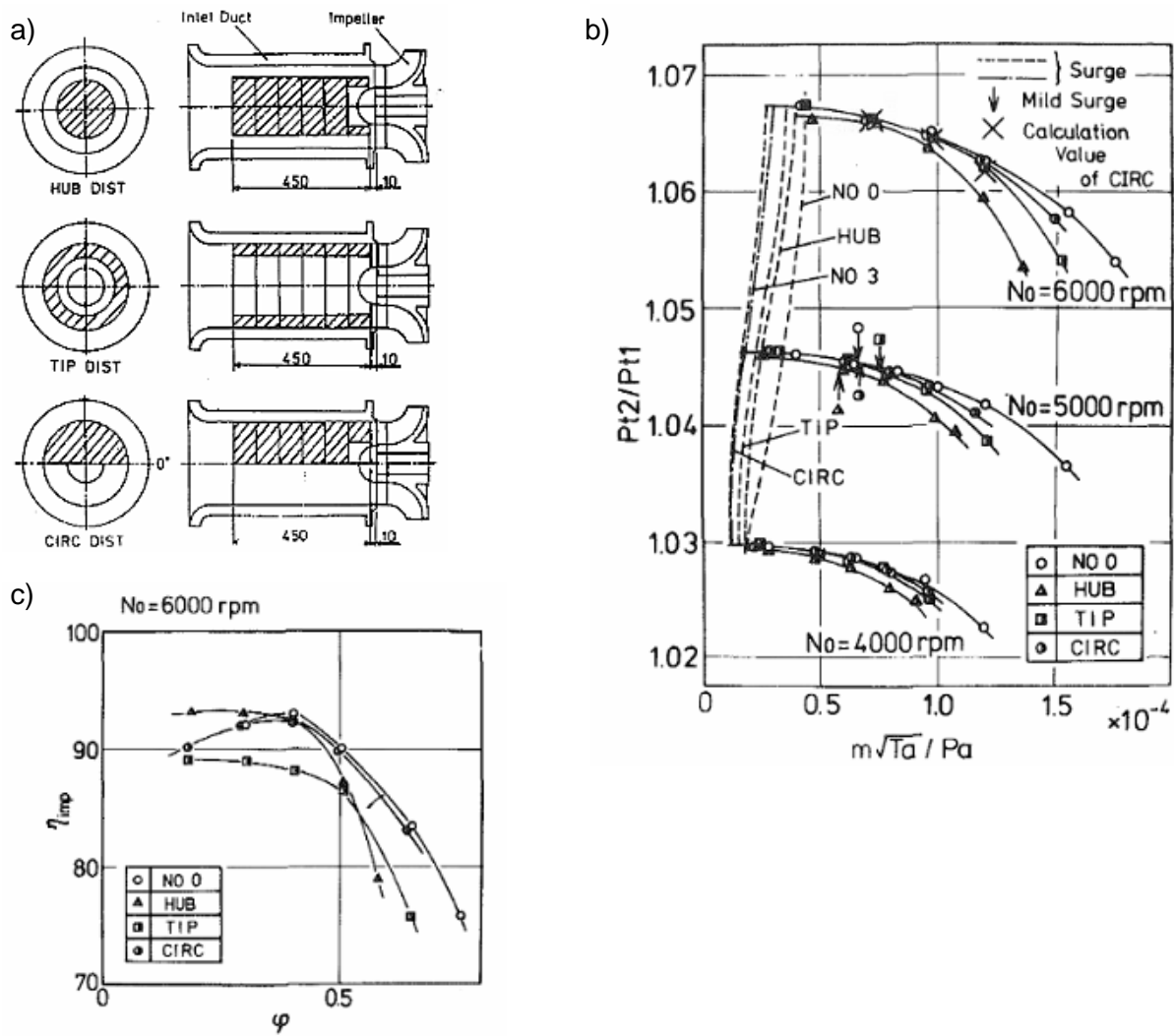


Bild 2.8: a) Versuchsaufbau, b) Verlauf von Totaldruck und c) Wirkungsgrad bei unterschiedlichen Einlassstörungen [ARIGA83]

Die Störungen HUB und TIP in Bild 2.8 a) bezeichnet [ARIGA83] als radiale Störungen und CIRC als Umfangsstörung. Die Auswertung der Totaldruckerhöhung in Bild 2.8 b) zeigt, dass es durch jegliche Art der Einlassstörung (HUB, TIP, CIRC) bei zunehmendem Massenstrom zu einer Verringerung des Totaldrucks im Vergleich zu keiner Störung (NO 0) kommt. Die HUB-Störung bewirkt bei hohen Durchsätzen die geringste Totaldruckerhöhung. Dieses Verhalten ist auch bei unterschiedlichen Drehzahlen zu erkennen. Der höchste Wirkungsgrad des Laufrads bei keiner Störung am Eintritt beträgt ca. 93 % bei einer Lieferzahl $\varphi \approx 0,4$. Bei kleinerer Lieferzahl wirkt sich die Einlassstörung HUB positiv auf den Wirkungsgrad aus und es wird ebenfalls ein Wirkungsgrad von ca. 93 % bei geringeren Durchsätzen erreicht. Allerdings fällt der Wirkungsgrad bei zunehmendem φ über 0,4 deutlich ab. Des Weiteren wertet [ARIGA83] die Geschwindigkeiten am Laufradaustritt aus und kommt zu dem Ergebnis, dass Umfangsstörungen am Laufradeintritt auch als Umfangsstörungen am Laufradaustritt

nachweisbar sind. Radiale Störungen reduzieren sich bei der Durchströmung des Laufrads und sind am Laufradaustritt meist nur noch minimal vorhanden.

[WRIGHT83] untersucht Störungen am Einlass eines Radialventilators experimentell und kommt zu der Erkenntnis, dass jegliche Art von Einlassstörung zu einer Reduzierung des Wirkungsgrads führt. Des Weiteren wird auch wie bei [ARIGA83] nachgewiesen, dass diese Störungen zu einer Verminderung der Druckerhöhung führen.

Ein erzwungener Drall am Eintritt des Radiallaufrads durch einen Drallregler führt ebenfalls zu einer Minderung der Druckerhöhung und des Wirkungsgrads [PILTZ74, S. 210].

2.5.6 Zusammenfassung der Literaturübersicht

Die Analyse der Literaturstellen zeigt, dass die Methoden zur Berechnung der resultierenden Leistungsdaten von seriell angeordneten Radialventilatoren auf theoretischen Ansätzen ohne experimentelle Validierung basieren. Des Weiteren werden in den unterschiedlichen Quellen abweichende Berechnungsmethoden vorgestellt, die bei Anwendung auf dieselben Ausgangsdaten zu unterschiedlichen Ergebnissen führen. Obwohl konstruktive Ausführungen zu seriellen Verbundbetrieben in Quellen zu finden sind, wie beispielsweise [KARRER17A], die bereits vor über 100 Jahren verfasst wurden, ist die lufttechnische Vermessung eines Einzelgeräts und anschließende Verbindung zu einem seriellen Verbundbetrieb mit erneuter Vermessung nicht aufgeführt.

Neuere Untersuchungen wie beispielsweise [DIECKHOFF99] beschäftigen sich rechnerisch und experimentell mit seriellen Verbundbetrieben, konzentrieren sich dabei jedoch auf Betriebsbereiche, die sich fernab des Nennbetriebspunkts befinden.

Eine gestörte Strömung am Eintritt eines Ventilators wirkt sich auf die Druckerhöhung und den Wirkungsgrad aus. Dies ist insbesondere für die nachgeschalteten Stufen innerhalb eines Verbundbetriebs zu berücksichtigen.

2.6 Numerische Strömungsberechnung

Die Vorauslegung von Radialventilatoren anhand konventioneller Methoden, wie in Kapitel 2.4 beschrieben, geht von einer vereinfachten idealisierten Strömung aus und vernachlässigt die realen und komplexen Strömungsverhältnisse innerhalb der Strömungsmaschine.

Des Weiteren weisen die analytischen Auslegungsmethoden nur im Bereich des Nennbetriebspunkts eine ausreichende Genauigkeit auf. Bei abweichenden Volumenströmen ist eine Berechnung der Kennlinie nur näherungsweise möglich. Mit Hilfe numerischer

Methoden können die Strömungsvorgänge innerhalb der Strömungsmaschine bei unterschiedlichen Betriebspunkten berechnet und ausgewertet werden. Hierbei wird das zu untersuchende Strömungsgebiet in endliche Abschnitte unterteilt und durch die Festlegung der strömungsmechanischen Eigenschaften charakterisiert. Anschließend werden die mathematischen Grundgleichungen, die in Kapitel 2.3 beschrieben sind, mit Hilfe von Lösungsvorschriften gelöst. Somit beschreibt die numerische Lösung eine Annäherung an die realen Strömungsverhältnisse. Verfahrensbedingt ist die Genauigkeit der Lösung abhängig von den gewählten Einstellungen und der Diskretisierung des Lösungsgebiets.

Der Ablauf numerischer Strömungsberechnungen gliedert sich in die Abschnitte Geometrieerzeugung, die räumliche Diskretisierung, die Turbulenzmodellierung, die zeitliche Diskretisierung mit Festlegung der zu lösenden Gleichungssysteme, die eigentliche Lösung der Gleichungen und die abschließende Überprüfung und Interpretation der Ergebnisse. Insbesondere die Geometrieerzeugung, die Turbulenzmodellierung und die räumliche und zeitliche Diskretisierung vor der eigentlichen Lösung der Gleichungssysteme beeinflussen das Ergebnis der Simulation maßgeblich und verlangen aus diesem Grund einer sorgfältigen Arbeitsweise.

Das im Rahmen dieser Arbeit verwendete Lösungsverfahren und auch die verwendeten Randbedingungen werden in den nachfolgenden Kapiteln lediglich kurz beschrieben, da diese zwar angewendet, aber nicht weiterentwickelt wurden. An den entsprechenden Stellen sind Quellenangaben zu weiterführenden Literaturstellen aufgeführt.

2.6.1 Geometrieerzeugung

Die Geometrien der untersuchten Radialventilatoren können aus den CAD-Modellen als dreidimensionales Modell entnommen werden. In einem ersten Schritt erfolgt die Extraktion des Luftvolumens durch eine bool'sche Subtraktion. Dieser Vorgang ist in Bild 2.9 anhand des Laufrads dargestellt. Hierbei wird im ersten Schritt ein geschlossener Vollkörper, ausgehend von der Geometrie des Laufrads, erzeugt. Um den geschlossenen Vollkörper zu erzeugen, werden alle Ein- und Austrittsöffnungen des Laufrads verschlossen und die innenliegenden Hohlräume ausgefüllt. Anschließend erfolgt die Subtraktion der Laufradgeometrie vom geschlossenen Vollkörper. Das Ergebnis dieser Rechenoperation stellt den durchströmten Raum dar. Dieses Vorgehen wird analog bei allen weiteren Bauteilen des Radialventilators durchgeführt, sodass dadurch die Strömungskontur für das gesamte Strömungsgebiet erzeugt werden kann.

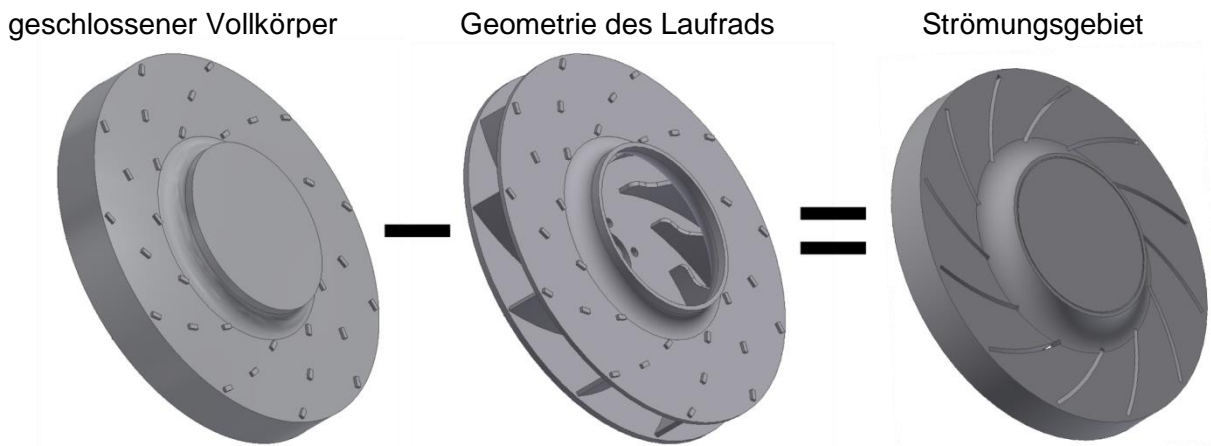


Bild 2.9: Bool'sche Subtraktion zur Erzeugung des Strömungsgebiets

Zusätzlich dazu muss das spätere Rechengebiet um zusätzliche Luftvolumina (Eintritts- und Austrittsvolumen) erweitert werden, um die notwendigen Randbedingungen aufbringen zu können. Das resultierende Strömungsgebiet ist anhand eines seriellen Verbundbetriebs in Bild 2.10 dargestellt.

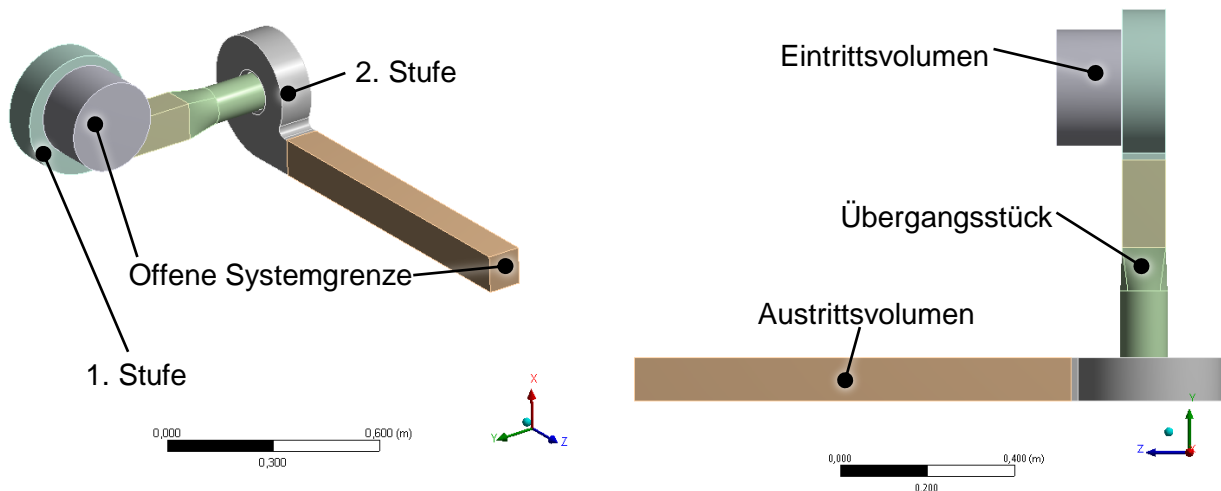


Bild 2.10: Untersuchtes Strömungsgebiet des seriellen Verbundbetriebs mit Ein- und Austrittsvolumen

Über die Kontrollflächen der offenen Systemgrenze tritt der Massenstrom in das System ein bzw. aus.

2.6.2 Räumliche Diskretisierung des Strömungsgebiets

Nachdem das zu untersuchende Luftvolumen erstellt ist, erfolgt die Diskretisierung des Rechengebiets. Hierfür wird das Luftvolumen in Teilbereiche bzw. Gitter untergliedert. Anschließend werden die notwendigen Randbedingungen gesetzt, damit das Gleichungssystem berechnet werden kann.

Die Topologie des Gitters lässt sich in strukturierte und unstrukturierte Gitter unterteilen [SCHÄFER99, S. 54]. Die Vorteile eines unstrukturierten Gitters sind die einfachere Modellierung von komplexen Geometrien, der höherer Automatisierungsgrad bei Berechnungen und die Anpassung der Gitterauflösung in lokalen Bereichen, die unabhängig von der globalen Gitterauflösung erfolgen kann.

Allerdings muss bei Verwendung von unstrukturierten Gittern von einer längeren Rechenzeit für das Gitter und der Lösung des Gleichungssystems ausgegangen werden und auch die Lage der Knoten und die Nachbarbeziehungen müssen explizit ausgedrückt werden, was zu einem erhöhten Speicheraufwand führt [SCHÄFER99, S. 56], [FERZINGER08, S. 35]. Aufgrund der Komplexität der in dieser Arbeit vorliegenden Strömungsgebiete erfolgt die Diskretisierung durch unstrukturierte Tetraedernetze.

Eine Schnittansicht durch ein Laufrad mit unstrukturiertem Gitter und örtlich verfeinerten Gitterpunkten ist in Bild 2.11 dargestellt. In den Randschichten wird die Gitterdichte erhöht, um die Strömungsgrößen in diesem Bereich genauer auflösen zu können.

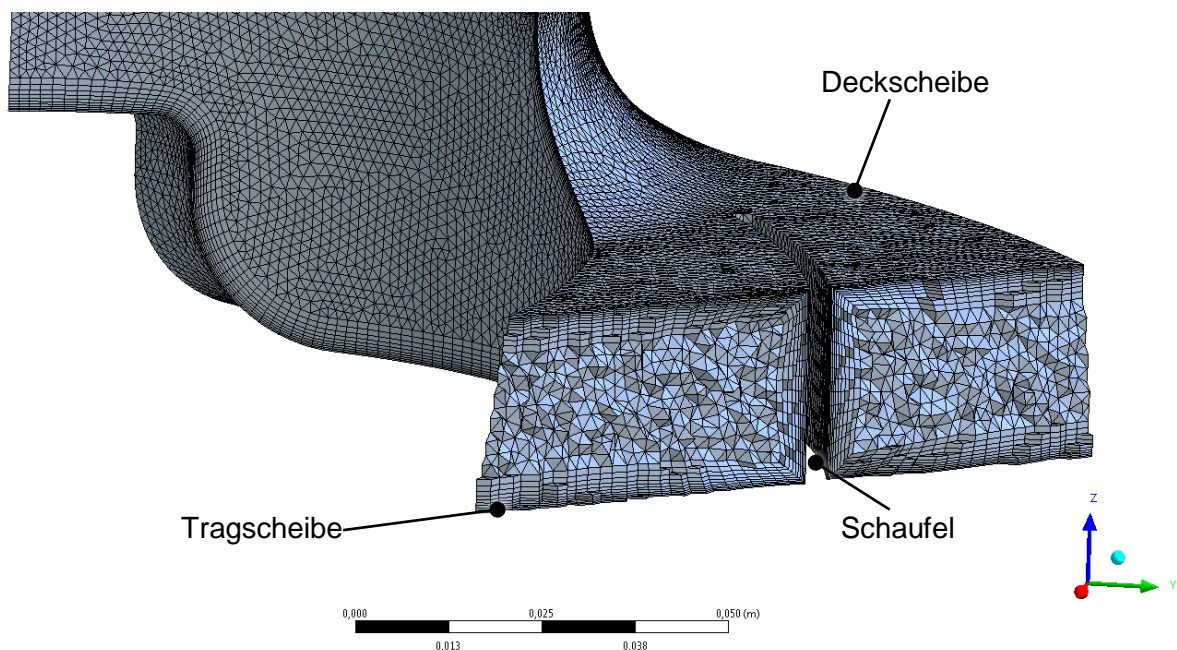


Bild 2.11: Schnittansicht durch das unstrukturierte Gitter eines Laufrads

Die Erstellung der verwendeten Netze erfolgt mit der ANSYS Workbench Version 17.1 [ANSYS16A]. Für weitergehende Ausführungen bezüglich der Vernetzung und damit verbundenen Eigenschaften sei auf [FERZINGER08] und [LECHLER18] verwiesen.

Zur Lösung der Navier-Stokes-Gleichungen sind Angaben zu den Randbedingungen notwendig. Hierzu müssen an den Rändern des Rechengebiets entweder Strömungsgrößen oder die Ableitung von Strömungsgrößen vorgeschrieben werden. Wird die

Strömungsgröße angegeben, handelt es sich um eine Dirichlet-Randbedingung, bei Festlegung der Ableitung einer Strömungsgröße um eine Neumann-Randbedingung. Bei instationären Berechnungen sind zusätzlich Anfangsbedingungen vorzugeben, wie beispielsweise das Ergebnis aus einer stationären Rechnung. Insgesamt muss darauf geachtet werden, dass für die Konvergenz des Lösungsverfahrens die korrekte Wahl und die korrekte Anzahl an Randbedingungen getroffen wird. Falsch definierte Randbedingungen führen entweder zum Abbruch der Berechnung oder physikalisch unbrauchbaren Ergebnissen [LAURIEN13, S. 49].

Für die Bereiche der Strömung, die direkt an die Geometrie angrenzen, wird die sogenannte „Haftbedingung“ angesetzt. Diese beschreibt, dass sich das Fluid in unmittelbarer Wandnähe mit der Geschwindigkeit der Wand bewegt. Liegt eine feststehende Wand vor, sinkt die Strömungsgeschwindigkeit des Fluids an der Wand auf Null ab.

In der Definition der Navier-Stokes-Gleichungen wird der Druck p nur als Ableitung berücksichtigt. Aus diesem Grund ist es notwendig, an einer Stelle des Strömungsgebiets einen vorherrschenden Druck zu definieren [LAURIEN13, S. 51].

2.6.3 Turbulenzmodellierung

Mit den Navier-Stokes-Gleichungen, wie sie in Kapitel 2.2 beschrieben wurden, kann das turbulente Strömungsverhalten eines Fluids in einer Strömungsmaschine vollständig beschrieben werden. Allerdings sind die Anforderungen an die notwendige räumliche und zeitliche Auflösung so hoch, dass die exakte Berechnung der Gleichungen nur unter hohem Zeit- und Rechenaufwand möglich ist. Aufgrund dieser Beschränkungen ist die direkte Berechnung der Navier-Stokes-Gleichungen, die auch als Direkte Numerische Simulation (DNS) bezeichnet wird, nur für wenige Sonderfälle anwendbar [SPALART00, S. 260]. Abhilfe schafft die Modellierung der Turbulenz durch einen vereinfachten Ansatz. Hierbei wird davon ausgegangen, dass eine Strömungsgröße Q einen zeitlich gemittelten Anteil \bar{Q} aufweist und einen Fluktuationsanteil Q' , der ein oszillierendes Schwanken um diesen zeitlichen Mittelwert bewirkt. Somit lässt sich die Strömungsgröße in einen statischen und einen schwankenden Anteil trennen:

$$Q = \bar{Q} + Q' \quad (2.29)$$

Durch Einsetzen dieses Ansatzes in die Navier-Stokes-Gleichungen ergeben sich die Navier-Stokes-Gleichungen in Reynolds-gemittelter Form (Reynolds-averaged Navier-Stokes - RANS). Die Einführung der zusätzlichen Terme führt dazu, dass in den Impuls-

und Energiegleichungen zusätzliche Unbekannte auftreten. In der Impulsgleichung werden diese Unbekannten als turbulente Spannungen oder Reynoldsspannungen bezeichnet, in der Energiegleichung als turbulente Wärmeströme oder Reynoldsflüsse [HERWIG15]. Die RANS-Gleichungen in kartesischen Koordinaten sind im Anhang A.1 aufgeführt.

Durch zusätzliche Turbulenzmodelle werden diese Unbekannten gelöst. Für industrielle Anwendungen werden überwiegend Zwei-Gleichungs-Transportmodelle aufgrund ihrer höheren Genauigkeit gegenüber Null- oder Ein-Gleichungsmodellen verwendet. Eine Übersicht zu Turbulenzmodellen und deren Eigenschaften geben beispielsweise [LAURIEN13] und [LECHLER18].

Die gängigsten Zwei-Gleichungs-Transportmodelle sind das k - ε -Modell, das k - ω -Modell und das k - ω -SST-Modell. Alle genannten Modelle beinhalten empirische Konstanten, die durch den Benutzer gewählt werden können. Das k - ε -Modell eignet sich zur Beschreibung von Turbulenzen, die sich fernab von Wänden befinden. In Wandnähe liefert das k - ω -Modell bessere Ergebnisse. Für die numerische Berechnung von Ventilatoren eignet sich das k - ε -Modell nur für Untersuchungen im Bereich des Nennbetriebspunkts [YU05], [BALLESTEROS-TAJADURA06]. Die außerhalb des Nennbetriebspunkts entstehenden Strömungsablösungen innerhalb des Laufrads können damit nur unzureichend beschrieben werden.

Das k - ω -SST-Turbulenzmodell nach [MENTER92] vereint das k - ε - und das k - ω -Modell und wendet in wandnahen Schichten das k - ω -Modell und in wandfernen Schichten das k - ε -Modell an. Im Rahmen der hier durchgeführten Untersuchungen wurde ausschließlich das k - ω -SST-Modell verwendet, welches für Simulationen von Radialventilatoren als Stand der Technik anzusehen ist (z. B. [BOOSE14], [LUCIUS13], [SAILER16], [STONJEK15], [WALTER17]). Für weiterführende Informationen zur Modellierung von Turbulenz sei auf [HERWIG15], [MENTER92] und [WILCOX88] verwiesen.

2.6.4 Zeitliche Diskretisierung des Strömungsgebiets und Lösung

Für die Lösung der Erhaltungsgleichungen wird Ansys CFX in der Version 17.1 verwendet [ANSYS16B]. Bei der Lösung numerischer Strömungsberechnungen kann das Ergebnis entweder unabhängig von der Zeit sein, sodass sich nach einer gewissen Simulationszeit ein stationärer Zustand einstellt, oder das Ergebnis ist zeitabhängig bzw. transient.

Somit benötigen stationäre Berechnungen keine echte Zeitinformation, um gelöst zu werden, und sind damit schneller und weniger speicherintensiv im Vergleich zu transienten Berechnungen. Für die Lösung transienter Simulationen werden eine Zeitangabe bzw. eine Gesamtzeit und deren Zwischenschritte benötigt. Transiente Simulationen werden dann eingesetzt, wenn sich beispielsweise Randbedingungen unmittelbar ändern oder das gesamte Strömungsproblem nur durch transiente Vorgänge beschrieben werden kann [LECHLER18].

Soll beispielsweise der Anfahrvorgang einer Strömungsmaschine beschrieben werden, muss dies durch eine transiente Simulation erfolgen. Arbeitet die Strömungsmaschine anschließend in einem konstanten Betriebspunkt nahe des Nennbetriebspunkts, kann das Verhalten durch eine stationäre Simulation ausreichend beschrieben werden. Insgesamt gilt es zu beachten, dass die Ergebnisse einer transienten und stationären Berechnung bei ansonsten identischen Einstellungen nicht exakt übereinstimmen, da bei stationären Rechnungen zeitabhängige Vorgänge vereinfacht bzw. vernachlässigt werden (im vorliegenden Fall des Radialventilators wird beispielsweise bei stationären Berechnungen die Drehung des Laufrads relativ zum Gehäuse vernachlässigt). Oftmals sind zudem Ergebnisse wie die Druckerhöhung und der Wirkungsgrad bei Strömungsmaschinen, die mit transienten Methoden berechnet wurden, höher als die Ergebnisse aus stationären Berechnungen [LUCIUS10, S. 177].

Für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten numerischen Strömungsberechnungen werden komplette Systeme, bestehend aus einem oder mehreren Laufrädern (Rotoren) und den dazugehörigen Gehäusen (Statoren), simuliert. Um eine gleichzeitige Betrachtung von Rotoren und Statoren zu ermöglichen, müssen mehrere Koordinatensysteme eingeführt werden („multiple frame of reference“ = MRF). Hierbei werden die Statoren im Absolutsystem und die Rotoren im mitrotierenden Relativsystem beschrieben. Verfahrensbedingt entstehen hierbei Grenzflächen innerhalb des Rechenmodells, an denen die Strömungsgrößen vom Absolut- in das Relativsystem oder umgekehrt übergeben werden (bspw. Eintritt/Austritt in das Laufrad). Zur Modellierung dieser Schnittstellen bietet Ansys CFX drei Möglichkeiten, die nachfolgend erläutert werden. Die Rotor-Stator-Verbindung wird bei transienten/instationären Simulationen angewendet. Dabei wird die Rotation des Laufrads berücksichtigt und damit auch die Position der einzelnen Schaufeln innerhalb des Modells in Abhängigkeit der Zeit verändert. Aufgrund der Relativbewegung der Netze zueinander, müssen die Strömungsgrößen über interne Grenzflächen zwischen den Koordinatensystemen übertragen werden. Die Übergabe

der Strömungsgrößen an den Grenzflächen erfolgt unmittelbar. Um somit transiente Effekte und Wechselwirkungen zwischen Rotor und Stator korrekt abbilden zu können, muss bei transienten Berechnungen die Grenzfläche als Rotor-Stator Interface modelliert werden [ANSYS16B].

Bei stationären Berechnungen kann die Schnittstelle zwischen dem stationären und dem mitrotierenden Koordinatensystem über den sog. „Frozen-Rotor“- oder den „Mixing-Plane“-Ansatz verknüpft werden. Bei beiden Ansätzen verändert sich die relative Ausrichtung zwischen Rotor und Stator während der Simulation nicht. Lediglich durch die Drehung des Koordinatensystems des Rotors wird die Strömung innerhalb des Laufrads beeinflusst. Somit ist das Ergebnis einer Simulation davon abhängig, in welcher Lage sich der Rotor relativ zum Gehäuse befindet [LUCIUS10, S. 177]. Der Unterschied zwischen „Frozen-Rotor“ und „Mixing-Plane“ liegt in der Übergabe der Strömungsgrößen an den Grenzflächen. Bei der Verbindung „Frozen-Rotor“ findet eine direkte Übertragung der Strömungsgrößen an den Grenzflächen, vergleichbar zum Rotor-Stator Interface, statt. Bei der Verbindung „Mixing-Plane“ werden die Strömungsgrößen über die Verbindungsflächen gemittelt. Das bedeutet, dass beispielsweise ein asymmetrisches Geschwindigkeitsprofil, wie es am Laufradaustritt vorliegt, als gemittelte Geschwindigkeit über die Austrittsfläche an den Stator übergeben wird [DURST12]. Dieser Ansatz bildet den Zustand im realen Ventilator besser ab, da sich durch die Rotation des Laufrads eine Mittelung der Strömungsgrößen unmittelbar nach dem Laufrad einstellt.

2.6.5 Fehlerbetrachtung

Nach Festlegung der zeitlichen Diskretisierung kann die Berechnung der Lösung gestartet werden. Um den Lösungsfortschritt und die Entwicklung der Residuen überwachen zu können, ist die Definition von Kontrollgrößen notwendig. Numerische Berechnungen stellen Annäherungen an reale Vorgänge dar, wofür sich somit auch unterschiedliche Fehlerquellen identifizieren und teilweise berechnen bzw. abschätzen lassen.

Die Genauigkeit eines Rechners bei mathematischen Operationen ist begrenzt. Somit kommt es bei der Berechnung der Erhaltungsgleichungen von Energie, Masse und Impuls zwangsweise zu Rundungs- und Abbruchfehlern. Durch verbesserte Rechnerarchitekturen und Erweiterungen des möglichen Zahlenraums verliert diese Art an Fehlern zunehmend an Bedeutung. Neben Rundungsfehlern entstehen auch Berechnungsfehler

aufgrund der Differenz zwischen der exakten analytischen Differentialgleichung und der numerischen Lösung, da die Taylor-Entwicklung zur Bestimmung der Lösung nach einigen Gliedern abgebrochen wird. Diese beiden Arten von Fehlern können durch den Benutzer nicht beeinflusst werden. Alle nachfolgend genannten Fehler können in gewissen Grenzen durch den Benutzer gesteuert bzw. beeinflusst werden [OERTEL15, S. 368ff].

Wie bereits in Kapitel 2.6.3 zur Turbulenzmodellierung aufgezeigt wurde, müssen stellenweise physikalische Zusammenhänge durch Modellvorstellungen vereinfacht werden. Neben der Wahl des Turbulenzmodells können Vereinfachungen wie beispielsweise die Annahme von Reibungsfreiheit oder Inkompressibilität die Lösung beeinflussen. Durch die Nachbildung des Strömungsraums entstehen aufgrund ungenauer Beschreibung oder vereinfachter Darstellung Modellfehler.

Die Lösung der Erhaltungsgleichungen an diskreten Gitterpunkten innerhalb des Strömungsraums erzeugt den Diskretisierungsfehler aufgrund der Gittergenerierung. Dieser beschreibt die Abweichung der numerischen Lösung von der exakten Lösung des Strömungsproblems. Um den Einfluss des numerischen Gitters auf die exakte Lösung zu bestimmen, wird im Rahmen dieser Arbeit auf den Gitter-Konvergenz-Index (GCI) zurückgegriffen [CELIK08]. Das Berechnungsverfahren des GCI beruht auf der Richardson-Extrapolation und ermöglicht die Abschätzung der exakten Lösung eines charakteristischen Werts, basierend auf einer Gitterverfeinerung und Auswertung dieses charakteristischen Werts in den einzelnen Gittern [RICHARDSON11], [RICHARDSON27]. Dieses Verfahren wurde bereits von Archimedes verwendet, um die Kreiszahl π zu approximieren [WESSELING01, S. 564]. Ein Vorteil des GCI liegt darin, dass sich dieser auch auf funktionale Lösungen wie beispielsweise einen Verlustbeiwert anwenden lässt [SALVADORI19, S.41ff]. Notwendige Voraussetzungen für dieses Verfahren sind eine monotone Konvergenz der Lösungen in den einzelnen Rechennetzen und die Differenz der Lösungen in den unterschiedlichen Netzen muss sich von Null unterscheiden. Für weitere Informationen zu Fehlerquellen und der Berechnung des Diskretisierungsfehlers sei auf [FERZINGER08], [SCHÄFER99], [CELIK08], [ROACHE98] und [ALI09] verwiesen.

Die einzelnen Rechenschritte zur Ermittlung des GCI sind im Anhang A.2 beschrieben. Für die numerischen Ergebnisse im Rahmen dieser Arbeit wird der GCI als Fehlerbalken zu der ermittelten Lösung dargestellt.

2.7 Einführung in die Entropieproduktion

Wie in Kapitel 2.3 ausgeführt, wird aufgrund der komplexen Strömungszustände häufig die Leistungsfähigkeit eines Ventilators anhand von idealisierten Strömungsverhältnissen und empirisch hergeleiteten Zusammenhängen für den Nennbetriebspunkt analytisch ermittelt. Ausgehend von der Euler'schen Hauptgleichung werden schrittweise die Verlustanteile wie beispielsweise der Spaltverlust abgezogen. Eine andere Möglichkeit, die innerhalb des Systems entstehenden Verluste zu beschreiben, bietet die Entropieproduktion. Wie später noch gezeigt wird, werden hierbei neben den Geschwindigkeiten bzw. Geschwindigkeitsgradienten zusätzlich das vorliegende Temperaturniveau, die Temperaturgradienten, die Viskosität und die Wärmeleitfähigkeit des Fluids berücksichtigt. Somit eignet sich die Auswertung der Entropieproduktion nicht nur für strömungsmechanische Fragestellungen, sondern bietet gleichzeitig auch die Möglichkeit, Wärmeübertragungsprozesse zu bewerten. [BEJAN82, S. IX] beschreibt die Entropieproduktion als Kopplung zwischen den Bereichen der Thermodynamik, der Strömungsmechanik und der Wärmeübertragung.

Die Entropie S stellt eine Zustandsgröße vergleichbar zur Temperatur T oder dem Druck p dar. Ein charakteristisches Merkmal der Entropie im Vergleich zur Zustandsgröße Energie ist, dass die Entropie innerhalb eines Systems vergrößert werden kann. Eine Abnahme der Entropie im betrachteten System kann ausschließlich durch Transportprozesse erreicht werden [HERWIG12, S. 6].

Wie bereits in Kapitel 2.6.3 aufgezeigt wurde, handelt es sich bei turbulenten Strömungen um komplexe Strömungsverhältnisse, die sich durch hohe Geschwindigkeits- und Druckschwankungen charakterisieren lassen. Durch das Einbringen mechanischer Energie auf ein Fluid (bspw. in einem Ventilator) entstehen Wirbel, deren Größe durch die durchströmte Geometrie begrenzt ist. Diese großskaligen Wirbel zerfallen in einem sogenannten Kaskadenprozess fortlaufend zu kleineren Wirbeln [HERWIG12, S. 86ff]. Dieser Zerfallsprozess endet damit, dass die kinetische Energie der kleinsten Wirbel durch Dissipation in innere Energie umgewandelt wird. Diese Form der inneren Energie ist nutzbar, solange ein Temperatur- und/oder Druckunterschied zu den Umgebungsbedingungen herrscht. Dieser irreversible Prozess hängt maßgeblich von der Viskosität des Fluids ab.

Ausgehend vom zweiten Satz der Thermodynamik lässt sich die Transportgleichung für Entropie wie folgt ausdrücken [SPURK10, S. 73ff], [SCHLICHTING17, S. 69ff]:

$$\rho \cdot \left(\frac{\partial s}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial s}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial s}{\partial y} + w \cdot \frac{\partial s}{\partial z} \right) = -\text{div} \left(\frac{\vec{q}}{T} \right) + \frac{\Phi}{T} + \frac{\Phi_{\theta}}{T^2} \quad (2.30)$$

mit:

ρ : Dichte

T : Temperatur

x, y, z : Ortskoordinaten

u, v, w : Geschwindigkeitskomponente in kartesische Koordinatenrichtung x, y, z

$-\text{div} \left(\frac{\vec{q}}{T} \right)$: Reversibler Anteil durch Wärmeübertragung

$\frac{\Phi}{T}$: Irreversibler Anteil durch Reibung

$\frac{\Phi_{\theta}}{T^2}$: Irreversibler Anteil durch Wärmeübertragung

Die Bestimmung der lokalen Entropieproduktion in [Kock03, S. 51f] basiert ebenfalls auf dieser Transportgleichung. Um diese allgemeine Formulierung der Transportgleichung lösen zu können, sind die momentanen und damit zeitabhängigen Werte der Entropie, der Temperatur und der Geschwindigkeitskomponenten notwendig. Wie bereits im vorherigen Kapitel zur Turbulenzmodellierung aufgezeigt, liegen diese Größen jedoch nur bei direkten numerischen Simulationen vor. Aus diesem Grund leitet [Kock03], vergleichbar zu den Turbulenzmodellen, eine zeitlich gemittelte Transportgleichung für die Entropie her. Die Kennzeichnung der zeitlich gemittelten Größen erfolgt durch einen hochgestellten Querstrich ($\overline{}$) und die Kennzeichnung der Schwankungsgröße durch ein Hochkomma ($\overline{}'$).

Im weiteren Verlauf wird lediglich auf die Entropieproduktion durch Reibung bzw. Dissipation eingegangen, da keine Wärmeübertragungsprozesse innerhalb des Verbunds stattfinden. Dies entspricht in der Gleichung 2.30 dem Term Φ/T bzw. $\overline{(\Phi/T)}$ als zeitlich gemittelte Größe [Kock04]. Die Entropieproduktion $\overline{(\Phi/T)}$ aufgrund von Dissipation wiederum lässt sich ausdrücken als:

$$\overline{\left(\frac{\Phi}{T} \right)} = S_{\overline{D}} + S_{\overline{D}'}, \quad (2.31)$$

mit:

$S_{\bar{D}}$: Entropieproduktion der zeitlich gemittelten Größen

$S_{D'}$: Entropieproduktion der Schwankungsgrößen

Die Entropieproduktion $S_{\bar{D}}$ aufgrund Dissipation der zeitlich gemittelten Größen lautet:

$$S_{\bar{D}} = \frac{\eta_{\text{vis}}}{T} \cdot \left[\begin{array}{c} 2 \cdot \left\{ \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right)^2 \right\} \\ + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} \right)^2 \end{array} \right] \quad (2.32)$$

mit:

η_{vis} : dynamische Viskosität

Dieser Term wird auch als direkte Dissipation bezeichnet. Die Bestimmung von $S_{\bar{D}}$ kann in numerischen Simulationen direkt im Post-Processing durchgeführt werden, da die notwendigen zeitgemittelten Geschwindigkeiten und Gradienten vorliegen. Die Entropieproduktion $S_{D'}$ aufgrund Dissipation der Schwankungsgrößen lautet:

$$S_{D'} = \frac{\eta_{\text{vis}}}{T} \cdot \left[\begin{array}{c} 2 \cdot \left\{ \left(\frac{\partial u'}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v'}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w'}{\partial z} \right)^2 \right\} \\ + \left(\frac{\partial u'}{\partial y} + \frac{\partial v'}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u'}{\partial z} + \frac{\partial w'}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v'}{\partial z} + \frac{\partial w'}{\partial y} \right)^2 \end{array} \right] \quad (2.33)$$

Die Entropieproduktion $S_{D'}$ wird auch als indirekte Dissipation bezeichnet. Wie bereits in Kapitel 2.6.3 aufgezeigt wurde, wird die Turbulenz bei RANS-Simulationen nicht aufgelöst, sondern durch Modelle angenähert. Somit liegen keine Informationen zu den für die Berechnung von $S_{D'}$ notwendigen Schwankungsgrößen vor. Daher muss $S_{D'}$ ebenfalls modelliert werden. [HERWIG12, S. 95] approximiert die indirekte Dissipation $S_{D'}$ durch die Dissipationsrate ε , welche bereits im k- ω -SST-Modell berechnet werden muss. Die Rate beschreibt die Auswirkung der Reibung bzw. Dissipation auf turbulente Strukturen (Wirbel). Somit vereinfacht sich Gleichung 2.33 zu [KOCK05]:

$$S_{D'} = \frac{\rho \cdot \varepsilon}{T} \quad (2.34)$$

[HERWIG12] merkt an, dass dieser Zusammenhang nur für den Grenzfall einer unendlichen Reynoldszahl gilt. Dennoch kann diese Vereinfachung auch bei Anwendungsfällen mit endlicher Reynoldszahl als zulässige Approximation angewendet werden. Somit lässt sich die Entropieproduktion $\overline{(\Phi/T)}$ als Summe von direkter und indirekter Dissipation aus dem Lösungsfeld einer RANS-Simulation bestimmen. Durch Umstellen der

Gleichung 2.31 nach der Dissipation der kinetischen Energie aufgrund der mittleren Bewegung $\bar{\Phi}$ und Integration über das betrachtete Volumen können die Verlustleistungen aufgrund direkter Dissipation $P_{\bar{D}}$ und indirekter Dissipation $P_{D'}$ bestimmt werden:

$$P_{\bar{D}} = \int_V \bar{T} \cdot S_{\bar{D}} dV \quad (2.35)$$

$$P_{D'} = \int_V \bar{T} \cdot S_{D'} dV \quad (2.36)$$

[BÖHLE16] untersucht anhand einer Simulation eines Seitenkanalverdichters die Auswirkungen des verwendeten Turbulenzmodells auf die Entropieproduktion. Verglichen werden das k- ϵ -, das k- ω - und das k- ω -SST-Modell. Die Ergebnisse von [BÖHLE16] zeigen, dass mit allen Turbulenzmodellen eine qualitative Aussage über die Entropieproduktion und deren Entstehungsorte innerhalb der Strömungsmaschine möglich ist. Da im k- ϵ -Modell die Strömungsgrößen in wandnahen Schichten nur unzureichend beschrieben werden können, führt die Berechnung zu höheren Verlusten als bei Anwendung des k- ω - oder des k- ω -SST-Modells. Des Weiteren gestaltet sich die Validierung durch Messungen schwierig, da die lokalen Bereiche messtechnisch nicht zugänglich sind bzw. die Messsonde das Strömungsgebiet beeinflussen kann.

Um unterschiedliche Betriebspunkte einer Strömungsmaschine miteinander vergleichen zu können, führt [BÖHLE16] den dimensionslosen Verlustkoeffizienten ζ_D ein:

$$\zeta_D = \frac{\bar{T} \cdot S_{D'} \cdot D_2}{\omega^2 \cdot \rho \cdot \dot{V}} \quad (2.37)$$

Für den Verlustkoeffizienten wird lediglich die indirekte Dissipation berücksichtigt, da der Betrag der direkten Dissipation bei den betrachteten Strömungsmaschinen in [BÖHLE16] vernachlässigbar klein ist. Des Weiteren bietet der Verlustkoeffizient den Vorteil, die räumliche Verteilung der indirekten Dissipation grafisch darzustellen.

[BEJAN78], [BEJAN79], [BEJAN80] und [HERWIG07] zeigen Anwendungen auf, bei denen die Entropieproduktion genutzt werden kann, um Aussagen über die Effizienz und damit den Wirkungsgrad von technischen Systemen zu treffen.

3 Experimentelle Voruntersuchungen

Im vorherigen Kapitel 2.5 wurde aufgezeigt, dass lediglich einfache theoretische Betrachtungen [BOHL83] oder Konstruktionsbeispiele [WIESMANN30] von seriellen Verbundbetrieben mit Radialventilatoren in der Literatur zu finden sind. In den wenigen Beispielen, bei denen Messungen eines Verbundbetriebs durchgeführt wurden, sind nur die Kennlinien des Verbunds ohne Vermessung des Einzelgeräts bzw. der Einzelgeräte zu finden [PILTZ75]. Alternativ wurde ausgehend von der Messung des Einzelgeräts auf die Verbundkennlinie nach [BOHL83] geschlossen, ohne eine anschließende experimentelle Validierung dieser Annahme.

Um die Berechnungsvorschrift von [BOHL83] zu überprüfen, wird ein Einzelgerät sowie ein serieller Verbundbetrieb, bestehend aus zwei identischen Geräten, aufgebaut und lufttechnisch vermessen. Für die experimentellen Untersuchungen steht ein Rohrprüfstand zur Verfügung, der den Anforderungen nach [DIN EN ISO 5801 2011] entspricht und nachfolgend im Detail erklärt wird.

3.1 Leistungsprüfstand für Ventilatoren nach ISO 5801:2011

[DIN EN ISO 5801 2011] beschreibt unterschiedliche Konzepte, wie die Leistungsdaten eines Ventilators erfasst werden können. Insbesondere wird hierbei zwischen dem Aufbau des Prüfstands als Kammer- oder Rohrprüfstand und der Anschlussart des Ventilators an den Prüfstand in druck- und saugseitiger Anordnung unterschieden.

Der Vorteil eines Kammerprüfstands liegt in der meist kompakteren Bauweise im Vergleich zum Rohrprüfstand. Allerdings muss bei der Konstruktion der Kammer bereits festgelegt werden, ob die zu untersuchenden Geräte druck- oder saugseitig angeschlossen werden. Ein Rohrprüfstand bietet die Möglichkeit, dass mit geringem Aufwand das zu untersuchende System druck- und saugseitig angeschlossen werden kann [DIN EN ISO 5801 2011].

Die im Rahmen der Arbeit erzeugten Ergebnisse werden an einem Rohrprüfstand ermittelt. Hierfür stehen drei unterschiedliche Rohrmessstrecken zur Verfügung, die sich in ihrem Rohrdurchmesser und ihrer Rohrlänge unterscheiden. Der gesamte Aufbau und auch eine Prinzipskizze ist in Bild 3.1 dargestellt.

Der Anschluss des zu untersuchenden Ventilators bzw. des Verbunds an die Versuchsanlage erfolgt druckseitig. Am Auslass des Ventilators bzw. der Ventilatoren im Verbund werden die Temperaturen und der statische Druckaufbau über Wanddruckbohrungen

erfasst. Die Blende, die sich in etwa mittig in der Rohrmessstrecke befindet, ermöglicht die Bestimmung des vorliegenden Massen- und Volumenstroms. Am Ende der Messstrecke kann der Widerstand der gesamten Rohrmessstrecke mittels einer Drosseleinheit entweder stufenlos über einen Kegel oder mit Hilfe von definierten Blenden eingestellt werden. Die Erfassung der Messwerte erfolgt über eine Erfassungseinheit.

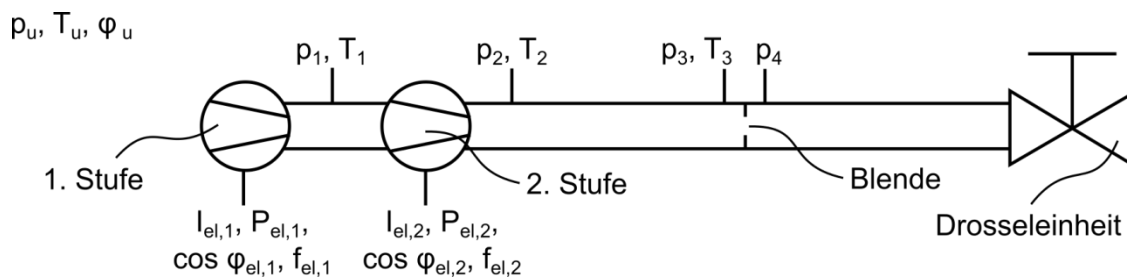
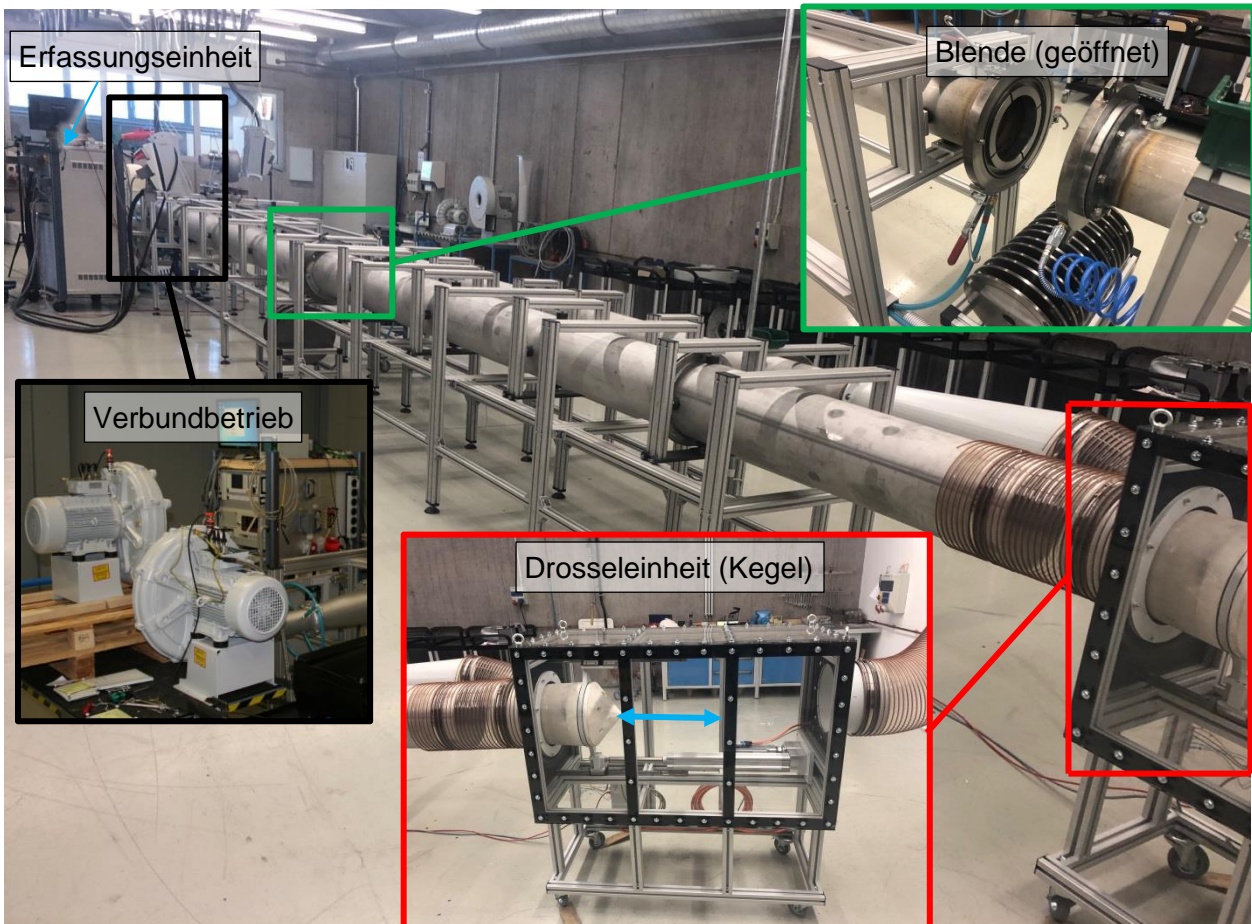


Bild 3.1: Versuchsaufbau zur Leistungsmessung von Ventilatoren nach [DIN EN ISO 5801 2011]

Während der lufttechnischen Messung werden folgende Daten aufgenommen:

Umgebungsbedingungen:

- Barometrischer Luftdruck

p_u

- Umgebungstemperatur T_u
- Luftfeuchtigkeit φ_u

Übergang Ventilator – Messstrecke:

- Statischer Druck p_2
- Ausblastemperatur T_2

Bestimmung des Volumenstroms (Blende):

- Statischer Druck vor der Blende p_3
- Temperatur vor der Blende T_3
- Differenzdruck über die Blende $p_3 - p_4$

Bestimmung der Leistungsaufnahme:

- Elektr. Stromaufnahme $I_{el,1/2}$
- Elektr. Leistung $P_{el,1/2}$
- Phasenverschiebung $\cos \varphi_{el,1/2}$
- Frequenz des Drehfeldes $f_{el,1/2}$

Zusätzlich bei Messungen im Verbund:

- Statischer Druck zwischen den Ventilatoren p_1
- Temperatur zwischen den Ventilatoren T_1

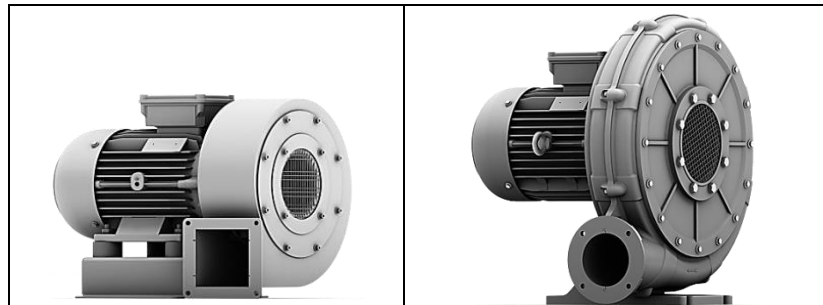
Bis auf die zusätzlich angebrachten Messstellen für den Verbund (Erfassung von Temperatur und Druck zwischen den einzelnen Stufen) entspricht dies den Anforderungen nach [DIN EN ISO 5801 2011]. Die maximalen Messunsicherheiten für die Messung des Volumenstroms betragen $\pm 2,0 \%$ und für die Messung der Druckerhöhung $\pm 1,4 \%$. Für die weiteren Messunsicherheiten sei auf [DIN EN ISO 5801 2011, S. 76ff.] bzw. ergänzend auf [ISO 5168 2005] und [DIN V 19218 2008] verwiesen.

Um die an das Laufrad abgegebene mechanische Leistung zu ermitteln, wird diese indirekt über die vom Motor aufgenommene elektrische Antriebsleistung bestimmt. In einem separaten Versuchsaufbau werden hierfür die elektrische Aufnahmeleistung und die abgegebene Wellenleistung des Motors nach [DIN EN 60034-2-1 2015] erfasst. Für weiterführende Informationen sei auf [DIN EN 60034-2-1 2015] verwiesen.

3.2 Versuchsaufbau und Ergebnisse

Für die experimentellen Voruntersuchungen und die im weiteren Verlauf dieser Arbeit angestellten Untersuchungen werden zwei Ventilatorarten verwendet. Um den Einfluss aufgrund eines unterschiedlichen geometrischen Aufbaus der Ventilatoren auf das Messergebnis auszuschließen, werden zunächst Verbundbetriebe bestehend aus baugleichen Geräten untersucht. Im weiteren Verlauf werden zusätzlich die unter-

schiedlichen Ventilatorausführungen miteinander kombiniert. Die Auswahl der Geräte erfolgt anhand des Nennbetriebspunkts, der für die beiden Geräte im Bereich von 30 – 35 m³/min liegt. Die weiteren Spezifikationen der Ventilatoren sind in Tabelle 3.1 zusammengefasst.



Bezeichnung	S-XP 240/40	HRD 60 Boosted
Max. Volumenstrom [m ³ /min]	38	70
Max. Totaldruckerhöhung [Pa]	16.500	14.800
Nennbetriebspunkt [m ³ /min] [Pa]	30 15.500	35 13.200
Max. Antriebsleistung [kW]	11	15
Nominelle Antriebsdrehzahl [min ⁻¹]	11.850	7.450
Lauftradaußendurchmesser [mm]	240	378

Tabelle 3.1: Kenngrößen der verwendeten Ventilatoren [ELEKTOR18]

Die Laufräder beider Ausführungen sind konstruktiv vergleichbar ausgeführt:

- Das Laufrad ist direkt auf der Motorwelle montiert.
- Die Trag- und die Deckscheibe sind planparallel angeordnet.
- Die Schaufeln in den Laufrädern sind senkrecht zwischen Trag- und Deckscheibe angebracht.
- Die Schaufeln sind rückwärtsgekrümmt ausgeführt.

Mit diesen Ventilatoren ergeben sich bei einem zweistufigen Verbundbetrieb somit vier unterschiedliche Anordnungsmöglichkeiten, welche in Bild 3.2 dargestellt sind. Das Bild 3.2 a) zeigt den Verbundbetrieb bestehend aus 2 x HRD 60 Boosted, das Bild 3.2 b) den Verbundbetrieb bestehend aus 2 x S-XP 240/40, das Bild 3.2 c) und das Bild 3.2 d) Verbundbetriebe bestehend aus je einem HRD 60 Boosted und einem S-XP 240/40, die sich jeweils in der Reihenfolge der Geräte unterscheiden. Die Verbindung zwischen den Geräten ist möglichst kurz gewählt, um den Bauraum des Verbundbetriebs gering zu halten.

Zunächst wird der Verbundbetrieb 2 x HRD 60 Boosted (Bild 3.2 a)) näher untersucht. Die Ergebnisse aus den Untersuchungen zu den weiteren Gerätekombinationen werden in Kapitel 7 vorgestellt.

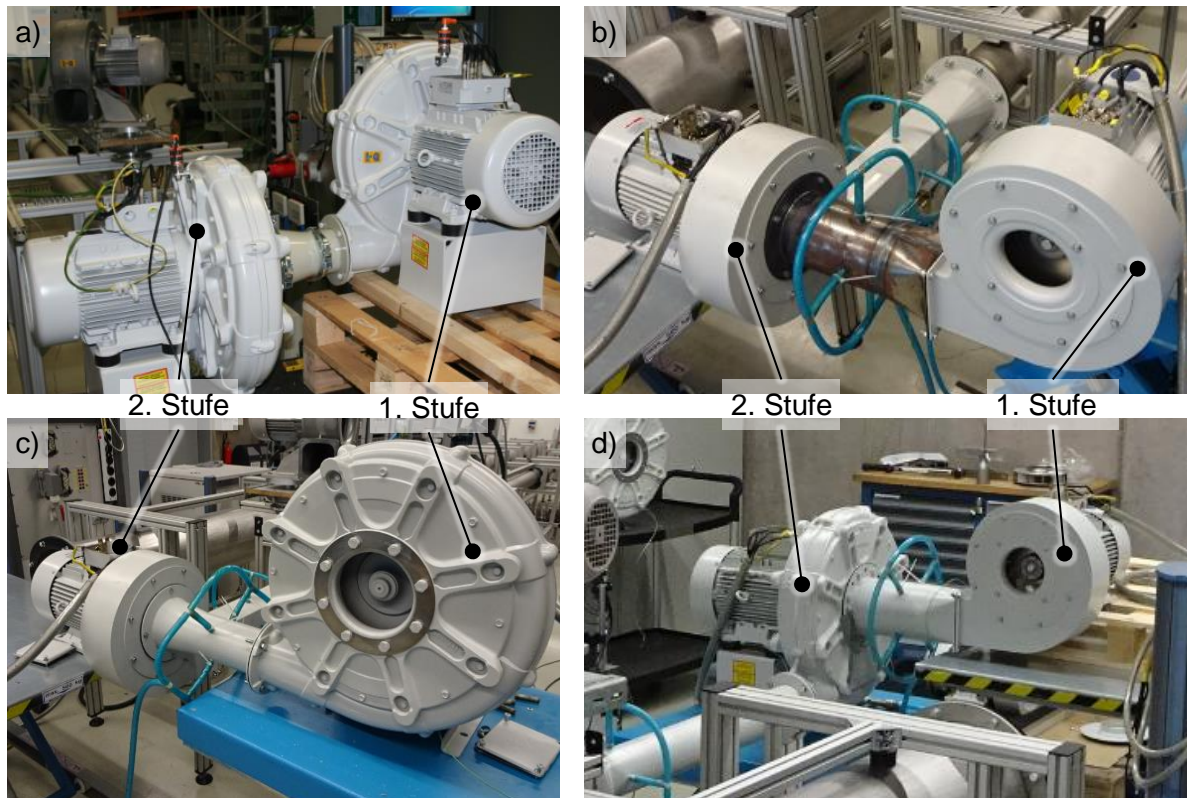


Bild 3.2: Verbundbetrieb bestehend aus

- a) 2 x HRD 60 Boosted in 1. und 2. Stufe,
- b) 2 x S-XP 240/40 in 1. und 2. Stufe,
- c) 1. Stufe HRD 60 Boosted und 2. Stufe S-XP 240/40,
- d) 1. Stufe S-XP 240/40 und 2. Stufe HRD 60 Boosted.

Das Bild 3.3 a) zeigt die Totaldruckerhöhung und das Bild 3.3 b) den Gesamtwirkungsgrad über dem Volumenstrom eines einzelnen Ventilators (grüne Dreiecke) und dem Verbundbetrieb (rote Rauten). Da die Messung der einzelnen Ventilatoren näherungsweise deckungsgleiche Ergebnisse in Druckerhöhung und Wirkungsgrad aufweist, ist aus Gründen der Übersichtlichkeit in Bild 3.3 nur eine Messung eines Einzelgeräts eingetragen.

Ausgehend von der Totaldruckerhöhung des Einzelgeräts wird die Totaldruckerhöhung in einem zweistufigen seriell angeordneten Verbundbetrieb entsprechend [BOHL83] berechnet (Verdopplung des Totaldrucks bei konstantem Volumenstrom). Der Vergleich zwischen der Berechnung nach [BOHL83] und den Messergebnissen weist Abweichungen auf. Beispielsweise erzeugt das Einzelgerät bei einem Volumenstrom von $20 \text{ m}^3/\text{min}$ eine Totaldruckerhöhung von 14.600 Pa . Nach [BOHL83] erreicht die Totaldruckerhöhung im Verbund somit 29.200 Pa . Die gemessene Totaldruckerhöhung beträgt allerdings 30.650 Pa , was einer prozentualen Abweichung von ca. 5 % ent-

spricht und damit deutlich über dem berechneten Wert liegt. Mit abnehmender Totaldruckerhöhung bzw. zunehmendem Volumenstrom verringert sich die Abweichung zwischen der Berechnung nach [BOHL83] und der Messung. In [BOHL83, S. 116ff] findet sich außerdem der Hinweis, dass die Berechnung anhand der Verdopplung des Totaldrucks (bei zwei identischen Geräten) einer idealisierten Vorstellung entspricht, die in der Realität nicht erreichbar ist. Durch die experimentelle Untersuchung konnte diese Aussage nicht bestätigt werden.

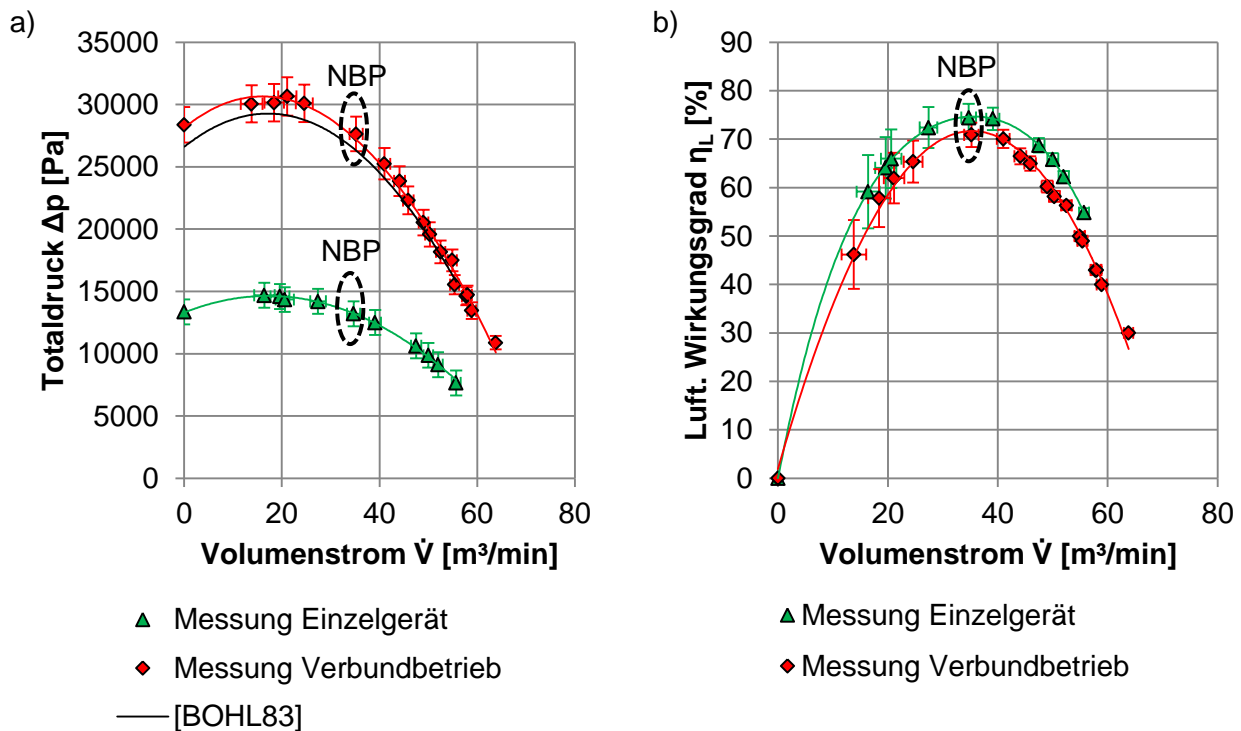


Bild 3.3: Verlauf von a) Totaldruckerhöhung und b) Lufttechnischer Wirkungsgrad über dem Volumenstrom beim HRD 60 Boosted

Die Berechnung des Wirkungsgrads von seriellen Verbundbetrieben ist in keiner der gesichteten Quellen beschrieben. Der lufttechnische Wirkungsgrad des Einzelgeräts erreicht bei ca. 35 m³/min sein Maximum von 74,4 %. Durch die Verschaltung der Geräte zu einem Verbundbetrieb verringert sich der maximale Wirkungsgrad auf 70,6 %. Auffallend ist hierbei, dass der Wirkungsgrad lediglich um ca. 4 % abnimmt und sich der Nennbetriebspunkt um 2 – 3 m³/min zu höheren Volumenströmen verschiebt.

Die Voruntersuchungen zeigen somit, dass die experimentellen Ergebnisse nicht ausreichend mit dem Stand der Technik erklärt werden können. Bei Bestimmung der Druckerhöhung des Verbunds kommt es teilweise zu deutlichen Abweichungen zwischen dem Ansatz nach [BOHL83] und der Messung. In einem weiten Bereich der Kennlinie liegt die maximale Totaldruckerhöhung über den Werten nach [BOHL83].

4 Konkretisierung der Zielsetzung und Vorgehensweise

Basierend auf den experimentellen Voruntersuchungen zu Radialventilatoren und deren Betrieb in einem seriellen Verbund wird im Folgenden die konkrete Zielsetzung der Arbeit abgeleitet und deren Umsetzung anhand einer strukturierten Vorgehensweise erläutert.

4.1 Konkretisierung der Zielsetzung

In der Literatur zu Ventilatoren sind vereinfachte Verfahren zur Ermittlung der Kennlinie vorhanden. Experimentell dokumentierte Ergebnisse, die diese belegen, fehlen jedoch bisher. Wie in Kapitel 3 gezeigt wurde, ist die Genauigkeit des Verfahrens nach [BOHL83] im Vergleich zu den experimentellen Ergebnissen unzureichend. Des Weiteren sind die Einflussgrößen, die bei der Auslegung eines seriellen Verbundbetriebs zu berücksichtigen sind, meist nur qualitativ beschrieben.

Wesentliche Auslegungskriterien eines Verbundbetriebs sind die statische bzw. die totale Druckerhöhung und der Wirkungsgrad. Um die Genauigkeit der rechnerischen Vorauslegung zu erhöhen, wird ein analytischer Berechnungsansatz ausgearbeitet. Zusätzlich zu den Untersuchungen zur lufttechnischen Leistung auf experimentellem und numerischem Weg, soll auf die Einflussgrößen eingegangen werden, die zusätzlich durch die Verschaltung beachtet werden müssen (welche wiederum den Gesamtwirkungsgrad beeinflussen). Im Speziellen sind hierbei auftretende Verluste zwischen dem Einzelgerät und den Stufen des Verbunds zu untersuchen. Die Verluste werden anhand der in Kapitel 2 vorgestellten Entropieproduktion analysiert und anschließend Maßnahmen vorgestellt, wie diese verringert werden können.

Die Forderung nach einer zielgerichteten Auslegung von Verbundsystemen lässt sich anhand der folgenden Forschungsfragen erarbeiten:

- *Wie kann die lufttechnische Leistung und der Wirkungsgrad eines Verbundbetriebs, basierend auf den Kenndaten der verwendeten Einzelgeräte, berechnet werden?*
- *Wie wirkt sich die resultierende Kennlinie auf unterschiedliche Anlagenkennlinien aus?*
- *Unter welchen Bedingungen ist der Einsatz eines Verbunds dem eines Einzelgeräts vorzuziehen?*
- *Gibt es Geräte, die für den Einsatz im seriellen Verbund zu bevorzugen sind?*

- *Welche Auswirkungen hat eine gestörte Zuströmung auf die nachgeschalteten Stufen?*
- *Gibt es zusätzliche Verluste, die durch die Verschaltung beachtet werden müssen? Wo treten diese zusätzlichen Verluste auf und wie können diese minimiert werden?*

Aus den genannten Forschungsfragen definiert sich das Ziel der vorliegenden Ausarbeitung wie folgt: Dem Konstrukteur von Radialventilatoren soll mit Hilfe der vorgestellten Untersuchungen und Ergebnisse ermöglicht werden,

- *die Leistung des Verbunds und dessen Wirkungsgrad zu berechnen,*
- *die Vorteile und Einsatzmöglichkeiten eines Verbundbetriebs aufzeigen,*
- *den Einfluss der Ventilatorauslegung auf die resultierende Kennlinie und deren Wechselwirkungen mit der Anlagenkennlinie einzuschätzen,*
- *die zusätzlich auftretenden Verluste zu identifizieren und diese zu minimieren.*

4.2 Vorgehensweise

Die im vorherigen Kapitel genannten Teilziele gliedern die Arbeit in die in Bild 4.1 aufgeführten Teilschritte. In Kapitel 5 wird ein analytischer Ansatz, der die Berechnung der lufttechnischen Leistung und den Wirkungsgrad eines Verbundbetriebs ermöglicht, vorgestellt. Für diese Berechnungsmethode sind die Kennlinien der Einzelgeräte über den gesamten Volumenstrombereich notwendig. Hierfür werden empirisch ermittelte Zusammenhänge aufgestellt, die es dem Konstrukteur ermöglichen, anhand der geometrischen Abmessungen und der Leistungsdaten im Nennbetriebspunkt eine Abschätzung der kompletten Einzelgerätekennlinien durchzuführen. Anschließend werden drei geometrisch unterschiedliche Laufräder auf denselben Betriebspunkt ausgelegt. Dies zeigt den Einfluss der Ventilatorauslegung auf die resultierende Verbundkennlinie bzw. die Wechselwirkungen mit der Anlagenkennlinie auf.

In Kapitel 6 werden numerische Werkzeuge dazu verwendet, den Verbundbetrieb aus den Voruntersuchungen im Detail zu analysieren und zu optimieren. Aufbauend auf diesen Erkenntnissen werden die weiteren Gerätekombinationen aus dem Kapitel 3 gezielt untersucht. Die experimentelle Validierung der numerischen Ergebnisse erfolgt in Kapitel 7. Das Kapitel 8 fasst die Ergebnisse aus den Kapiteln 5 – 7 in Form von Empfehlungen zusammen. Die Kapitel 9 und 10 bilden den Abschluss dieser Arbeit in Form einer Zusammenfassung und dem Ausblick.

Problemstellung	Kapitel 1 – 3	Serielle Verbundbetriebe durch Kombination von Einzelgeräten werden bereits praktisch eingesetzt. Voruntersuchungen bestätigen den Forschungsbedarf, Analytische Berechnungsansätze sind für den Druckaufbau vorhanden, beschreiben das Verhalten jedoch unzureichend.	
These	Kapitel 4	Druckerhöhung und Wirkungsgrad lassen sich analytisch beschreiben. Die geometrischen Abmessungen und Betriebsdaten der gewählten Ventilatoren beeinflussen das Verhalten des Verbunds.	
Lösung	Kapitel 5	Erstellung einer optimierten analytischen Berechnungsmethode, die auf den Kennlinien der Einzelgeräte aufbaut. Validierung der Methode durch Ergebnisse aus Voruntersuchung.	Kapitel 6
		Abschätzung der Kennlinie des Einzelgeräts aus dessen Abmessungen und Betriebsdaten	
		Vergleich von unterschiedlichen Laufrädern mit gleichem Nennbetriebspunkt und deren Wechselwirkungen mit der Anlagenkennlinie	
		Allgemeine qualitative Betrachtungen	
		Detaillierte numerische Untersuchung des Verbunds aus Voruntersuchungen	
		Analyse und Identifikation der Verluste im System, da geometrisch gleiche Geräte im Verbund ein unterschiedliches Verhalten zeigen (je nach Anordnung)	
		Minimierung der Verluste um den Wirkungsgrad im Verbund zu erhöhen	
		Numerische Untersuchung von weiteren Gerätekombinationen (S-XP 240/40 & HRD 60 Boosted)	
Ergebnis	Kapitel 7	Experimentelle Validierung durch Messung der numerisch untersuchten Gerätekombinationen (S-XP 240/40 & HRD 60 Boosted)	
	Kapitel 8	Auslegungshinweise für seriell angeordnete Radialventilatoren	
	Kapitel 9	Zusammenfassung	
	Kapitel 10	Ausblick	

Bild 4.1: Struktur und Vorgehensweise der vorliegenden Arbeit

5 Analytische Untersuchungen zur Auslegung von seriellen Verbundbetrieben

Die Zusammenfassung der relevanten Literaturstellen für den seriellen Verbundbetrieb in Kapitel 2.5 hat gezeigt, dass die Berechnung der resultierenden Luftleistung meist nur unvollständig beschrieben ist. Die in den Literaturstellen theoretisch beschriebenen Verfahren verwenden die Druck-Volumenstrom-Kennfelder der Einzelgeräte, um die kumulierte Gesamtkennlinie des Verbunds zu berechnen. Allerdings fehlt der experimentelle Nachweis zu den theoretischen Berechnungen. Wie bereits in den Voruntersuchungen zu seriellen Verbundbetrieben gezeigt wurde, treten teilweise deutliche Abweichungen zu den nach der Literatur berechneten Luftleistungen auf.

Aufgrund der unzureichenden analytischen Beschreibung des seriellen Verbundbetriebs soll ein neues Berechnungsverfahren entwickelt werden, das die Abweichungen zwischen Messung und Berechnung minimiert.

5.1 Vorüberlegungen

Zunächst soll die Berechnung für einen seriellen Verbundbetrieb nach [BOHL83] anhand des Ersatzschaltbildes in Bild 5.1 erläutert werden. Durch das Einbringen von Energie wird die Luft vom Druck p_1 auf den Druck p_2 verdichtet. Dies führt dazu, dass sich die Temperatur von T_1 auf T_2 erhöht. Gemäß [DIN EN ISO 5801 2011] bezieht sich die Angabe des Volumenstroms auf den Eintrittsvolumenstrom in den Ventilator.

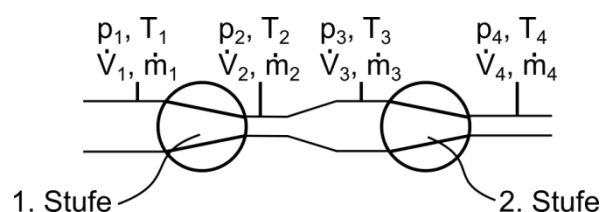


Bild 5.1: Ersatzschaltbild für Berechnung eines seriellen Verbundbetriebs

Die Totaldruckerhöhung in der 1. Stufe ist definiert als die Differenz der Drücke $p_2 - p_1$ und ist eine Funktion des Volumenstroms. Der Verlauf der Ventilator Kennlinie ist abhängig von den Ansaugbedingungen (Druck, Temperatur). Bei konstantem Volumenstrom ist die Totaldruckerhöhung somit von diesen Größen abhängig. Die Berechnung eines seriellen Verbundbetriebs nach [BOHL83] geht von einer Verdopplung des Totaldrucks bei konstantem Volumenstrom aus. Die hierfür notwendigen Voraus-

setzungen sind, dass der Druck p_3 und die Temperatur T_3 dem Druck p_1 und der Temperatur T_1 entsprechen. Lediglich bei dieser Annahme bleibt der Volumenstrom konstant und die Druckerhöhung ist in beiden Stufen gleich. Im realen Betrieb liegt ein hiervon abweichendes Verhalten vor. Wie bereits erwähnt, erhöht sich bei der Durchströmung der ersten Stufe der Druck von p_1 auf p_2 und die Temperatur von T_1 auf T_2 . Befindet sich zwischen der 1. Stufe und der 2. Stufe beispielsweise eine Querschnittsänderung in der Rohrleitung, ändern sich der Druck von p_2 auf p_3 und die Temperatur von T_2 auf T_3 . Der Druck p_3 und die Temperatur T_3 sind somit die Eintrittsbedingungen für die 2. Stufe und unterscheiden sich von den Eintrittsbedingungen in der 1. Stufe. Bei der Durchströmung des gesamten Verbunds muss die Erhaltung des Massenstroms gelten. Somit kann nicht von einem konstanten Volumenstrom durch die Stufen ausgegangen werden und auch die Druckerhöhung unterscheidet sich zwischen den Stufen. Zusätzliche Strömungsverluste durch Verbindungselemente oder ungleichmäßig verteilte Strömungsgeschwindigkeiten sind hierbei vernachlässigt.

5.2 Theoretisches Vorgehen

Das nachfolgende Berechnungsverfahren orientiert sich an der Auslegung von Pumpen, wobei zusätzlich die Dichteänderung berücksichtigt wird [GÜLICH13, S. 814]. Die spezifische Energie, die ein strömendes inkompressibles Fluid besitzt, ist entlang seiner Stromlinie konstant und kann durch die Bernoulli-Konstante E angegeben werden [PFLEIDERER05, S. 13].

$$E = \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + g \cdot h \quad (5.1)$$

mit:

p : statischer Druck des Fluids

ρ : Dichte des Fluids

v : Strömungsgeschwindigkeit

g : Erdbeschleunigung

h : geodätische Höhe

Aufgrund des geringen Höhenunterschiedes zwischen dem Eintrittsquerschnitt in den Ventilator und dem Austrittsquerschnitt aus dem Ventilator kann die geodätischen Höhe

h vernachlässigt werden. Durch Multiplikation mit der Dichte ρ lässt sich die Gleichung 5.1 in der Druckform darstellen. Hierfür setzt sich der Totaldruck p_t als die Summe aus dem statischen Druck p und dem dynamischen Druck p_d zusammen:

$$p_t = p + p_d = p + \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (5.2)$$

Der Volumenstrom \dot{V} wiederum berechnet sich aus dem Quotienten des Massenstroms \dot{m} und der Dichte ρ bzw. als Produkt aus dem durchströmten Querschnitt A und der Geschwindigkeit v :

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} = v \cdot A \quad (5.3)$$

Außerdem wird die spezifische Nutzarbeit Y benötigt, welche die auf die Masse bezogene nutzbare Energiedifferenz zwischen Ein- und Austritt des Ventilators beschreibt [BOHL83, S. 13]:

$$Y = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} \quad (5.4)$$

Für den Begriff der spezifischen Nutzarbeit werden in der Literatur auch die Begriffe isentrope Enthalpiedifferenz [PILTZ75], spezifische Förderarbeit [VDI2044 2002], Stutzenarbeit [PFLEIDERER05] oder adiabatische Förderhöhe [ECKERT61] synonym verwendet.

Unter der Annahme einer polytropen Zustandsänderung gilt:

$$p \cdot v^n = \text{konst.} \quad (5.5)$$

mit:

v : spezifisches Volumen

n : Polytropenexponent

Damit kann das Integral in der Gleichung 5.4 gelöst werden:

$$Y = \frac{p_1}{\rho_1} \cdot \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (5.6)$$

Nach [MARCINOWSKI76, S. 3] darf die Gleichung 5.6 für Ventilatoren bis zu einem Druckverhältnis von $p_2/p_1 = 1,3$ durch den Quotient aus dem Totaldruck und dem Mittelwert

aus der Dichte am Eintritt ρ_1 und der Dichte am Austritt ρ_2 des Ventilators angenähert werden:

$$\gamma = \frac{2 \cdot \Delta p_t}{\rho_1 + \rho_2} \quad (5.7)$$

Der durch die Näherung verursachte Fehler liegt unterhalb von 0,2 % im Vergleich zur exakten Lösung aus der Gleichung 5.6 [MARCINOWSKI76, S. 5]. Anhand der Gleichung 5.7 lässt sich die Kennlinie mit der Druckerhöhung über dem Volumenstrom auch als Kennlinie mit der spezifischen Nutzarbeit über dem Volumenstrom darstellen.

Mit Hilfe der gezeigten Formeln und den angestellten Vorüberlegungen kann die Berechnung der Druckerhöhung für serielle Verbundbetriebe erfolgen. In Bild 5.2 ist der Ablauf der Auslegungsmethode in einzelnen Prozessschritten grafisch dargestellt. Dieser wird nachfolgend genauer erläutert.

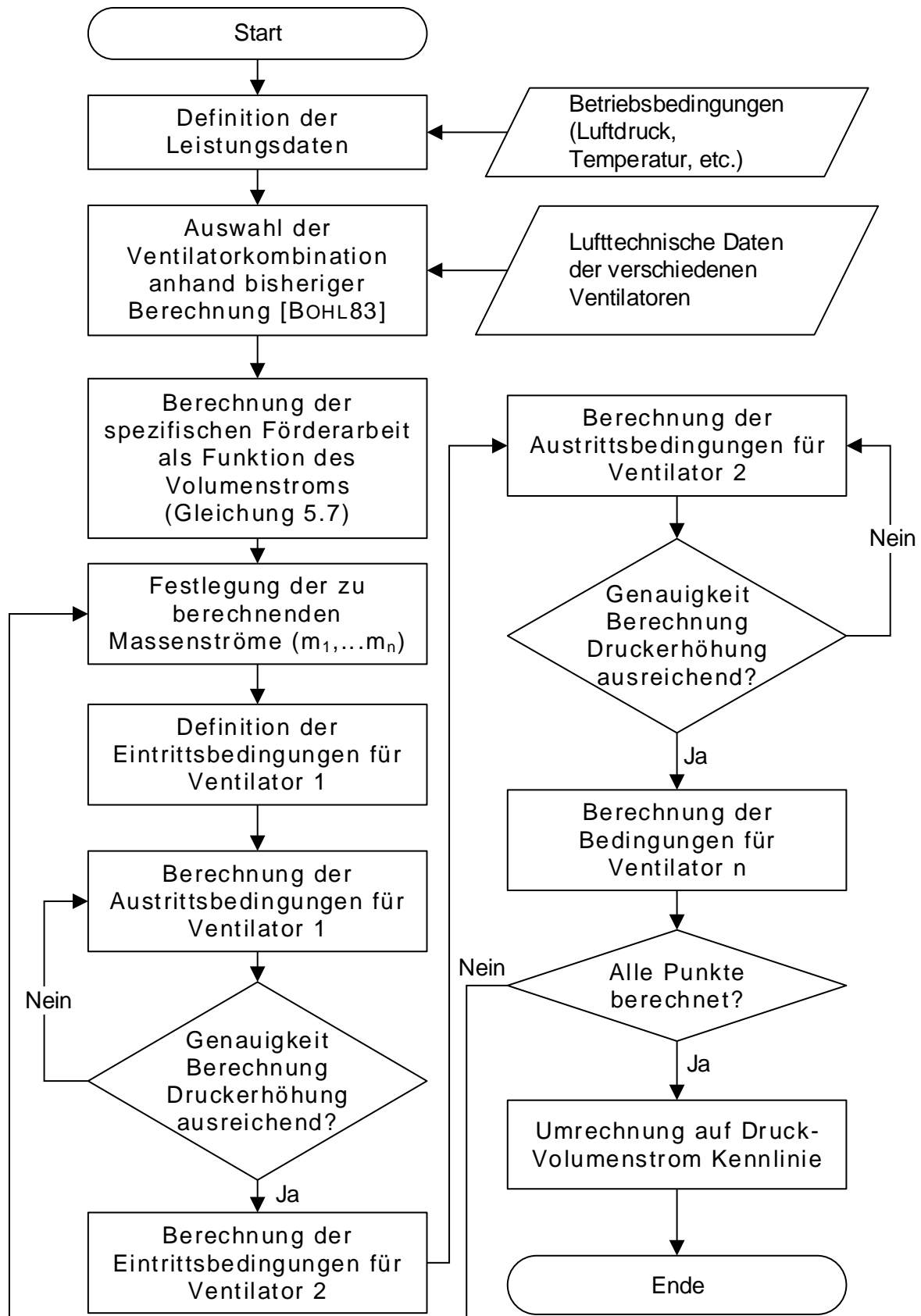


Bild 5.2: Ablaufdiagramm zur Auslegung eines Verbundbetriebs für druckseitige Anwendungen

Nach der Definition der notwendigen Leistungsdaten werden die verwendeten Ventilatoren anhand der Berechnung von [BOHL83] vorausgewählt. Anschließend wird die Totaldruckerhöhung der Einzelgeräte in die spezifische Nutzarbeit gemäß der Gleichung 5.7 umgerechnet.

Im nächsten Schritt werden diskrete Werte für den Massenstrom, an dem die Druckerhöhung in den einzelnen Stufen bzw. dem Verbund berechnet werden soll, festgelegt. Für jeden Massenstrom wird anschließend iterativ die Druckerhöhung berechnet. Aufgrund der unterschiedlichen Dichten am Einlass des jeweiligen Ventilators im Verbund wird hier mit Massenströmen und nicht wie üblich mit Volumenströmen gerechnet. Anschließend werden bei einem konstanten Massenstrom die Eintrittsbedingungen am 1. Ventilator des seriellen Verbundbetriebs definiert und die Austrittsbedingungen über die zugeführte spezifische Förderarbeit berechnet. Als Startwert für die iterative Berechnung der Strömungsgrößen nach der Verdichtung wird zunächst eine konstante Dichte angenommen. Die Temperaturerhöhung aufgrund der Verdichtung kann mit Hilfe der zugeführten elektrischen Leistung abgeschätzt werden [DIN EN ISO 5801 2011, S. 48]:

$$T_2 = T_1 + \frac{P_{el}}{\dot{m} \cdot c_p} \quad (5.8)$$

Da die spezifische Förderarbeit von den Dichten an Ein- und Austritt des Ventilators abhängt, muss die Druckerhöhung iterativ berechnet werden. Nach Erreichen eines definierten Abbruchkriteriums, wie beispielsweise der prozentualen Änderung des Drucks am Austritt des Ventilators zwischen den einzelnen Iterationsschritten in Abhängigkeit der Dichte, sind die Austrittsbedingungen (Druck, Temperatur, Dichte,...) an Ventilator 1 bekannt und dienen gleichzeitig als Eintrittsbedingungen für Ventilator 2. Dieser Sachverhalt soll nochmals mit Bild 5.3 verdeutlicht werden.

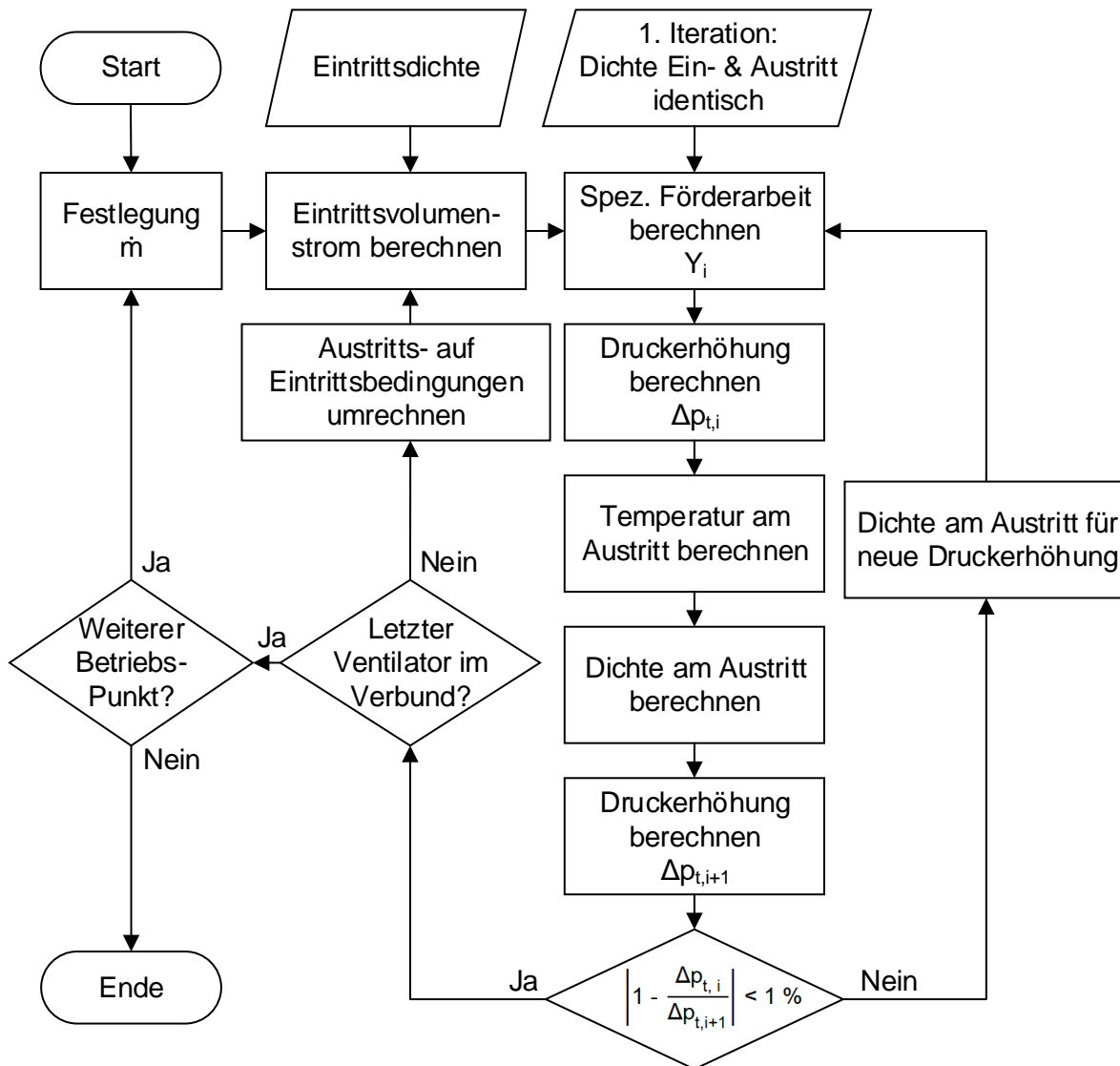


Bild 5.3: Ablaufdiagramm zur iterativen Berechnung der Ein- und Austrittsgrößen

Über die festgelegten Massenströme und der Eintrittsdichte in den 1. Ventilator kann der Eintrittsvolumenstrom berechnet werden. Da bei der ersten Iteration kein Wert für die Dichte am Austritt verfügbar ist, werden Ein- und Austrittsdichte gleichgesetzt. Anschließend kann über die spezifische Förderarbeit mit der Gleichung 5.7 die Druckerhöhung berechnet werden. Danach folgt die Berechnung der Temperaturerhöhung und der Austrittsdichte. Durch Einsetzen der Austrittsdichte in die Gleichung 5.7 ergibt sich eine neue Druckerhöhung. Weicht die Druckerhöhung aus dem vorherigen Iterationsschritt $\Delta p_{t,i}$ nur geringfügig vom nachfolgenden Iterationsschritt $\Delta p_{t,i+1}$ ab, ist die Berechnung für dieses Gerät abgeschlossen. In den Untersuchungen zu dem Berechnungsverfahren hat sich gezeigt, dass eine ausreichende Genauigkeit gegeben ist, wenn die Abweichung von $\Delta p_{t,i}$ zu $\Delta p_{t,i+1}$ kleiner 1 % ist. Weichen die Ergebnisse hiervon ab, muss mit der Austrittsdichte aus dem aktuellen Iterationsschritt erneut die Schleife

zur Berechnung der Austrittsbedingungen durchlaufen werden. Das Vorgehen für die nächste Stufe und alle weiteren Stufen zur Berechnung der Ein- und Austrittsbedingungen erfolgt analog. Nachdem die Berechnung der Druckerhöhung für einen definierten Massenstrom erfolgt ist, ist der nächste Massenstrom zu wählen und damit die weiteren Berechnungsschritte durchzuführen. Die lufttechnische Auslegung ist beendet, sobald alle definierten Massenströme in den vorhandenen Stufen berechnet wurden. Das hier beschriebene Vorgehen soll nun anhand experimenteller Versuchsdaten von Verbundbetrieben validiert werden.

5.3 Validierung des analytischen Rechenmodells

Das analytische Rechenmodell wird auf den Verbundbetrieb aus der Voruntersuchung angewendet. Ausgehend von den Messungen des Einzelgeräts des HRD 60 Boosted wird daraus die Kennlinie eines zweistufigen seriellen Verbundbetriebs berechnet. Die Ergebnisse der Totaldruckerhöhung über dem Volumenstrom sind in Bild 5.4 dargestellt. Die roten Rauten entsprechen den experimentellen Messergebnissen aus Kapitel 3. Die schwarze Volllinie beschreibt die Berechnung der Luftkennlinie nach [BOHL83] und die blaue Volllinie zeigt die Ergebnisse des Berechnungsansatzes aus Kapitel 5.2.

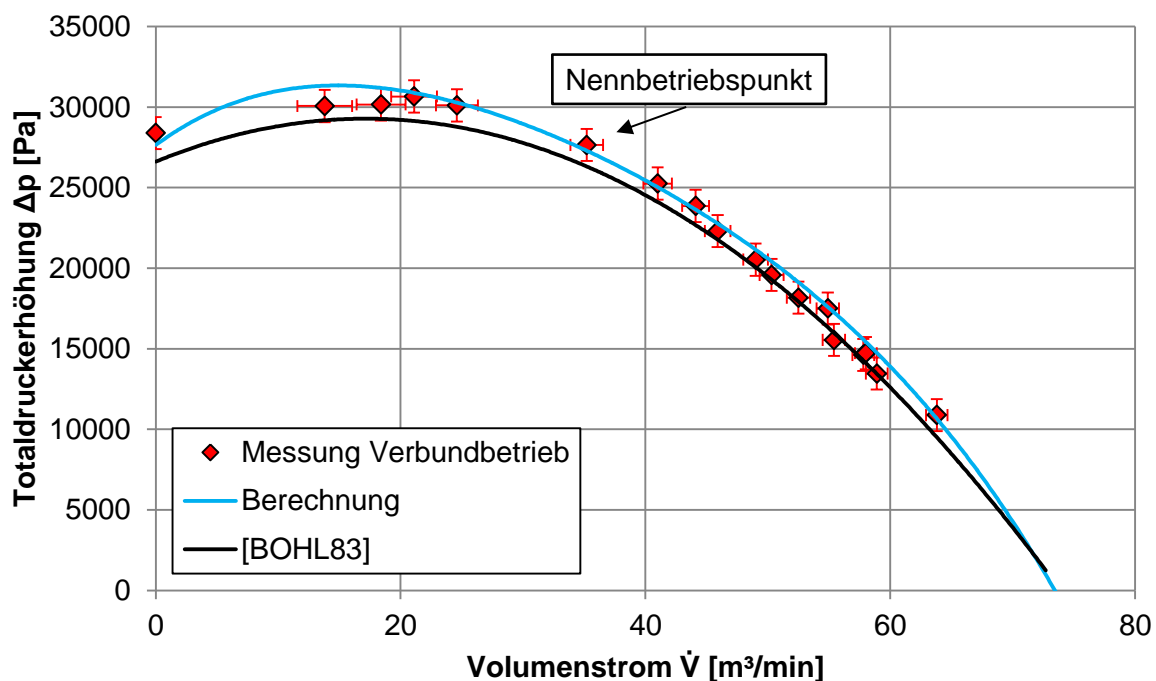


Bild 5.4: Totaldruckerhöhung über Volumenstrom des zweistufigen Verbunds aus HRD 60 Boosted

Wie in Bild 5.4 zu erkennen ist, sind die Ergebnisse der Messung und des Berechnungsansatzes aus Kapitel 5.2 im Bereich des Nennbetriebspunkts nahezu deckungsgleich. Ab einem Volumenstrom von ca. 45 m³/min weichen die Messergebnisse geringfügig von der Berechnung ab und liegen zwischen den Ergebnissen der Berechnung und den Ergebnissen nach [BOHL83]. Somit bleibt festzuhalten, dass im Bereich des Nennbetriebspunkts die Genauigkeit für die Berechnung der Totaldruckerhöhung mit Hilfe der hier vorgestellten Berechnungsvorschrift deutlich erhöht werden kann. Fernab des Nennbetriebspunkts kommt es bei Volumenströmen unterhalb von 18 m³/min und Volumenströmen oberhalb von 55 m³/min zu Abweichungen zwischen der Berechnungsvorschrift und den Messergebnissen. Allerdings ist hierbei zu beachten, dass bei hohen Volumenströmen die spez. Nutzarbeit abnimmt. Dies hat zur Folge, dass die Dichten zwischen Ein- und Austritt sich nur geringfügig unterscheiden. Somit nähern sich auch die Ergebnisse aus der Berechnung und die Ergebnisse nach [BOHL83] an und schneiden sich im maximalen Volumenstrom.

Neben der Berechnung der verfügbaren Druckerhöhung ist auch der Wirkungsgrad des Verbunds für eine vollständige Auslegung notwendig. Die Berechnung des Wirkungsgrads ist in Bild 5.5 dargestellt. Da nach dem Stand der Technik keine Berechnungsvorschrift zur Berechnung des Wirkungsgrads bekannt ist, sind in Bild 5.5 lediglich die Ergebnisse für die vorgestellte Berechnung und die Messergebnisse dargestellt.

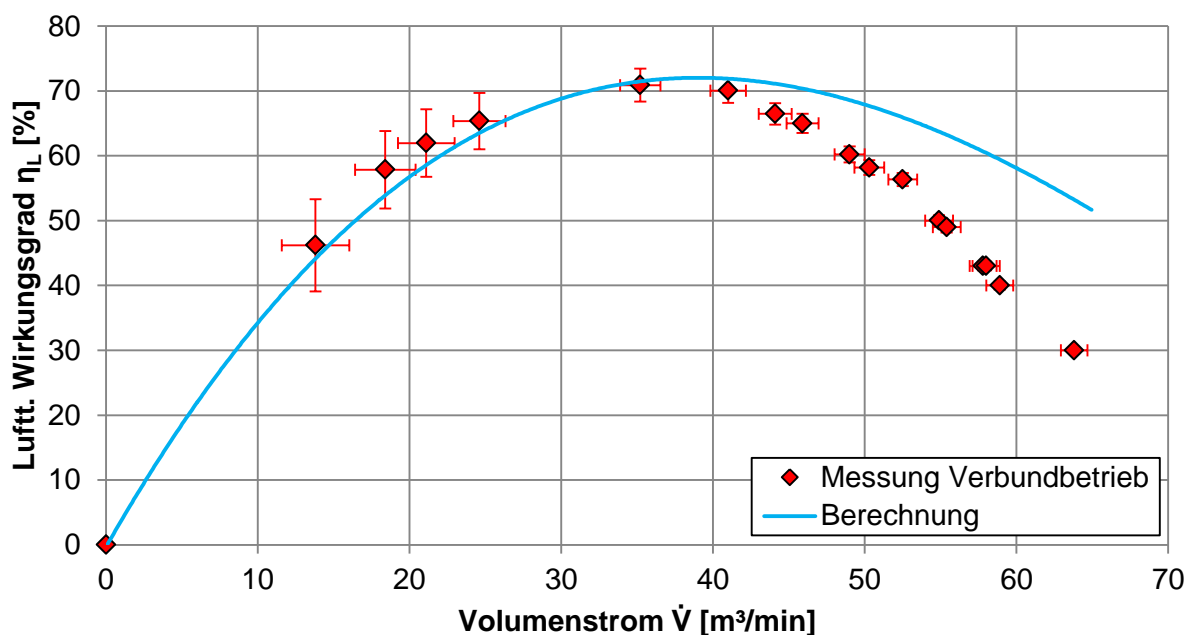


Bild 5.5: Lufttechnischer Wirkungsgrad über dem Volumenstrom des zweistufigen Verbunds aus HRD 60 Boosted

Der Wirkungsgrad im Nennbetriebspunkt liegt nach der Messung bei einem Volumenstrom von ca. 35 m³/min und beträgt 70,9 %. Die Ergebnisse der Berechnung weisen einen maximalen Wirkungsgrad von 71,3 % auf. Allerdings liegt der berechnete Nennbetriebspunkt bei ca. 38 m³/min. Im Volumenstrombereich unterhalb von 30 m³/min wird ein kleinerer Wirkungsgrad im Vergleich zur Messung berechnet. Die Abweichungen liegen hierbei im Bereich von maximal 4 %. Bei Volumenströmen oberhalb von 40 m³/min weichen die Ergebnisse aus der Berechnung und der Messung zunehmend ab. Im Bereich von 60 m³/min beträgt die Abweichung über 20 %. Für die untersuchte Verbundkombination kann somit der Wirkungsgrad im Bereich des Nennbetriebspunkts ausreichend genau berechnet werden.

Die vorliegenden Ergebnisse zeigen somit, dass die Druckerhöhung im seriellen Verbund durch die Berechnungsvorschrift aus dem Kapitel 5.2 gegenüber der Berechnung nach [BOHL83] genauer bestimmt werden kann. Der Wirkungsgrad im Nennbetriebspunkt lässt sich für den untersuchten Verbundbetrieb ausreichend genau rechnerisch ermitteln. Mit zunehmender Entfernung vom Nennbetriebspunkt nehmen die Abweichungen zwischen den Ergebnissen der Messung und der Berechnung zu. Insbesondere bei hohen Volumenströmen sinkt der gemessene Wirkungsgrad im Vergleich zur Berechnung deutlich ab. Hierbei ist anzumerken, dass sich Strömungsverluste insbesondere bei hohen Volumenströmen negativ auf den Wirkungsgrad auswirken. Die Untersuchungen zu dieser Abweichung in diesem Bereich werden in Kapitel 6 weitergeführt.

5.4 Vergleich der Rechenmodelle

Nachdem das analytische Berechnungsmodell durch die experimentellen Ergebnisse bestätigt ist, erfolgt die Auswertung von Zwischenergebnissen des Berechnungsmodells für den untersuchten Verbundbetrieb. Dadurch sollen die Abweichungen zwischen der vorgestellten Berechnung und der Berechnung nach [BOHL83] erklärt werden. In Bild 5.6 a) ist die spezifische Nutzarbeit und in Bild 5.6 b) der Totaldruckverlauf jeweils über dem Volumenstrom der einzelnen Stufen des Verbunds dargestellt. Die aufgeführten Datenpunkte stammen aus dem analytischen Berechnungsansatz und zeigen in roten Dreiecken die Betriebspunkte der 1. Stufe und in grünen Rauten die Betriebspunkte der 2. Stufe. Die Nummerierung kennzeichnet zugehörige Betriebspunkte der einzelnen Stufen, bei denen der Massenstrom durch beide Stufen des Verbunds identisch ist. Mit zunehmendem Volumenstrom ist zu erkennen, dass die Abweichung der Betriebspunk-

te bei konstantem Massenstrom (gleiche Nummerierung) in Bezug auf die spezifische Nutzarbeit zunimmt. Aufgrund der unterschiedlichen Dichten in den beiden Stufen fördern diese deshalb abweichende Volumenströme. Die 2. Stufe fördert im Vergleich zur 1. Stufe niedrigere Volumenströme.

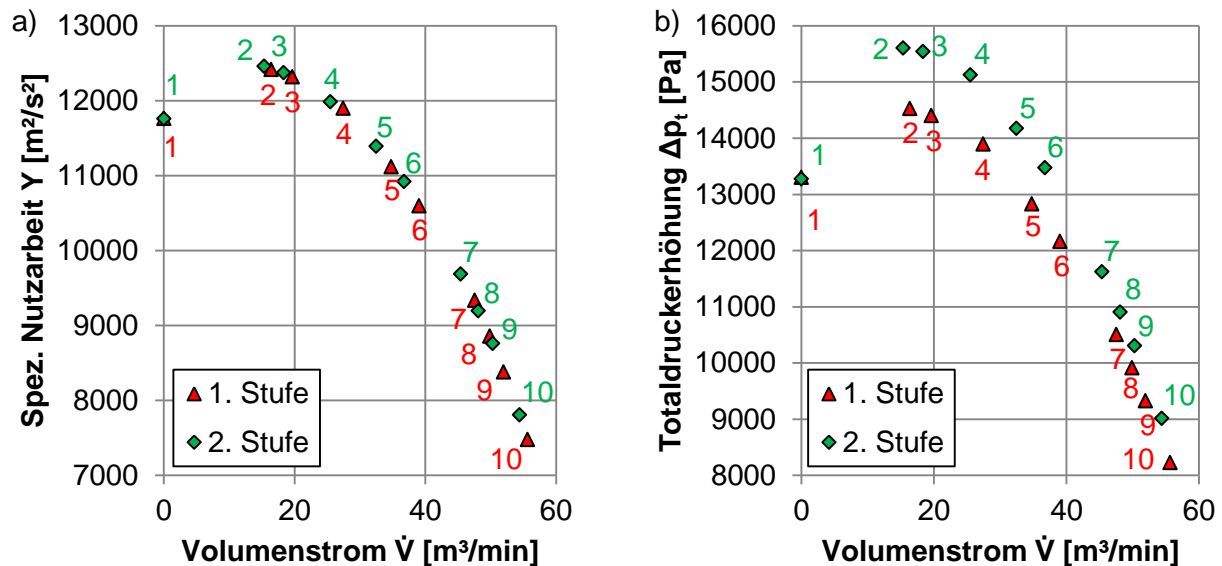


Bild 5.6: a) Spez. Nutzarbeit und b) Totaldruckerhöhung über dem Volumenstrom im Verbund des HRD 60 Boosted

Die zunehmende Abweichung bei einem hohen Volumenstrom ist darauf zurückzuführen, dass die Kennlinie in diesen Bereichen eine betragsmäßig größere Steigung aufweist. Beispielsweise beträgt in Punkt 4 die Differenz im Volumenstrom zwischen der 1. und der 2. Stufe ca. $2 \text{ m}^3/\text{min}$ bei einer Differenz der spezifischen Nutzarbeit von ca. $90 \text{ m}^2/\text{s}^2$ wohingegen in Punkt 9 die Differenz im Volumenstrom ca. $1,5 \text{ m}^3/\text{min}$ und bei der spezifischen Nutzarbeit ca. $400 \text{ m}^2/\text{s}^2$ beträgt. Bei Umrechnung der spezifischen Nutzarbeit auf die Totaldruckerhöhung in Bild 5.6 b) ist zu erkennen, dass im zweiten Gerät ein höherer Totaldruck vorliegt.

Anhand der Ergebnisse aus dem Bild 5.6 lassen sich somit die Abweichungen zwischen dem Berechnungsmodell aus dem Kapitel 5.2 und der Berechnung nach [BOHL83] erklären. Grundlage für die Berechnung nach [BOHL83] ist der Totaldruck der 1. Stufe. Für einen zweistufigen Verbundbetrieb wird dieser bei konstantem Volumenstrom verdoppelt. Folglich ist die Abweichung der Berechnungsergebnisse zu [BOHL83] auf die 2. Stufe zurückzuführen. Die rechnerisch ermittelten Ergebnisse lassen sich auch anhand der experimentellen Untersuchung in Bild 5.7 a) bestätigen. Hierbei ist zu erkennen, dass die 2. Stufe höhere Totaldrücke erzeugt und einen niedrigeren Volumenstrom fördert. Bei niedrigen Volumenströmen bis ca. $10 \text{ m}^3/\text{min}$ ist die Differenz im

Volumenstrom zwischen den Stufen nur gering, steigt dann mit zunehmendem Volumenstrom an und verringert sich ab ca. 30 m³/min wieder. Die Abweichung ist als Differenz $\dot{V}_1 - \dot{V}_2$ in Bild 5.7 b) ausgewertet. Die gezeigten Werte sind über dem Volumenstrom der 1. Stufe aufgetragen.

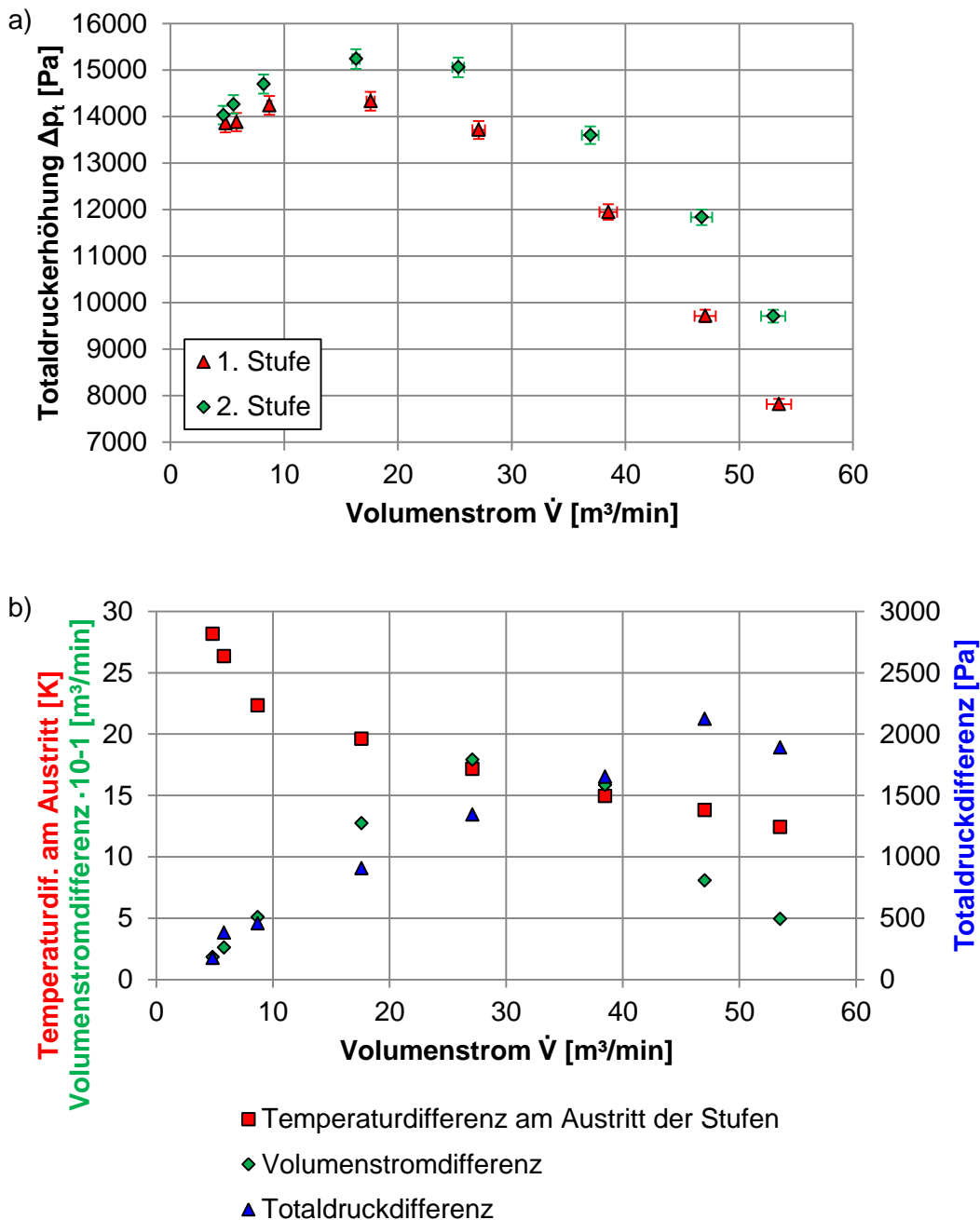


Bild 5.7: a) Experimentell bestimmte Totaldruckerhöhung und b) Temperaturdifferenz am Austritt, Volumenstromdifferenz und Totaldruckdifferenz über dem Volumenstrom im Verbund des HRD 60 Boosted

Der Verlauf der Volumenstromabweichung lässt sich damit erklären, dass bei geringen Volumenströmen (bis ca. 10 m³/min) eine hohe Temperaturdifferenz zwischen dem

Austritt der 1. Stufe und dem Austritt der 2. Stufe vorliegt. Dies hat zur Folge, dass die Dichte in der 2. Stufe absinkt und folglich der geförderte Volumenstrom ansteigt. Mit zunehmendem Volumenstrom sinkt die Temperaturdifferenz zwischen den Stufen deutlich ab und die Totaldruckdifferenz $\Delta p_{t, 2. \text{ Stufe}} - \Delta p_{t, 1. \text{ Stufe}}$ nimmt zu. Die maximale Abweichung im Volumenstrom zwischen den Stufen beträgt ca. 1,8 m³/min im Bereich des Nennbetriebspunkts. Ab ca. 40 m³/min nähern sich die Volumenströme der Geräte wieder an, da insgesamt die Totaldruckerhöhung in den einzelnen Stufen abnimmt (siehe Bild 5.7 a)).

Somit kann festgehalten werden, dass sich die analytische Berechnungsmethode unter der Verwendung der spezifischen Nutzarbeit zur Beschreibung von seriellen Verbundbetrieben insbesondere im Bereich des Nennbetriebspunkts eignet.

Abschließend soll die Abweichung in Abhängigkeit der Totaldruckerhöhung zwischen den Berechnungsmethoden nach [BOHL83] und der hier beschriebenen Methode abgeschätzt werden. Hierfür wird ein beliebiger Verbundbetrieb, der aus zwei identischen Geräten aufgebaut ist, herangezogen. Die Kennlinie des Einzelgeräts ist bekannt. Aus den Daten des Einzelgeräts wird die resultierende Druckerhöhung nach [BOHL83] und der Methode aus dem Kapitel 5.2 berechnet. Die Abweichung E zwischen den Ergebnissen wird wie folgt berechnet:

$$E = \frac{\Delta p_{t \text{ Verbund, Neues Verfahren}} - \Delta p_{t \text{ Verbund, nach [BOHL83]}}}{\Delta p_{t \text{ Verbund, nach [BOHL83]}}} \cdot 100 \% \quad (5.9)$$

Wie in Bild 5.6 gezeigt, befindet sich der Betriebspunkt der 2. Stufe bei einem höheren Druck im Vergleich zur 1. Stufe. Durch den geringeren Volumenstrom in der 2. Stufe führt dies auch zu einer höheren spezifischen Nutzarbeit. Für die Berechnung der Abweichung E wird jedoch angenommen, dass die spezifische Nutzarbeit in den einzelnen Stufen des Verbunds konstant bleibt. Diese Annahme (der konstanten spezifischen Nutzarbeit über die einzelnen Stufen) ist als konservativ und zulässig einzustufen. Die Ergebnisse der Abweichung E in Abhängigkeit der Druckerhöhung des Einzelgeräts sind in Bild 5.8 dargestellt.

Wie zu erkennen ist, steigt die Abweichung zwischen der hier vorgestellten Methode und den Ergebnissen nach [BOHL83] mit zunehmender Druckerhöhung an. Je nach Charakteristik der Kennlinie der verwendeten Ventilatoren kann die Abweichung zwischen den beiden Berechnungsmethoden noch höher sein (siehe bspw. Bild 5.6 b)

Punkt „3“). Bei abnehmendem Totaldruck, wie es beispielsweise bei hohen Volumenströmen vorkommt, nähern sich die Ergebnisse der Berechnungsmethoden an.

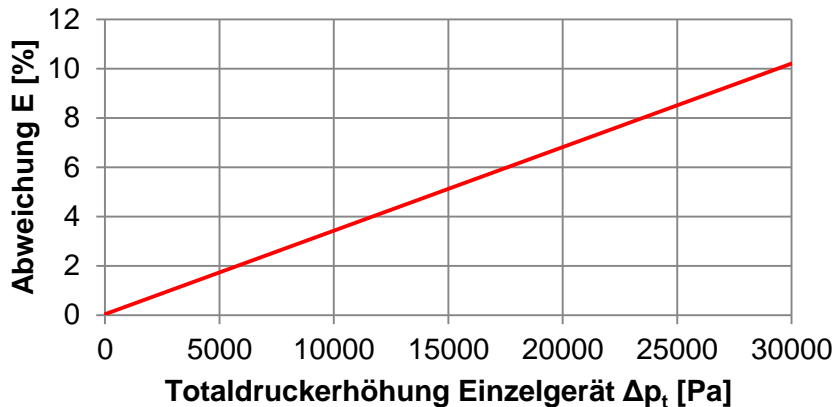


Bild 5.8: Abweichung E zwischen den Berechnungsmethoden in Abhängigkeit der Druckerhöhung des Einzelgeräts

Damit lässt sich zusammenfassen, dass durch die iterative Berechnungsmethode aus Kapitel 5.2 die Genauigkeit bei der analytischen Vorausberechnung von seriellen Verbundbetrieben verbessert werden kann. Anhand dieser Betrachtung kann auch gezeigt werden, dass die Geräte innerhalb des Verbundbetriebs in unterschiedlichen Betriebspunkten auf der Kennlinie arbeiten.

Die Abweichung E zwischen den Berechnungsmethoden hängt von der Totaldruckerhöhung der verwendeten Einzelgeräte ab und steigt mit zunehmender Druckerhöhung des Einzelgeräts mindestens linear an.

5.5 Analytische Abschätzung des Kennlinienverlaufs

Für die Berechnung von seriellen Verbundbetrieben anhand des vorgestellten Vorgehens sollte die gesamte Kennlinie des Einzelgeräts vorliegen. Die klassischen Auslegungsverfahren für Einzelgeräte berechnen die Druckerhöhung und den Volumenstrom meist ausschließlich im Bereich des Nennbetriebspunkts. Um dennoch vom berechneten Nennbetriebspunkt auf die Kennlinie zurückzuschließen, werden vorhandene Messungen (ca. 40 Einzelmessungen) von Einzelgeräten der Fa. Elektror ausgewertet und auf Zusammenhänge zu den Auslegungsdaten analysiert. Über diese soll im Anschluss an die analytische Auslegung eines Einzelgeräts ausgehend vom Nennbetriebspunkt eine Berechnung der Kennlinie über den gesamten Betriebsbereich ermöglicht werden.

In Bild 5.9 sind die Nennbetriebspunkte der ausgewerteten Messungen im Cordier-Diagramm dargestellt. Wie beim Vergleich mit dem Diagramm in Bild 2.4 zu erkennen ist, stammen alle Messergebnisse von Radialventilatoren.

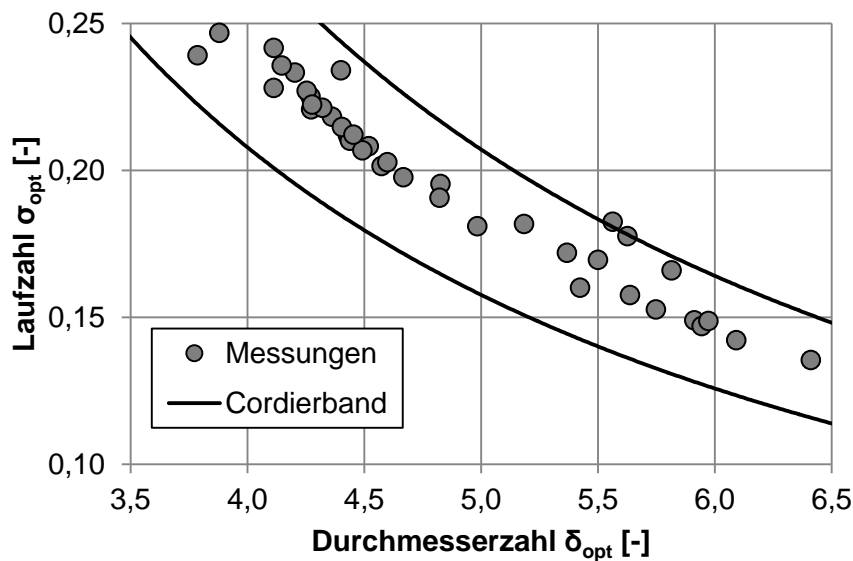


Bild 5.9: Lage der ausgewerteten Messungen im Cordierband

Für die Auswertung der Messungen und die weitere Berechnung gelten die folgenden Kriterien:

- Die totale Druckerhöhung des Einzelgeräts übersteigt 4000 Pa in mindestens einem Betriebspunkt.
- Die Laufräder weisen rückwärtsgekrümmte Kreisbogenschaukeln auf und die Trag- und Deckscheibe sind planparallel ausgeführt.
- Für Ventilatoren, die aufgrund einer begrenzten Motorleistung den Betriebspunkt \dot{V}_{max} nicht anfahren können, wird \dot{V}_{max} aus den vorhandenen Messpunkten über ein Polynom 2. Grades interpoliert. Dieses Vorgehen gilt auch für die aufgenommene Motorleistung.
- Für die gesamte lufttechnische Kennlinie wird hierbei vorausgesetzt, dass der Verlauf einer parabolischen Funktion folgt [SCHADE07, S. 114].

Neben dem Nennbetriebspunkt ($\Delta p_{\text{Nenn}}, \dot{V}_{\text{Nenn}}, P_{\text{Nenn}}$) werden für die weiteren Analysen auch die Extremwerte bei minimalem Volumenstrom ($\Delta p_0, \dot{V}_0 (= 0 \text{ m}^3/\text{min}), P_0$) und maximalem Volumenstrom ($\Delta p_{\text{max}} (= 0 \text{ Pa}), \dot{V}_{\text{max}}, P_{\text{max}}$) verwendet.

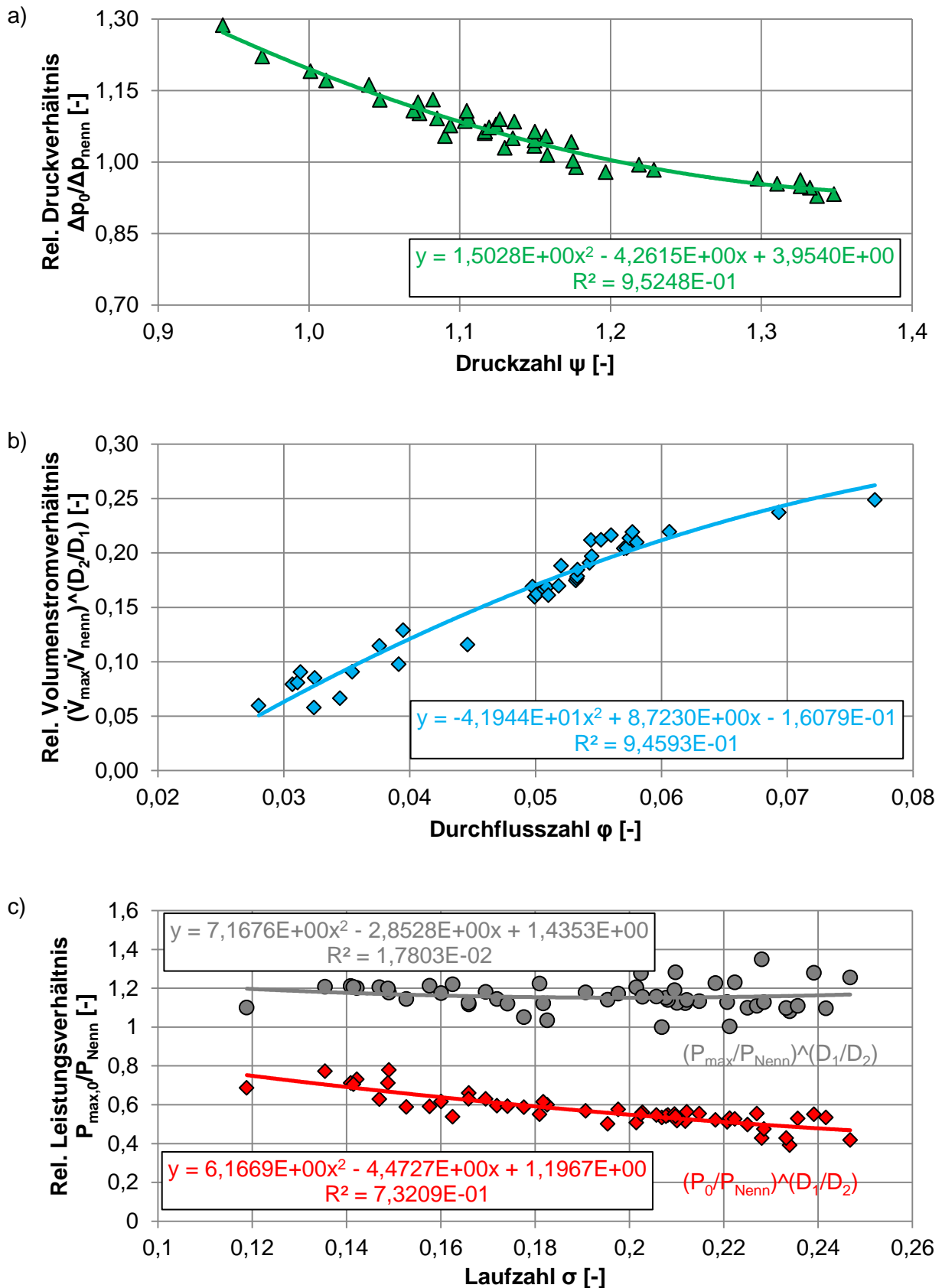
Die Ergebnisse der Auswertungen sind in Bild 5.10 dargestellt. Das Bild 5.10 a) zeigt das relative Druckverhältnis p_0/p_{Nenn} über der Druckzahl ψ . Damit kann in Abhängigkeit

der Druckzahl ψ die Druckerhöhung im Betriebspunkt bei einem Volumenstrom von $0 \text{ m}^3/\text{min}$ bestimmt werden. Es ist zu erkennen, dass mit zunehmender Druckzahl das relative Druckverhältnis abnimmt. Bei einer Druckzahl $\psi = 1,2$ entspricht die Druckerhöhung im Nennbetriebspunkt der Druckerhöhung bei minimalem Volumenstrom.

Für die Auswertung des maximalen Volumenstroms \dot{V}_{\max} müssen zusätzlich die Durchmesser des Laufrads am Eintritt D_1 und Austritt D_2 berücksichtigt werden. Der Zusammenhang zwischen dem Volumenstromverhältnis und der Lieferzahl φ ist in Bild 5.10 b) dargestellt. Über die geometrische Festlegung des Laufrads (φ , ψ , D_1 , D_2) kann der maximale Volumenstrom abgeschätzt werden. Das Bestimmtheitsmaß der Ausgleichspolynome in den Bild 5.10 a) und b) beträgt ca. 95 %.

In Bild 5.10 c) sind die relativen Leistungsverhältnisse bei minimalem und maximalem Volumenstrom über der Laufzahl σ dargestellt. Daraus lässt sich die Leistungsaufnahme bei minimalem und maximalem Volumenstrom ableiten. Auch hier sind die Laufradeintritts- und Laufradaustrittsdurchmesser D_1 und D_2 zu berücksichtigen.

Mit Hilfe der aufgezeigten Zusammenhänge in den Bild 5.10 a) bis c) kann folgendes Vorgehen ermöglicht werden. Im ersten Schritt erfolgt die Auslegung eines Einzelgeräts im Nennbetriebspunkt anhand des Stands der Technik, wie in Kapitel 2.4 beschrieben. Anschließend lässt sich die gesamte Kennlinie mit den in Kapitel 5.5 ermittelten Zusammenhängen bestimmen. Damit kann die Auslegung von seriellen Verbundbetrieben erfolgen. Dieses Vorgehen wird nachfolgend dafür verwendet, geometrisch unterschiedliche Laufräder, die auf denselben Betriebspunkt ausgelegt sind, im Verbundbetrieb miteinander zu vergleichen.

Bild 5.10: a) Rel. Druckverhältnis p_0/p_{Nenn} über der Druckzahl ψ b) Rel. Volumenstromverhältnis $(V_{\text{max}}/V_{\text{Nenn}})^{(D_2/D_1)}$ über der Durchflussz. φ c) Rel. Leistungsverhältnis $P_{\text{max},0}/P_{\text{Nenn}}$ über der Laufzahl σ

5.6 Auswirkungen unterschiedlicher Laufradgeometrien auf den Verbundbetrieb

Der Einfluss der geometrischen Gestaltung bzw. die Auslegung eines Radialventilators auf dessen Eignung als Verbundventilator wird nachfolgend untersucht. Hierzu werden drei Laufräder nach dem validierten Vorgehen von [RECKER15], welches auf dem in Kapitel 2.4 dargestellten Stand der Technik aufbaut, ausgelegt. Als Nennbetriebspunkt wird ein Volumenstrom von 40 m³/min und eine Totaldruckerhöhung von 12.000 Pa festgelegt. Die geometrischen Abmessungen und Drehzahlen der drei Laufräder sind so gewählt, dass diese über den Bereich der ausgewerteten Messungen in Kapitel 5.5 verteilt liegen. Die wichtigsten geometrischen Abmessungen der einzelnen Laufräder sind in Tabelle 5.1 zusammengefasst.

Bezeichnung	Laufrad L	Laufrad M	Laufrad S
Drehzahl n [1/min]	5.000	6.000	8.000
Außendurchmesser D ₂ [mm]	475	400	308
Laufradbreite b [mm]	32	35	39
Eintrittswinkel β ₁ [°]	32	28	22
Austrittswinkel β ₂ [°]	45	43	41
Schaufelanzahl Z [-]	10	11	11

Tabelle 5.1: Geometrische Hauptabmessungen der ausgelegten Laufräder

Die Lage der drei ausgelegten Laufräder im Vergleich zu den Messungen in Kapitel 5.5 zeigt das Bild 5.11 a). Die drei Laufräder werden mit unterschiedlichen Drehzahlen von jeweils 5.000, 6.000 und 8.000 1/min angetrieben. Um den geforderten Auslegungspunkt zu erreichen, müssen für die unterschiedlichen Drehzahlen die Hauptabmessungen der Laufräder, wie z. B. Eintritts- und Außendurchmesser des Laufrads D₁ bzw. D₂ und die Laufradbreite b, angepasst werden. Die Außenkonturen der unterschiedlichen Laufräder sind in Bild 5.11 b) dargestellt. Das Laufrad mit der höchsten Drehzahl weist dabei den kleinsten Außendurchmesser D₂ bei größter Breite b des Laufrads auf. Mit abnehmender Drehzahl nimmt der Außendurchmesser zu, damit der geforderte Druck erreicht werden kann. Neben den Hauptabmessungen unterscheiden sich die Laufräder geringfügig in den Schaufelwinkeln und Schaufelanzahlen. Für die weiteren Auswertungen sind zur Unterscheidung der einzelnen Auslegungen lediglich Bezeichnungen Laufrad „S“, „M“ oder „L“ stellvertretend für die jeweilige Auslegung genannt und farblich durchgehend codiert.

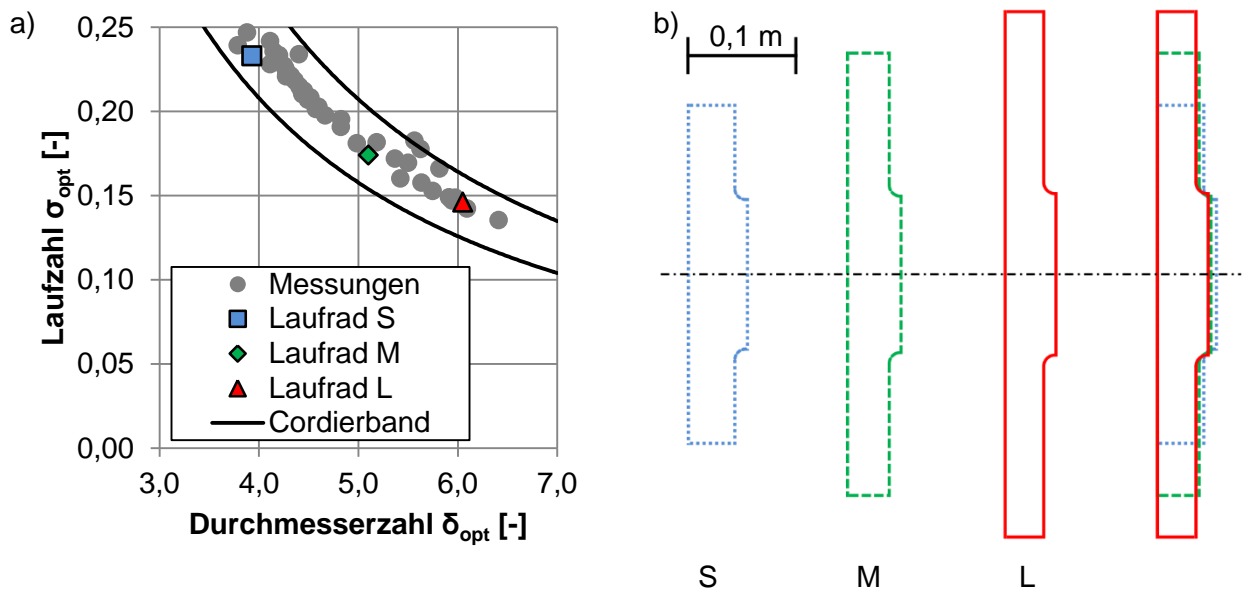


Bild 5.11: a) Lage der drei ausgelegten Laufräder im Vergleich zu den ausgewerteten Messungen, b) Kontur der unterschiedlichen Laufräder

Die unterschiedliche geometrische Gestaltung der Laufräder auf denselben Auslegungspunkt führt dazu, dass sich die Kennlinien fernab des Auslegungspunkts unterscheiden. Der Verlauf der lufttechnischen Kennlinien und der dazugehörige Wirkungsgrad sind in Bild 5.12 dargestellt. Die Berechnung der Kennlinie erfolgt nach dem in Kapitel 5.5 dargestellten Verfahren. Im Bereich des Nennbetriebspunkts verläuft die Steigung der Kennlinie des Laufrads „L“ flacher als beim Laufrad „M“ und „S“. Somit kommt es bei Änderungen des Anlagenwiderstands im Bereich des Nennbetriebspunkts beim Laufrad „L“ zu geringeren Druck- und Volumenstromschwankungen im Vergleich zu den Laufrädern „M“ und „S“. Den höchsten Druck mit 14.000 Pa erreicht das Laufrad „S“, welches etwa 1.500 Pa über dem Maximaldruck des Laufrads „L“ liegt. Der maximale Volumenstrom ist beim Laufrad „L“ mit ca. 108 m³/min im Vergleich zu 75 m³/min beim Laufrad „S“ deutlich höher. Alle drei Geräte sind so ausgelegt, dass ein lufttechnischer Wirkungsgrad von 79 % im Einzelbetrieb erreicht wird.

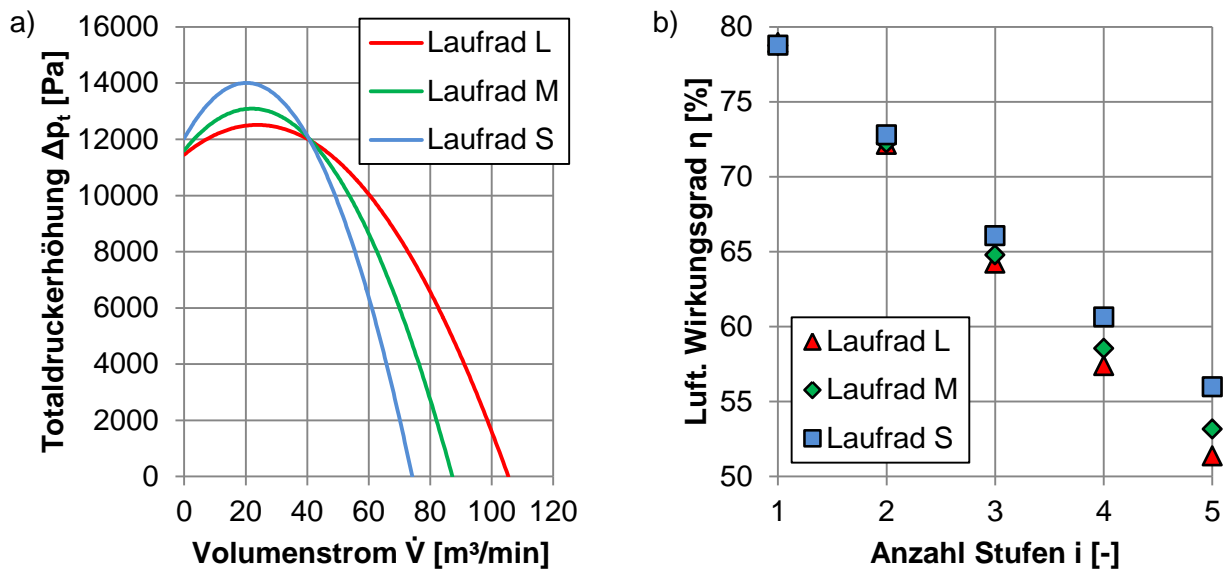


Bild 5.12: a) Kennlinien der unterschiedlichen Laufräder, b) Verlauf Wirkungsgrad über mehrere Stufen

Das Bild 5.12 b) zeigt den Verlauf des Wirkungsgrads bei Hintereinanderschaltung von maximal fünf Geräten auf. Für den Anlagenwiderstand wird hierbei angenommen, dass dieser durch den Nennbetriebspunkt des Einzelgeräts verläuft und Ventilatoren der gleichen Auslegung hintereinander geschaltet werden.

Bei einem Verbund bestehend aus zwei Stufen sinkt der Wirkungsgrad des Gesamtsystems unter Voraussetzung eines quadratisch verlaufenden Anlagenwiderstands [BOHL83, S. 58] auf ungefähr 72 %. Mit zunehmender Anzahl an Stufen zeigt sich, dass der Gesamtwirkungsgrad des Systems bei Verwendung der Laufrads „S“ energetisch günstiger verläuft als bei Verwendung des Laufrads „L“.

Allerdings ist zu beachten, dass durch die Hintereinanderschaltung in den verschiedenen Verbundbetrieben nicht mehr derselbe Betriebspunkt erreicht wird. Dies soll in Bild 5.13 nochmals anhand eines 2-stufigen Aufbaus verdeutlicht werden. Der Anlagenwiderstand, der durch den Nennbetriebspunkt des Einzelgeräts verläuft, schneidet die Verbundkennlinie des 2-stufigen Verbunds mit dem Laufrad „S“ bei geringerem Volumenstrom und Druckaufbau als der 2-stufige Aufbau mit dem Laufrad „L“. Dies kennzeichnet einen niedrigeren Wirkungsgrad beim Laufrad „L“ im Vergleich zum Laufrad „S“. Insgesamt stehen mit dem 2-stufigen Verbund des Laufrads „L“ ein höherer Totaldruck sowie ein höherer Volumenstrom zur Verfügung.

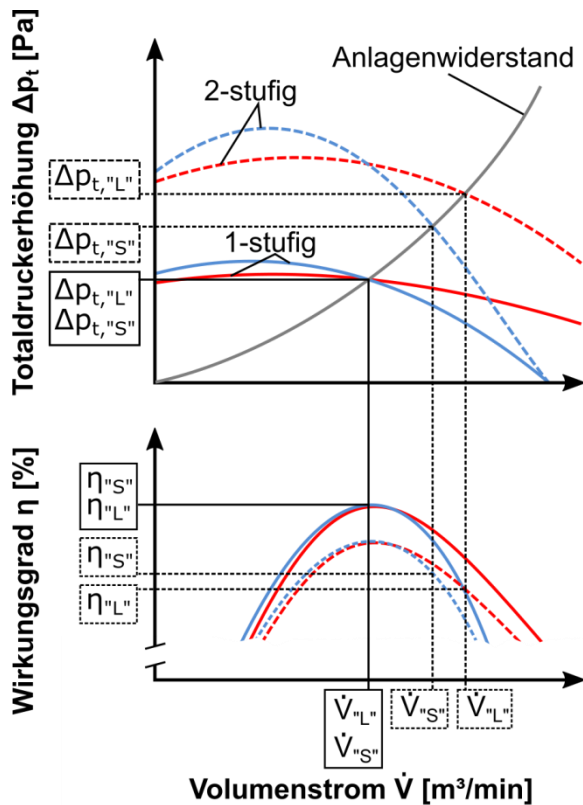


Bild 5.13: Wirkungsgradvergleich beim 2-stufigen Aufbau

Um den Verlauf des Wirkungsgrads näher untersuchen zu können, erfolgt die Auswertung anhand der lufttechnischen Kennlinien in Abhängigkeit der verwendeten Stufen gemäß dem Bild 5.14. Auch bei dieser Auswertung wird lediglich das Laufrad „S“ und das Laufrad „L“ betrachtet, da die Ergebnisse für das Laufrad „M“ zwischen den Ergebnissen der Laufräder „S“ und „L“ verlaufen. Für das Laufrad „L“ sind die Luftkennlinien bei Verwendung von einer bis fünf Stufen, für das Laufrad „S“ die Kurven für eine und für fünf Stufen dargestellt. Zusätzlich ist der quadratisch verlaufende Anlagenwiderstand, der durch den Nennbetriebspunkt des Einzelgeräts verläuft, eingezeichnet. Wie in Bild 5.14 zu erkennen ist, stellt sich bei Verwendung von fünf Stufen beim Verbund des Laufrads „S“ ein deutlich niedrigerer Betriebspunkt ein, als bei Verwendung des Laufrads „L“ (ebenfalls fünf Stufen). Bereits mit drei Stufen des Laufrads „L“ wird ein höher liegender Betriebspunkt erreicht als mit fünf Stufen des Laufrads „S“. Somit gilt auch für den Vergleich des Wirkungsgrads der unterschiedlichen Laufräder, dass aus energetischer Sicht drei Stufen des Laufrads „L“ mit einem Gesamtwirkungsgrad von 64 % gegenüber fünf Stufen des Laufrads „S“ mit einem Wirkungsgrad von 56 % zu bevorzugen sind (vgl. Bild 5.12 b)).

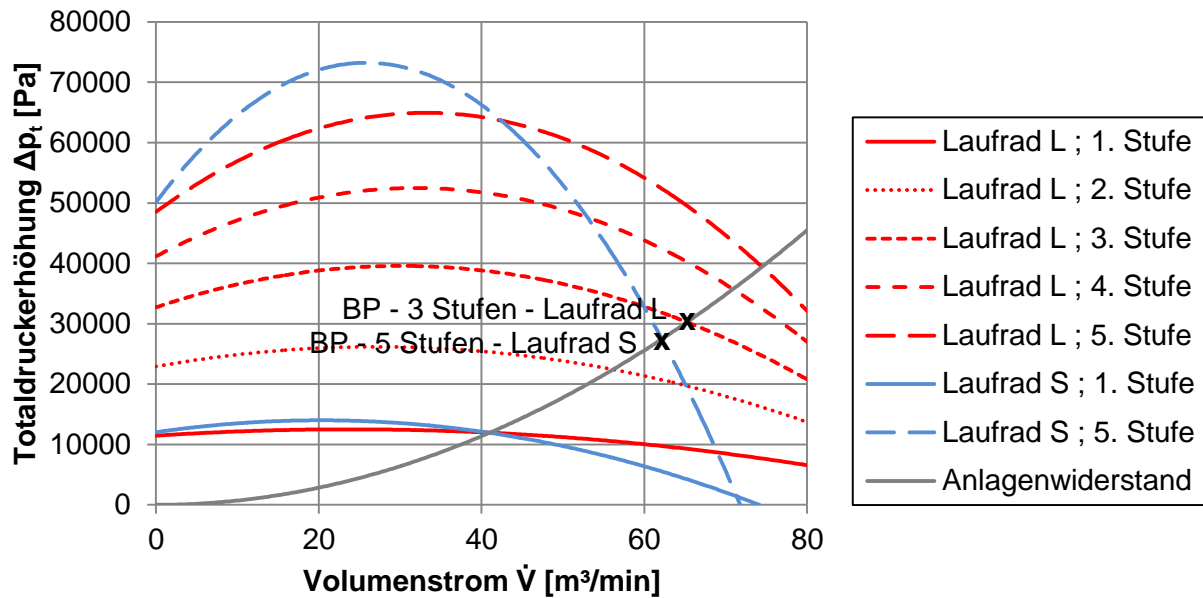


Bild 5.14: Kumulierte lufttechnische Kennlinien bei unterschiedlicher Stufenanzahl

Da für die serielle Verschaltung neben dem maximal möglichen Wirkungsgrad auch die Änderungen in Bezug auf den erreichbaren Druck und die Veränderung des Volumenstroms von Bedeutung sind, werden diese nachfolgend in Bild 5.15 ausgewertet. Es wird dabei wieder von einer parabelförmigen Anlagenkennlinie durch den Nennbetriebspunkt ausgegangen. In Bild 5.15 sind die prozentualen Änderungen für alle drei Laufräder ausgewertet. Als Bezugswert dient der Druck bzw. Volumenstrom des Einzelgeräts im Nennbetriebspunkt. Wie in Bild 5.15 a) zu erkennen ist, kann bei einem zweistufigen Verbund keine Verdopplung des Drucks erzielt werden. Das Laufrad „L“ erreicht eine Druckerhöhung von ca. 88 % verglichen mit dem Einzelgerät, wohingegen mit dem Laufrad „S“ eine Druckerhöhung von 62 % erzeugt wird. Mit zunehmender Stufenanzahl fallen die Kennlinien stärker ab, wie in Bild 5.14 zu erkennen ist. Dies bedeutet für das Laufrad „S“, dass die erreichbare Druckänderung bei Verwendung zusätzlicher Stufen mit weiterer Stufenanzahl abnimmt. Dies lässt sich damit erklären, dass im Unterschied zum Laufrad „L“ (Bild 5.13) der lufttechnische Kennlinienverlauf des Laufrads „S“ gestaucht ist und aufgrund seiner geometrischen Abmessungen einen geringeren maximalen Volumenstrom aufweist.

Beim Laufrad „L“ ist nach fünf Stufen noch keine ausgeprägte Sättigung in Bezug auf die prozentuale Druckänderung zu erkennen. Insgesamt zeigt sich, dass mit drei Stufen die prozentuale Druckänderung beim Laufrad „S“ mit 100 % verdoppelt, beim Laufrad „L“ sogar um den Faktor 150 % gesteigert werden kann.

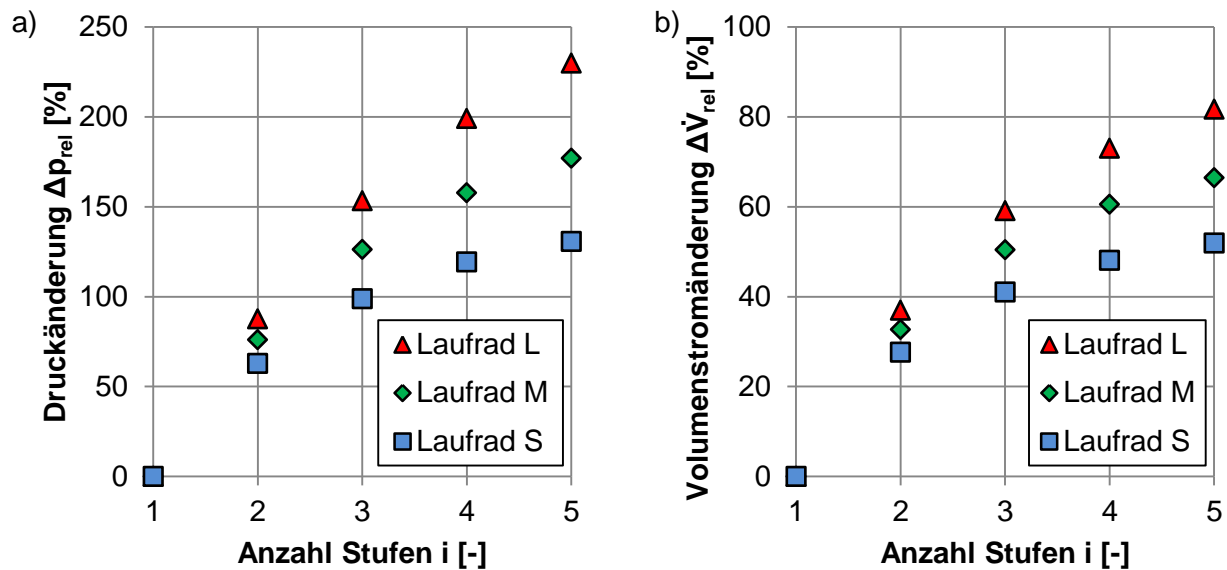


Bild 5.15: a) Prozentuale Druckänderung über der Anzahl verwendeter Stufen

b) Prozentuale Volumenstromänderung über der Anzahl verwendeter Stufen

Des Weiteren ist bei der prozentualen Änderung des Volumenstroms in Bild 5.15 b) zu erkennen, dass bei einer Verschaltung des Laufrads „L“ ein höherer Volumenstrom (81 % nach fünf Stufen) erreicht wird im Vergleich zu einer Verschaltung des Laufrads „S“ (52 % nach fünf Stufen). Das Laufrad „M“ liegt sowohl in der prozentualen Druckänderung als auch in der prozentualen Volumenstromänderung zwischen den Laufrädern „S“ und „L“.

Die bisherigen Betrachtungen besitzen Gültigkeit unter der Annahme, dass der Anlagenwiderstand durch den Nennbetriebspunkt des Einzelgeräts verläuft. Zusätzlich soll untersucht werden, wie sich eine Änderung des Anlagenwiderstands auf das Betriebsverhalten des Verbunds auswirkt.

Die geänderten Anlagenwiderstände beziehen sich auf einen Volumenstrom von $\dot{V}_{-30\%} = 0,7 \cdot \dot{V}_{Nenn}$ und $\dot{V}_{+20\%} = 1,2 \cdot \dot{V}_{Nenn}$ des Nennvolumenstroms bezogen auf das Einzelgerät mit Laufrad „S“. Die daraus resultierenden Kennlinien sind in Bild 5.16 a) zusammengefasst. Die Verläufe des Wirkungsgrads, der prozentualen Druckänderung und der prozentualen Volumenstromänderung durch die veränderten Anlagenkennlinien zeigen die Bild 5.16 b) – d). Zum Vergleich sind nochmals die Verläufe bei einem Anlagenwiderstand durch den Nennbetriebspunkt (NBP) eingetragen.

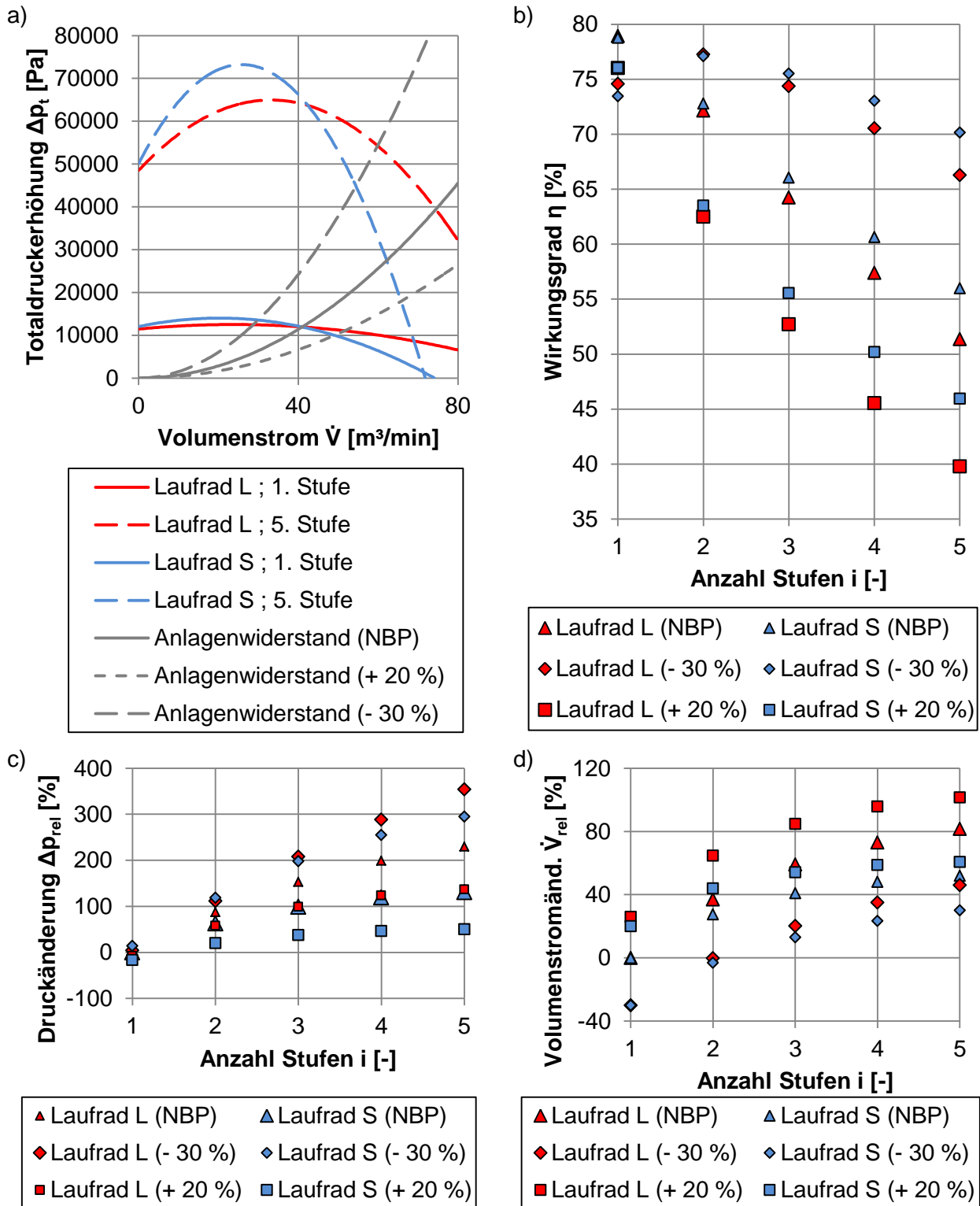


Bild 5.16: a) Variation des Anlagenwiderstands

b) Verlauf der Wirkungsgrade bei unterschiedlichen Anlagenwiderständen

c) Prozentuale Druckänderung bei unterschiedlichen Anlagenwiderständen

d) Prozentuale Volumenstromänderung über mehrere Stufen bei unterschiedlichen Anlagenwiderständen

Beim Betrieb des Verbunds außerhalb des Nennbetriebspunkts (des Einzelgeräts) ist der Wirkungsgrad gemäß Bild 5.16 b) bereits ab der 1. Stufe niedriger als beim Betrieb im Nennbetriebspunkt. Dies trifft für beide Anlagenwiderstände (+ 20 % und - 30 %) zu. Bei einer steileren Anlagenkennlinie (- 30 %) zeigt sich, dass der Gesamtwirkungsgrad vom einstufigen Gerät zum zweistufigen Verbund von 75 % auf 77 % ansteigt. Dies hängt damit zusammen, dass infolge der steileren Anlagenkennlinie der 2-stufige Verbund näher am Nennbetriebspunkt betrieben wird. Dies ist sowohl für das Laufrad „S“ als auch das Laufrad „L“ zu beobachten. Verglichen mit dem Wirkungsgrad der Anlagenkennlinie, die durch den Nennbetriebspunkt des Einzelgeräts verläuft, fällt der Wirkungsgrad bei steileren Anlagenkennlinien bei zunehmender Stufenanzahl nicht so stark ab. Bei der flacheren Anlagenkennlinie (+ 20 %) fällt der Wirkungsgrad stärker ab, was darauf zurückzuführen ist, dass mit steigender Anzahl an Stufen der sich einstellende Betriebspunkt zu niedrigeren Wirkungsgraden verschoben wird.

Für die prozentuale Druck- und Volumenstromänderung ist der Nennbetriebspunkt als Bezugswert gewählt, um die Werte untereinander vergleichen zu können. Sowohl bei der steilen Anlagenkennlinie (- 30 %) als auch der flachen Anlagenkennlinie (+ 20 %) zeigt sich, dass das Laufrad „L“ für den Verbundbetrieb besser geeignet ist, da sowohl die prozentuale Druckänderung als auch die Volumenstromänderung für alle Stufenzahlen über den Werten des Laufrads „S“ liegen.

5.7 Qualitative Betrachtungen

In Bild 5.17 sollen die gezeigten Ergebnisse nochmals qualitativ zusammengefasst werden. Ausgehend von zwei unterschiedlichen Ventilatoren, die auf denselben Nennbetriebspunkt ausgelegt sind und sich in der Drehzahl und dem Laufradaußendurchmesser unterscheiden, werden mehrstufige Verbundbetriebe aufgebaut. Um die Übersichtlichkeit in Bild 5.17 a) zu gewährleisten, sind bei den lufttechnischen Kennlinien lediglich drei Stufen eingezeichnet. In den Auswertungen zum Wirkungsgrad in Bild 5.17 b), der relativen Volumenstromänderung in Bild 5.17 c) und der relativen Druckänderungen in Bild 5.17 d) werden fünf Stufen berücksichtigt. Als Bezug für die relative Änderung des Volumenstroms und des Drucks werden die Leistungsdaten im Nennbetriebspunkt des Einzelgeräts verwendet.

Der Verbund aus schnelldrehendem und damit kleinem Laufrad ist durch die gestrichelten Linien in den Bild 5.17 a) – d) dargestellt, der Verbund aus langsam drehendem und somit größerem Laufrad durch die durchgezogenen Linien. Außerdem sind in Bild 5.17

a) drei unterschiedliche Anlagenwiderstände eingezeichnet (W1 – W3), die sich in ihrer Steigung unterscheiden.

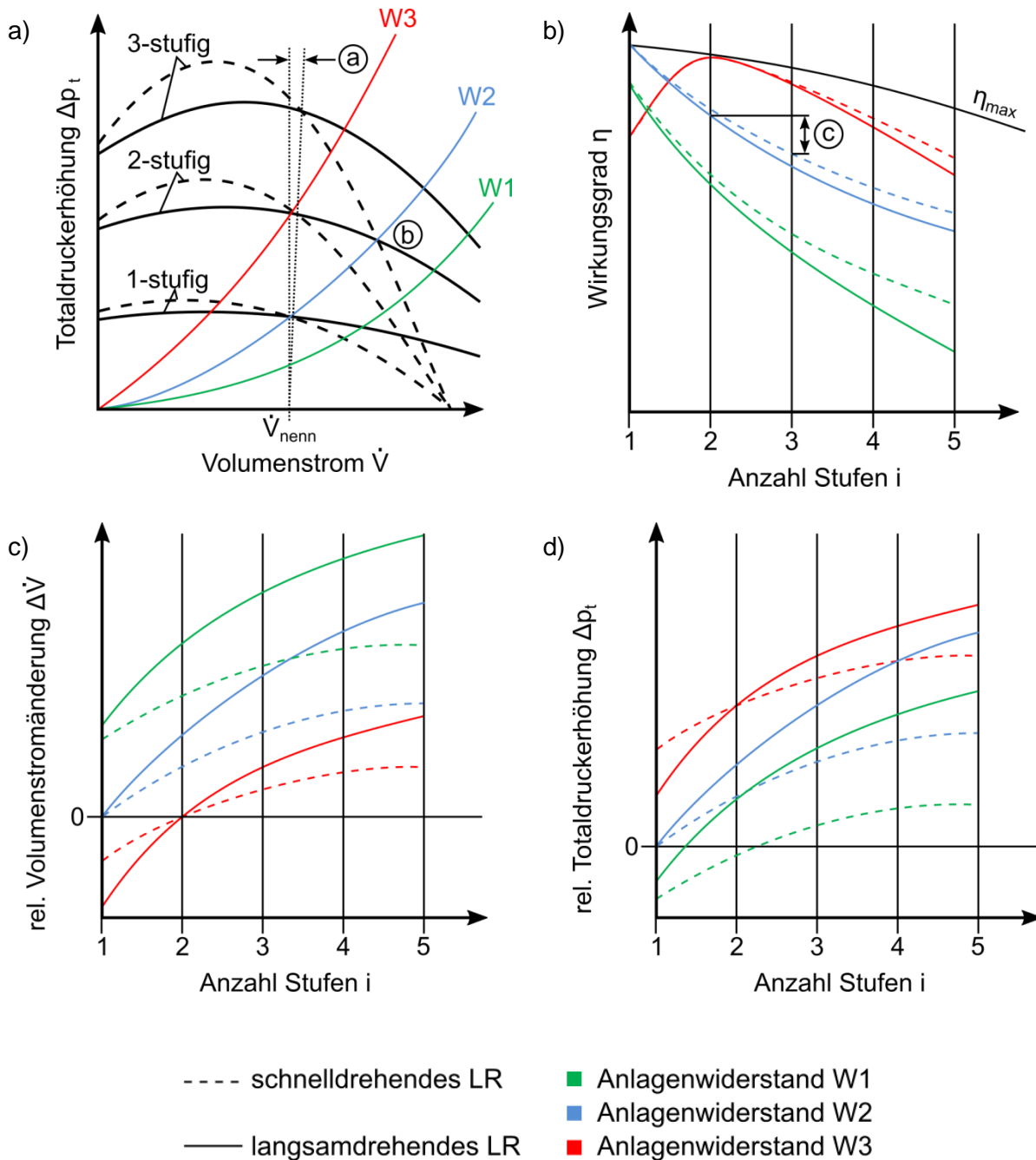


Bild 5.17: Qualitative Zusammenfassung der Ergebnisse
 a) Totaldruckerhöhung über dem Volumenstrom
 b) Wirkungsgrad über der Anzahl an Stufen
 c) Relative Volumenstromänderung über der Anzahl an Stufen
 d) Relative Totaldruckerhöhung über der Anzahl an Stufen

Der Anlagenwiderstand W1 verläuft fernab des Nennbetriebspunkts des Einzelgeräts, der Anlagenwiderstand W2 durch den Nennbetriebspunkt des Einzelgeräts und der Anlagenwiderstand W3 durch den Nennbetriebspunkt des 2-stufigen Verbunds. Bei Vorliegen des Anlagenwiderstands W1 (grüne Kurven) liegt der Wirkungsgrad bereits bei einer Stufe unterhalb des maximal möglichen Wirkungsgrads (Bild 5.17 b)). Mit zunehmender Anzahl an Stufen fällt der Wirkungsgrad ab. Verglichen mit dem Anlagenwiderstand W2 zeigt sich, dass die relative Volumenstromänderung höher und die relative Totaldruckerhöhung niedriger verlaufen (Bild 5.17 c) und d)). Außerdem klaffen die Verläufe von relativer Volumenstrom- und relativer Totaldruckänderung zwischen der schnell drehenden und der langsam drehenden Ausführung mit zunehmender Anzahl an Stufen auseinander. Da Anlagenwiderstand W2 durch den Nennbetriebspunkt des Einzelgeräts verläuft, liegt der höchste Wirkungsgrad bei einer Stufe. Der Wirkungsgrad des schnelldrehenden Laufrads ist verglichen mit dem langsamdrehenden Laufrad über die zunehmende Anzahl an Stufen höher. Relative Volumenstromänderung und relative Totaldruckänderung fallen beim schnelldrehenden Laufrad allerdings geringer aus. Die Ursache hierfür ist bereits in Bild 5.13 erklärt.

Bei Vorliegen des Anlagenwiderstands W3 (rote Kurven) ist der Wirkungsgrad bei Verwendung eines zweistufigen Verbunds höher als bei Verwendung eines Einzelgeräts, da der Wirkungsgrad zwischen einer Stufe und zwei Stufen ansteigt (sowohl beim langsamdrehenden als auch beim schnelldrehenden Laufrad). Die Volumenstromänderung fällt im Vergleich zum Einzelgerät ab, wohingegen der Druckaufbau steigt. Des Weiteren ist zu beobachten, dass sich die Verläufe bei Vorliegen des Anlagenwiderstands W3 zwischen der schnell drehenden Ausführung und der langsam drehenden Ausführung schneiden, was bei den Verläufen für den Anlagenwiderstand W1 bzw. W2 nicht vorliegt.

Die Markierung „a“ in Bild 5.17 a) weist darauf hin, dass sich der Schnittpunkt zwischen den Verbundkennlinien mit zunehmender Stufenanzahl zu höheren Volumenströmen verschiebt. Mit steigender Verdichtung nimmt der Volumenstrom in den höheren Stufen ab, sodass bei Durchströmung einer höheren Stufe in deren Nennbetriebspunkt die vorherigen Stufen ihren Nennvolumenstrom bereits überschritten haben.

Die Markierung „b“ in Bild 5.17 a) soll verdeutlichen, dass der 2-stufige langsam drehende Verbund den gleichen Betriebspunkt erreichen kann, wie der schnell drehende 3-stufige Verbund. Der Vergleich der Wirkungsgrade in Bild 5.17 b) (2-stufige blaue Linie

zu 3-stufig blaue Strichlinie) zeigt, dass aus energetischer Sicht der 2-stufige Verbund zu bevorzugen ist (Markierung „c“).

Außerdem nimmt der maximale Wirkungsgrad η_{\max} in Bild 5.17 b) mit zunehmender Anzahl an Stufen ab. Die Abnahme ist abhängig von der Verdichtung des jeweiligen Geräts, da durch diese der geförderte Volumenstrom in den höheren Stufen geringer wird. Je höher die Verdichtung in den Stufen, umso größer ist die Veränderung des geförderten Volumenstroms. Eine Abschätzung, wie hoch die maximal erreichbaren Wirkungsgrade in einem mehrstufigen Verbund sind, ist in Bild 5.18 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass bei einem Verbund, bestehend aus Einzelgeräten, die jeweils eine Nutzarbeit von ca. 4000 J/kg erreichen, der erreichbare Wirkungsgrad mit zunehmender Stufenzahl um 1,5 % (je Stufe) sinkt. Bei einem Verbund aus Geräten mit einer Nutzarbeit von 9000 J/kg sinkt der Wirkungsgrad je Stufe um ca. 2,5 %.

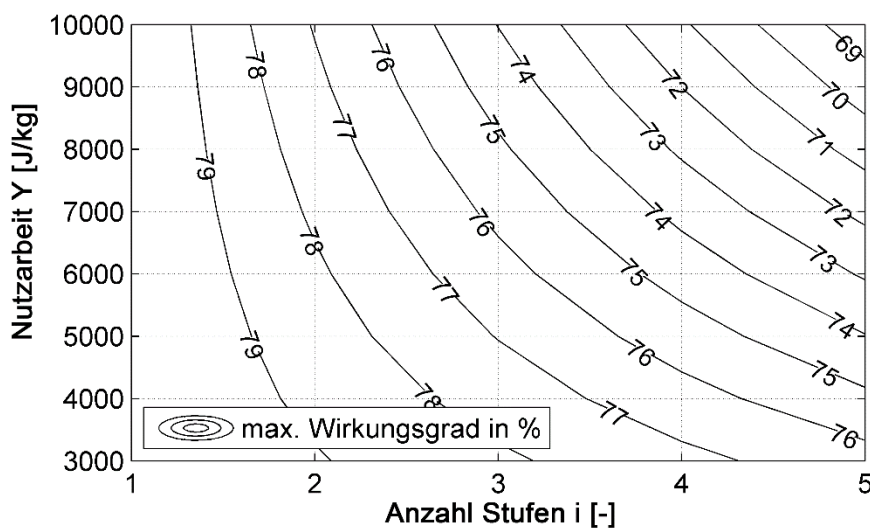


Bild 5.18: Abschätzung maximaler Wirkungsgrad im seriellen Verbundbetrieb

5.8 Wirtschaftlichkeit von Verbundbetrieben

Wie die vorherigen Untersuchungen zeigen, sollte bei der Auslegung von Verbundbetrieben darauf geachtet werden, dass der Anlagenwiderstand aus energetischer Sicht möglichst durch den Nennbetriebspunkt des Verbunds verläuft. Für die Untersuchung der Wirtschaftlichkeit werden nachfolgend mehrstufige Verbundbetriebe mit Einzelgeräten verglichen. In Bild 5.19 a) ist die Druckerhöhung über dem Volumenstrom von Radialventilatoren der Firma Elektror in ihrem Nennbetriebspunkt dargestellt.

Um eine Wirtschaftlichkeitsbetrachtung durchzuführen, werden beispielhaft drei mögliche Konfigurationen jeweils mit ähnlichen Nennvolumenströmen ausgewählt (G, R, S). Dabei soll überprüft werden, ob die Geräte mit der Endung „1“ durch einen Verbund aus zwei bzw. drei Stufen der Geräte mit der Endung „2“ ersetzt werden können, sodass bspw. G1 durch den 3-stufigen Verbund aus G2, R1 durch den 2-stufigen Verbund aus R2 und S1 durch den 3-stufigen Verbund aus S2 substituiert wird. Die ausgewählten Gerätekombinationen erstrecken sich über unterschiedliche Volumenströme. Für die Betrachtung der Wirtschaftlichkeit werden die Gesamtkosten ausgewertet, die sich aus dem Kaufpreis und einer angenommenen Betriebszeit von 10.000 h bei einem Strompreis von 0,05 €/kWh bei Betrieb im Nennbetriebspunkt ergeben. Die anfallenden Gesamtkosten sind in Bild 5.19 b) zusammengefasst.

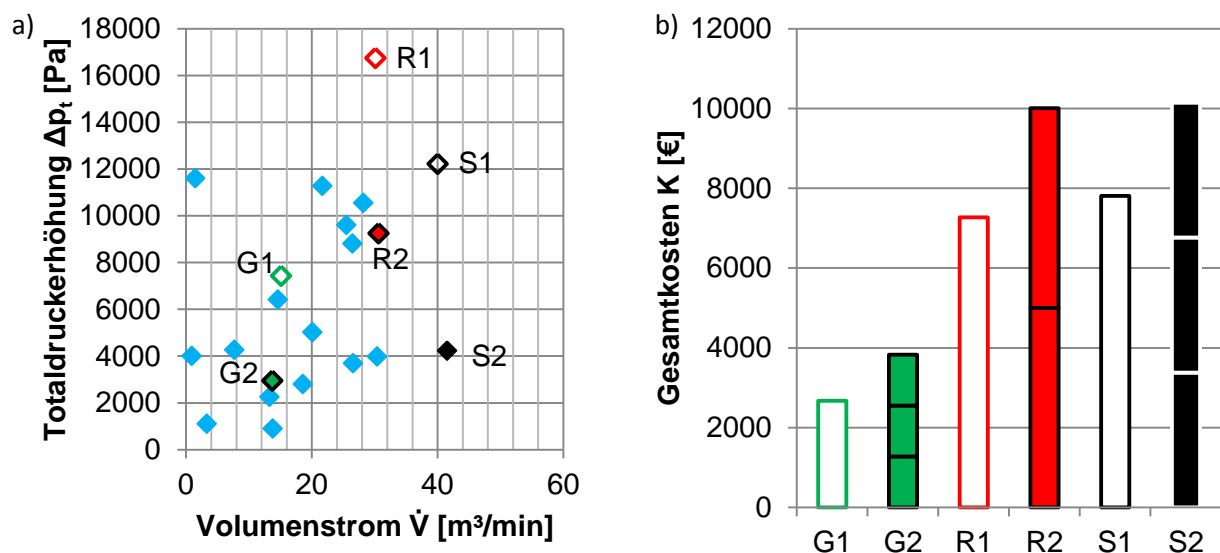


Bild 5.19: a) Druckerhöhung über dem Volumenstrom von unterschiedlichen Geräten in ihrem Nennbetriebspunkt, b) Gesamtkosten im Vergleich zwischen Einzelgerät und Verbund bei drei unterschiedlichen Kombinationen

Bei allen drei Kombinationen zeigt sich, dass der Verbund aus Sicht der Gesamtkosten über die Dauer höhere Kosten verursacht als ein vergleichbares Einzelgerät. Somit ist die Verwendung eines Verbundbetriebs erst dann wirtschaftlich sinnvoll, wenn der geforderte Betriebspunkt nicht mit einem Einzelgerät (welches konstruktiv ähnlich ausgeführt ist) erreicht werden kann.

5.9 Zusammenfassung des Kapitels

Ausgehend von den Vorüberlegungen zur Auslegung von seriellen Verbundbetrieben wurde ein analytisches Rechenmodell entwickelt, das die Genauigkeit der Berechnung im Vergleich zu Berechnungsmodellen aus der Literatur verbessert. Die Validierung des Berechnungsansatzes wurde anhand experimenteller Messergebnisse nachgewiesen.

Anschließend wurden der Berechnungsansatz und das Vorgehen gemäß Literatur gegenübergestellt mit dem Ergebnis, dass insbesondere die Druckerhöhung in den nachfolgenden Stufen durch den neuen Berechnungsansatz genauer abgebildet werden kann. Voraussetzung für die Anwendung des Berechnungsansatzes ist die Kenntnis der Kennlinien über einen möglichst großen Betriebsbereich der verwendeten Ventilatoren. Um die Kennlinien bereits bei der Auslegung abschätzen zu können, sind entsprechende Korrelationen aus vorhandenen Messungen abgeleitet worden.

Mit Hilfe des validierten Berechnungsansatzes und der ermittelten Korrelationen wurden drei unterschiedliche Laufräder auf denselben Nennbetriebspunkt ausgelegt und hinsichtlich ihrer Eigenschaften im Verbund untersucht. Hierbei hat sich gezeigt, dass sich insbesondere bei Anlagenwiderständen, die nicht durch den Nennbetriebspunkt des Verbunds verlaufen, erhebliche Unterschiede zwischen den Laufrädern auftreten können. Abschließend wurden diese Ergebnisse nochmals qualitativ zusammengefasst und eine Wirtschaftlichkeitsbetrachtung angestellt. Hieraus konnte geschlossen werden, dass der Einsatz eines Verbunds wirtschaftlich sinnvoll ist, wenn sich der Betriebspunkt nicht mehr durch ein Einzelgerät erreichen lässt.

6 Numerische Untersuchungen zu Verbundbetrieben

Die experimentelle Untersuchung von Ventilatoren bzw. Verbundbetrieben ermöglicht die Bestimmung von Zustandsgrößen wie beispielsweise des Drucks oder der Temperatur vor und nach der Verdichtung. Hierbei beschränkt sich die Auswertung auf die lokale Bestimmung der jeweiligen Größe. Um die innerhalb der Ventilatoren ablaufenden Prozesse zu analysieren, werden im Folgenden numerische Untersuchungen angestellt. Hierbei erfolgt im ersten Schritt die numerische Modellbildung anhand der Kriterien aus dem Kapitel 2.6 mit anschließender Validierung durch die experimentellen Voruntersuchungen. Darauf aufbauend erfolgt die Analyse der Strömungsvorgänge im Gesamtsystem und in den einzelnen Komponenten. Ziel des Kapitels ist es, die Strömungsvorgänge innerhalb der Geräte detailliert zu untersuchen und die auftretenden Verluste in den einzelnen Stufen zu identifizieren.

6.1 Numerische Modellbildung

Für die Simulation des Verbundbetriebs werden sowohl stationäre als auch transiente Berechnungen durchgeführt. Die Konfiguration der numerischen Berechnungen sind in Tabelle 6.1 zusammengefasst.

	Stationäre Berechnung	Transiente Berechnung
Elementanzahl (in Mio.) im <ul style="list-style-type: none"> • feinen Gitter • mittleren Gitter • groben Gitter 	19 15 10	7 5 3
Kopplung der Grenzflächen am <ul style="list-style-type: none"> • LR-Eintritt • LR-Austritt 	Frozen-Rotor Mixing-Plane	Rotor-Stator Rotor-Stator
Randbedingungen <ul style="list-style-type: none"> • Eintritt • Austritt 	Vorgabe eines relativen Totaldrucks (0 Pa) Vorgabe eines Massenstroms	
Fluideigenschaften <ul style="list-style-type: none"> • Eintrittstemperatur • Referenzdruck • Kompressibilität 	293,15 K 1013,25 hPa ja	
Turbulenzmodell	k- ω -SST	

Tabelle 6.1: Konfiguration der numerischen Berechnungsgitter

Die stationären Berechnungen ermöglichen im Vergleich zur transienten Berechnung eine deutlich höhere Netzauflösung. Insbesondere bei der Verlustanalyse anhand der Entropiebetrachtung ist dies notwendig. Da bei den stationären Ergebnissen die physische Drehung des Laufrads vernachlässigt wird, dienen die Ergebnisse der transienten

Berechnungen dazu, den Einfluss der Drehung des Laufrads auf den Wirkungsgrad und die Totaldruckerhöhung untersuchen zu können. Die Drehrichtung des Laufrads ist überwiegend als linksdrehendes Laufrad ausgeführt (mit Ausnahme von Kapitel 6.4.3). Die Kopplung der Grenzflächen erfolgt bei den stationären Berechnungen am Eintritt des Laufrads durch den Frozen-Rotor-Ansatz. Dadurch werden die Strömungsgrößen in Betrag und Richtung vom stehenden System in das rotierende System übergeben. Die Kopplung am Austritt des Laufrads in das Gehäuse erfolgt durch den Mixing-Plane-Ansatz, um die Strömungsgrößen gemittelt zwischen Laufradaustritt und Gehäuse zu übergeben. Die Wahl der Randbedingungen erfolgt vergleichbar zur Messung nach [ISO 5801 2014]. Alle Ergebnisse, die sich auf die transienten Berechnungsmodelle beziehen, sind über drei Umdrehungen des Laufrads gemittelt. Insgesamt werden Betriebspunkte ab einem Volumenstrom von 20 m³/min simuliert, da unterhalb von 20 m³/min bereits instationäre Strömungsphänomene einsetzen, die das Konvergenzverhalten der numerischen Berechnungen nachteilig beeinflussen. Des Weiteren ist der dauerhafte Betrieb der Ventilatoren bei sehr geringen Volumenströmen zu vermeiden.

6.2 Validierung der numerischen Untersuchungen

In Bild 6.1 ist der lufttechnische Wirkungsgrad des Verbundbetriebs aus zwei HRD 60 Boosted über dem Volumenstrom dargestellt. Die aufgeführten Fehlerbalken entsprechen der Abschätzung des Diskretisierungsfehlers mit Hilfe des GCI (s. Kap. 2.6.5). Hierbei sind die statischen (Vernachlässigung zeitabhängiger Berechnungsgrößen) und transienten (Berücksichtigung der zeitabhängigen Berechnungsgrößen) Simulationsergebnisse sowie die Messergebnisse dargestellt.

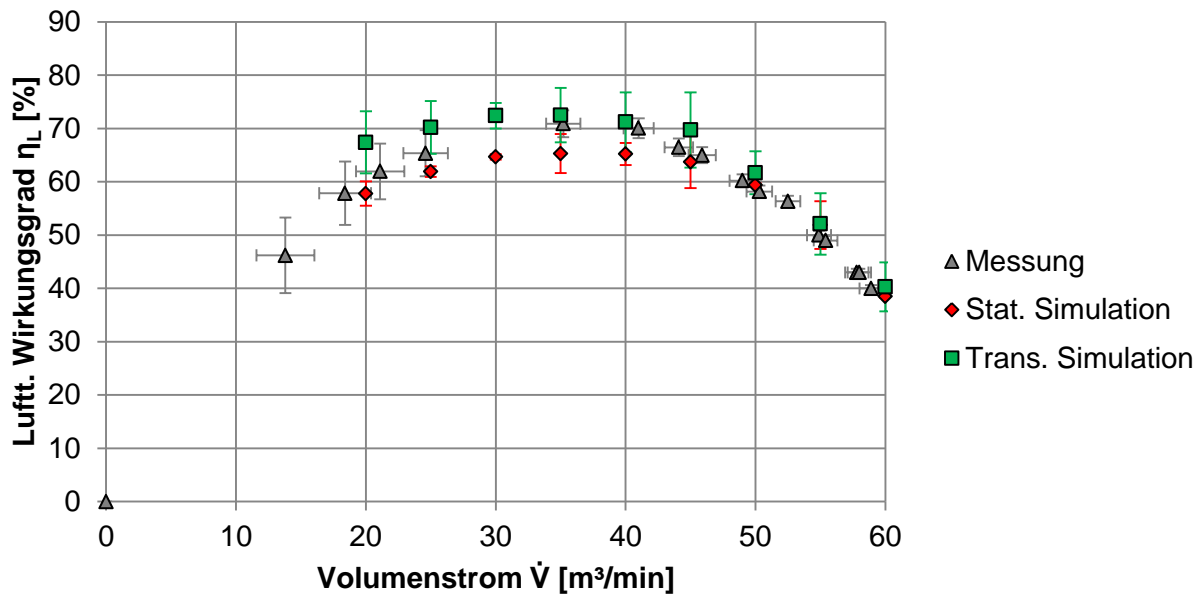


Bild 6.1: Lufttechnischer Wirkungsgrad des Verbundbetriebs über dem Volumenstrom. Der maximale Wirkungsgrad der Messung im Nennbetriebspunkt beträgt 71 % und liegt bei einem Volumenstrom von ca. 35 m³/min. Sowohl die statische als auch die transiente Simulation weisen ein Wirkungsgradmaximum in diesem Bereich auf. Allerdings wird bei der statischen Berechnung der maximale Wirkungsgrad im Vergleich zur Messung um ca. 5 % niedriger berechnet. Die transiente Simulation ist im Nennbetriebspunkt annähernd deckungsgleich zur Messung. Mit zunehmendem Volumenstrom sinkt der lufttechnische Wirkungsgrad ab. Bei höheren Volumenströmen ab ca. 50 m³/min ist die Abweichung zwischen der Messung und der statischen Simulation geringer, als zwischen der Messung und der transienten Simulation.

Die Druckerhöhung des gesamten Verbunds ist in Bild 6.2 dargestellt. Der Nennbetriebspunkt bei ca. 35 m³/min wird sowohl durch die transiente als auch durch die statische Simulation mit ausreichender Genauigkeit beschrieben. Mit zunehmendem Volumenstrom liegen die Ergebnisse der transienten Simulation minimal über den Ergebnissen der statischen Simulation. Insgesamt lässt sich die Druckerhöhung sowohl durch die transiente als auch die stationäre Simulation mit ausreichender Genauigkeit berechnen.

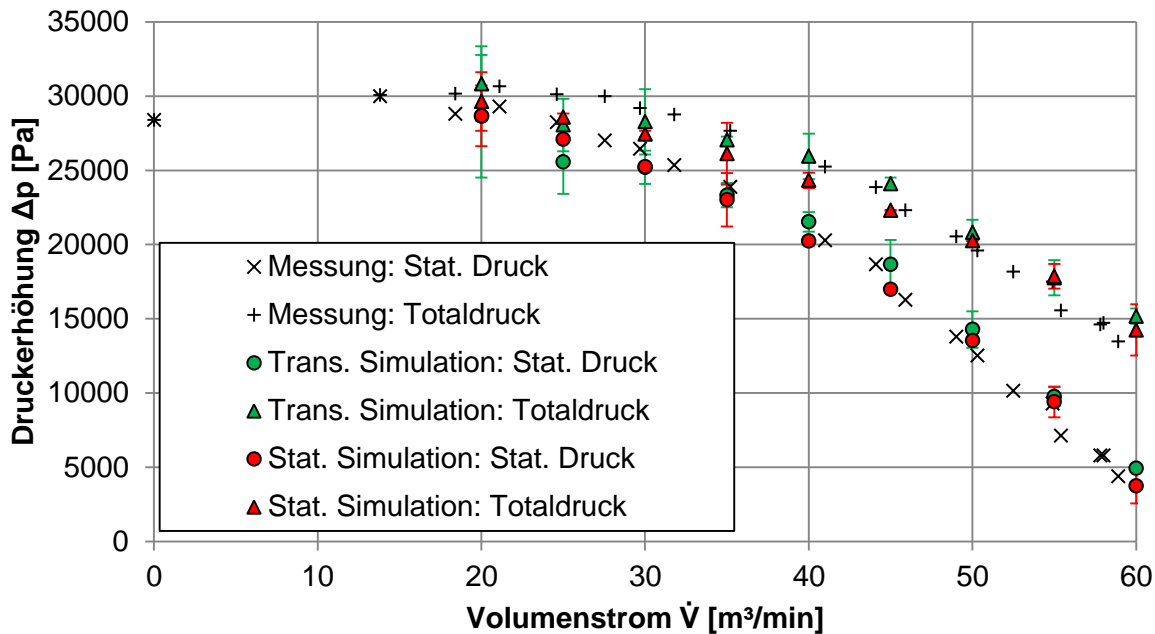


Bild 6.2: Druckerhöhung über dem Volumenstrom des gesamten Verbunds

Die vorliegenden numerischen Ergebnisse zeigen im Vergleich zu den experimentellen Ergebnissen eine ausreichende Übereinstimmung, sodass das numerische Berechnungsmodell zur detaillierten Untersuchung verwendet werden kann.

6.3 Lufttechnische Betrachtung

Die innerhalb dieses Kapitels vorgestellten Ergebnisse beziehen sich auf die transienten Simulationsergebnisse, da diese insbesondere den Wirkungsgrad des Verbundbetriebs mit einer höheren Genauigkeit abbilden.

Die Auswertung der Druckerhöhung der einzelnen Stufen im Verbund und die Simulation eines Einzelgeräts sind in Bild 6.3 dargestellt. Die Validierung des Einzelgeräts wurde bereits in [NUDISCHER17B] durchgeführt. Zunächst sei angemerkt, dass sich diese Auswertung entsprechend [DIN EN ISO 5801 2011] auf den Volumenstrom am Eingang des Verbundbetriebs bezieht. Hierbei ist zu beachten, dass der Volumenstrom durch die 2. Stufe aufgrund der Verdichtung niedriger ist als in der Darstellung ausgewiesen. Die gewählte Darstellungsweise besitzt den Vorteil, dass die Betriebspunkte der einzelnen Geräte bei einem konstanten Volumenstrom direkt abgelesen werden können.

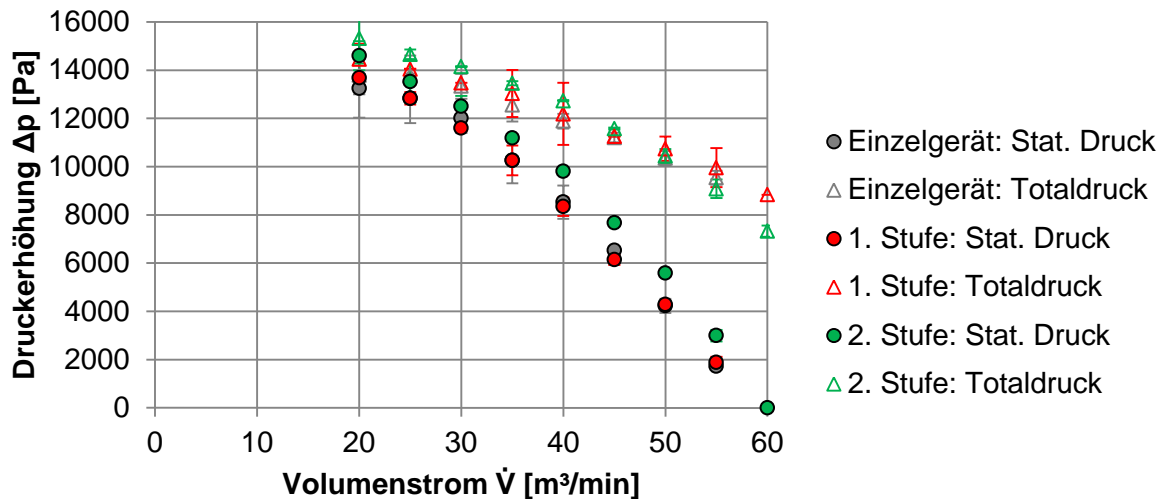


Bild 6.3: Druckerhöhung über dem Volumenstrom der einzelnen Stufen

Die Druckerhöhung in der 2. Stufe ist bei gleichem Volumenstrom höher als in der 1. Stufe. Des Weiteren ist anzumerken, dass bei einem Volumenstrom von 60 m³/min der statische Druck der 1. Stufe des Verbunds im negativen Bereich liegt (Druck ggü. Umgebung von ca. - 500 Pa). In der 2. Stufe des Verbunds erreicht die statische Druckerhöhung noch ca. 50 Pa. Deshalb findet die Berechnung des Einzelgeräts lediglich bis zu einem Volumenstrom von 55 m³/min statt, beim Verbund hingegen bis 60 m³/min.

Der Verlauf der lufttechnischen Wirkungsgrade des gesamten Verbunds sowie dessen 1. und 2. Stufe und des Einzelgeräts sind in Bild 6.4 aufgeführt. Der Wirkungsgrad des Gesamtsystems verläuft zwischen den Wirkungsgraden der 1. und 2. Stufe. Bei geringen Volumenströmen sind die Wirkungsgrade der einzelnen Stufen annähernd gleich. Mit zunehmendem Volumenstrom nimmt die Differenz zwischen den Wirkungsgraden zu und erreicht beim höchsten Volumenstrom die größte Differenz. Außerdem ist zu erkennen, dass der Wirkungsgrad der 2. Stufe bei hohen Volumenströmen stark abfällt. Somit ist davon auszugehen, dass sich innerhalb der 2. Stufe zusätzliche Verluste einstellen, die mit ansteigendem Volumenstrom zunehmen. Die Verluste werden im nächsten Kapitel anhand der Entropieproduktion untersucht. Des Weiteren zeigt sich, dass die Verläufe der Wirkungsgrade der 1. Stufe und des Einzelgeräts über weite Bereiche identisch sind. Dies lässt den Schluss zu, dass sich die 1. Stufe innerhalb des Verbundbetriebs vergleichbar zu einem Einzelgerät verhält.

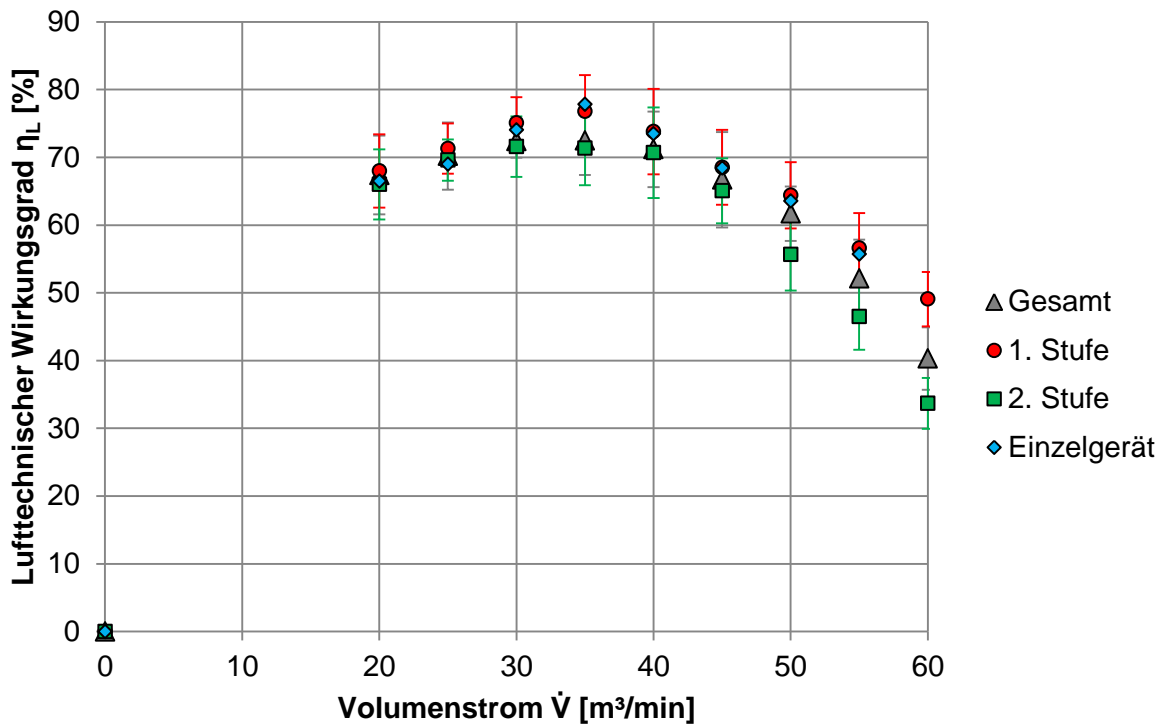


Bild 6.4: Lufotechnischer Wirkungsgrad über dem Volumenstrom des Einzelgeräts, des Verbunds und dessen einzelne Stufen

In der stationären Berechnung sind die Verläufe qualitativ mit dem Bild 6.4 vergleichbar. Der maximale Wirkungsgrad der 1. Stufe liegt ebenfalls bei 35 m³/min und beträgt 71 %, der maximale Wirkungsgrad der 2. Stufe liegt bei ca. 30 m³/min und beträgt 69 %. Da ansonsten keine weiteren Erkenntnisse aus der stationären Berechnung in Bezug auf die Wirkungsgradverläufe zu ziehen sind, wird auf die Darstellung verzichtet.

6.4 Verlustanalyse

6.4.1 Lokale Entropieproduktion infolge Dissipation

Um die Abweichungen zwischen den Wirkungsgraden der 1. und der 2. Stufe genauer untersuchen zu können, erfolgt die Auswertung der Entropieproduktion im Gesamtsystem und dessen einzelnen Komponenten gemäß der Darstellung aus Kapitel 2.7. Die gezeigten Ergebnisse sind aufgrund der höheren Netzauflösung den stationären Berechnungen entnommen. Die Verläufe von indirekter und direkter Dissipationsleistung des Gesamtsystems über dem Volumenstrom sind nachfolgend in Bild 6.5 aufgeführt. Die indirekte Dissipationsleistung ist an der primären Ordinate (grün) abgetragen und die direkte Dissipationsleistung auf der sekundären Ordinate (rot). Die direkte Dissipationsleistung weist einen deutlich kleineren und damit vernachlässigbaren Anteil von

max. 25 W auf. Deshalb findet im Weiteren keine Berechnung der direkten Dissipationsleistung statt. Die indirekte Dissipationsleistung beträgt bei maximalem Volumenstrom ca. 3.400 W. Die hohe Differenz der beiden Werte liegt darin begründet, dass die indirekte Dissipationsleistung den Schwankungsanteil der Strömungsgrößen (hohe Verluste) beinhaltet, wohingegen die direkte Dissipationsleistung den Mittelwert der Strömungsgrößen (geringe Verluste) wiedergibt.

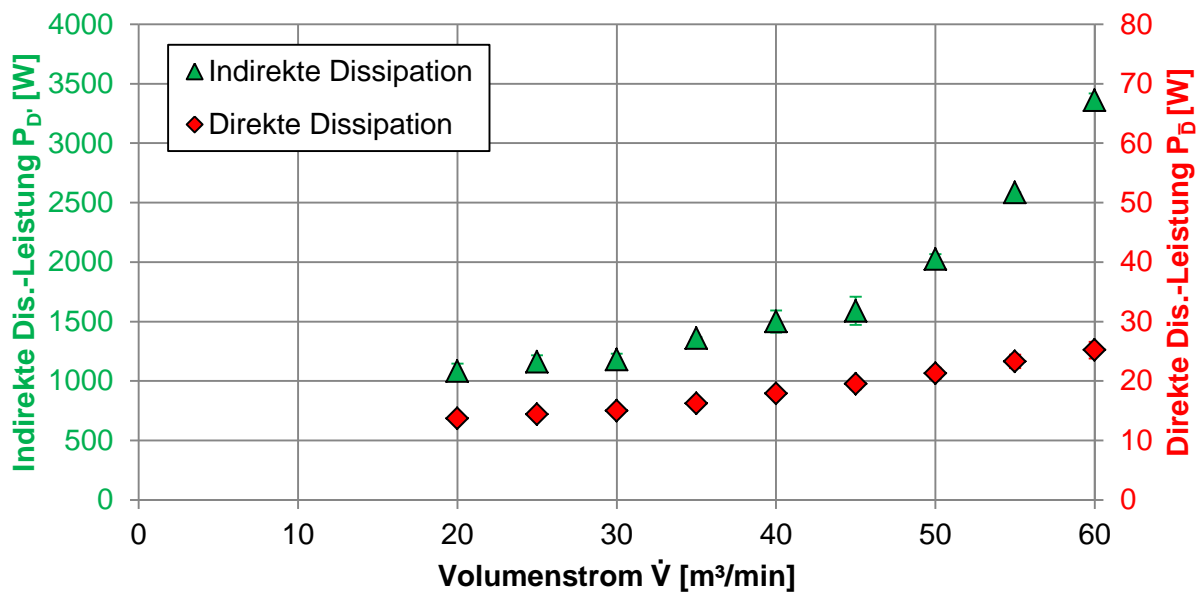


Bild 6.5: Direkte und indirekte Dissipationsleistung im Gesamtsystem

Im Bereich des Nennbetriebspunkts beträgt die Verlustleistung aufgrund indirekter Dissipation ca. 1.400 W. Im weiteren Verlauf steigt diese über dem Volumenstrom insbesondere ab 40 – 45 m³/min deutlich an.

Im nächsten Schritt werden die einzelnen Baugruppen des Gesamtsystems näher untersucht. Das Bild 6.6 a) zeigt den Verlauf der indirekten Dissipationsleistung in den Laufrädern der einzelnen Stufen. Zum Vergleich ist der Verlauf der indirekten Dissipationsleistung im Einzelgerät aufgezeigt. Dabei zeigt sich, dass sich die Dissipationsleistung in der 1. Stufe vergleichbar zum Einzelgerät verhält. Bei beiden weist der Verlauf der Dissipationsleistung im Bereich des Nennbetriebspunkts ein Minimum auf. Folglich ist anhand der Dissipationsleistung der optimale Wirkungsgrad des Laufrads (in der Einbausituation mit dem vorliegenden Gehäuse) erkennbar. Des Weiteren bestätigen die vorliegenden Ergebnisse die Folgerung aus dem Kapitel 5, dass die 1. Stufe des Verbundbetriebs sich ähnlich zu einem Einzelgerät verhält.

In der 2. Stufe sind die Verluste innerhalb des Laufrads deutlich höher. Der Anstieg nimmt mit steigendem Volumenstrom quadratisch zu. Ein Sattelpunkt im Bereich des Nennbetriebspunkts ist nicht zu erkennen. Bei einem Volumenstrom von 60 m³/min haben sich die Verluste durch die indirekte Dissipationsleistung im Laufrad der 2. Stufe im Vergleich zum Laufrad der 1. Stufe bzw. des Einzelgeräts vervierfacht.

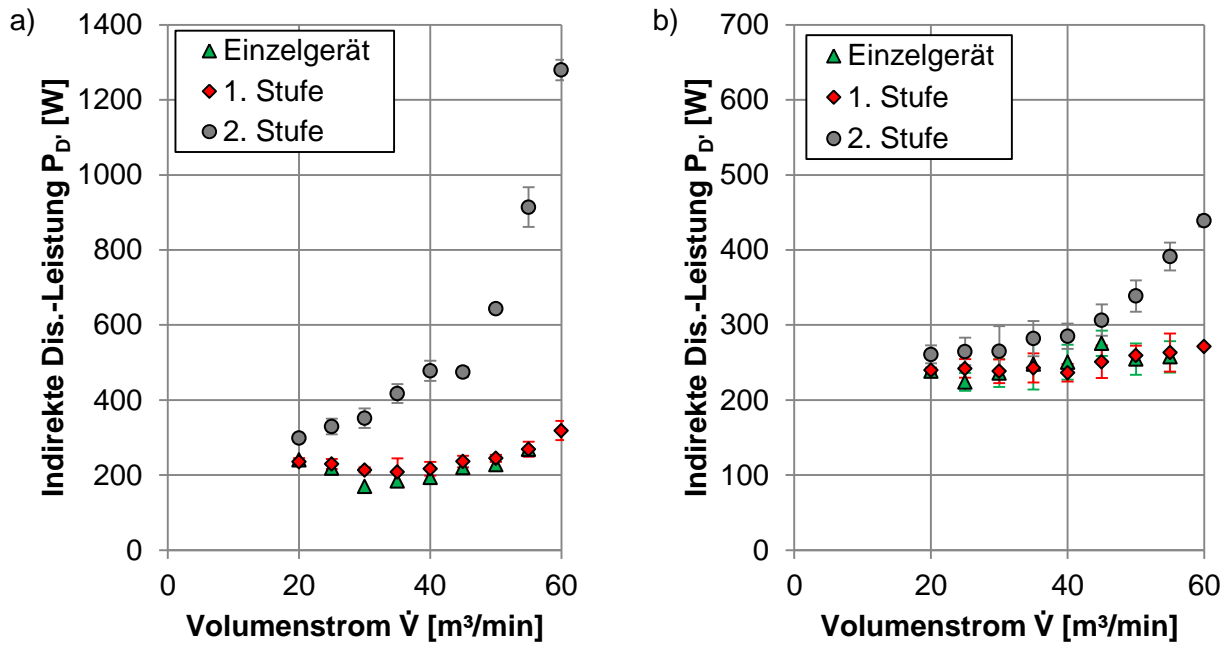


Bild 6.6: Indirekte Dissipationsleistung a) im Laufrad und b) im Gehäuse

Die Verlustleistungen innerhalb des Gehäuses in der 1. und 2. Stufe sowie des Einzelgeräts sind in Bild 6.6 b) dargestellt. Die Verläufe zwischen 1. Stufe und Einzelgerät sind nahezu deckungsgleich. Weiterhin ist zu erkennen, dass die Verluste innerhalb der Gehäuse in der 1. Stufe und dem Einzelgerät über den Betriebsbereich nahezu konstant bleiben. Im Gegensatz dazu nehmen die Verluste in der 2. Stufe mit steigendem Volumenstrom zu und haben sich bei einem Volumenstrom von 60 m³/min im Vergleich zur 1. Stufe annähernd verdoppelt. Dennoch ist festzustellen, dass bei hohen Volumenströmen der Verlust im Gehäuse der 2. Stufe deutlich geringer ausfällt als im Laufrad der 2. Stufe. Abschließend bleibt festzuhalten, dass die Verluste innerhalb der 2. Stufe sowohl im Laufrad als auch im Gehäuse über dem Volumenstrom stärker ansteigen als in der 1. Stufe.

Neben den Laufrädern und Gehäusen wird auch das Übergangsstück zwischen den beiden Geräten analysiert. Die Verlustleistung im Übergangsstück ist in Bild 6.7 dargestellt. Auch hier steigen die Verluste nahezu quadratisch mit dem Volumenstrom an. Mit einer Dissipationsleistung von 600 W bei einem Volumenstrom von 60 m³/min sind die

Verluste im Vergleich zu den Verlusten im Gehäuse deutlich höher. Daraus lässt sich schließen, dass eine Optimierung des Übergangsstücks im Vergleich zum Gehäuse vorzuziehen ist. Außerdem ist hervorzuheben, dass die Verluste im Bereich des Nennbetriebspunkts mit 100 W gering sind.

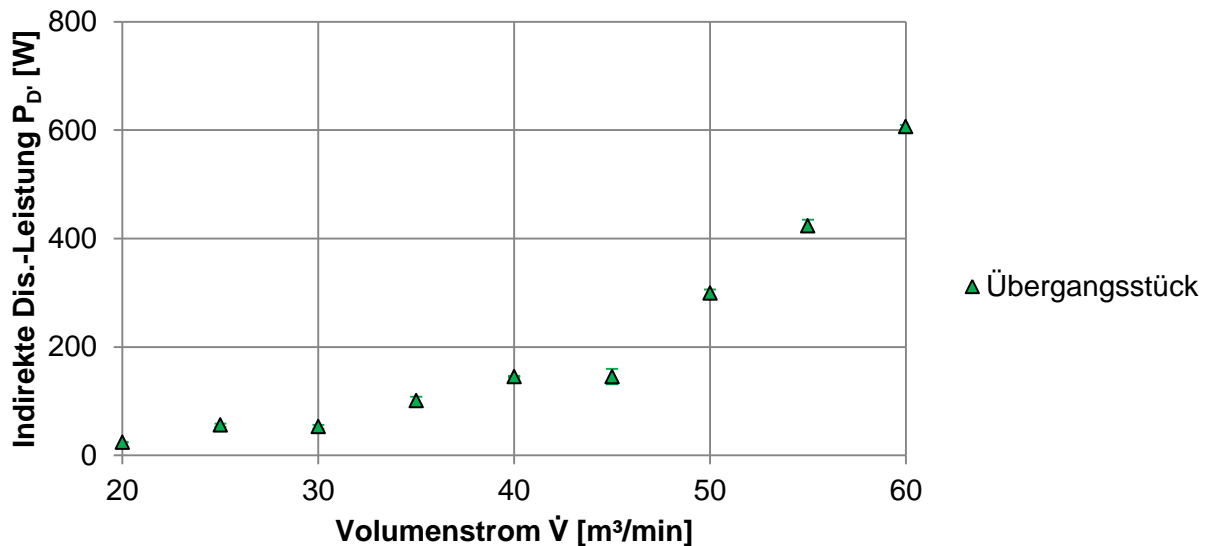


Bild 6.7: Indirekte Dissipationsleistung im Übergangsstück

Die vorliegenden Ergebnisse zeigen, dass im weiteren Verlauf das Laufrad der 2. Stufe und das Übergangsstück detailliert betrachtet werden müssen.

6.4.2 Lokalisierung der Laufradverluste

Um die Verluste innerhalb des Laufrads lokalisieren zu können, soll der Verlustbeiwert ζ_D ausgewertet werden. Damit ist es möglich, die räumliche Verteilung der Verluste auszuwerten und miteinander zu vergleichen. Ein niedriger Wert von ζ_D entspricht geringen Strömungsverlusten. Bei der Auswertung des Verlustbeiwerts können somit Gebiete mit niedrigen und hohen Verlusten identifiziert werden.

Das Bild 6.8 zeigt die Verteilung des Verlustbeiwerts ζ_D innerhalb des Laufrads anhand von Isoflächen im Nennbetriebspunkt der 1. Stufe und der 2. Stufe. Die Färbung der Isoflächen beruht auf der turbulenten kinetischen Energie und soll hier lediglich zur Kontrastverbesserung verwendet werden, um Details innerhalb der Isoflächen zu erkennen. Der absolute Wert kann für die Auswertung vernachlässigt werden, sodass darauf aus diesem Grund nicht mehr weiter eingegangen wird.

Eine kontinuierliche Anhebung des Verlustbeiwerts ζ_D führt dazu, dass das Laufrad zunehmend durch die Isofläche ausgefüllt ist. Die höchsten Verlustbeiwerte treten überwiegend im Bereich der Grenzschicht auf. Auf die Anhebung des Verlustbeiwerts

bis zur Erfassung der Grenzschicht wird verzichtet, da hierbei das Laufradvolumen komplett von der Isofläche erfasst ist und keine Details zu erkennen sind. Für beide Stufen ist $\zeta_D = 0,02$ ausgewertet, was einer vergleichbaren Entropieproduktion entspricht (da die Laufräder und der Betriebspunkt gleich sind). Dabei ist zu erkennen, dass in der 1. Stufe die gesamten Laufradkanäle durch die Isofläche erfasst sind wohingegen in der 2. Stufe erst kleine Flächen erkennbar sind. Daraus folgt, dass in der 2. Stufe lokal bereits hohe Verlust entstehen. Nicht farbig gefüllte Bereiche haben höhere Verluste.

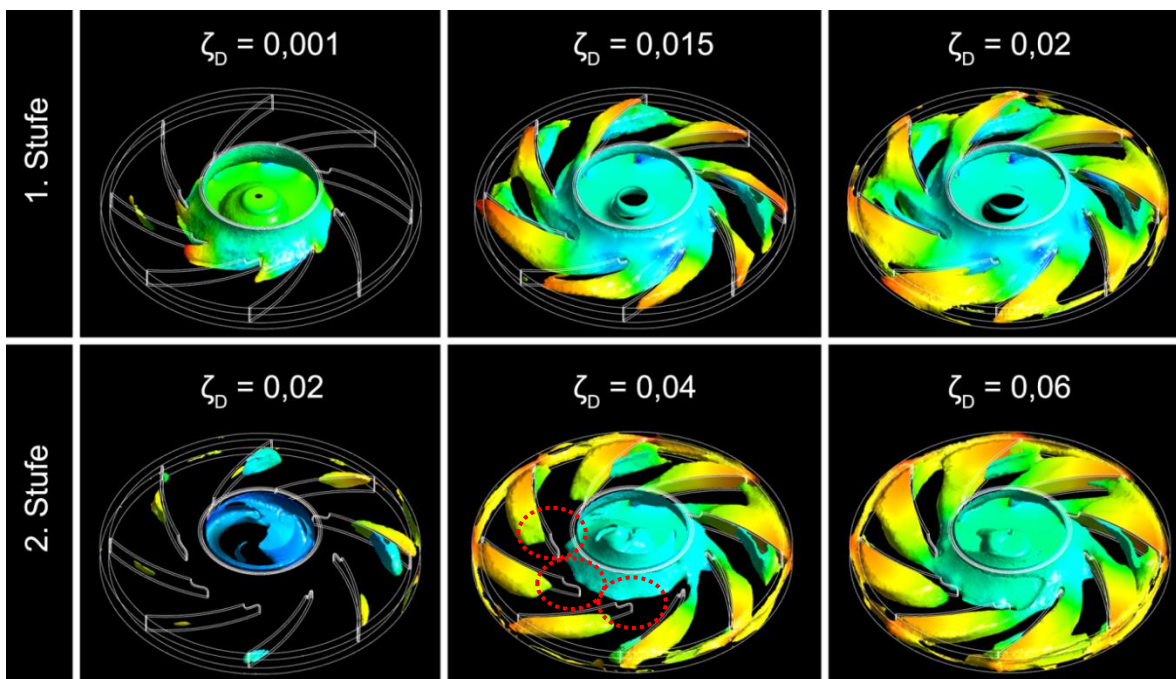


Bild 6.8: Isoflächen bei Variation von ζ_D im Nennbetriebspunkt ($35 \text{ m}^3/\text{min}$) der 1. Stufe und der 2. Stufe

Wie anhand der Isofläche bei einem $\zeta_D = 0,001$ in der 1. Stufe zu erkennen ist, befinden sich die Gebiete mit einer niedrigen Entropieproduktion im Bereich des Eintritts. Mit ansteigendem ζ_D bilden sich in der 1. Stufe zunehmend Hüllflächen aus, die vom Eintritt über die Schaufeln bis zum Austritt ausgebildet werden. In der 2. Stufe hingegen zeigt sich, dass die Isoflächen erst bei deutlich höheren ζ_D -Werten und demnach höheren Verlusten sichtbar werden. Zudem besitzen die sichtbaren Flächen ein abweichendes Aussehen im Vergleich zur 1. Stufe. Insbesondere die Verluste am Eintritt und an der Schaufelvorderkante (rote Kreise in Bild 6.8) bilden sich erst bei deutlich höheren Werten von ζ_D aus.

In Bild 6.9 sind die Isoflächen mit konstantem ζ_D bei Variation des Betriebspunkts der 1. und 2. Stufe dargestellt. Der Verlustbeiwert ist so gewählt, dass über den betrachteten

Volumenstrombereich dauerhaft eine Isofläche sichtbar ist. Dazu wird in der 1. Stufe $\zeta_D = 0,01$ und in der 2. Stufe $\zeta_D = 0,01$ und $\zeta_D = 0,04$ ausgewertet.

In den einzelnen Kanälen des Laufrads der 1. Stufe bildet sich mit zunehmendem Volumenstrom eine nahezu gleichmäßige Struktur in allen Schaufelkanälen aus. Des Weiteren legt sich bei niedrigen Volumenströmen die Isofläche an der Druckseite der Schaufeln an. Bei hohen Volumenströmen hingegen verschiebt sich die Isofläche an die Saugseite der Schaufeln. In der 2. Stufe sind bei $\zeta_D = 0,01$ nur minimale Isoflächen in allen Betriebspunkten sichtbar. Bei einem $\zeta_D = 0,04$ sind bis zu einem Volumenstrom von $45 \text{ m}^3/\text{min}$ deutliche Isoflächen zu erkennen. Jedoch ist die Struktur unregelmäßiger verglichen zur 1. Stufe. Bei einem Volumenstrom von $60 \text{ m}^3/\text{min}$ ist die Isofläche minimal, sodass zwischen $45 \text{ m}^3/\text{min}$ und $60 \text{ m}^3/\text{min}$ ein starker Anstieg der Entropieproduktion vorliegt. Insgesamt zeigen die Ergebnisse, dass die Durchströmung in den beiden Laufrädern trotz geometrischer Gleichheit unterschiedlich verläuft. Insbesondere beim Vergleich der Isoflächen zwischen 1. und 2. Stufe bei einem Volumenstrom von $40 \text{ m}^3/\text{min}$ und $45 \text{ m}^3/\text{min}$ sind die Isoflächen der 2. Stufe zwischen Eintritt und Schaufelvorderkante nicht verbunden (rote Kreise in Bild 6.8). Dies deutet darauf hin, dass besonders in diesem Bereich hohe Verluste vorliegen.

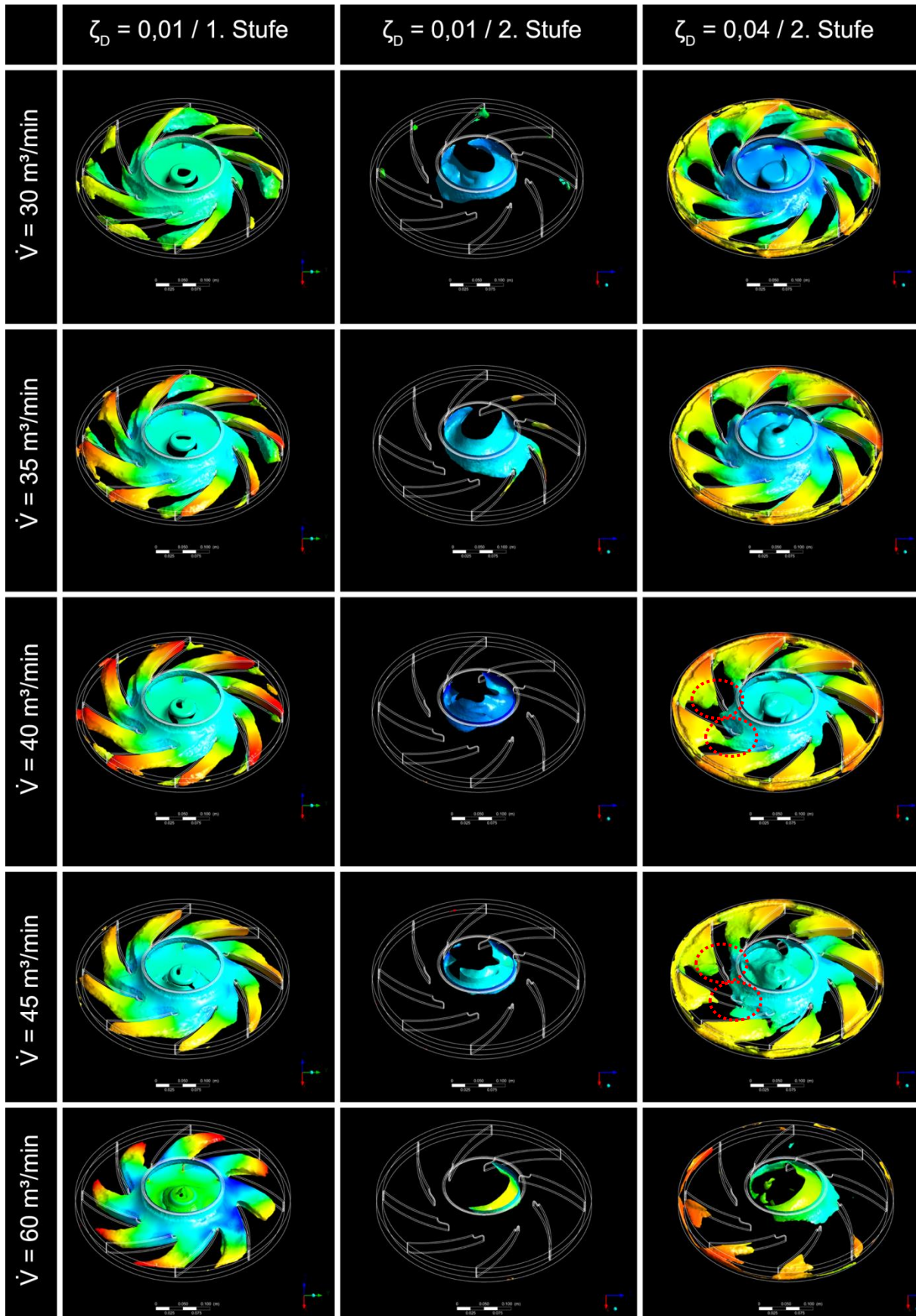


Bild 6.9: Isoflächen bei konstantem ζ_D und Variation des Betriebspunkts der 1. und 2. Stufe

In Bild 6.10 ist die Verteilung von ζ_D über den Kanalquerschnitt im Bereich der Schaufelvorder- und der Schaufelhinterkante der 1. und 2. Stufe im Nennbetriebspunkt dargestellt.

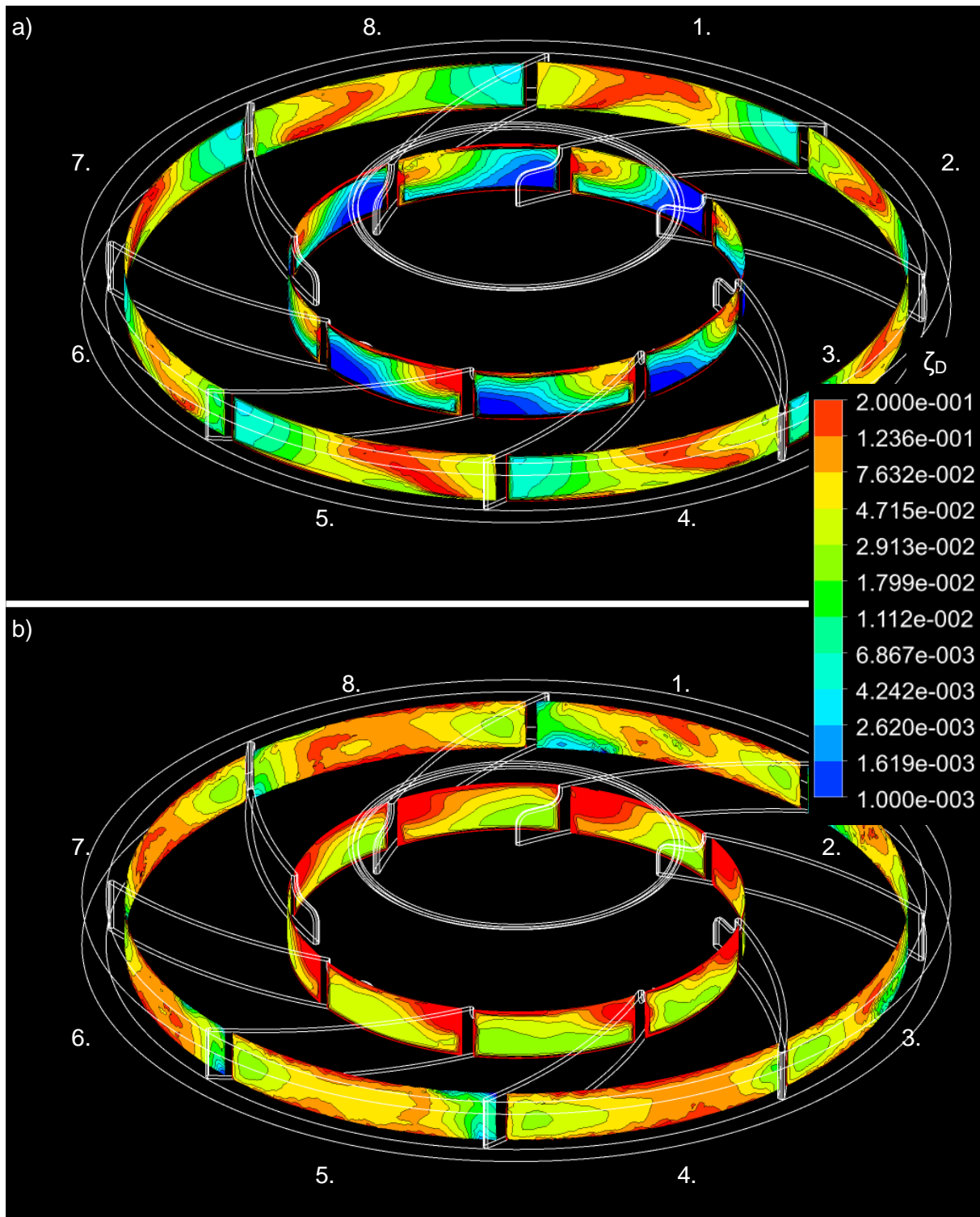


Bild 6.10: Verlauf von ζ_D über dem Schaufelkanal im Bereich der Schaufelvorder- und der Schaufelhinterkante in der a) 1. Stufe und b) 2. Stufe bei einem Volumenstrom von 35 m³/min im Verbund des HRD 60 Boosted

Die Farbskalierung in Bild 6.10 ist für die betrachteten Flächen beider Stufen identisch gewählt und logarithmisch aufgetragen. In der 1. Stufe tritt die Strömung an der Schaufelvorderkante auf der Druckseite verlustarm in das Laufrad ein. Lediglich im Bereich der Grenzschichten und im Bereich der Saugseite erhöht sich der Verlustkoeffizient sichtbar. Der Verlust in den Grenzschichten ist darauf zurückzuführen, dass dort hohe Geschwindigkeitsgradienten vorliegen. Im Bereich der Schaufelhinterkante treten auf der Druckseite die geringsten Verlustbeiwerte auf. In azimuthaler Richtung hin zur Saugseite nimmt der Verlustkoeffizient zu und erreicht in etwa mittig zwischen zwei Schaufeln den Höchstwert. Wie nachfolgend gezeigt wird, kommt es aufgrund von Strömungsablösungen zu diesen hohen Verlusten.

In der 2. Stufe sind die Verlustkoeffizienten deutlich größer. Insbesondere an der Schaufelvorderkante ist dies über den gesamten Eintrittsquerschnitt sichtbar. Der Verlustkoeffizient verläuft in azimuthaler Richtung annähernd konstant und nimmt von der Trag- zur Deckscheibe zu. Neben den höheren Verlusten in der Grenzschicht kann ebenfalls ein hoher Verlust an der Schaufelvorderkante im Bereich der Saugseite identifiziert werden. Dieser erhöhte Verlust ist zwar auch in der 1. Stufe erkennbar, ist in der 2. Stufe aber flächenmäßig größer ausgeprägt. Auf die Entstehung dieses erhöhten Verlusts wird nachfolgend genauer eingegangen.

Der Verlust im Bereich der Saugseite lässt sich auf die Ausbildung einer Wirbelstruktur zurückführen, die sich U-förmig an der Schaufelvorderkante ausbildet. Zur Darstellung dieser Wirbelstrukturen wird das Q-Kriterium nach [HUNT88] gewählt, welches auf der Auswertung der lokalen Unterschiede zwischen dem Rotations- und Scherspannungstensor des Strömungsfeldes basiert. Für die exakte mathematische Beschreibung sei auf [HUNT88] verwiesen. Das Q-Kriterium lässt sich direkt in Ansys CFX auswerten. Die Visualisierung dieser Wirbelgebiete erfolgt in Bild 6.11 in Form von Isoflächen ($Q = 0,002$) für die 1. und 2. Stufe bei einem Volumenstrom von $35 \text{ m}^3/\text{min}$. Um die U-förmigen Wirbel darzustellen, ist die Deckscheibe ausgeblendet. Des Weiteren sind die Isoflächen mit der Relativgeschwindigkeit eingefärbt. Es ist zu erkennen, dass sich an allen Schaufel bzw. den Schaufelvorderkanten Wirbel ausbilden (rote Linien). Auffällig ist hierbei, dass die Bereiche der Wirbel, die sich auf der Saugseite der Schaufeln befinden, hohe Relativgeschwindigkeiten aufweisen und dadurch hohe Verluste erzeugen.

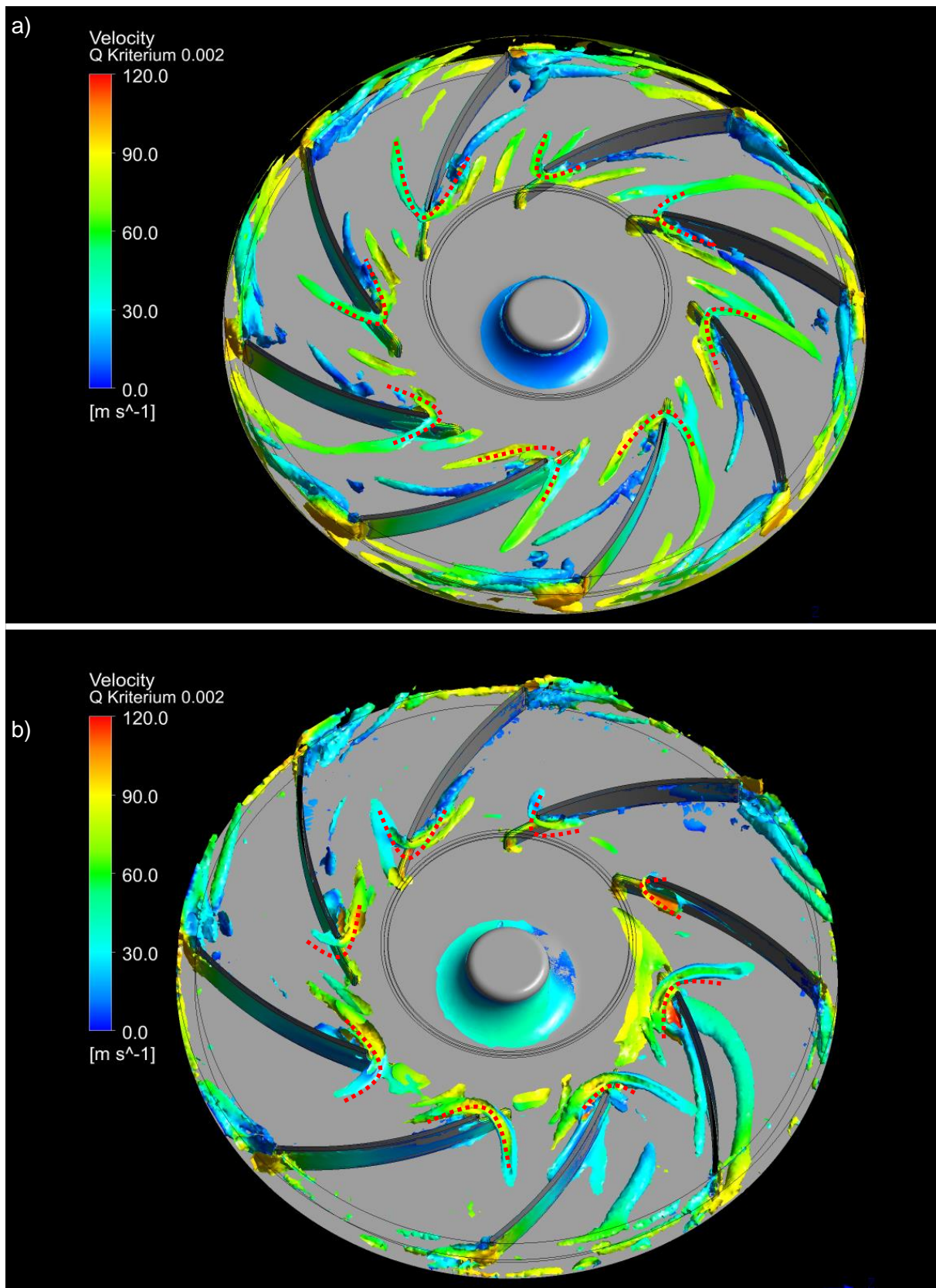


Bild 6.11: Visualisierung der Wirbelstrukturen mittels Q-Kriterium im Laufrad in der a) 1. Stufe und b) 2. Stufe bei einem Volumenstrom von $35 \text{ m}^3/\text{min}$ (Die unterschiedlichen Graustufen der Schaufeln werden durch die perspektivische Darstellung verursacht und können vernachlässigt werden)

An der Schaufelhinterkante ist im Bereich zwischen den Schaufeln ein erhöhter Verlustkoeffizient erkennbar (siehe Bild 6.10). Über die lokalen Geschwindigkeiten lassen sich Rückschlüsse auf die Verluste ziehen. Hierfür werden die Laufräder der 1. und 2. Stufe anhand eines Radialschnitts analysiert. Eine Skizze zur Herleitung der Darstellung im Radialschnitt zeigt Bild 6.12 a). Bei der Darstellung als Radialschnitt wird die Rotation des Laufrads als lineare Bewegung von oben nach unten und die Durchströmung von links nach rechts ausgewertet.

Es ist zu beachten, dass der Abstand zwischen den Schaufeln verzerrt dargestellt wird. Für den Radialschnitt wird die Ebene gewählt, die sich mittig zwischen der Trag- und Deckscheibe befindet. Die Bild 6.12 b) und c) zeigen diese abgewinkelte Ansicht der 1. und 2. Stufe bei zwei Schaufelkanälen im Detail.

Sowohl in der 1. als auch in der 2. Stufe ist das Ablösen der Strömung und die Ausbildung von Wirbelgebieten sichtbar. Durch die Ablösung der Strömung an der Saugseite der Schaufeln, erkennbar an den erhöhten Verlustkoeffizienten im Bereich der Schaufelhinterkante (vgl. Bild 6.10), wird der Strömungskanal nur in Teilbereichen durchströmt. In den Bereichen, in denen sich die Wirbelstrukturen gebildet haben, kommt es zu erhöhten Verlusten.

Des Weiteren ist im Bereich der Schaufelvorderkante (rot gestrichelte Linie) in beiden Stufen zu erkennen, dass die Schaufel nicht im optimalen Winkel angeströmt wird. Dies führt trotz des Betriebs im Nennbetriebspunkt zu Ablösungen im Laufrad. Nur im ersten Drittel der Schaufel liegt die Strömung an der Saugseite der Schaufel an, bevor die Strömung ablöst. Dies ist in allen Schaufelkanälen sichtbar. Die Darstellung aller Schaufelkanäle ist dem Anhang beigelegt (s. Anhang A.4).

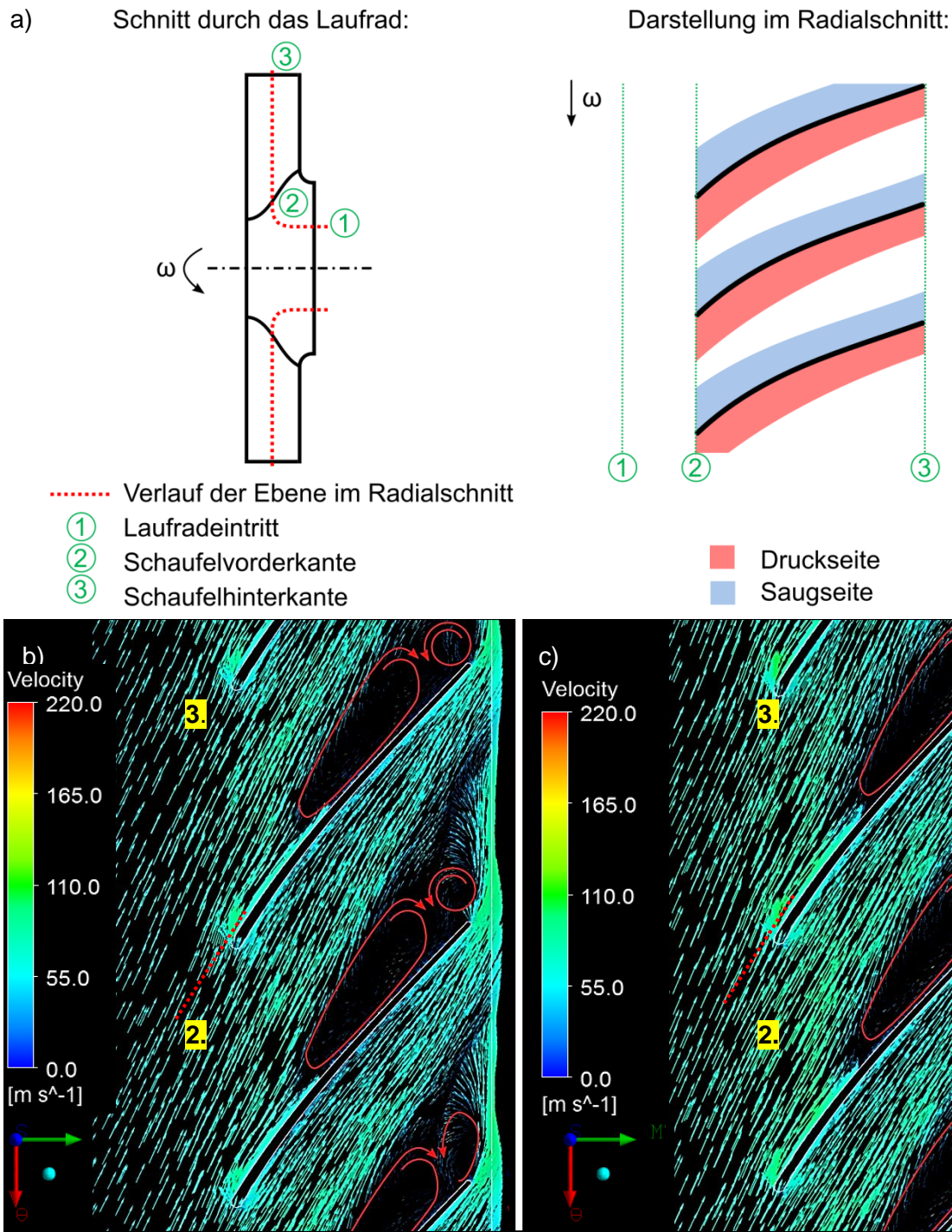


Bild 6.12: a) Skizze Herleitung Radialschnitt mittig zwischen Trag- und Deckscheibe, b) Radialschnitt in 1. Stufe und c) Radialschnitt in 2. Stufe mit Darstellung der Absolutgeschwindigkeit bei einem Volumenstrom von 35 m³/min

Die Auswertung der Absolutgeschwindigkeit in der Schnittansicht mittig zwischen Trag- und Deckscheibe ist in Bild 6.13 a) und b) bei einem Volumenstrom von 35 m³/min dargestellt. Im Bereich der Schaufelvorderkante ist auch hier das Ablösen der Strömung kurz nach dem Eintritt in den Schaufelkanal auf der Saugseite zu erkennen. In der 1. Stufe verlaufen die Stromlinien in allen Kanälen vergleichsweise ähnlich und annähernd

schaufelkongruent wohingegen in der 2. Stufe in einigen Kanälen ein Ablösen der Strömung an der Druckseite der Schaufeln sichtbar ist (bspw. Bild 6.13 b) Schaufelkanal Nr. 4).

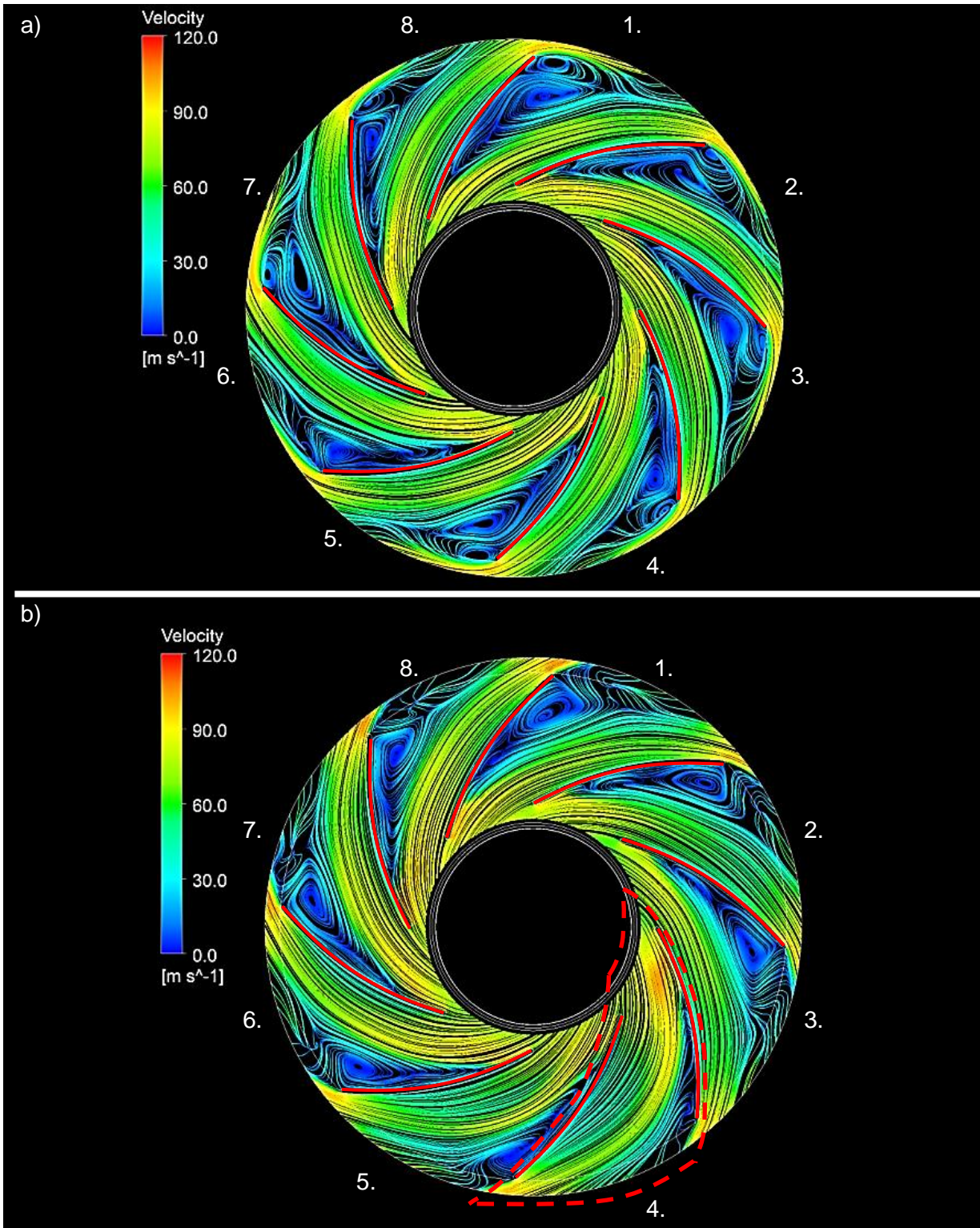


Bild 6.13: Darstellung der Absolutgeschwindigkeit anhand von Stromlinien im Laufrad mittig zwischen Trag- und Deckscheibe in der a) 1. Stufe und der b) 2. Stufe bei einem Volumenstrom von $35 \text{ m}^3/\text{min}$

Die Ablösegebiete bilden sich in Form von Dreiecken aus, die in allen Kanälen in etwa den gleichen Bereich abdecken. Am Schaufeleintritt der 1. Stufe erfährt die Strömung eine Beschleunigung und wird anschließend im weiteren Verlauf des Strömungskanals verzögert. In der 2. Stufe unterscheiden sich die Verläufe der Stromlinien in den einzelnen Kanälen deutlich. Beispielsweise kann im rot gestrichelt hervorgehobenen Schaufelkanal die Strömung der Schaufelkontur an der Druckseite nicht folgen. Dies führt zu einer schlechteren Umlenkung, was den erhöhten Verlust in Bild 6.10 b) erklärt. Auch die Bereiche der Strömungsablösungen sind unterschiedlich ausgebildet. Für die 2. Stufe kann festgehalten werden, dass eine ungleichmäßige Geschwindigkeitsverteilung zu erhöhten Verlusten in der Durchströmung führt.

Die Auswertung des Totaldrucks als Radialschnitt ist in Bild 6.14 dargestellt. Hierbei ist zu erkennen, dass in der 2. Stufe eine ungleichmäßiger Totaldruck im Bereich vor den Schaufeln vorliegt, der sich bis in den beschauelten Laufradbereich auswirkt.

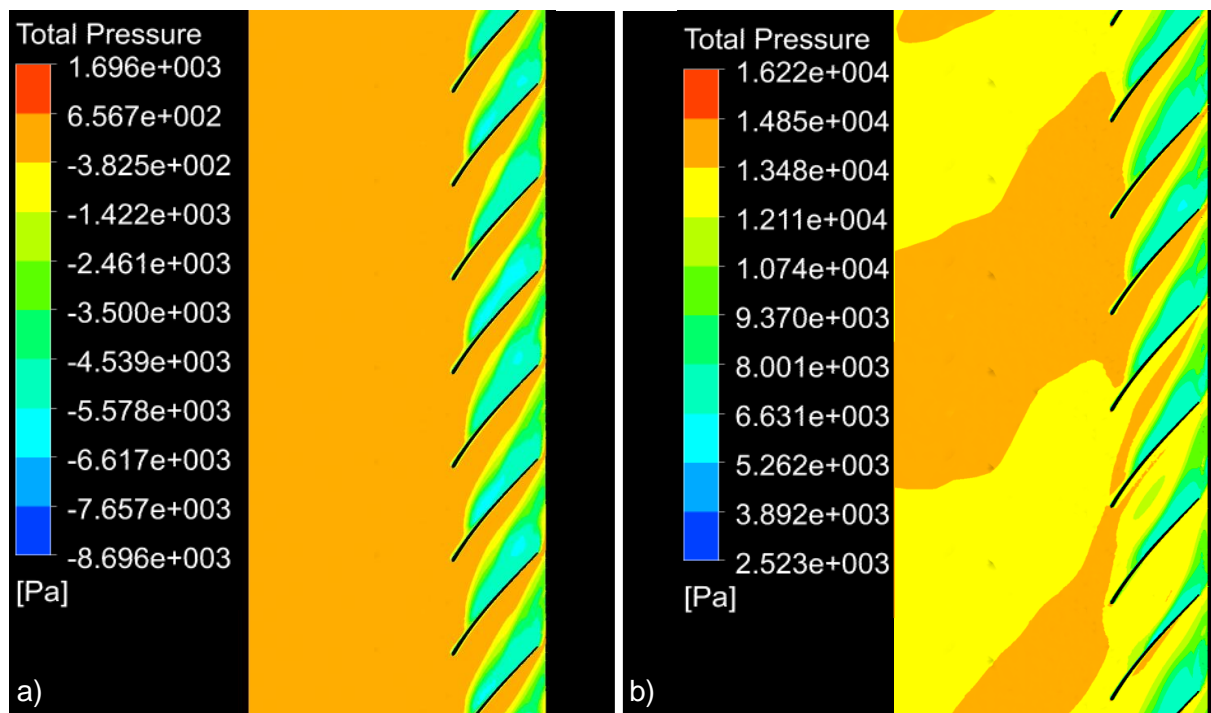


Bild 6.14: Totaldruck mittig zwischen Trag- und Deckscheibe in der a) 1. Stufe und der b) 2. Stufe

Nachdem die Laufräder partiell auf die Verlustquellen untersucht wurden, folgt eine integrale Betrachtungsweise. Hierfür wird das Integral der indirekten Dissipationsleistung $P_{D'}$ über dem Laufraddurchmesser ausgewertet und als prozentualer Verlust $P_{D',rel}$ über dem normierten Laufraddurchmesser D_+ von der Laufradachse ($D_+ = 0$) bis zum Laufradaußendurchmesser D_2 ($D_+ = 1$) in Bild 6.15 aufgetragen. Zusätzlich zum Nenn-

betriebspunkt (35 m³/min) ist der Betriebspunkt bei maximalem Volumenstrom ausgewertet (60 m³/min). Des Weiteren sind auch die Durchmesser der Schaufelvorder- und Hinterkante eingezeichnet.

In der 1. Stufe ist zu erkennen, dass sich der prozentuale Verlust an der Schaufelvorderkante bei Anhebung des Volumenstroms von 35 m³/min auf 60 m³/min von 15 % auf 10 % verringert. In der 2. Stufe steigt dieser hingegen von 25 % auf 35 % an. Anschließend nehmen in beiden Stufen die prozentualen Verluste über dem Laufraddurchmesser annähernd linear zu. Die vorliegenden Ergebnisse belegen, dass insbesondere der Eintrittsbereich des Laufrads der 2. Stufe vergleichsweise hohe Verluste aufweist.

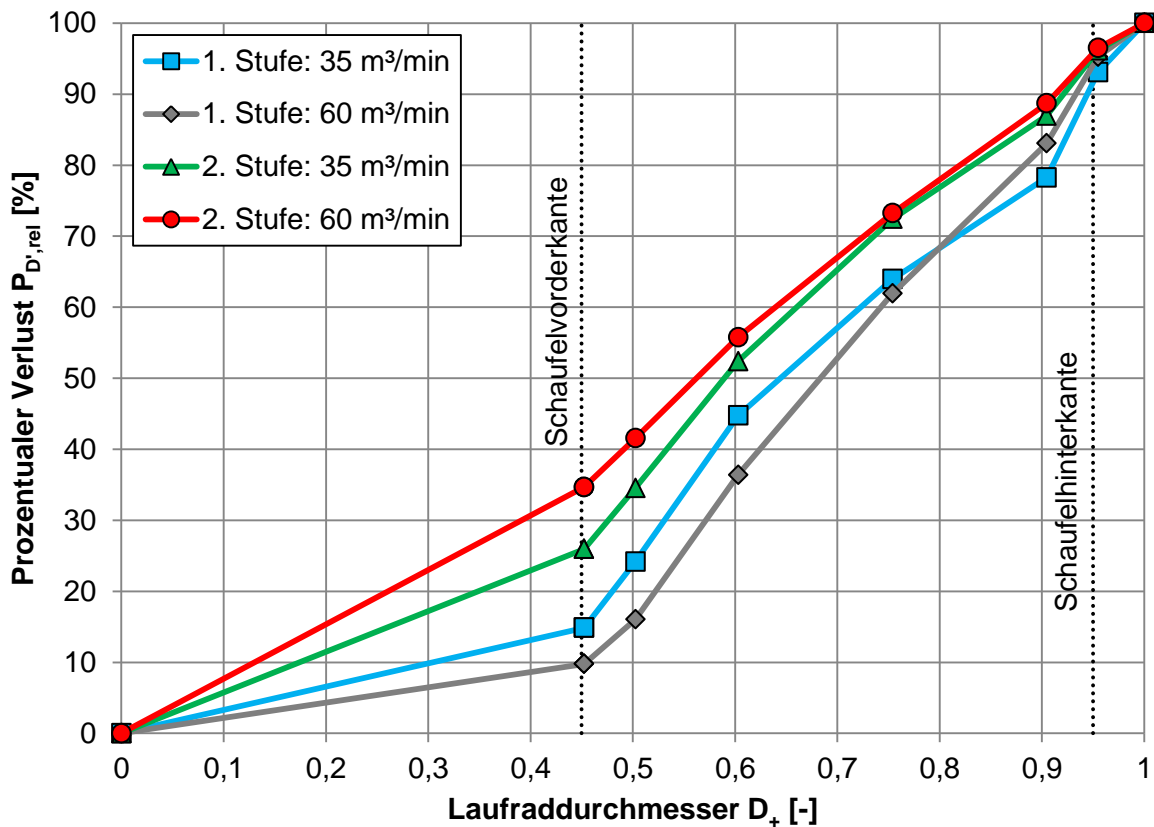


Bild 6.15: Prozentuale Verlustverteilung $P_{D',rel}$ über dem dimensionslosen Laufraddurchmesser D_+ in der 1. und 2. Stufe

Die Auswertung der absoluten indirekten Dissipationsleistungen $P_{D'}$ über dem dimensionslosen Laufraddurchmesser D_+ ist in Bild 6.16 dargestellt. Hierbei ist zu erkennen, dass der Verlust vom Einströmbereich bis zur Schaufelvorderkante in der 1. Stufe ca. 30 W beträgt und nahezu unabhängig vom Betriebspunkt ist. In der 2. Stufe hingegen steigt der Verlust von 100 W bei 35 m³/min auf über 400 W bei 60 m³/min an.

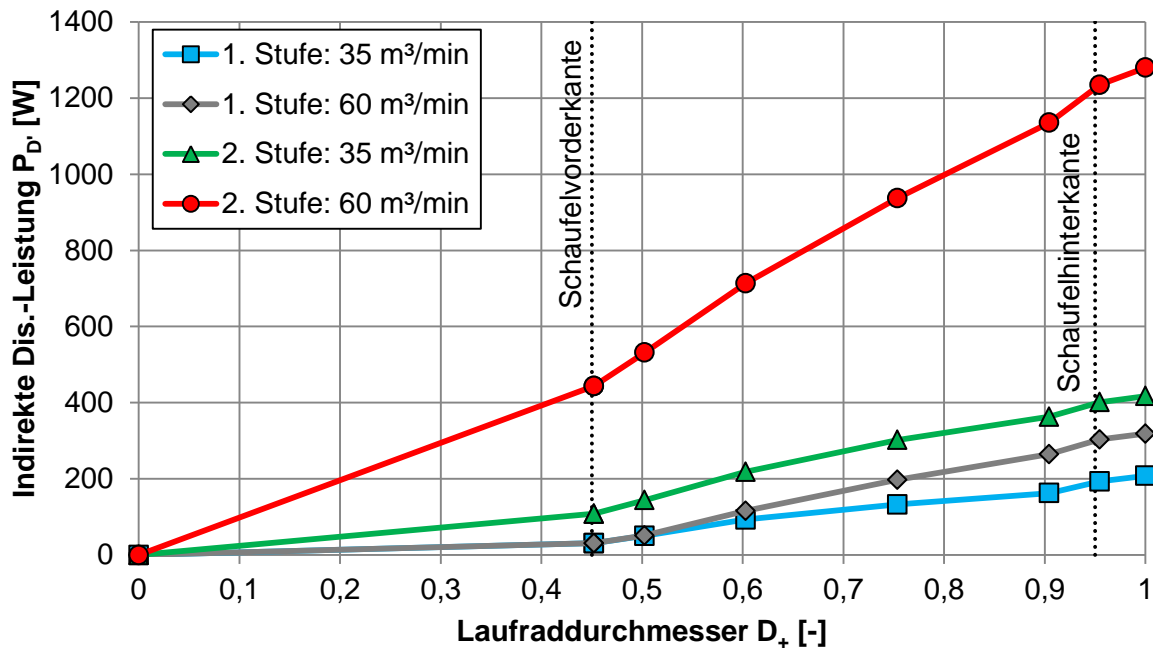


Bild 6.16: Indirekte Dissipationsleistung P_D in der 1. und 2. Stufe über dem Laufraddurchmesser D_+

Die erhöhten Verluste unmittelbar nach der Schaufelvorderkante haben sich bereits in Bild 6.8 gezeigt. Bei einem Verlustbeiwert $\zeta_D = 0,04$ sind in der 2. Stufe in diesem Bereich keine Isoflächen zu erkennen, obwohl im hinteren Bereich des Schaufelkanals bereits Isoflächen ausgebildet sind. Die integrale Betrachtungsweise der Verlustverteilung deutet somit darauf hin, dass bereits der (schaufellose) Eintrittsbereich in das Laufrad erhebliche Verluste erzeugt. Um dies genauer untersuchen zu können, erfolgt die Auswertung des Geschwindigkeitsprofils unmittelbar vor dem Eintritt in das Laufrad. Um die Eintrittsgeschwindigkeiten zu vergleichen, werden diese über den Volumenstrom \dot{V} und die Eintrittsfläche A_1 dimensionslos ausgewertet und in die axiale und radiale Geschwindigkeitskomponente c_{ax} und c_{rad} aufgeteilt:

$$c_{ax} = \frac{c_z}{\frac{\dot{V}}{A_1}} \quad (6.1)$$

$$c_{rad} = \frac{\sqrt{c_x^2 + c_y^2}}{\frac{\dot{V}}{A_1}} \quad (6.2)$$

Bei Vorliegen einer drallfreien Strömung beträgt die radiale Strömungskomponente $c_{rad} = 0$. Die Auswertung der Eintrittsgeschwindigkeiten ist in Bild 6.17 dargestellt.

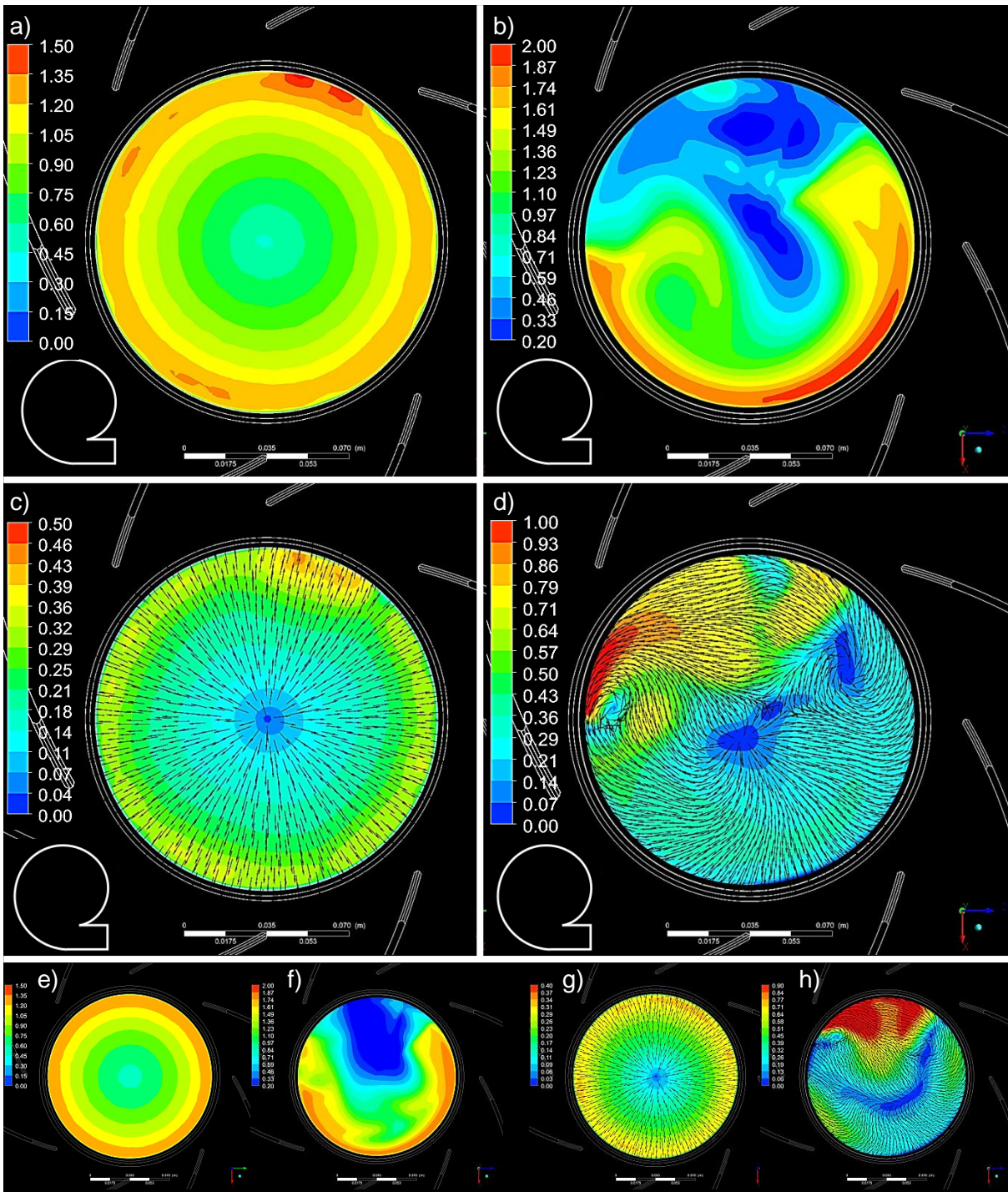


Bild 6.17: a) c_{ax} in 1. Stufe am Eintritt bei 35 m³/min
 b) c_{ax} in 2. Stufe am Eintritt bei 35 m³/min
 c) c_{rad} in 1. Stufe am Eintritt bei 35 m³/min
 d) c_{rad} in 2. Stufe am Eintritt bei 35 m³/min
 e) + f) c_{ax} in der 1. und 2. Stufe am Eintritt bei 60 m³/min (Skalierung analog zu den Bildern a) + b))
 g) + h) c_{rad} in der 1. und 2. Stufe am Eintritt bei 60 m³/min (Skalierung analog zu den Bildern c) + d))

Um lokale Verteilung in den einzelnen Bildern besser sichtbar zu machen, wurden verschiedene Skalierungen verwendet. Bei der radialen Geschwindigkeitskomponente ist neben dem Betrag auch die Strömungsrichtung als Vektor dargestellt. Zusätzlich zu den Geschwindigkeitsverteilungen ist auch die Lage des Laufrads zum Gehäuse eingezeichnet. In der 1. Stufe ist in axialer Richtung zu erkennen, dass sich die Geschwindigkeitsverteilung bei den Volumenströmen $35 \text{ m}^3/\text{min}$ und $60 \text{ m}^3/\text{min}$ ähnlich ausbildet (siehe die Bild 6.17 a) und e)). Diese ist in beiden Betriebspunkten ähnlich und gilt auch für die Geschwindigkeitsverteilung in radialer Richtung (siehe die Bild 6.17 c) und g)). In beiden Richtungen bilden sich die Geschwindigkeitsprofile radialsymmetrisch aus.

In der 2. Stufe sind hohe lokale Gradienten festzustellen. Die axiale Strömungsgeschwindigkeit sinkt im oberen Bereich des Eintrittsquerschnitts auf nahezu Null ab (siehe die Bild 6.17 b) und f)). Im unteren Bereich stellen sich dagegen hohe axiale Geschwindigkeiten ein. Diese ungleichförmige Verteilung ist in beiden Betriebspunkten zu erkennen. Die Auswirkungen der erhöhten axialen Eintrittsgeschwindigkeit zeigt das Bild 6.13 b), aus dem ersichtlich ist, dass die Stromlinien der Schaufelkrümmung nicht mehr folgen können. Zusammenfassend konnte damit gezeigt werden, dass die normierte Geschwindigkeitsverteilung in der 1. Stufe sowohl in radialer als auch in axialer Richtung unabhängig vom Volumenstrom ist, wohingegen in der 2. Stufe in beide Richtungen ein gestörtes Geschwindigkeitsprofil vorliegt.

Das ungleichförmige Strömungsprofil in axialer Richtung wurde auch in Strömungsfeldmessungen für den untersuchten Verbundbetrieb nachgewiesen [MELEKIDIS16]. Die Ergebnisse der axialen Geschwindigkeit am Eintritt der 2. Stufe sind in Bild 6.18 zu sehen. Die Messungen wurden mit Hilfe einer Prandtl-Sonde durchgeführt, die in achsparalleler Ausrichtung in den Strömungsquerschnitt eingebracht wurde. Insbesondere die Trennung der Gebiete mit hohen und niedrigen axialen Strömungsgeschwindigkeiten ist in der Messung eindeutig zu erkennen. Die Ausrichtung des Gehäuses ist identisch zu den Simulationen.

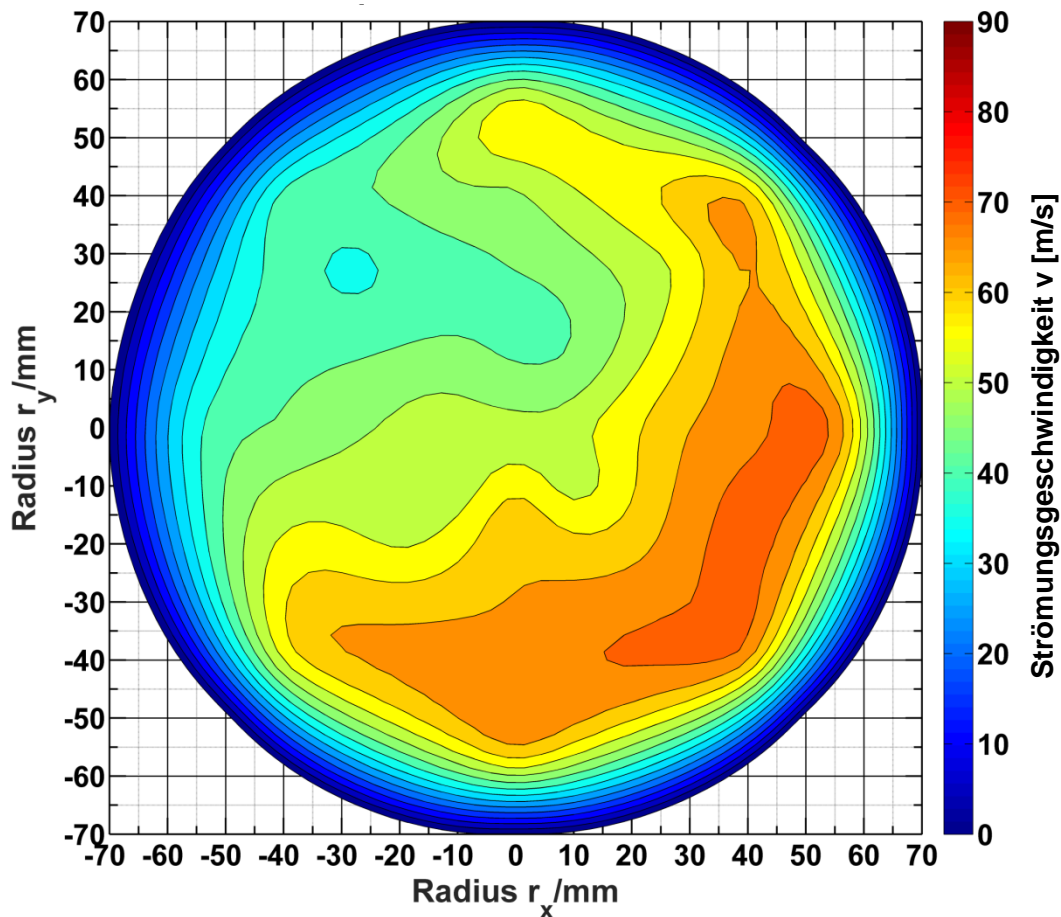


Bild 6.18: Gemessenes Geschwindigkeitsprofil am Eintritt der 2. Stufe im Nennbetriebspunkt [MELEKIDIS16]

6.4.3 Einfluss der Laufraddrehrichtung

Der Verlauf der Schaufeln in den bisherigen Auswertungen ist als linksdrehendes Laufrad ausgeführt. Um den Einfluss der Drehrichtung des Laufrads (LR) auf das Geschwindigkeitsprofil in der 2. Stufe zu untersuchen, wird eine weitere Simulation mit rechtsdrehendem Laufrad im Nennbetriebspunkt bei $35 \text{ m}^3/\text{min}$ durchgeführt. Hierfür wird die 2. Stufe inkl. des Gehäuses gespiegelt und an das bisherige Modell angebracht. Die weiteren Einstellungen werden unverändert beibehalten. Die Ergebnisse dieser Simulation sind in der Tabelle 6.2 zusammengefasst. Der Einfluss der Drehrichtung des Laufrads der 2. Stufe ist nur minimal.

	Linksdrehendes LR	Rechtsdrehendes LR	Änderung
Wirkungsgrad (stationär)	70,9 %	70,3 %	-0,8 %
Totaldruckerhöhung	26.120 Pa	26.378 Pa	+1,0 %
Indirekte Dis. Leistung			
• im LR	474 W	508 W	+7,2 %
• im Gehäuse	282 W	312 W	+10,6 %

Tabelle 6.2: Einfluss der Drehrichtung der 2. Stufe

Durch die Zunahme der Totaldruckerhöhung um 1,0 % bei gleichzeitiger Erhöhung der Verluste im Laufrad und im Gehäuse um 7,2 % bzw. 10,6 % reduziert sich der Wirkungsgrad absolut um 0,6 % (relativ 0,8 %).

Die Auswertung des Geschwindigkeitsprofils am Eintritt der 2. Stufe ist in Bild 6.19 dargestellt. Beim rechtsdrehenden Laufrad bilden sich erneut Zonen mit niedrigen und hohen Geschwindigkeitsanteilen in axialer Richtung aus. Allerdings sind diese Zonen im Vergleich zum linksdrehenden Laufrad um ca. 45° gedreht angeordnet.

Somit bleibt festzuhalten, dass die Drehrichtung des Laufrads bzw. des Ventilators nur geringfügige Auswirkungen auf die Leistungsfähigkeit des Verbundbetriebs besitzt. Allerdings ist anhand der Strömungsverläufe in den Bild 6.19 zu erkennen, dass das Laufrad der 2. Stufe bzw. dessen Drehsinn sich auf die Strömungsverteilung stromaufwärts vor dem Laufrad auswirkt.

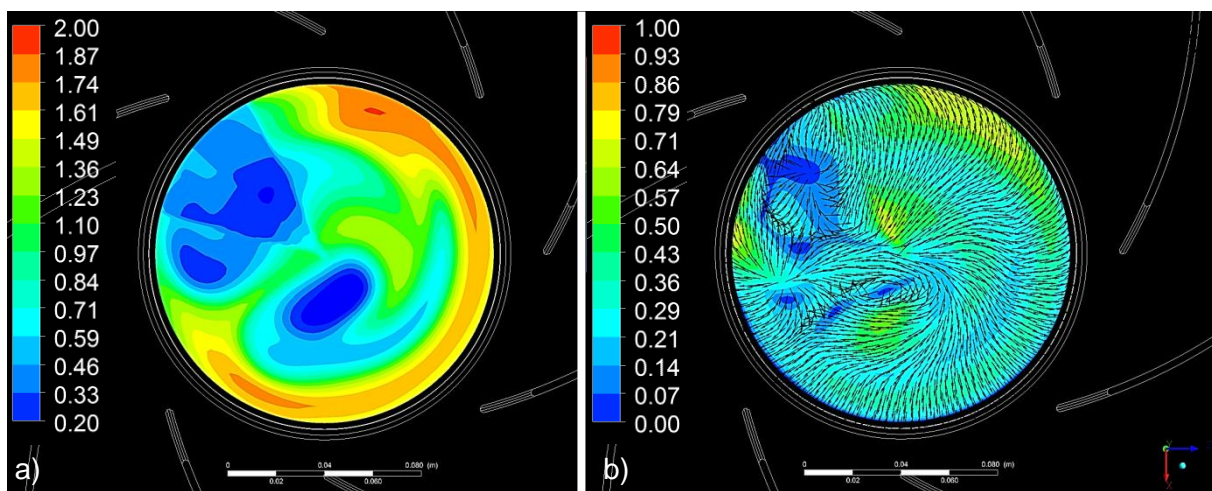


Bild 6.19: a) c_{ax} und b) c_{rad} in der 2. Stufe bei rechtsdrehendem Laufrad im Nennbetriebspunkt

6.5 Optimierung des Verbundbetriebs 2 x HRD60 Boosted

Die vorliegenden Ergebnisse zeigen, dass sich trotz geometrischer Gleichheit der Geräte in der 1. und 2. Stufe ein unterschiedliches Betriebsverhalten einstellt. Im Nennbetriebspunkt sind die Verluste in der 2. Stufe verglichen mit der 1. Stufe deutlich höher. Dies konnte durch die Auswertung der indirekten Dissipationsleistung quantifiziert werden. Auch die Untersuchung der Verlustkoeffizienten und der Strömungsgeschwindigkeiten unmittelbar vor dem Laufradeintritt haben dies bestätigt. Insbesondere im Eintrittsbereich des Laufrads, in dem sich noch keine Schaufeln befinden, betragen die Verluste je nach Betriebspunkt zwischen 25 % und 35 % der gesamten Laufradverluste. Für die Optimierung der 2. Stufe bzw. die Minimierung der Laufradverluste werden nachfolgend zwei Möglichkeiten vorgestellt. Zunächst wird die Auswirkung einer verbesserten Zuströmung untersucht, anschließend erfolgt die Anpassung der Laufradabmessungen (um die Verluste zu verringern). Um die Schaufelkontur und auch den Öffnungsquerschnitt des Laufrads nicht zu verändern, wird die Breite des Laufrads vergrößert. Eine Anpassung der Gehäusekontur wird nicht vorgenommen. Dies ist hier möglich, da bei Ventilatoren das Gehäuse um den Faktor 2 – 4 breiter ausgeführt ist, als die Laufradbreite [CAROLUS12, S. 43]. Beim HRD 60 ist das Gehäuse um den Faktor 3,2 breiter als das Laufrad. Infolge der angepassten Laufradbreite reduziert sich lediglich der Abstand zwischen Gehäusewand und Laufrad.

6.5.1 Verbesserung der Zuströmbedingungen

Um die Zuströmung für das Laufrad der 2. Stufe zu optimieren, können unterschiedliche Lösungsansätze verfolgt werden. Bauartbedingt befindet sich zwischen dem Druckstutzen der 1. Stufe und dem Saugstutzen der 2. Stufe ein Diffusor, der den Strömungsquerschnitt von 100 mm auf 140 mm vergrößert. Die bisher eingebaute Beruhigungsstrecke besitzt eine Länge von 0,3 m. Um die Strömung vor der 2. Stufe zu verbessern, wird eine längere Beruhigungsstrecke stromab des Diffusors verwendet, welche das ungleichmäßige Strömungsprofil stromab des Diffusors bis zum Eintritt in die 2. Stufe glätten soll. [RIETSCHEL08, S. 241] empfiehlt eine Beruhigungsstrecke von ca. 0,9 m, um eine gleichmäßig ausgeprägte Rohrströmung nach einem Ventilatoraustritt zu erhalten. Deshalb wird eine Beruhigungsstrecke mit 1 m Länge eingebaut. Die Auswirkungen dieser Verlängerung auf den Wirkungsgrad, die Druckerhöhung und die Verluste sind in der Tabelle 6.3 zusammengefasst.

Bei Einbau einer verlängerten Beruhigungsstrecke verringert sich bei einem Volumenstrom von 35 m³/min der Gesamtwirkungsgrad des Verbunds um 2,5 %. Die Verluste aufgrund von indirekter Dissipation gehen sowohl im Laufrad als auch im Gehäuse um jeweils ca. 23 % zurück. Dies ist auf die verbesserte Zuströmung zurückzuführen. Der Totaldruckaufbau verringert sich um ca. 1.000 Pa, was mit dem zusätzlichen Verlust durch die verlängerte Rohrleitung zusammenhängt. Somit bleibt festzuhalten, dass bei einem Volumenstrom von 35 m³/min der Einbau einer verlängerten Beruhigungsstrecke die Verluste reduziert, insgesamt den Totaldruckaufbau und den Gesamtwirkungsgrad jedoch verringert.

	Normale Beruhigungsstrecke	Verlängerte Beruhigungsstrecke	Änderung
Volumenstrom: 35 m ³ /min			
Ges. Wirkungsgrad im VB (stationär)	70,3 %	68,6 %	- 2,5 %
Totaldruckerhöhung im VB	26.120 Pa	25.097 Pa	- 3,9 %
Indirekte Dis.-Leistung in der 2. Stufe			
• im LR	417 W	324 W	- 22,3 %
• im Gehäuse	382 W	291 W	- 23,8 %
Volumenstrom: 60 m ³ /min			
Ges. Wirkungsgrad im VB (stationär)	53,5 %	59,2 %	+ 10,7 %
Totaldruckerhöhung im VB	14.250 Pa	13.809 Pa	- 3,1 %
Indirekte Dis.-Leistung in der 2. Stufe			
• im LR	1.279 W	377 W	- 70,5 %
• im Gehäuse	439 W	392 W	- 10,7 %

Tabelle 6.3: Ergebnisse bei Einbau einer verlängerten Beruhigungsstrecke

Bei einem Volumenstrom von 60 m³/min ist der Einfluss der verlängerten Beruhigungsstrecke erheblich. Der Wirkungsgrad steigt auf 59,2 %. Insbesondere die Verluste im Laufrad nehmen deutlich ab. Somit bleibt festzuhalten, dass sich die verlängerte Beruhigungsstrecke insbesondere bei hohen Volumenströmen positiv auf den Wirkungsgrad und die Verluste innerhalb des Laufrads auswirken. Die Auswirkungen der verlängerten Beruhigungsstrecke auf das Geschwindigkeitsprofil am Eintritt zeigt das Bild 6.20. Hierbei ist zu erkennen, dass auch bei einer verlängerten Beruhigungsstrecke in axialer Richtung ein gestörtes Strömungsprofil vorliegt. Die radiale Strömungskomponente kann durch die verlängerte Beruhigungsstrecke jedoch geglättet werden.

Mit der verlängerten Beruhigungsstrecke kann zwar eine Steigerung des Wirkungsgrads bei hohen Volumenströmen erzeugt werden, dennoch soll eine weitere Maßnahme zur Verbesserung der Zuströmung untersucht werden. Hierfür wird ein Sternleichrichter nach [DIN EN ISO 5801 2011] unmittelbar in den Strömungsquerschnitt vor der 2. Stufe integriert. Der Aufbau und die Auswirkungen des Gleichrichters auf die Stromlinien

stromab der 1. Stufe sind in Bild 6.21 zusammengefasst. Der Gleichrichter teilt die Beruhigungsstrecke nach dem Diffusor in acht Kreissegmente. Unmittelbar nach dem Gleichrichter tritt die Strömung in die 2. Stufe des Verbundbetriebs ein.

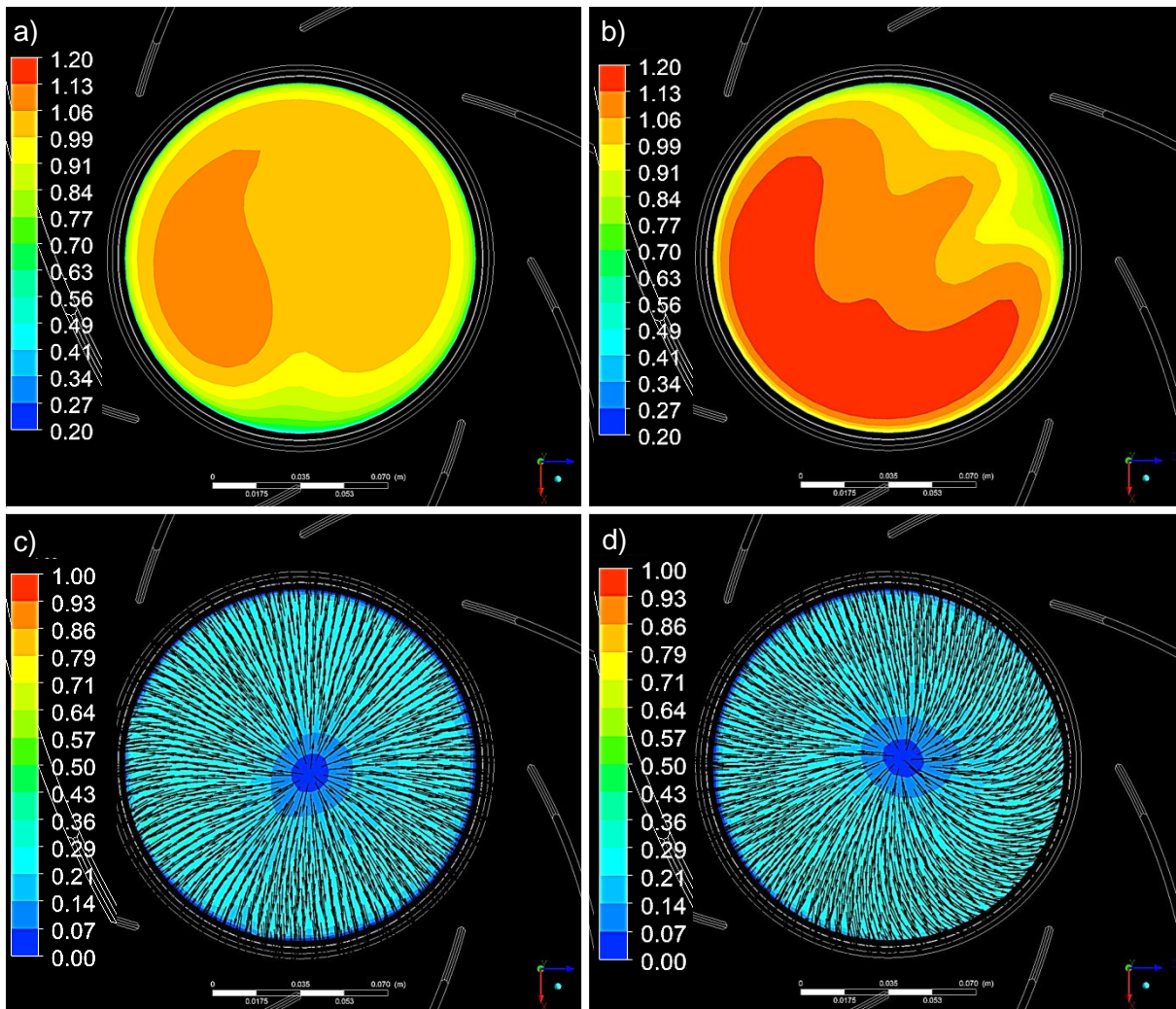


Bild 6.20: a) c_{ax} am Eintritt der 2. Stufe bei einem Volumenstrom von 35 m³/min
 b) c_{ax} am Eintritt der 2. Stufe bei einem Volumenstrom von 60 m³/min
 c) c_{rad} am Eintritt der 2. Stufe bei einem Volumenstrom von 35 m³/min
 d) c_{rad} am Eintritt der 2. Stufe bei einem Volumenstrom von 60 m³/min

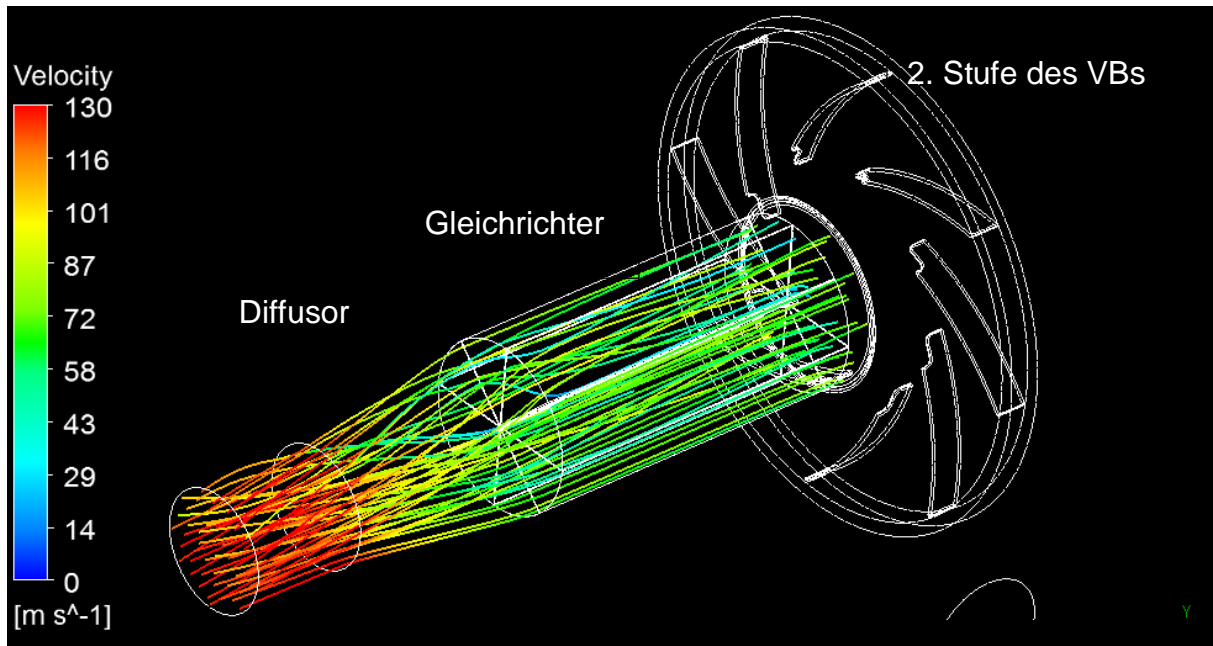


Bild 6.21: Verlauf der Stromlinien stromab der 1. Stufe mit eingebautem Diffusor bei einem Volumenstrom von $35 \text{ m}^3/\text{min}$

Die Ergebnisse bei Verwendung des Sternleichrichters zwischen der 1. und 2. Stufe im Vergleich zum Aufbau ohne Gleichrichter sind in Tabelle 6.4 zusammengefasst.

Der Gleichrichter führt bei einem Volumenstrom von $35 \text{ m}^3/\text{min}$ nur zu minimalen Änderungen im Gesamtwirkungsgrad. Die Totaldruckerhöhung sowie die Verluste innerhalb des Gehäuses bleiben annähernd konstant. Die Verluste im Laufrad jedoch steigen um 300 W an. Somit führt der Gleichrichter bei einem Volumenstrom von $35 \text{ m}^3/\text{min}$ zu höheren Totaldrücken bei verringertem Wirkungsgrad im Vergleich zum Verbund ohne Gleichrichter.

	Ohne Gleichrichter	Mit Sternleichrichter	Änderung
Volumenstrom: $35 \text{ m}^3/\text{min}$			
Ges. Wirkungsgrad im VB (stationär)	70,3 %	69,2 %	- 1,6 %
Totaldruckerhöhung im VB	26.120 Pa	26.384 Pa	+ 1,0 %
Indirekte Dis.-Leistung in der 2. Stufe			
• im LR	417 W	717 W	+ 71,9 %
• im Gehäuse	382 W	378 W	-1,0 %
Volumenstrom: $60 \text{ m}^3/\text{min}$			
Ges. Wirkungsgrad im VB (stationär)	53,5 %	61,5 %	+15,0 %
Totaldruckerhöhung im VB	14.250 Pa	16.116 Pa	+ 13,1 %
Indirekte Dis.-Leistung in der 2. Stufe			
• im LR	1.279 W	1.115 W	-12,8 %
• im Gehäuse	439 W	568 W	+29,4 %

Tabelle 6.4: Einbau eines Sternleichrichters zwischen 1. und 2. Stufe des Verbunds

Bei einem Volumenstrom von $60 \text{ m}^3/\text{min}$ ist eine Verbesserung des Wirkungsgrads auf 61,5 % infolge der gleichgerichteten Strömung nachweisbar. Des Weiteren ist die Totaldruckerhöhung um ca. 2.000 Pa höher im Vergleich zum Verbund ohne Gleichrichter. Die Verluste aufgrund indirekter Dissipation vermindern sich im Laufrad und steigen im Gehäuse minimal an. Für den Sternleichrichter bleibt festzuhalten, dass bei hohen Volumenströmen eine Verbesserung des Wirkungsgrads vorliegt und gleichzeitig der verfügbare Totaldruck steigt. Die Wirkungsgradzunahme ist dabei höher als bei der bloßen Verlängerung der Beruhigungsstrecke.

Die axialen und radialen Strömungsgeschwindigkeiten sind in Bild 6.22 dargestellt. Die axiale Strömungsgeschwindigkeit wird durch den Gleichrichter sowohl bei $35 \text{ m}^3/\text{min}$ als auch bei $60 \text{ m}^3/\text{min}$ in Strömungsrichtung ausgerichtet. In axialer Richtung sinkt die Strömungsgeschwindigkeit in Achsnähe zunehmend ab. In allen Strömungsbildern ist der Einfluss des Gleichrichters durch die sternförmige Geschwindigkeitsverteilung zu erkennen. Die Segmentteilung von 45 % lässt sich in den Strömungsbildern nachweisen.

Bei der radialen Strömungsgeschwindigkeit werden die hohen Gradienten durch den Gleichrichter minimiert. Die Strömungsrichtung in radialer Richtung bleibt dennoch gestört, wie an den Vektoren in den Bild 6.22 c) und d) zu erkennen ist.

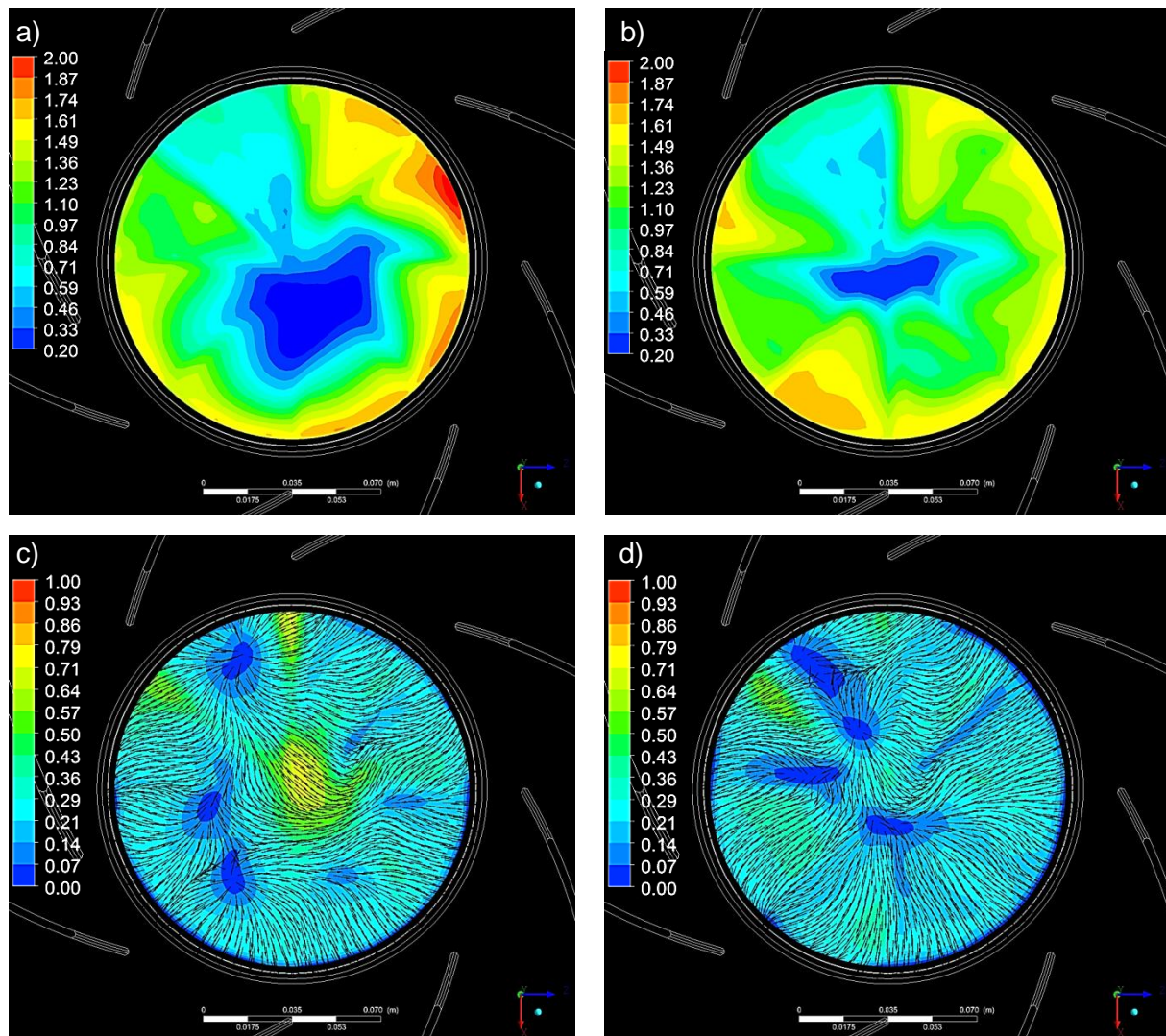


Bild 6.22: a) c_{ax} in der 2. Stufe bei $35 \text{ m}^3/\text{min}$
 b) c_{ax} in der 2. Stufe bei $60 \text{ m}^3/\text{min}$
 c) c_{rad} in der 2. Stufe bei $35 \text{ m}^3/\text{min}$
 d) c_{rad} in der 2. Stufe bei $60 \text{ m}^3/\text{min}$

Durch die Verbesserung der Zuströmung in die 2. Stufe kann somit insbesondere bei hohen Volumenströmen eine Verringerung der Verluste erreicht werden. Sowohl durch eine Verlängerung der Zuleitung als auch eine Integration eines Sternleichrichters kommt es zu einer Zunahme des Wirkungsgrads bei hohen Volumenströmen. Die Auswirkungen des Sternleichrichters sind höher, allerdings ist die Integration in das Gesamtsystem konstruktiv aufwendiger.

6.5.2 Anpassung der Laufradbreite

Als weitere Optimierungsmaßnahme erfolgt die Anpassung der Laufradabmessungen und anschließend die Auswertung der Laufradverluste. Wie sich bereits in Bild 6.13

gezeigt hat, erfährt die Strömung im Bereich der Schaufelvorderkante eine Beschleunigung. Um diese Beschleunigung zu verringern, wird die Laufradbreite vergrößert.

Zunächst werden die Eintrittsfläche in das Laufrad und die Fläche vor dem Schaufeleintritt ermittelt. Bild 6.23 zeigt die Position dieser Flächen. Das Verhältnis der Fläche der Schaufelvorderkante (grün) zur Fläche der Eintrittsöffnung (rot) beträgt ca. 1,0. Theoretisch erfährt die Strömung somit in der Umlenkung von der axialen in die radiale Richtung keine Verzögerung oder Beschleunigung. Untersuchungen in [ALBRING59], [HÖNMANN61A], [HÖNMANN61B], und [HÖNMANN62A], [HÖNMANN62B], [HÖNMANN62C], [HÖNMANN62D] haben gezeigt, dass bei einer Erhöhung dieses Verhältnisses (Erhöhung der Laufradbreite) zwar eine Verzögerung der Strömung eintritt, dies jedoch nicht zwingend zu einer Ablösung an der Deckscheibe führen muss. Die in den genannten Literaturstellen dargestellten experimentellen Untersuchungen haben ergeben, dass bis zu einem Flächenverhältnis von 1,7 der Wirkungsgrad gesteigert werden kann, bevor durch weitere Erhöhung des Flächenverhältnisses eine Abnahme des Wirkungsgrads eintritt.

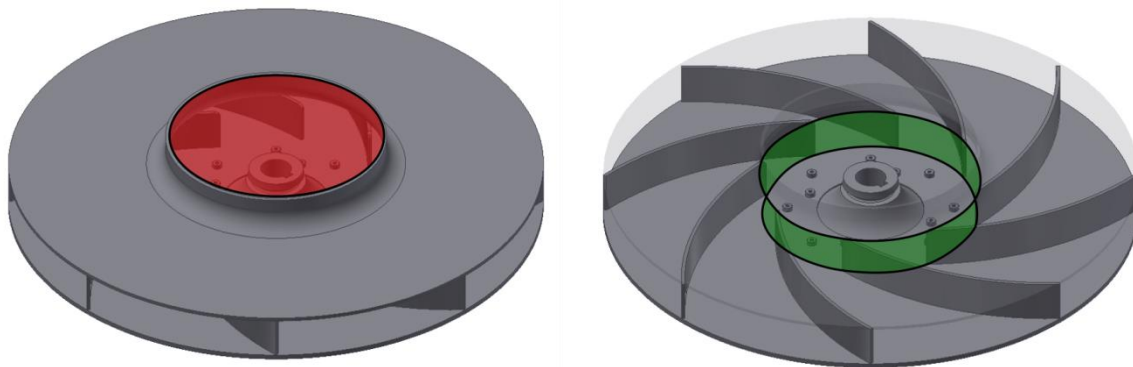


Bild 6.23: Visualisierung der Flächen am Eintritt (rot) und der Schaufelvorderkante (grün)

Ausgehend von den vorgestellten Untersuchungen und Ergebnissen wird das Laufrad der 2. Stufe breiter ausgeführt. Dabei wird die planparallele Trag- und Deckscheibe beibehalten werden. Die Erhöhung der Laufradbreite beträgt für die nachfolgenden Untersuchungen 20 % (von 25 mm auf 30 mm), was einer Anhebung des Flächenverhältnisses auf 1,2 entspricht. Die Geometrie des Gehäuses wird nicht angepasst. In Bild 6.24 a) sind die Verläufe der indirekten Dissipationsleistung im Laufrad und dem Gehäuse der 2. Stufe dargestellt. Durch die Erhöhung der Laufradbreite wird das Verlustverhalten im Vergleich zum Ausgangslaufrad über den gesamten Betriebsbereich beeinflusst. Bei einem Volumenstrom von 35 m³/min hat sich der Verlust von

417 W auf 299 W reduziert. Mit zunehmendem Volumenstrom steigen die Verluste zwar an, allerdings haben sich diese bei einem Volumenstrom von 60 m³/min von 1.279 W auf 721 W um ca. 45 % reduziert. Durch die veränderten Strömungsbedingungen im Laufrad erhöhen sich die Verluste im Gehäuse bei 35 m³/min auf ca. 440 W und sind damit um 56 % höher als im Gehäuse mit Serienlaufrad (280 W). Mit zunehmendem Volumenstrom reduziert sich die Differenz der Gehäuseverluste zwischen breiter Ausführung und Serienlaufrad.

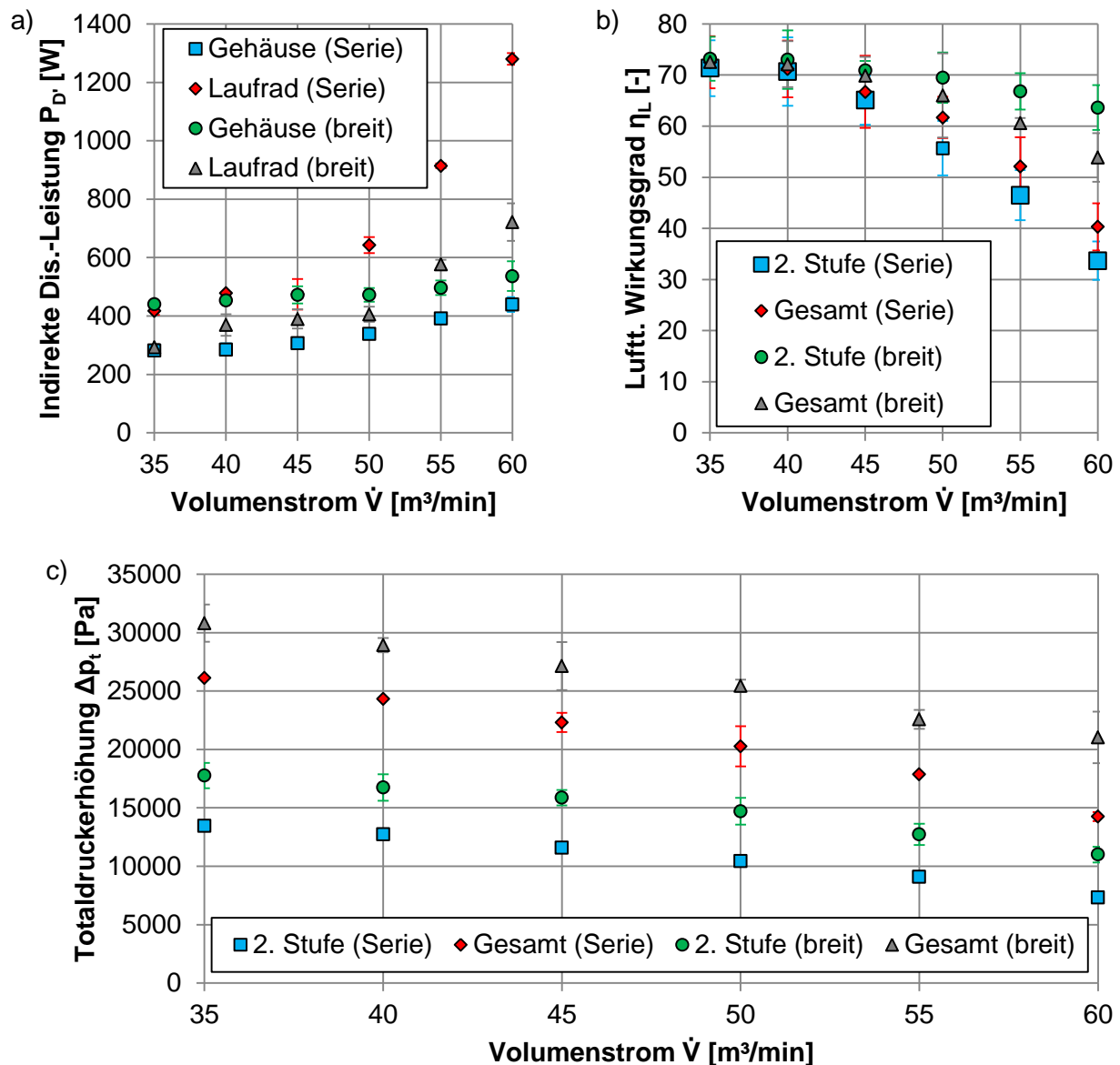


Bild 6.24: a) Indirekter Dissipationsleistung in Laufrad und Gehäuse,
 b) Lufttechnischer Wirkungsgrad und
 c) Totaldruckerhöhung über dem Volumenstrom
 bei Verwendung des breiten Laufrads in der 2. Stufe

Dennoch liegt das Gehäuse mit breitem Laufrad bei einem Volumenstrom von $60 \text{ m}^3/\text{min}$ mit 530 W um 22% höher als das Gehäuse mit Serienlaufrad (439 W). Somit bleibt festzuhalten, dass die Vergrößerung der Laufradbreite die Verluste im Laufrad verringert, jedoch im Gehäuse erhöht. Bis zu einem Volumenstrom von $50 \text{ m}^3/\text{min}$ sind die Verluste innerhalb des Gehäuses größer als die Verluste im Laufrad. Dies deutet darauf hin, dass eine weitere Verbesserung des Wirkungsgrads durch eine Optimierung des Gehäuses erreicht werden kann.

Das Bild 6.24 b) zeigt den Verlauf des lufttechnischen Wirkungsgrads der 2. Stufe und des Gesamtsystems sowohl in der Serienausführung als auch mit breitem Laufrad. Der Wirkungsgrad des Gesamtsystems ist bei einem Volumenstrom von $35 \text{ m}^3/\text{min}$ durch das breite Laufrad kaum verändert. Mit zunehmendem Volumenstrom ist dieser bei Verwendung des breiten Laufrads in der 2. Stufe höher, sodass bei einem Volumenstrom von $60 \text{ m}^3/\text{min}$ ein Wirkungsgrad des Gesamtsystems von $53,9 \%$ erreicht wird. Somit hat sich dieser im Vergleich zum Gesamtverbund mit Serienlaufrad um $13,6 \%$ erhöht. Des Weiteren zeigt sich, dass sich der Wirkungsgrad der 2. Stufe um über 30% bei einem Volumenstrom von $60 \text{ m}^3/\text{min}$ erhöht hat. Folglich kann durch die Verbreiterung des Laufrads eine Erhöhung des Wirkungsgrads insbesondere bei hohen Volumenströmen erreicht werden.

Aus der Auswertung der Totaldruckerhöhung in Bild 6.24 c) ist zu erkennen, dass sich die gesamten Kennlinien sowohl der 2. Stufe als auch des Gesamtsystems, verglichen mit den ursprünglichen Kennlinien, deutlich verschoben haben. Die Erhöhung der Laufradbreite führt dazu, dass die Totaldruckerhöhung in den einzelnen Betriebspunkten zwischen 25% und 33% bei Volumenströmen zwischen $30 - 60 \text{ m}^3/\text{min}$ zugenommen hat. Dies wirkt sich auf die gesamte Druckerhöhung des Verbundbetriebs aus. Diese Auswirkungen durch die Anpassung der Laufradbreite wurden bereits in [HÖNMAN62] und [ZARSCHLER05] experimentell nachgewiesen. Somit bleibt festzuhalten, dass der Wirkungsgrad im betrachteten Bereich durch die Erhöhung der Laufradbreite verbessert werden konnte. Allerdings wird dadurch das gesamte Verhalten des Ventilators verändert.

6.5.3 Laufradverluste in der 2. Stufe mit breitem Laufrad

Wie zuvor gezeigt wurde, lässt sich die indirekte Dissipationsleistung insbesondere bei hohen Volumenströmen durch eine Verbreiterung des Laufrads verringern. Um die Effizienzsteigerung im Detail zu untersuchen, sind in Bild 6.25 die prozentualen Verluste

$P_{D',rel}$ über dem dimensionslosen Laufraddurchmesser D_+ bei unterschiedlichen Volumenströmen dargestellt. Bei einem Volumenstrom von $35 \text{ m}^3/\text{min}$ betragen die Eintrittsverluste bis zur Schaufelvorderkante ca. 35 %. Dies entspricht einer Zunahme von 10 % im Vergleich zur Serienkonfiguration (vgl. Bild 6.15). Bei der Auswertung der absoluten Dissipationsleistung in Bild 6.26 zeigt sich allerdings, dass im Vergleich zum Serienlaufrad der Eintrittsverlust bei $35 \text{ m}^3/\text{min}$ in der 2. Stufe mit 100 W annähernd konstant geblieben ist.

Des Weiteren ist bei der prozentualen Betrachtung in Bild 6.25 zu erkennen, dass sich die Eintrittsverluste mit zunehmendem Volumenstrom reduzieren. Dieses Verhalten ist somit vergleichbar zur 1. Stufe des Verbundbetriebs (vgl. siehe Bild 6.15).

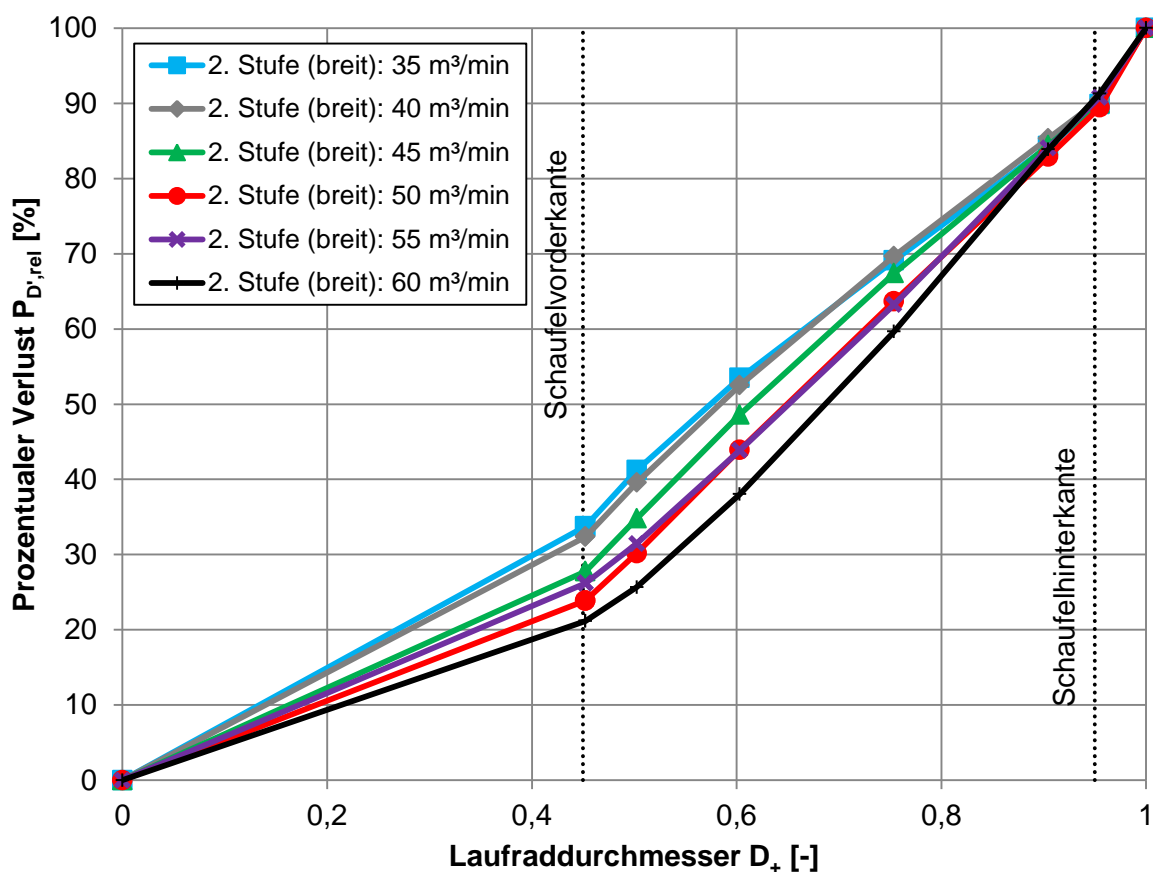


Bild 6.25: Verteilung der prozentualen Verluste $P_{D',rel}$ über dem Laufraddurchmesser D_+ bei Verwendung des breiten Laufrads in der 2. Stufe

Die in Bild 6.26 abgebildeten absoluten Verluste erhöhen sich im Eintrittsbereich auf maximal 150 W bei einem Volumenstrom von $60 \text{ m}^3/\text{min}$. Dies entspricht einer Reduzierung der Eintrittsverluste um 300 W durch die Verbreiterung des Laufrads. Das Verlustverhalten über dem Laufraddurchmesser D_+ nimmt von der Schaufelvorderkante zur Schaufelhinterkante annähernd linear zu. Des Weiteren ist zu erkennen, dass bei

Volumenströmen zwischen 40 m³/min und 50 m³/min die Verluste innerhalb des Laufrads konstant bleiben.

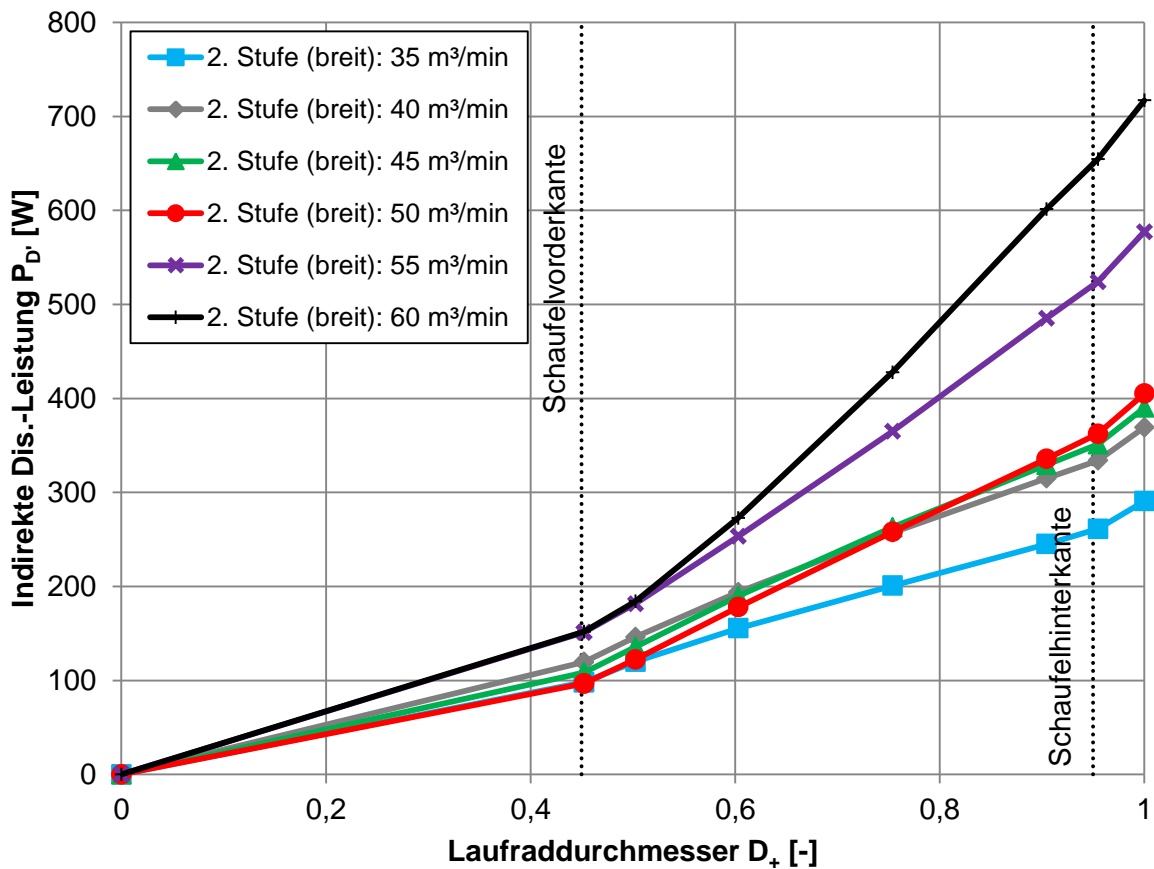


Bild 6.26: Indirekte Dissipationsleistung über dem Laufraddurchmesser D_+ bei Verwendung des breiten Laufrads in der 2. Stufe

In Bild 6.27 sind die Verläufe der Geschwindigkeit und des Totaldrucks in der abgewinkelten Darstellung in einer Ebene mittig zwischen Trag- und Deckscheibe erfasst. Anhand der Geschwindigkeitsvektoren können im breiten Laufrad an der Saugseite der Laufschaufeln Strömungsablösungen identifiziert werden. Auch beim Totaldruck liegen Störungen vor, die sich bis in den beschauften Teil des Laufrads ausbreiten. Allerdings hat sich der Totaldruck im Vergleich zum Serienlaufrad am Eintritt vergleichmäßig (vgl. Bild 6.14).

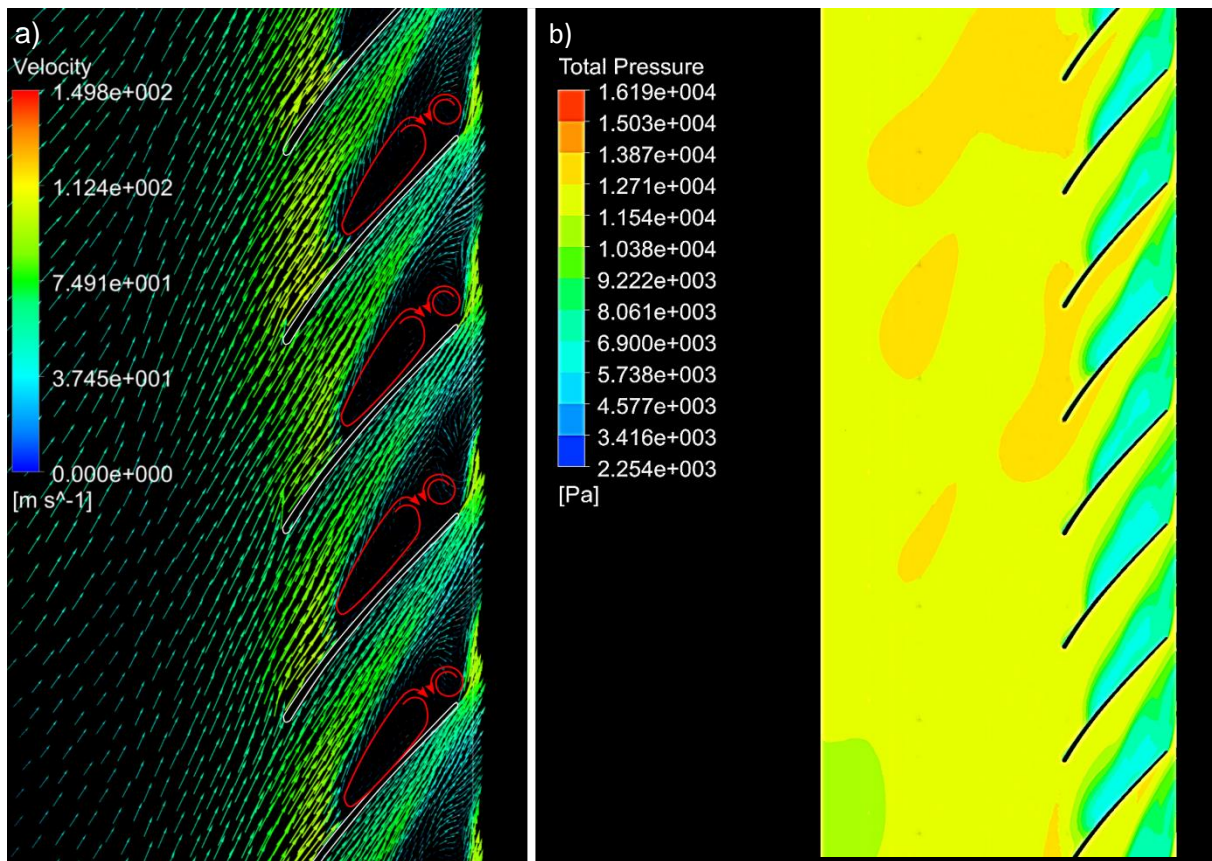


Bild 6.27: Auswertung der a) Geschwindigkeit und des b) Totaldrucks in der abgewinkelten Ansicht in einer Ebene mittig zwischen Trag- und Deckscheibe im breiten Laufrad (2. Stufe) bei einem Volumenstrom von 35 m³/min

6.6 Zusammenfassung der numerischen Untersuchungen

Bei den numerischen Untersuchungen hat sich gezeigt, dass sowohl der Wirkungsgrad als auch die Druckerhöhung des vorliegenden Gesamtsystems mit ausreichender Genauigkeit mit numerischen Methoden berechnet werden können. Bestätigt wurde dies anhand der experimentellen Voruntersuchungen aus Kapitel 3. Bei der Untersuchung der einzelnen Stufen konnte festgestellt werden, dass die 1. Stufe Wirkungsgrade und Druckerhöhungen erreicht, die vergleichbar zu denen eines Einzelgeräts sind. Bei der 2. Stufe wurde ein abweichendes Verhalten insbesondere im Wirkungsgrad festgestellt. Um die Abweichungen näher zu untersuchen, erfolgte die Auswertung der Entropieproduktion im Gesamtsystem. Dabei wurde festgestellt, dass die Verluste sowohl im Laufrad als auch im Gehäuse der 2. Stufe deutlich höher sind im Vergleich zur 1. Stufe. Um die erhöhten Laufradverluste lokalisieren zu können, wurden der Verlustbeiwert ζ_D ausgewertet. Anhand der Auswertung von ζ_D konnte gezeigt werden, dass im Bereich des Laufradeintritts bereits hohe Verluste auftreten. Als Ursa-

chen dieser Verluste im Laufradeintritt konnten unter anderem eine ungleichmäßige Zuströmung, Wirbelgebiete und auch Strömungsablösungen identifiziert werden.

Die Verluste in der 2. Stufe können durch unterschiedliche Maßnahmen beeinflusst werden. So kann eine Verlängerung der Zuleitung vor der 2. Stufe oder die Integration eines Sterngleichrichters die Zuströmbedingungen für die 2. Stufe verbessern und die Verluste im Eintrittsbereich minimieren. Dies wirkt sich insbesondere bei hohen Volumenströmen positiv auf den Wirkungsgrad aus.

Des Weiteren ist durch die Anpassung der Laufradbreite eine Abnahme der Verluste innerhalb des Laufrads möglich. Bei einer Verbreiterung des Laufrads um 20 % kann beim Volumenstrom von 60 m³/min der Wirkungsgrad um über 30 % gesteigert werden. Allerdings wird durch diese Maßnahme das gesamte Betriebsverhalten des Ventilators und auch des Verbunds verändert, weshalb eine Anpassung des Gehäuses an das veränderte Laufrad notwendig sein kann.

6.7 Untersuchung weiterer Verbundkombinationen

Ausgehend von den vorherigen Ergebnissen werden im Folgenden drei weitere Gerätekombinationen untersucht. Die Laufradabmessungen und Betriebsdaten der verwendeten Geräte sind in Tabelle 6.5 aufgeführt.

	S-XP 240/40	HRD 60 Boosted
Nennbetriebspunkt [m ³ /min] [Pa]	30 15.500	35 13.200
Laufradbreite [mm]	40	25
Außendurchmesser Laufrad [mm]	240	378
Antriebsdrehzahl [U/min]	12.000	7.500
Flächenverhältnis Schaufelvorderkante zu Eintrittsöffnung	1,97	1,0

Tabelle 6.5: Laufradabmessungen und Betriebsdaten von S-XP 240/40 und HRD 60 Boosted

Der Volumenstrom im Nennbetriebspunkt des S-XP 240/40 liegt mit ca. 30 m³/min in einer vergleichbaren Größenordnung wie beim HRD 60 Boosted. Allerdings weichen die Abmessungen des verwendeten Laufrads im S-XP 240/40 mit einem Außendurchmesser von 240 mm und der Laufradbreite von 40 mm deutlich von denen des HRD 60 Boosted ab. Die Antriebsdrehzahl beim S-XP 240/40 beträgt 12.000 1/min und ist somit 60 % höher als beim HRD 60 Boosted (7.500 1/min). Das Flächenverhältnis von der Schaufelvorderkante (gemäß dem Kapitel 6.5) zur Eintrittsöffnung im Laufrad beträgt bei diesem Gerätetyp 1,97. Zunächst wird ein Verbundbetrieb bestehend aus zwei S-XP 240/40 untersucht. Neben dem reinen Verbundbetrieb aus zwei S-XP 240/40 Geräten

werden Verbundbetriebe bestehend aus je einem HRD 60 Boosted und einem S-XP 240/40, die wechselseitig als 1. Stufe und 2. Stufe im Verbund angebracht sind, untersucht. Die nachfolgend gezeigten Ergebnisse wurden mit vergleichbaren Einstellungen hinsichtlich Randbedingungen und Netzauflösung wie in den vorherigen Kapiteln erzeugt.

6.7.1 Verbundbetrieb aus 2 x S-XP 240/40

Die lufttechnischen Daten wie Wirkungsgrad und Totaldruckerhöhung des Verbundbetriebs bestehend aus zwei Geräten des Typs S-XP 240/40 sind in Bild 6.28 zusammengefasst. Der maximale lufttechnische Wirkungsgrad des Gesamtsystems mit ca. 62,5 % befindet sich bei 30 m³/min, siehe Bild 6.28 a). Die Wirkungsgrade des Gesamtsystems, der 1. Stufe und der 2. Stufe liegen über den gesamten Betriebsbereich in ähnlichen Größenordnungen. Eine massive Abnahme des Wirkungsgrads in der 2. Stufe bei hohen Volumenströmen ist nicht zu beobachten. Der Verlauf des Totaldrucks über dem Volumenstrom im Gesamtsystem, der 1. Stufe und der 2. Stufe ist in Bild 6.29 b) dargestellt. Beim Vergleich der Totaldruckerhöhung zwischen der 1. Stufe und der 2. Stufe ist ein deutlicher Unterschied der Druckerhöhung in den einzelnen Stufen erkennbar. Lediglich im Betriebspunkt bei 55 m³/min ist die Druckerhöhung in beiden Stufen annähernd gleich. Auf die Simulation des Betriebspunkts bei 60 m³/min wurde verzichtet, da bei diesem Volumenstrom der statische Druck des Gesamtsystems unterhalb des Umgebungsdrucks liegt.

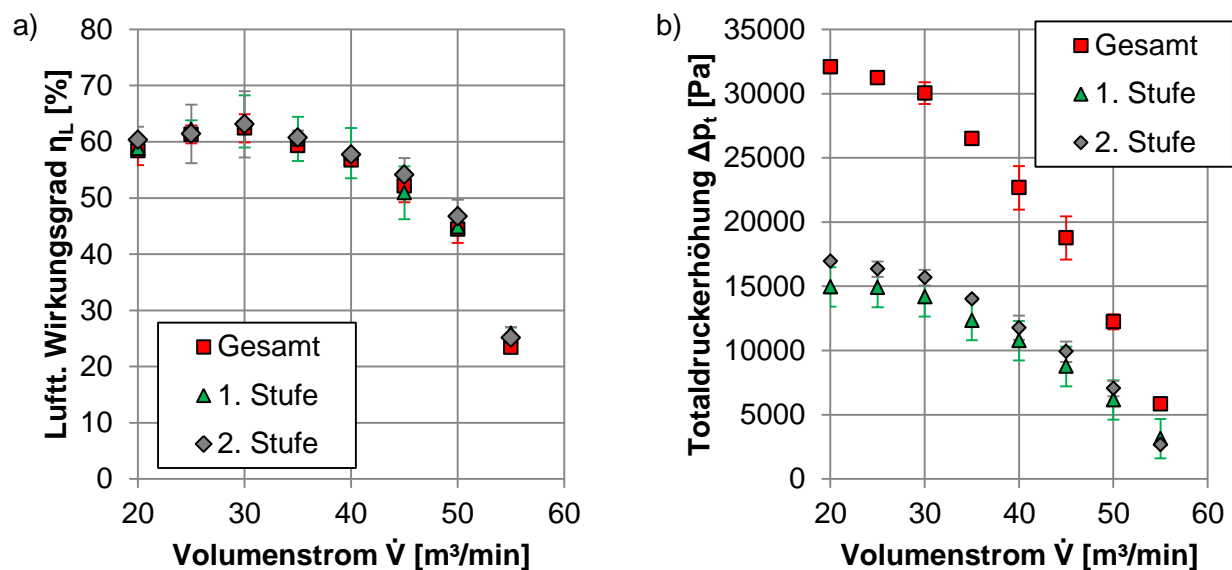


Bild 6.28: a) Lufttechnischer Wirkungsgrad und b) Totaldruckerhöhung über dem Volumenstrom im Verbundbetrieb aus 2 x S-XP 240/40

Die Auswertung der indirekten Dissipationsleistung ist in Bild 6.29 dargestellt. Die Verluste im Gesamtsystem und in den Laufrädern der 1. und der 2. Stufe steigen mit dem Volumenstrom annähernd quadratisch an (siehe Bild 6.29 a)). Beim Vergleich der Verluste der Laufräder zeigt sich, dass die 2. Stufe ebenfalls die höheren Verluste aufweist (dies war auch beim Verbund aus 2 x HRD 60 Boosted zu beobachten, vgl. Bild 6.6 a)). Allerdings betragen die prozentualen Abweichungen bei einem Volumenstrom von 55 m³/min weniger als 23 %, wohingegen die Unterschiede zwischen 1. und 2. Stufe beim Verbund aus 2 x HRD 60 Boosted deutlich höher waren (vgl. Bild 6.6 a)).

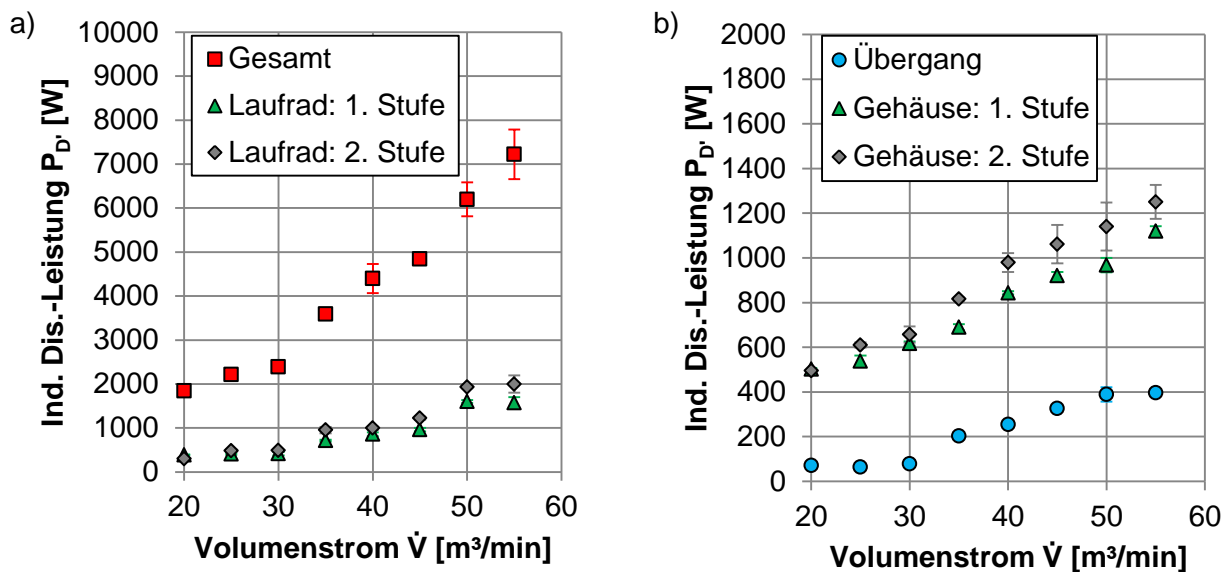


Bild 6.29: Indirekte Dissipationsleistung im a) Gesamtsystem, Laufrad der 1. Stufe, Laufrad der 2. Stufe und b) Gehäuse der 1. Stufe, Gehäuse der 2. Stufe und dem Übergang aufgetragen über dem Volumenstrom

Die Verluste innerhalb der beiden Gehäuse verlaufen ähnlich (siehe Bild 6.29 b)). Dennoch sind die Verluste innerhalb des Gehäuses der 2. Stufe im Vergleich zur 1. Stufe höher. Insgesamt kommt es durch die höhere Drehzahl und den damit verbundenen höheren Strömungsgeschwindigkeiten im Vergleich zum HRD 60 Boosted auch zu einer Zunahme der indirekten Dissipationsleistung.

In Bild 6.30 ist der prozentuale Verlust $P_{D',rel}$ über dem dimensionslosen Laufraddurchmesser D_+ von der Laufradachse ($D_+ = 0$) bis zum Laufradaußendurchmesser D_2 ($D_+ = 1$) aufgetragen. Ausgewertet werden die Betriebspunkte bei Volumenströmen von 35 m³/min und 55 m³/min. An der Schaufelvorderkante beträgt der prozentuale Verlust in der 2. Stufe bei 55 m³/min ca. 10 % der gesamten Laufradverluste. Bei den anderen Verläufen liegen die Verluste unterhalb von 10 %. Somit zeigt sich, dass der Eintrittsbereich einen vergleichsweise geringen Anteil der Gesamtverluste im Laufrad erzeugt.

Zum Vergleich ist der Verlust im Verbundbetrieb aus 2 x HRD 60 Boosted bei einem Volumenstrom von 35 m³/min nochmals aufgeführt.

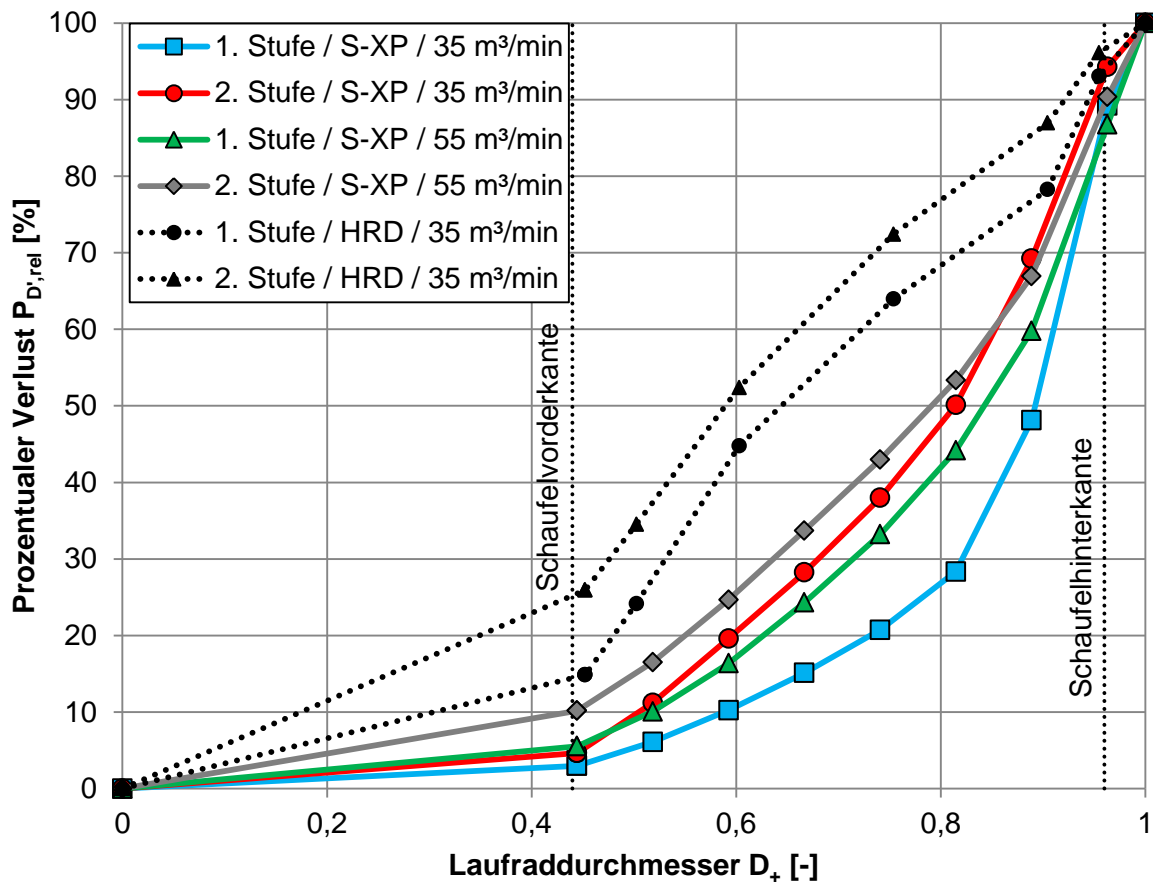


Bild 6.30: Vergleich der prozentualen Verlustverteilung $P_{D_+,rel}$ über dem Laufraddurchmesser D_+ im Verbundbetrieb 2 x S-XP 240/40

Die Verluste in den Laufrädern der einzelnen Stufen des S-XP 240/40 nehmen nahezu quadratisch über dem dimensionslosen Laufraddurchmesser D_+ zu. Dies führt dazu, dass oberhalb eines dimensionslosen Laufraddurchmessers $D_+ = 0,81$ ca. 50 – 70 % (je nach Stufe und Volumenstrom) der Verluste entstehen. Die Auswertung der indirekten Dissipationsleistung für die einzelnen Laufraddurchmessern ist in Bild 6.31 dargestellt.

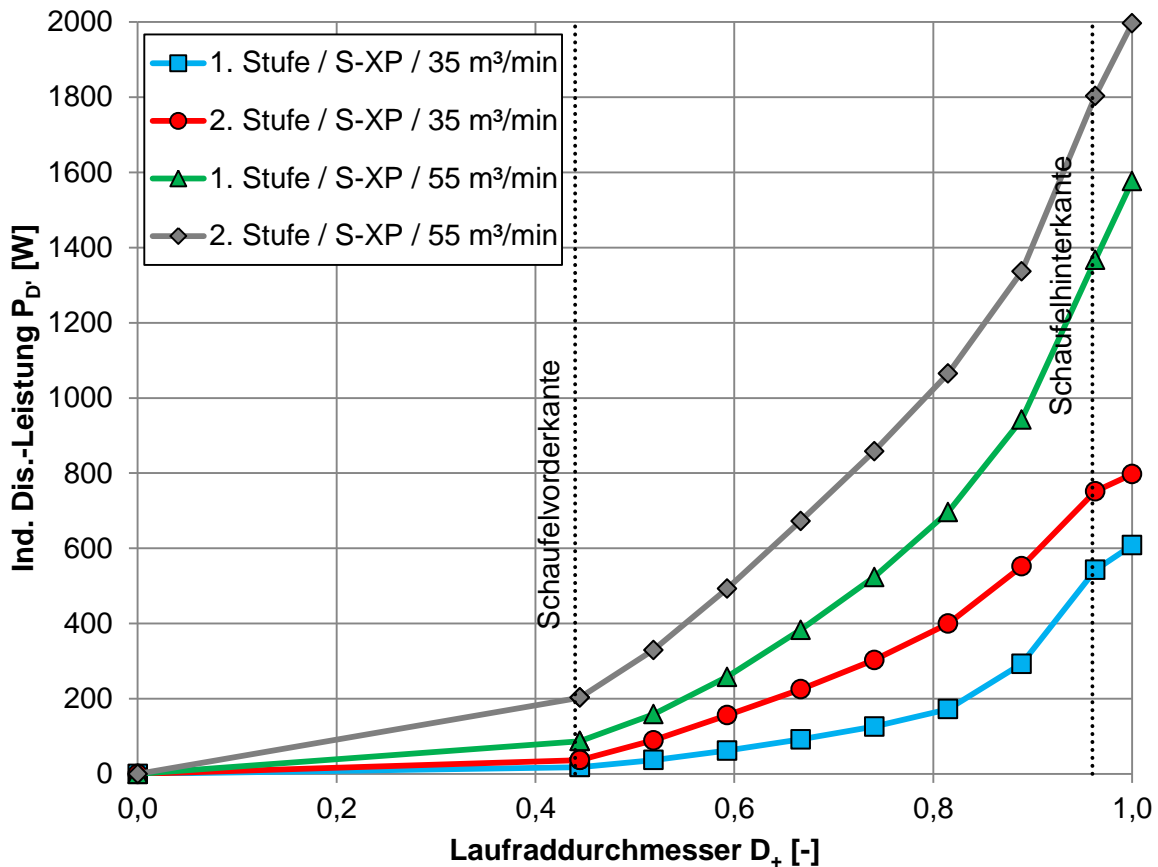


Bild 6.31: Indirekte Dissipationsleistung über dem Laufraddurchmesser D_+ im Verbundbetrieb 2 x S-XP 240/40

Die indirekte Dissipationsleistung wird ausschlaggebend durch den Volumenstrom beeinflusst. Die Anordnung des Geräts innerhalb des Verbunds (als 1. Stufe oder 2. Stufe) wirkt sich bei identischem Volumenstrom geringer aus, wie der Vergleich von blauer zu grüner Kennlinie bzw. blauer zu roter Kennlinie in Bild 6.31 zeigt. Des Weiteren hat sich im Vergleich zum Laufrad des HRD 60 Boosted gezeigt, dass die prozentuale Verlustverteilung innerhalb des Laufrads einen qualitativ anderen Verlauf annimmt. Insbesondere oberhalb des Laufraddurchmessers $D_+ = 0,81$ entstehen im Laufrad des S-XP 240/40 anteilig hohe Verluste.

Die Auswertung der Geschwindigkeitsvektoren in der Ebene mittig zwischen Trag- und Deckscheibe in Bild 6.32 zeigt, dass sowohl in der 1. Stufe als auch in der 2. Stufe die Strömung starke Ablösungen an der Saugseite aufweisen.

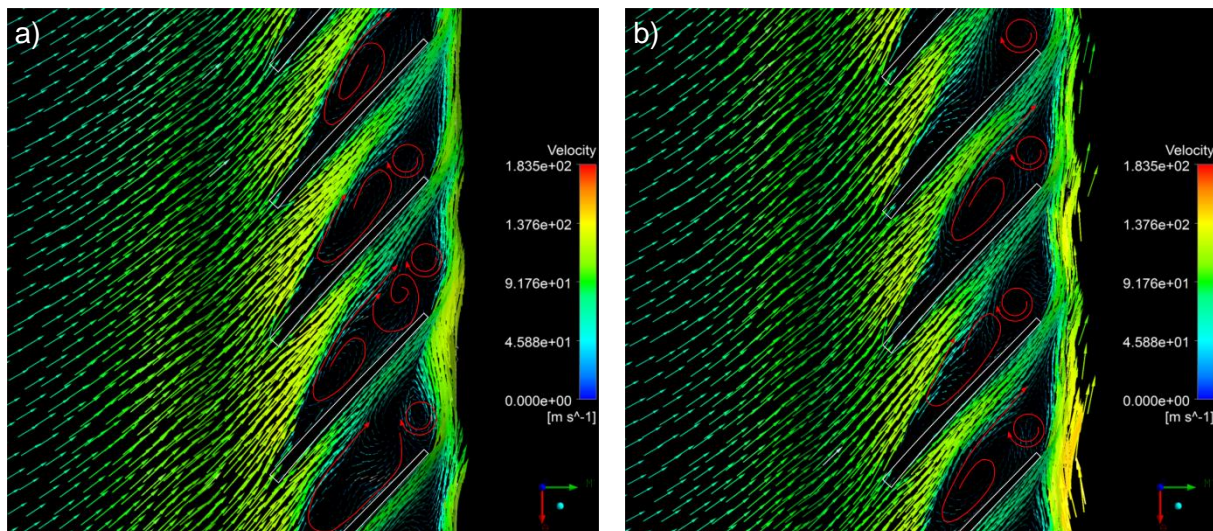


Bild 6.32: Darstellung der Geschwindigkeitsvektoren in der abgewickelten Ansicht mittig zwischen Trag- und Deckscheibe in der a) 1. Stufe und der b) 2. Stufe bei einem Volumenstrom von 35 m³/min im Verbund 2 x S-XP 240/40

Diese Ablösungen verengen den Strömungsquerschnitt und verursachen dadurch hohe Verluste. Vergleichbare Strömungsablösungen finden sich auch bei einem Volumenstrom von 30 m³/min (im Nennbetriebspunkt des S-XP 240/40). Die Auswertungen werden bei 35 m³/min durchgeführt, um eine Vergleichbarkeit zwischen dem HRD 60 Boosted und dem S-XP 240/40 zu ermöglichen.

Im Vergleich zur abgewickelten Ansicht im HRD 60 Boosted (siehe Bild 6.12) zeigt sich, dass die Ablösungen im Verbund des S-XP 240/40 den Strömungsverlauf stärker beeinflussen. Die Verengung des Strömungskanals infolge dieser Ablösungen beträgt an der Schaufelhinterkante über 50 % des vorhandenen Querschnitts. Außerdem entstehen die Ablösungen bereits unmittelbar an der Schaufelvorderkante. Der Verlauf des Totaldrucks in der 1. und der 2. Stufe in der abgewickelten Ansicht ist im Anhang A.4 beigefügt. Vergleichbar zu den Ergebnissen im Verbund des HRD 60 Boosted sind auch im Totaldruckverlauf beim S-XP 240/40 Störungen in der 2. Stufe zu erkennen, die sich bis in den beschauelten Teil des Laufrads erstrecken.

In Bild 6.33 ist die Verteilung von ζ_D im Kanalquerschnitt im Bereich der Schaufelvorder- und Schaufelhinterkante in der 1. und 2. Stufe bei einem Volumenstrom von 35 m³/min dargestellt. Die Farbskalierung ist für alle Flächen identisch gewählt und logarithmisch aufgetragen.

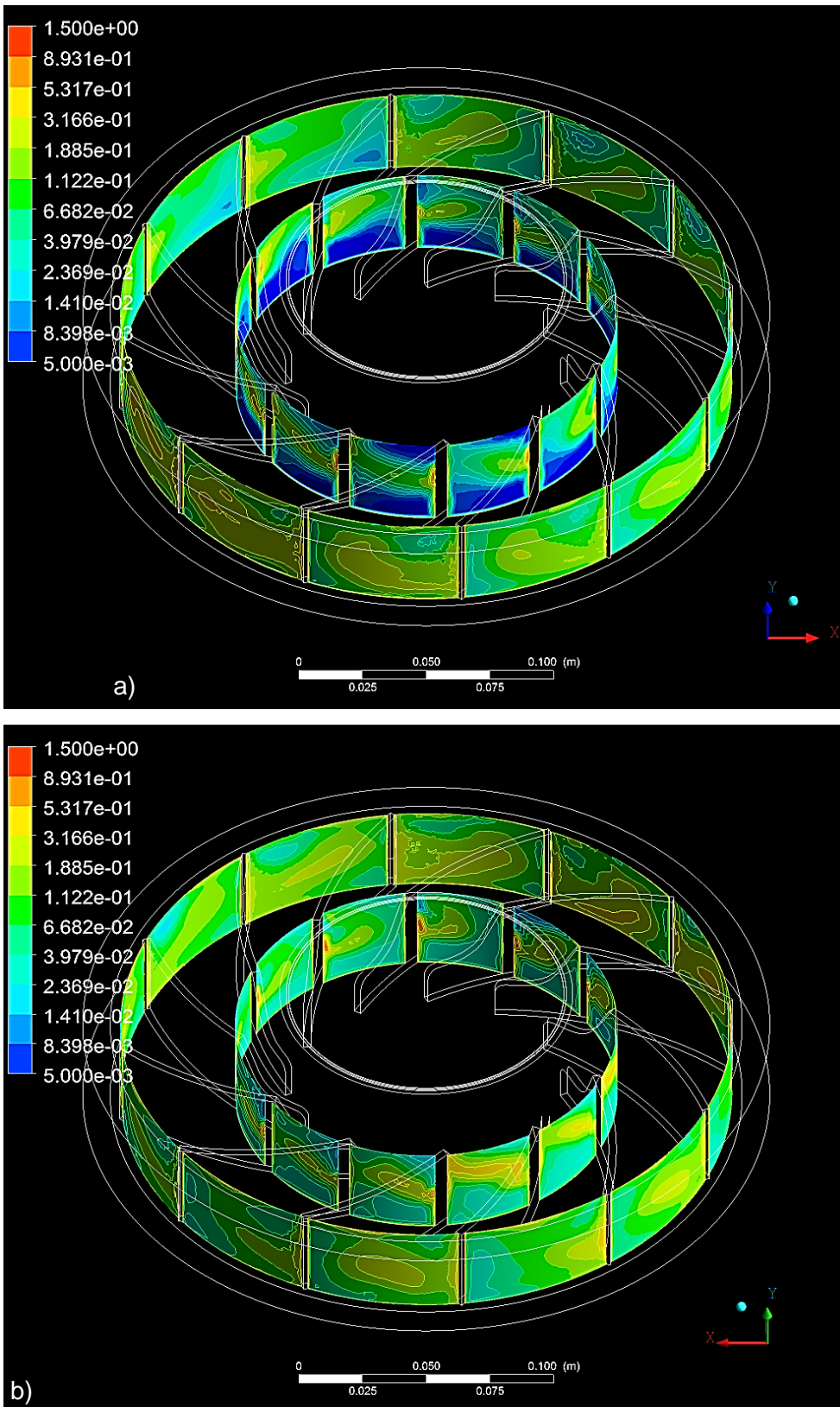


Bild 6.33: Verlauf von ζ_D über den Schaufelkanälen im Bereich der Schaufelvorderkante und der Schaufelhinterkante in der a) 1. Stufe und b) 2. Stufe bei einem Volumenstrom von 35 m³/min im Verbund 2 x S-XP 240/40

An der Schaufelvorderkante der 1. Stufe nimmt der Verlustbeiwert ζ_D niedrige Werte an. Insbesondere im Bereich der Tragscheibe mit Ausnahme der Grenzschicht ist der Verlustbeiwert kleiner als 0,005. Lediglich an der Saugseite am Schaufeleintritt können erhöhte Verlustbeiwerte identifiziert werden. Begründen lässt sich dies anhand eines Wirbels am Eintritt in den Schaufelkanal, der vergleichbar zum HRD 60 Boosted ausgebildet ist. An der Schaufelhinterkante der 1. Stufe treten mittig im Schaufelkanal die höchsten Verlustbeiwerte auf. In Richtung der Druckseite nehmen diese wieder ab.

Die Verlustbeiwerte in der 2. Stufe an der Schaufelhinterkante sind sowohl in der Verteilung als auch betragsmäßig vergleichbar zur 1. Stufe. Im Bereich der Schaufelvorderkante sind die Verlustbeiwerte nahe der Tragscheibe zwar erhöht, die qualitative Verteilung der Verlustbeiwerte zeigt dennoch eine vergleichbare Verteilung wie die 1. Stufe.

Für die vorliegende Verbundkombination aus 2 x S-XP 240/40 kann gezeigt werden, dass die Verluste innerhalb der Laufräder und auch der Gehäuse in den beiden Stufen nur geringfügig voneinander abweichen. Tendenziell sind die Verluste in der 2. Stufe erhöht. Allerdings verlaufen die Wirkungsgrade des Gesamtsystems, der 1. und der 2. Stufe über den gesamten betrachteten Volumenstrombereich in ähnlichen Größenbereichen. Dies gilt auch für die Verteilung der Verluste innerhalb des Laufrads. Eine Erhöhung der Verluste am Eintrittsquerschnitt bei Variation des Betriebspunkts in der 2. Stufe ist nicht festzustellen. Somit bleibt festzuhalten, dass die Strömung des Laufrads bzw. die Strömung im Eintrittsbereich des S-XP 240/40-Laufrads im Vergleich zum Laufrad des HRD 60 Boosted von Störungen nur geringfügig beeinflusst wird.

6.7.2 Verbundbetrieb aus S-XP 240/40 und HRD 60 Boosted

Abschließend erfolgt die Untersuchung zweier Verbundbetriebe, die sich jeweils aus einem HRD 60 Boosted und einem S-XP 240/40 zusammensetzen. Die Auswertungen dieser Verbundbetriebe bestehend aus zwei unterschiedlichen Geräten beschränken sich auf die Volumenströme 35 m³/min und 55 m³/min. Die Ergebnisse der Untersuchungen sind in der Tabelle 6.6 zusammengefasst. In beiden Geräten ist das Serienlaufrad verbaut. Die nachfolgend gezeigten Ergebnisse sind mit vergleichbaren Einstellungen hinsichtlich Randbedingungen und Netzauflösung wie in den vorherigen Kapiteln erzeugt.

	Verbundbetrieb A 1. Stufe: S-XP 240/40 2. Stufe: HRD 60 Boosted	Verbundbetrieb B 1. Stufe: HRD 60 Boosted 2. Stufe: S-XP 240/40
Volumenstrom: 35 m³/min		
Ges. Wirkungsgrad (stationär)	64,2 %	67,9 %
Totaldruckerhöhung	25.378 Pa	26.930 Pa
Volumenstrom: 55 m³/min		
Ges. Wirkungsgrad (stationär)	39,2 %	56,3 %
Totaldruckerhöhung	9.953 Pa	15.956 Pa

Tabelle 6.6: Ergebnisse des Verbundbetriebs aus S-XP 240/40 und HRD 60 Boosted

Bei einem Volumenstrom von 35 m³/min zeigt sich, dass der Verbundbetrieb B einen um 3,7 % höheren Wirkungsgrad erreicht als der Verbundbetrieb A. Des Weiteren ist auch die Totaldruckerhöhung im Verbundbetrieb B um ca. 1.500 Pa höher. Bei einem Volumenstrom von 55 m³/min vergrößert sich diese Differenz zwischen den beiden Ausführungen. Der Verbundbetrieb B erreicht einen Wirkungsgrad von 56,3 % bei einer Druckerhöhung von 16.000 Pa, wohingegen mit dem Verbundbetrieb A lediglich ein Wirkungsgrad von ca. 40 % bei einer Druckerhöhung von 10.000 Pa erzielt wird. Die prozentuale Verlustverteilung im Laufrad der 2. Stufe beim Verbundbetrieb A zeigt das Bild 6.34.

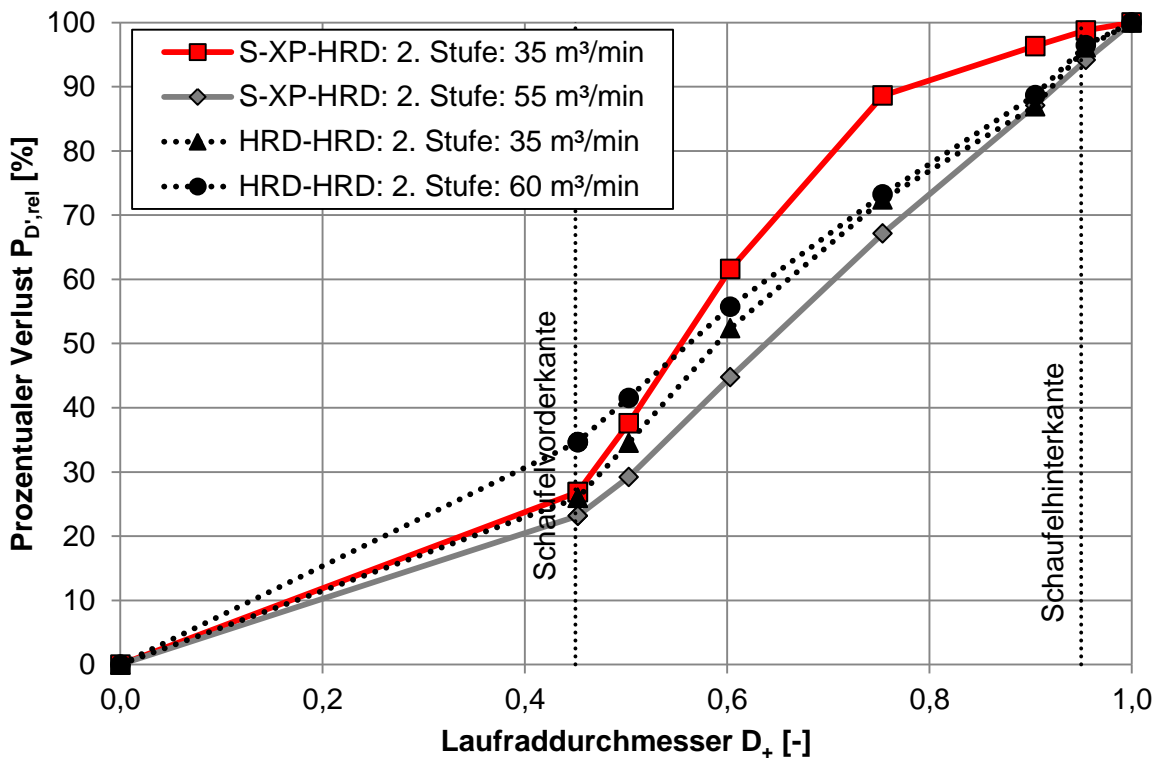


Bild 6.34: Prozentuale Verlustverteilung $P_{D',rel}$ über dem dimensionslosen Laufraddurchmesser D_+ im Verbundbetrieb A (1. Stufe: S-XP 240/40 und 2. Stufe: HRD 60 Boosted)

Zum Vergleich sind nochmals die Verlustverläufe der 2. Stufe aus dem Verbundbetrieb mit 2 x HRD 60 Boosted aufgeführt. Bei dieser Verbundkombination tragen die prozentualen Verluste am Laufradeintritt mit über 20 % zu den gesamten Laufradverlusten bei. Bei einem Volumenstrom von 35 m³/min ist die Zunahme der Verluste nach der Schaufelvorderkante im Vergleich zum Verbundbetrieb 2 x HRD 60 Boosted erhöht. Bei einem Volumenstrom von 55 m³/min stellt sich nach der Schaufelvorderkante eine lineare Zunahme der prozentualen Verluste über dem Laufraddurchmesser ein.

Die prozentuale Verlustverteilung im Laufrad der 2. Stufe beim Verbundbetrieb B zeigt das Bild 6.35. Zum Vergleich sind nochmals die Verlustverläufe der 2. Stufe aus dem Verbundbetrieb mit 2 x S-XP 240/40 aufgeführt. Die Eintrittsverluste liegen auch bei dieser Verbundkombination in der 2. Stufe unterhalb von 10 % der gesamten Laufradverluste. Erst ab einem Laufraddurchmesser $D_+ = 0,8$ steigen bei beiden Volumenströmen die Verluste stark.

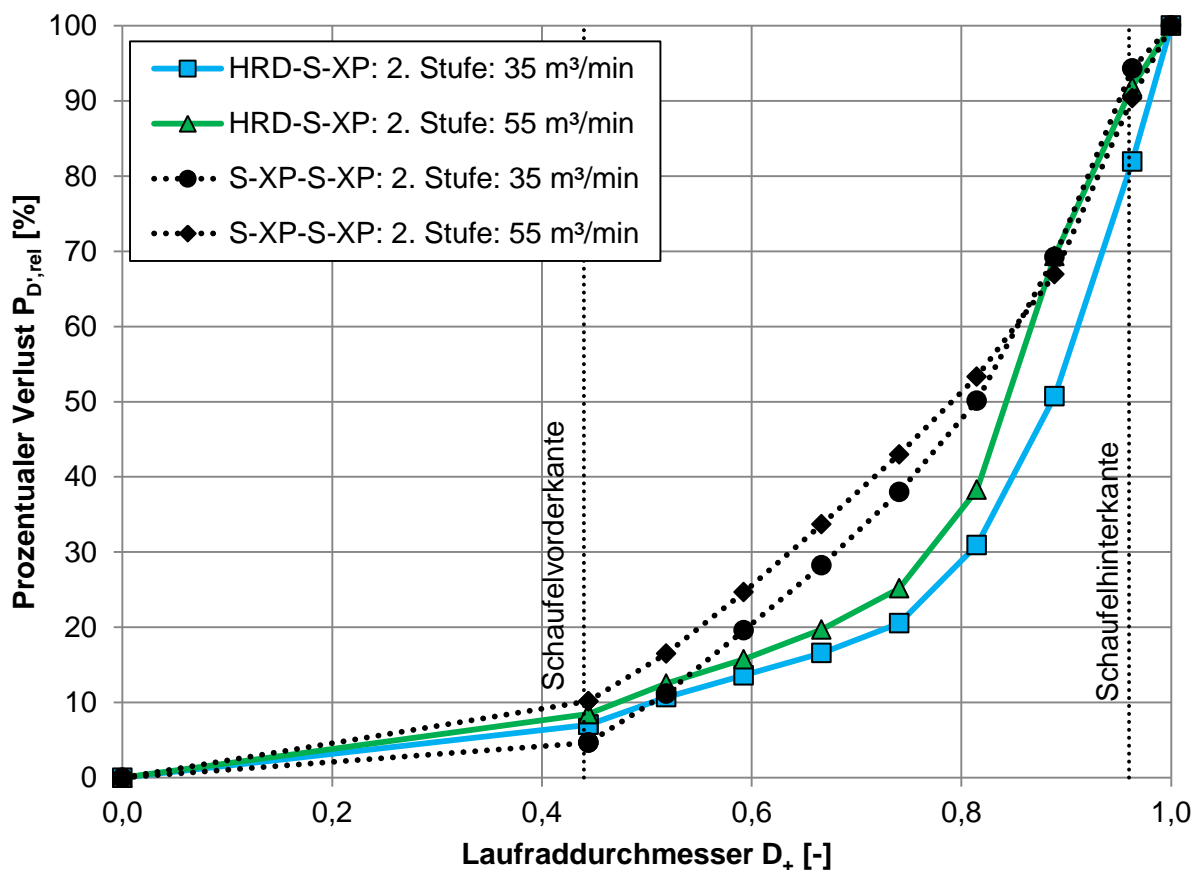


Bild 6.35: Prozentuale Verlustverteilung $P_{D_+,rel}$ über dem dimensionslosen Laufraddurchmesser D_+ im Verbundbetrieb mit 1. Stufe HRD 60 Boosted und 2. Stufe: S-XP 240/40

Wie die vorliegenden Ergebnisse belegen, können bei einem Verbundbetrieb, bestehend aus unterschiedlichen Geräten, je nach Anordnung teilweise hohe Unterschiede in der Leistungsfähigkeit entstehen. Wie bereits bei den reinen Verbundbetrieben aus HRD 60 Boosted (siehe das Kapitel 6.4) und S-XP 240/40 (siehe das Kapitel 6.6.1) untersucht wurde, beeinflusst insbesondere der Eintrittsverlust am Laufrad der 2. Stufe die Eigenschaften des Verbundbetriebs. Dies kann durch die Untersuchung an gemischten Verbundbetrieben in diesem Kapitel nochmals bestätigt werden. Somit kann zusammengefasst werden, dass es Geräte gibt, die sich besser für einen Verbundaufbau eignen. Die Verwendung des S-XP 240/40 als 2. Stufe zeigt deutlich geringere Auswirkungen auf die Betriebsweise des Geräts. Beim HRD 60 Boosted führt eine Störung am Eintritt zu deutlichen Beeinträchtigungen der Betriebsweise.

Anhand der untersuchten Kombinationen lässt sich für den allgemeinen Fall der Auslegung eines Verbundbetriebs ableiten, dass insbesondere auf die Zuströmbedingungen der nachgeschalteten Stufen geachtet werden sollte. Dies hat zunächst nichts mit der Auswahl des Ventilators selbst zu tun, kann dessen Verhalten im Verbund dennoch erheblich beeinflussen. Für die verwendeten Geräte im Verbund sollte das Flächenverhältnis am Eintritt geprüft werden. Ein Flächenverhältnis oberhalb von 1,0 führt zu einer Reduzierung der Strömungsgeschwindigkeit im Eintrittsbereich und damit zu einer Reduzierung der Laufradverluste.

7 Experimentelle Validierung

Für die experimentelle Validierung der vorgestellten numerischen Untersuchungen stehen die Verbundbetriebe aus dem Kapitel 3 zur Verfügung. Die Messergebnisse sind entsprechend [DIN EN ISO 5801 2011] auf Normbedingungen umgerechnet. Alle für den Verbundbetrieb untersuchten Geräte wurden zuvor auch einzeln vermessen, um Einflüsse auf das Ergebnis des Verbunds aufgrund des unterschiedlichen Betriebsverhaltens der Einzelgeräte auszuschließen. Hierbei hat sich gezeigt, dass die Geräte des gleichen Typs innerhalb der Messtoleranz dieselben Leistungswerte aufweisen. Nachfolgend werden die lufttechnischen Untersuchungen ausgewertet.

7.1 Verbundbetrieb aus 2 x S-XP 240/40

Die Ergebnisse der Totaldruckerhöhung und des Gesamtwirkungsgrads sind in Bild 7.1 dargestellt. Aufgrund der begrenzten Motorleistung ist eine Messung des Verbundbetriebs bis zum maximalen Volumenstrom nicht möglich. Zusätzlich zu den Messergebnissen des Einzelgeräts und des Verbunds wird die analytische Berechnungsmethode validiert.

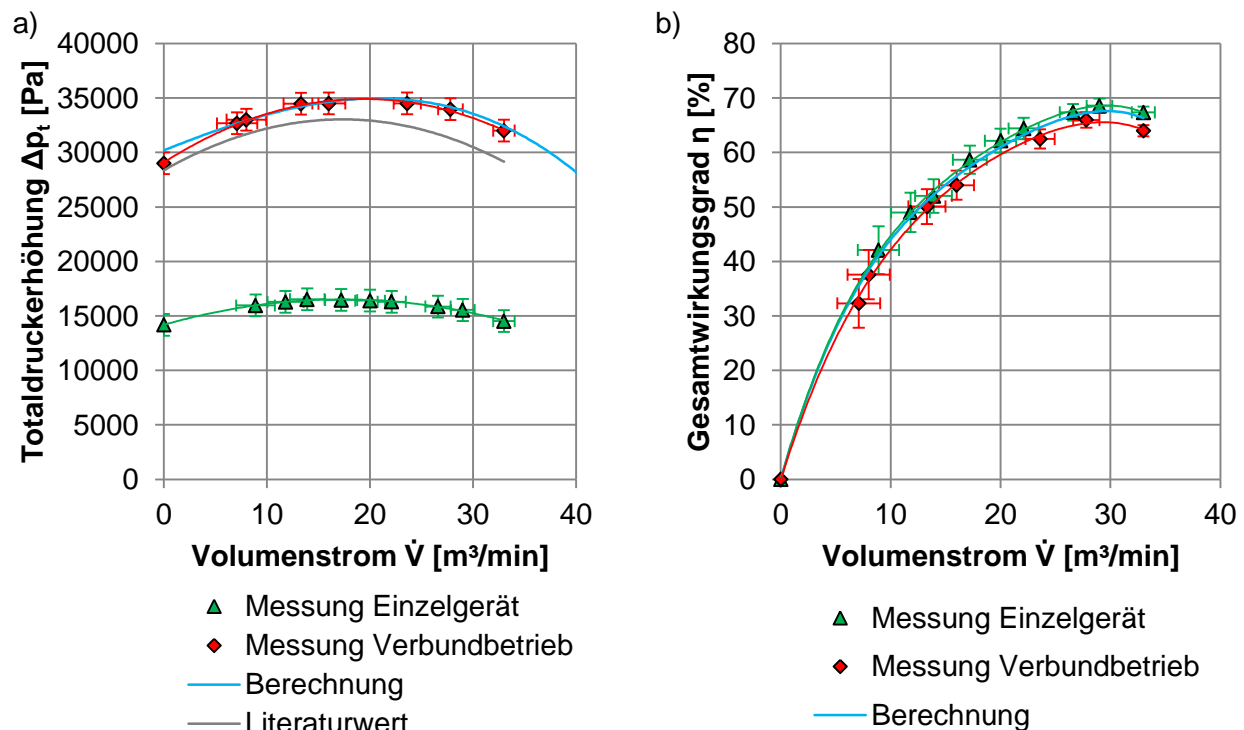


Bild 7.1: Verlauf von a) Totaldruckerhöhung und b) Gesamtwirkungsgrad über dem Volumenstrom beim 2 x S-XP 240/40

Anhand des analytischen Ansatzes aus dem Kapitel 5 lässt sich die Totaldruckerhöhung des Verbunds vorausberechnen (siehe Bild 7.1 a)). Der Verlauf des Wirkungsgrads weist lediglich geringe Abweichungen von der Messung auf. Diese Abweichungen sind darauf zurückzuführen, dass bei der analytischen Auslegung die Verbindung zwischen den Stufen und auch die erhöhten Verluste in der 2. Stufe unberücksichtigt bleiben.

Der maximale Wirkungsgrad sowohl des Einzelgeräts als auch des Verbunds liegt bei einem Volumenstrom von ca. 30 m³/min. Dies wurde bereits in den numerischen Untersuchungen bestätigt, vgl. Bild 6.28. Allerdings wird sowohl der Wirkungsgrad als auch die Totaldruckerhöhung in den numerischen Simulationen unterschätzt. Dieses Verhalten wurde bereits zu Beginn in Kapitel 6 beim Verbundbetrieb aus 2 x HRD 60 Boosted beobachtet. Diese Abweichungen zwischen Messung und Simulation sind auch in [LUCIUS13] oder [WALTER17] zu beobachten. Insgesamt bleibt festzuhalten, dass der Totaldruckaufbau durch die analytische Berechnungsmethode mit ausreichender Genauigkeit abgebildet werden kann. Außerdem verringert sich der Wirkungsgrad in den Messergebnissen zwischen Einzelgerät und Verbund nur minimal (3 – 4 %). Somit lässt sich die Feststellung aus den numerischen Untersuchungen, dass die Strömung im Laufrad des S-XP 240/40 nur geringfügig durch Störungen am Eintritt beeinflusst wird, experimentell bestätigen.

7.2 Verbundbetrieb aus S-XP 240/40 und HRD 60 Boosted

Abschließend erfolgt die experimentelle Untersuchung des Verbundbetriebs aus zwei unterschiedlichen Geräten. Die Ergebnisse der Totaldruckerhöhung und des Wirkungsgrads sind in Bild 7.2 dargestellt. Aufgrund der begrenzten Motorleistung ist auch bei diesen Verbundkombinationen eine Messung bis zum maximalen Volumenstrom nicht möglich. Zusätzlich sind die Ergebnisse der analytischen Berechnung eingetragen. Bei analytischen Berechnungen beeinflusst die Anordnung der Geräte die Verläufe der Totaldruckerhöhung und des Wirkungsgrads nur geringfügig. Aus diesem Grund wird nur ein analytisches Berechnungsergebnis für einen Verbund aufgeführt.

Beim Vergleich der Totaldruckerhöhung zwischen den verschiedenen Anordnungen zeigt sich, dass der Verbundbetrieb mit dem S-XP 240/40 als 2. Stufe deutlich höhere Totaldrücke erzeugt. Bei einem Volumenstrom von 34 m³/min beträgt die Differenz ca. 1.500 Pa. In den numerischen Untersuchungen wurde eine Differenz in einer vergleichbaren Größenordnung berechnet (1.552 Pa). Allerdings sind die Absolutwerte von

Totaldruck und Wirkungsgrad in der Messung höher als in den numerischen Untersuchungen.

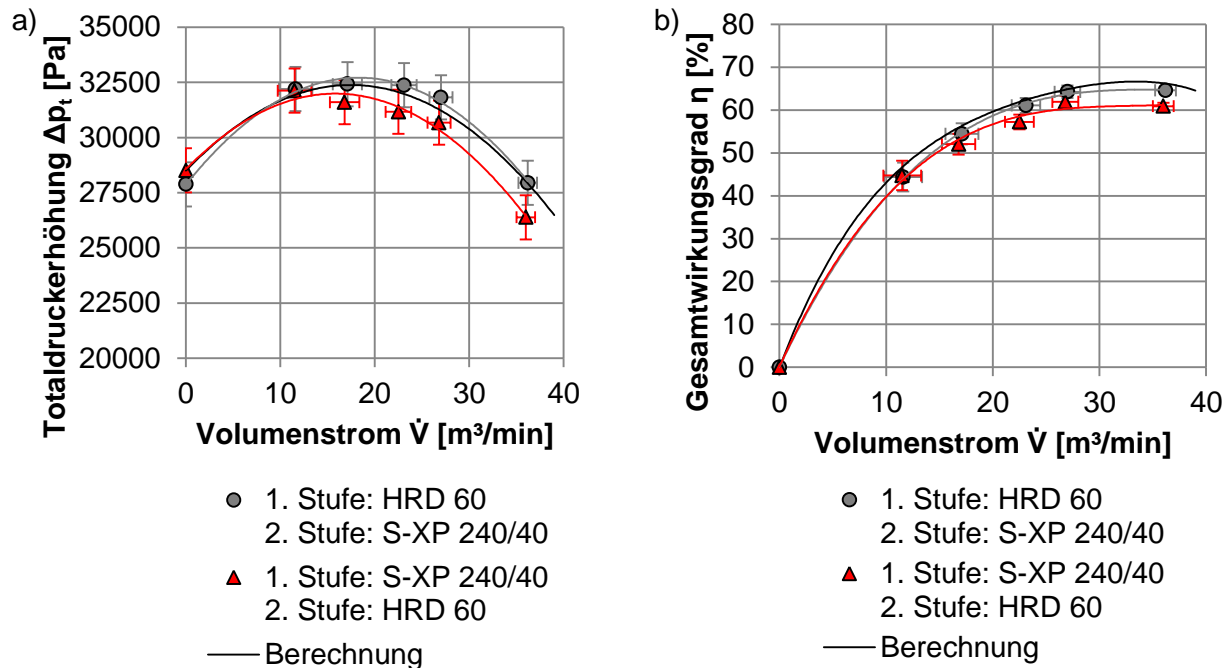


Bild 7.2: Verlauf von a) Totaldruck und b) Gesamtwirkungsgrad über dem Volumenstrom beim Verbundbetrieb aus S-XP 240/40 und HRD 60 Boosted

Die vorliegenden Ergebnisse bestätigen, dass bei Verwendung von zwei unterschiedlichen Geräten die Anordnung signifikante Auswirkungen auf die Leistungsfähigkeit des Verbundbetriebs hat. Trotz ähnlichen Nennbetriebspunkten unterscheiden sich die Wirkungsgrade und die Totaldruckerhöhung je nach Anordnung und Volumenstrom deutlich.

7.3 Optimierung der Zuströmung

Neben den reinen Verbundmessungen soll auch eine Optimierungsmaßnahme zur Verbesserung der Zuströmung in der 2. Stufe experimentell validiert werden. Hierfür wurde der Verbundbetrieb aus 2 x HRD 60 Boosted mit und ohne Beruhigungsstrecke untersucht. Die Ergebnisse sind ausführlich in der Studienarbeit [MELEKIDIS16] dokumentiert, die vom Verfasser dieser Arbeit maßgeblich betreut wurde. In Bild 7.3 ist der Verlauf des Wirkungsgrads und der Totaldruckerhöhung über dem Volumenstrom mit und ohne Beruhigungsstrecke dargestellt. Bei einem Volumenstrom von ca. 37 m³/min ist nur eine geringe Verbesserung des Wirkungsgrads durch den Einbau der Beruhigungsstrecke nachzuweisen. Die Totaldruckerhöhung verringert sich bei diesem Volumenstrom durch den Einbau minimal. Bei einem Volumenstrom von 57 m³/min tritt

eine Verbesserung des Wirkungsgrads um ca. 3 % ein und die Totaldruckerhöhung steigt um ca. 500 Pa. Dies zeigt, dass durch den Einbau einer verlängerten Beruhigungsstrecke insbesondere bei hohen Volumenströmen der Wirkungsgrad und auch der Totaldruckaufbau gesteigert werden kann. Allerdings sind die Auswirkungen der Optimierungsmaßnahmen in den Messungen im Vergleich zu den numerischen Berechnungen geringer.

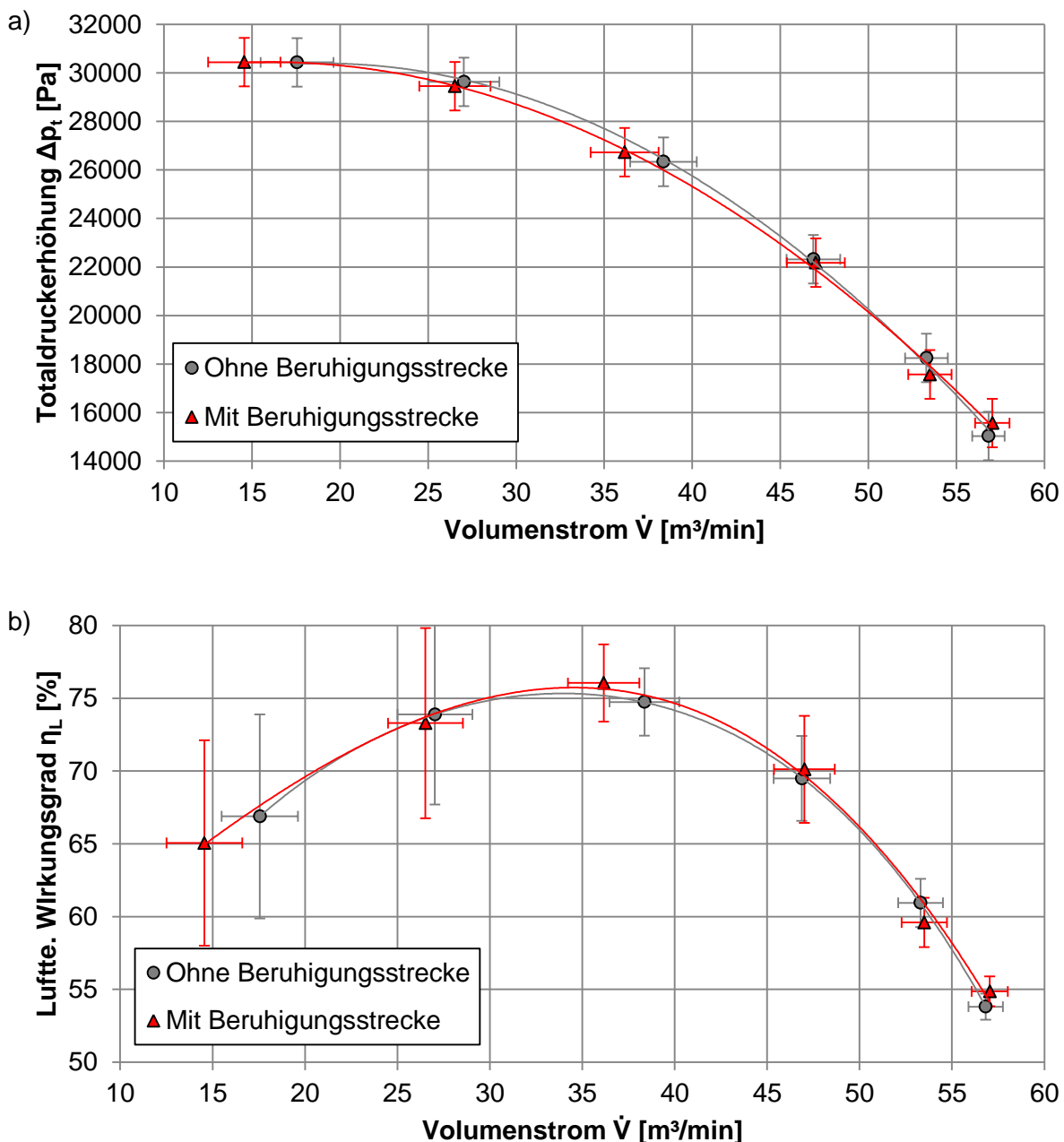


Bild 7.3: Verlauf von a) Totaldruckerhöhung und b) Lufttechnischem Wirkungsgrad über dem Volumenstrom beim Verbundbetrieb 2 x HRD 60 Boosted mit und ohne Beruhigungsstrecke [MELEKIDIS16]

8 Auslegungshinweise für serielle Verbundbetriebe

Die vorgestellten Ergebnisse der Kapitel 5 bis 7 werden abschließend qualitativ zusammengeführt und sollen den Konstrukteur bei der Auslegung von seriellen Verbundbetrieben unterstützen. Hierbei wird auf den Anwendungsfall, die Geräteauswahl und die Ausführung der Verbindungselemente zwischen den Geräten eingegangen. Diese Aufgabenstellungen werden jeweils unter den folgenden Gesichtspunkten analysiert und qualitativ beschrieben:

- Wirkungsgrad / Effizienz
- Flexibilität
- Kosten
- Bauraum
- Veränderungen der Kennlinie

8.1 Szenarien eines Verbundbetriebs

Für die Auslegung eines Verbundbetriebs lassen sich zwei Szenarien unterscheiden. Diese sind einander in Bild 8.1 anhand der zuvor genannten Kriterien gegenübergestellt. Im ersten Szenario handelt es sich um die Erweiterung einer bestehenden Anlage, die bereits über einen Ventilator verfügt. Für einen begrenzten Zeitraum soll zusätzliche Leistung in Form von Druck bzw. Volumenstrom zur Verfügung gestellt werden. Hierfür wird das bisher vorhandene Einzelgerät durch einen zusätzlichen Ventilator zu einem seriellen Verbundbetrieb umgerüstet.

Das zweite Szenario beschreibt die Auslegung eines kompletten Verbundbetriebs. Hierbei können alle Geräte des Verbunds frei gewählt werden.

Für das erste Szenario gilt somit, dass es unter der Annahme, dass das vorhandene Einzelgerät bereits in seinem optimalen Betriebspunkt betrieben wird, durch den seriellen Verbund zu einer Verschiebung des Betriebspunkts hin zu niedrigeren Wirkungsgraden kommt. Des Weiteren ist die Flexibilität durch die Festlegung des vorhandenen Geräts bereits eingeschränkt. Die Kosten sind im Vergleich zu einem komplett neuen Verbundbetrieb geringer, da nur ein neues Gerät und entsprechende Verbindungselemente beschafft werden müssen. Somit ist der zusätzlich notwendige Bauraum geringer. Die Veränderung der Kennliniencharakteristik kann allerdings nur durch das zusätzliche Gerät beeinflusst werden.

Im zweiten Anwendungsfall kann die Kennlinie des Verbunds nahezu beliebig auf die Anlagenkennlinie abgestimmt werden. Somit sind der Wirkungsgrad, die Flexibilität und die Veränderung der Kennlinie durch den Konstrukteur beeinflussbar. Allerdings steigen auch die Kosten, da mindestens zwei Geräte benötigt werden. Der notwendige Bauraum ist für beide Fälle vergleichbar groß.

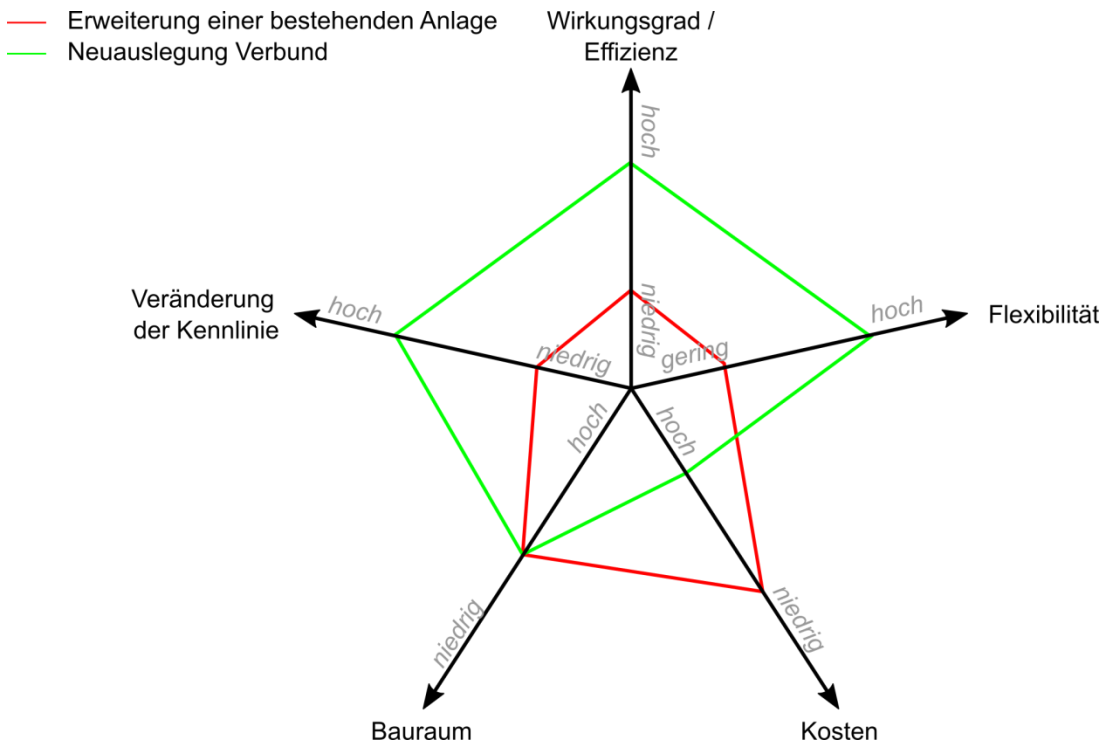


Bild 8.1: Vergleich der unterschiedlichen Anwendungsfälle

Des Weiteren kann der Wirkungsgrad einer bestehenden Anlage durch die Erweiterung zu einem Verbundbetrieb erhöht werden, wenn die Anlage bei niedrigeren Volumenströmen als der Nennvolumenstrom betrieben wird.

8.2 Auswahl der Geräte für den Verbundbetrieb

Geräte, die auf denselben Betriebspunkt ausgelegt sind, können beispielsweise durch die Wahl des Laufradaußendurchmessers und der Drehzahl unterschiedlich ausgeführt sein. Dies wurde bereits in Kapitel 5 bei der Auslegung von drei unterschiedlichen Laufrädern gezeigt. Diese können durch die Durchmesserzahl δ und die Laufzahl σ unterschieden werden. Der Zusammenhang zwischen Durchmesserzahl und Laufzahl ist im Cordier-Diagramm wiederzufinden, vgl. beispielsweise Bild 2.4.

Laufräder mit einer kleinen Durchmesserzahl weisen eine große Laufzahl auf, wohingegen eine große Durchmesserzahl zu einer vergleichsweise kleinen Laufzahl führt.

Bei der Auslegung auf denselben Betriebspunkt besitzen Geräte mit einer kleinen Durchmesserzahl ein kleineres Laufrad als Geräte mit großer Durchmesserzahl. Beide Geräte können dennoch vergleichbare Wirkungsgrade im Nennbetriebspunkt erreichen. Bei Laufrädern mit kleinerer Durchmesserzahl sinkt die Kennlinie fernab des Nennbetriebspunkts meist deutlich ab, sodass die Flexibilität und auch die Veränderung der Anlagenkennlinie geringer sind. Die Kosten zum Aufbau eines Verbundbetriebs sind nahezu identisch. Geräte mit kleinerer Durchmesserzahl sind von den Abmessungen meist kleiner, sodass die Anforderungen an den Bauraum geringer sind.

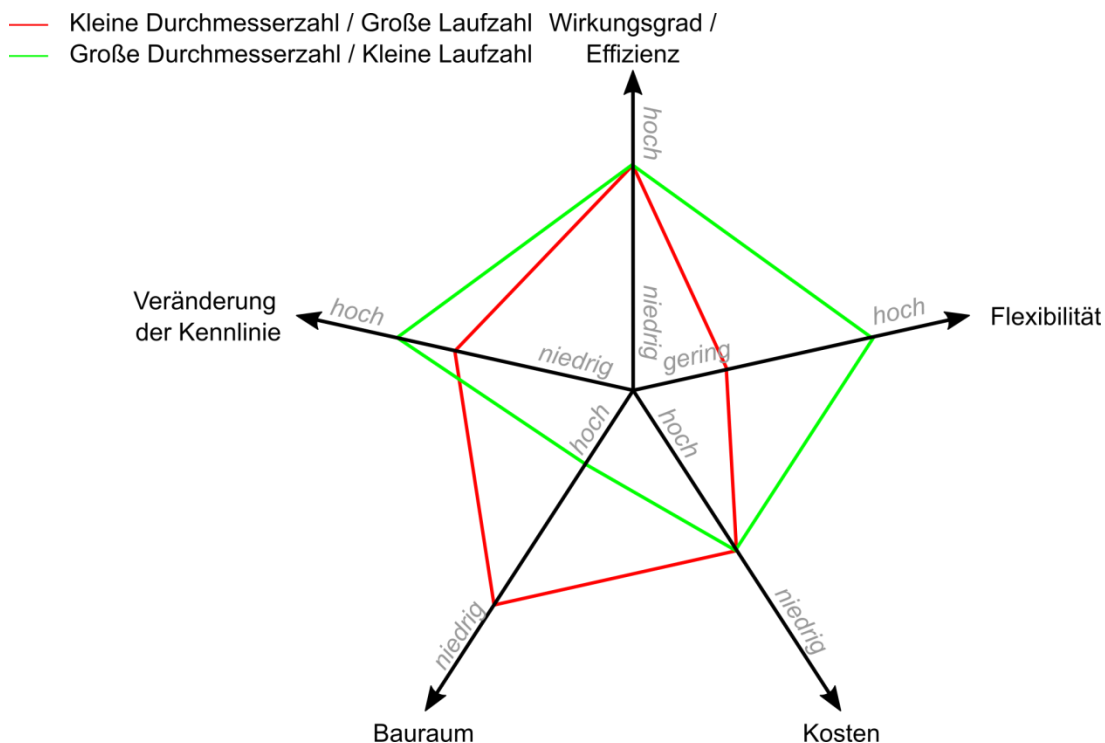


Bild 8.2: Vergleich unterschiedlicher Geräteauslegungen auf denselben Betriebspunkt

Somit bleibt festzuhalten, dass tendenziell eine große Durchmesserzahl für einen Verbundbetrieb besser geeignet ist. Dennoch sollte zunächst vom Konstrukteur eine Abschätzung vorgenommen werden, nach welchen Hauptkriterien der Verbund ausgelegt werden soll.

8.3 Ausführung der Verbindungselemente zwischen den Stufen

Nachdem die passenden Geräte für den geforderten Betriebspunkt ausgewählt sind und die resultierende Kennlinie analytisch berechnet wurde, folgt die Verbindung der einzelnen Geräte. Generell muss der Druckstutzen mit dem Saugstutzen der nachfolgenden Stufen verbunden werden. Mit dem Verbindungselement sollte ein möglichst verlustarmer Übergang zwischen den Stufen hergestellt werden, um die Beeinflussung der

nachfolgenden Stufen gering zu halten. Hierfür gibt es unterschiedliche Möglichkeiten, die innerhalb der Arbeit untersucht wurden. Für die Ausführung der Verbindung sind vier Varianten in Bild 8.3 gegenübergestellt. Neben einer unmittelbaren Verbindung zwischen Druck- und Saugstutzen der Geräte kann eine verlängerte Beruhigungsstrecke oder ein Strömungsgleichrichter in die Verbindung integriert werden. Bei dem Lösungsvorschlag zur Anpassung der Laufradbreite handelt es sich zwar nicht direkt um eine Verbesserung der Zuströmung, allerdings kann dadurch der Einfluss der ungleichmäßigen Zuströmung verringert werden.

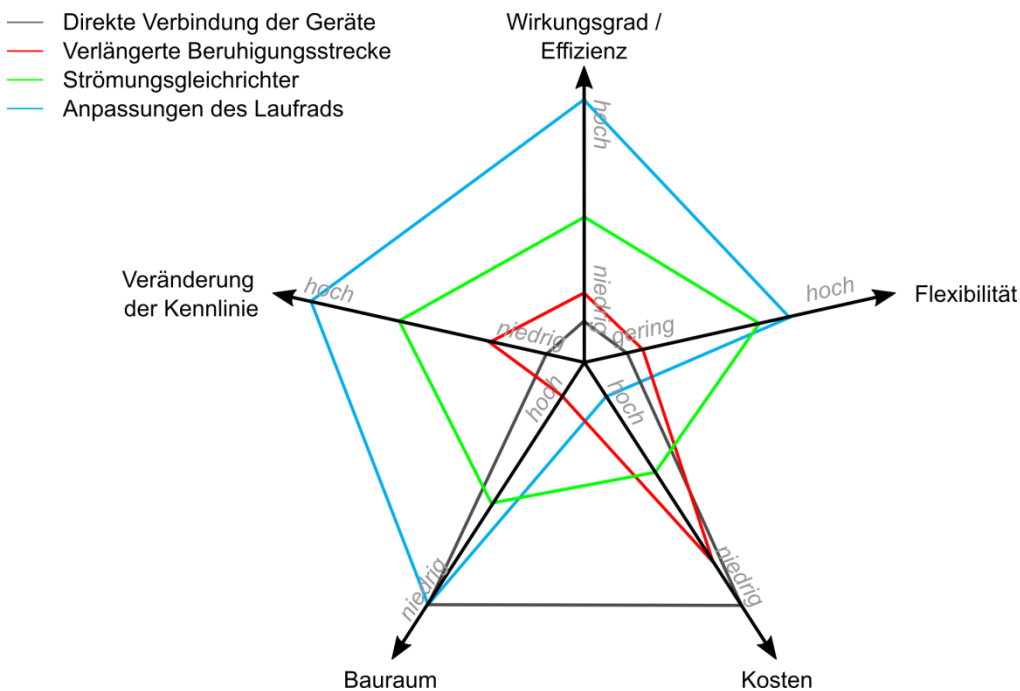


Bild 8.3: Vergleich der Verbindungselemente

Je nach Ausführung des Originallauftrags kann der Wirkungsgrad durch eine Anpassung der Laufradbreite im Vergleich zu einer Optimierung der Zuströmung deutlich gesteigert werden. Unabhängig von einer Modifikation des Laufrads kann der Wirkungsgrad auch durch eine verlängerte Beruhigungsstrecke oder einen Gleichrichter verbessert werden. Anpassungen des Laufrads verursachen höhere Kosten im Vergleich zu einer Integration einer verlängerten Beruhigungsstrecke oder eines Strömungsgleichrichters. Außerdem wird durch das angepasste Laufrad die Charakteristik des Ventilators beeinflusst, sodass sich dessen Betriebsverhalten verändert.

9 Zusammenfassung

Aufgrund ihres Aufbaus werden Radialventilatoren bevorzugt für Anwendungen eingesetzt, bei denen hohe Drücke bei moderaten Volumenströmen gefordert sind. Allerdings ist die Druckerhöhung durch mechanische Vorgaben wie beispielsweise der Festigkeit des verwendeten Materials in Kombination mit dem Durchmesser und der Antriebsdrehzahl begrenzt. Um dennoch höhere Drücke zu erreichen, können Radialventilatoren zu einem seriellen Verbundbetrieb kombiniert werden.

In der Literatur, wie beispielsweise [BOHL83], finden sich zur Auslegung von Radialventilatoren im Verbundbetrieb meist nur theoretische Beschreibungen. Wie die experimentellen Voruntersuchungen gezeigt haben, lassen sich die Totaldruckerhöhung und der Wirkungsgrad von solchen Verbundbetrieben mit den bekannten Methoden aus der Literatur nur unzureichend beschreiben. Deshalb wurde in der vorliegenden Arbeit die serielle Verschaltung von Radialventilatoren analytisch, numerisch und experimentell untersucht und optimiert. Für die Untersuchung wurden Radialventilatoren mit rückwärtsgekrümmten Laufrädern verwendet. Die Laufräder der eingesetzten Ventilatoren besitzen eine planparallele Trag- und Deckscheibe mit kreisbogenförmigen Schaufeln, und die Verbindung zu einem seriellen Verbundbetrieb ist durch Kombination von Einzelgeräten umgesetzt.

Zur analytischen Berechnung wurde ein modifiziertes Auslegungsverfahren entwickelt, das nicht auf der Totaldruckerhöhung des Einzelgeräts basiert, sondern auf der spezifischen Nutzarbeit unter Berücksichtigung der Dichteänderung aufbaut. Für dieses Auslegungsverfahren sind der Druckaufbau über dem Volumenstrom und die Leistungsaufnahme über dem Volumenstrom über den gesamten Leistungsbereich des Einzelgeräts notwendig. Analytische Auslegungsverfahren zur Bestimmung des Nennbetriebspunkts sind in der Literatur zwar vorhanden und auch experimentell validiert, weichen aber mit zunehmender Entfernung vom Nennbetriebspunkt teilweise deutlich von den Messergebnissen ab. Aus diesem Grund wurden experimentelle Messergebnisse von Radialventilatoren analysiert. Durch die Auswertung charakteristischer Kennlinienpunkte wie beispielsweise dem Verhältnis der Druckerhöhung bei einem Volumenstrom von $0 \text{ m}^3/\text{min}$ zur Druckerhöhung im Nennbetriebspunkt konnten Korrelationen in Abhängigkeit der geometrischen Abmessungen hergestellt werden, die eine Berechnung der gesamten Kennlinie ausgehend vom Nennbetriebspunkt ermöglichen.

Mit dieser Auslegungsmethode für Verbundbetriebe wurden drei Laufräder mit unterschiedlichen Lauf- und Durchmesserzahlen auf denselben Betriebspunkt ausgelegt. Anschließend wurden die Eigenschaften der Verbundkennlinien bei mehreren Anlagenwiderständen untersucht. Hierbei wurde gezeigt, dass je nach Verlauf der Anlagenkennlinie sich die Verläufe des Totaldrucks und des Wirkungsgrads über dem Volumenstrom deutlich unterscheiden. Dies muss abhängig vom gewünschten Betriebsverhalten bei der Auslegung von Verbundbetrieben berücksichtigt werden. Außerdem konnte nachgewiesen werden, dass die Geräte in den einzelnen Stufen durch die Verdichtung der Luft in unterschiedlichen Betriebspunkten arbeiten. In Abhängigkeit der Verdichtung der vorherigen Stufen reduzieren sich die Volumenströme durch die nachfolgenden Stufen. Bei den untersuchten Kombinationen war die Abweichung im Volumenstrom zwischen den einzelnen Stufen im Bereich des Nennbetriebspunkts mit am höchsten.

Kann die Anlagenkennlinie nur mit einer gewissen Unsicherheit abgeschätzt werden, sind Geräte mit einer großen Durchmesserzahl besser geeignet, da deren Kennlinie im Bereich des Nennbetriebspunkts meist flacher verläuft im Vergleich zu einem Gerät mit kleiner Durchmesserzahl. Die Erkenntnisse aus der Auslegung von einzelnen Laufrädern wurden abschließend in eine qualitative Betrachtungsweise überführt.

In den numerischen Simulationen wurden insgesamt vier Kombinationen von Verbundbetrieben mit 2 Gerätetypen untersucht. Zwei der Verbundkombinationen bestehen aus zwei identischen Geräten, die anderen beiden Verbundkombinationen aus unterschiedlichen Geräten, die jeweils in ihrer Anordnung getauscht wurden. Es hat sich gezeigt, dass die 1. Stufe des Verbundbetriebs ein vergleichbares Verhalten zum Einzelgerät aufweist. Erst in den nachfolgenden Stufen kommt es zu einem veränderten Verhalten. Analysiert wurde neben den Betriebsdaten wie Totaldruckerhöhung und Wirkungsgrad auch das Verlustverhalten mit Hilfe der Entropieproduktion durch indirekte Dissipation. Anhand dieses Vorgehens konnten das Betriebsverhalten und die Verlustproduktion detailliert untersucht werden. Insbesondere bei den Eintrittsverlusten im Laufrad konnte festgestellt werden, dass das Flächenverhältnis im Bereich der Schaufelvorderkante zur Fläche der Eintrittsöffnung am Laufrad einen wichtigen Parameter darstellt. Bei einem Flächenverhältnis von ca. 1:1 verringern Störungen am Laufradeintritt den Wirkungsgrad bei hohen Volumenströmen erheblich. Des Weiteren wurde gezeigt, dass die Strömung der Laufräder bzw. der Wirkungsgrad bei höherem Flächenverhältnis nur minimal beeinflusst wird, sodass durch eine Erhöhung der Laufradbreite die Eintrittsver-

luste gesenkt werden können. Allerdings führt diese geometrische Anpassung auch zu einer Änderung der gesamten Betriebskennlinie.

Unter Beachtung dieser Kriterien wurde bei der Simulation der Verbundbetriebe mit unterschiedlichen Geräten nachgewiesen, welche Geräteanordnung sich besser für den seriellen Verbundbetrieb eignet. Um die Eintrittsverluste in die nachfolgenden Stufen zu senken, wurden verschiedene Möglichkeiten vorgestellt. Ausgehend von der direkten Verbindung der Druck- und Saugstutzen der beiden Stufen wurden eine verlängerte Beruhigungsstrecke und auch ein Sternleichrichter untersucht. Beide Maßnahmen tragen dazu bei, die Verluste innerhalb der zweiten Stufe zu senken. Die Methode zur Untersuchung der Verlustentstehung durch Entropieproduktion in den unterschiedlichen Laufrädern zeigt außerdem, dass die Verteilung der Verluste innerhalb des Laufrads unterschiedlich ausfällt. Bei den im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Laufrädern hat sich gezeigt, dass bei einem Laufrad mit größerem Außendurchmesser und einer niedrigeren Drehzahl ein Großteil der Verluste bereits im Eintrittsbereich des Laufrads bzw. unmittelbar hinter der Schaufelvorderkante entsteht. Beim Laufrad mit kleinerem Außendurchmesser bei höherer Drehzahl entsteht ein Großteil der Verluste erst im hinteren Bereich des Schaufelkanals.

Die numerischen Ergebnisse der vier untersuchten Kombinationen wurden durch experimentelle Vermessung bestätigt. Hierbei konnte der Nachweis erbracht werden, dass durch eine Optimierung der Verbindung eine Steigerung des Wirkungsgrads und auch der Totaldruckerhöhung des Verbunds erzielt werden kann. Außerdem wurden bei der Verwendung verschiedener Geräte im Verbundbetrieb die Abweichungen hinsichtlich Totaldruckerhöhung und Wirkungsgrad aufgezeigt und damit die Ergebnisse der numerischen Untersuchungen validiert.

Die erzielten Ergebnisse der Auslegung für serielle Verbundbetriebe können bereits in den ersten Entwicklungsschritten eingesetzt werden. Durch die Kenntnis der Anlagenkennlinien und der geometrischen Abmessungen der verwendeten Geräte werden eine verbesserte Berechnung und eine strukturierte sowie nachvollziehbare Festlegung der Kombinationen ermöglicht.

10 Ausblick

Serielle Verbundbetriebe von Radialventilatoren finden bereits seit vielen Jahren praktische Anwendung in unterschiedlichen Industrieanlagen. Konstruktiv ist hierfür lediglich die Festlegung der passenden Verbindungsstücke notwendig. Allerdings kommt es durch die direkte Verbindung von mehreren Geräten zu einem veränderten Betriebsverhalten.

Die Auswirkungen einer gestörten Zuströmung sind beispielsweise nicht nur für den Verbundbetrieb von hohem Interesse, sondern auch für Einzelgeräte, die keine optimalen Einbaubedingungen aufweisen. Zwar wurden analytische und experimentelle Untersuchungen besonders in den 70 – 90er Jahren des 20. Jahrhunderts angestellt, allerdings könnten mit den heutigen Methoden, insbesondere der Simulationswerkzeuge, weitere Optimierungsmöglichkeiten zur Steigerung des Wirkungsgrads in nicht-optimalen Einbaubedingungen identifiziert werden.

Mit der Methode zur (lokalen) Identifikation von Verlusten anhand der Entropieproduktion kann zudem das unterschiedliche Verlustverhalten bei Strömungsmaschinen weiter untersucht werden. Der Vorteil dieser Methode liegt darin, dass Verluste quantitativ beziffert werden können.

Innerhalb dieser Arbeit wurden unterschiedliche Verbundbetriebe analytisch, numerisch und experimentell untersucht. Dabei hat sich gezeigt, dass bei der Auslegung von Verbundbetrieben insbesondere die Strömung am Laufradeintritt der nachgeschalteten Stufe in Kombination mit dem nachgeschalteten Laufrad beachtet werden muss. Durch die Rohrelemente zwischen den einzelnen Stufen erfolgt neben der strömungstechnischen Verbindung eine mechanische Kopplung. Somit sind in einem Verbundsystem je nach Anzahl der Stufen mehrere Schwingungsquellen miteinander verbunden. Es kann zwar auf eine schwingungsarme Ausführung der einzelnen Komponenten geachtet werden, jedoch müssen die Schwingungssysteme zusammen betrachtet werden. In den experimentellen Untersuchungen war bei geringen Volumenströmen (Pumpbereich der Kennlinie) ein Schwingen der Geräte zu beobachten. Durch Anhebung des geförderten Volumenstroms haben sich die Schwingungen wieder reduziert. Für die Ursache dieser Schwingungen und zusätzliche Maßnahmen zur Reduzierung dieser könnten durch zielgerichtete Untersuchungen insbesondere mit unterschiedlichen Geräten zielführende Abhilfemaßnahmen erarbeitet werden.

Anstatt mehrere Einzelgeräte zu einem gemeinsamen Verbund anzuordnen könnte ein serieller Verbundbetrieb durch die Anbringung mehrere Laufräder auf einer Welle realisiert werden. Bei einer gemeinsamen Antriebswelle muss jedoch die Luft am Laufradaustritt verlustarm und möglichst gleichmäßig in die nächste Stufe umgelenkt werden, um die Verluste möglichst gering zu halten. Ein Vorteil dieser Anordnung wäre eine Verringerung des notwendigen Bauraums und auch die Reduzierung der notwendigen Bauteile.

Literaturverzeichnis

- ALBRING59 Albring, W; Schlender, F.: Die Entwicklung eines Radiallüfters mit hohem Wirkungsgrad. In: *Maschinenbautechnik 8* (1959), Nr. 10, S. 560-565.
- ALI09 Ali, M. S. M.; Doolan, C. J.; Wheatley, V.: Grid convergence study for a two-dimensional simulation of flow around a square cylinder at a low Reynolds Number. In: *Proceedings of 7th International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries*, Melbourne (Australia), S. 1-6, 2009.
- AMCA03 Air Movement and Control Association & U.S. Department of Energy: *Improving Fan System Performance: A Sourcebook for Industry*. Washington: Lawrence Berkeley NL, 2003.
- ANDRITZKY71 Andritzky, H.: Gesichtspunkte zur Ventilatorregelung. In: *Heizung Lüftung Haustechnik* (1971), Nr. 22-4, S. 126-131.
- ANSYS16A ANSYS Inc.: *ANSYS Workbench Documentation*. ANSYS Release 17.1, 2016.
- ANSYS16B ANSYS Inc.: *ANSYS CFX Documentation*. ANSYS Release 17.1, 2016.
- ARIGA83 Ariga, I.; Kasai, N.; Masuda, S.; Watanabe, Y; Watanabe, I.: The Effect of Inlet Distortion on the Performance Characteristics of a Centrifugal Compressor. In: *Journal of Engineering for Power* (1983), Nr. 105, S. 223-230.
- BACK55 Back, O.: *Ventilatoren – Entwurf und Berechnung*. 1. Aufl. Halle: Knapp, 1955.
- BAEHR16 Baehr, H. D.; Kabelac, S.: *Thermodynamik: Grundlagen und technische Anwendungen*. 16. Aufl. Berlin: Springer, 2016.
- BALLESTEROS-TAJADURA06 Ballesteros-Tajadura, R.; Velarde-Suarez, S.; Hurtado-Cruz, J. P.; Santolaria-Morros, C.: Numerical Calculation of Pressure Fluctuations in the Volute of a Centrifugal Fan. In: *Journal of Fluids Engineering* (2006), Nr. 128, S. 359-369.
- BALONI14 Baloni, B. D.; Kumar, B.; Channiwala, S.A.: A Comparative Analysis of Slip Factor on Impellers of Centrifugal Blower. In: *Proceedings of 59th ASME Turbo Expo* (2014), Nr. GT2014-26719, S. 1-10.
- BANZHAF86 Banzhaf, H.-U.; Fechner, G.; Loos, C.-D.: Regelung von Volumenstrom und Druckerhöhung an Ventilatoren. In: *Ventilatoren im industriellen Einsatz* (1986), Nr. 594, S. 41-122.
- BANZHAF89 Banzhaf, H.-U.: Anlagenspezifische Fragen bei Ventilatoren in Reihenschaltung. In: *BWK* (1989), Nr. 41-3, S. 82-86.
- BEILKE03 Beilke, J.: Kennlinienberechnung von Seitenkanalgebläsen mit CFD. In: Surek, D.; Weise, V.: *Beiträge zu Fluidenergiermaschinen: Auslegung und Betrieb von Seitenkanalverdichtern* (2003), Nr. 6, S. 11-21.
- BEJAN78 Bejan, A.: General criterion for rating heat-exchanger performance. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* (1978), Nr. 21, S. 655-658.

- BEJAN79 Bejan, A.: A Study of Entropy Generation in Fundamental Convective Heat Transfer. In: *Journal of Heat Transfer* (1979), Nr. 101, S. 718-725.
- BEJAN80 Bejan, A.: Second Law Analysis in Heat Transfer. In: *Energy* (1980), Nr. 5, S. 721-732.
- BEJAN82 Bejan, A.: *Entropy generation through heat and fluid flow*. 1. Aufl. New York: Wiley, 1982.
- BENDLER83 Bendler, H.: *Technisches Handbuch Verdichter*. 3. Aufl. Berlin: VEB, 1983.
- BLAZEK05 Blazek, J.: *Computational fluid dynamics : principles and applications*. 2. Aufl. Amsterdam: Elsevier, 2005.
- BLEIER97 Bleier, F.P.: *Fan handbook: selection, application, and design*. 1. Aufl. New York: McGraw-Hill, 1997.
- BOHL13A Bohl, W.; Elmendorf, W.: *Strömungsmaschinen 1 – Aufbau und Wirkungsweise*. 11. Aufl. Würzburg: Vogel, 2013.
- BOHL13B Bohl, W.; Elmendorf, W.: *Strömungsmaschinen 2 – Berechnung und Konstruktion*. 8. Aufl. Würzburg: Vogel, 2013.
- BOHL83 Bohl, W.: *Ventilatoren: Berechnung, Konstruktion, Versuch, Betrieb*. 1. Aufl. Würzburg: Vogel, 1983.
- BÖHLE16 Böhle, M.; Fleder, A.; Mohr, M.: Study of the Losses in Fluid Machinery with the Help of Entropy. In: *Proceedings of International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC)* (2016), Nr. 16.
- BOMMES02 Bommes, L.; Fricke, J.; Grundmann, R.: *Ventilatoren*. 2. Aufl. Essen: Vulkan, 2002.
- BOMMES63A Bommes, L.: Über den Einfluss der Schaufelzahl auf die Kennlinie eines Radialventilators mit rückwärts gekrümmten Schaufeln. In: *Heizung Lüftung Haustechnik* (1963), Nr. 14-5, S. 159-166.
- BOMMES63B Bommes, L.: Über den Einfluss der Schaufelzahl auf die Kennlinie eines Radialventilators mit rückwärts gekrümmten Schaufeln (Forts.). In: *Heizung Lüftung Haustechnik* (1963), Nr. 14-6, S. 206-209.
- BOMMES63C Bommes, L.: Über den Einfluss der Schaufelzahl auf die Kennlinie eines Radialventilators mit rückwärts gekrümmten Schaufeln (Forts.). In: *Heizung Lüftung Haustechnik* (1963), Nr. 14-7, S. 228-233.
- BOMMES74 Bommes, L.: Problemlösung bei der Gestaltung von Radialventilatoren. In: *Heizung Lüftung Haustechnik* (1974), Nr. 25-12, S. 420-425.
- BOMMES86 Bommes, L.; Klaes, K.; Sentek, J.: Beitrag zur Optimierung der Energieumsetzung in Radialventilatoren. In: *Ventilatoren im industriellen Einsatz* (1986), Nr. 594, S. 447-476.
- BOMMES89 Bommes, L.; Reinartz, D.: Geräuschverhalten eines Radialventilators in unterschiedlichen Einbausituationen. In: *VDI: Praxis des Schallschutzes* (1989), Nr. 784, S. 209-225.

-
- BOMMES90 Bommes, L.; Kramer, C.; Banzhaf, H.-U.: *Ventilatoren: Mit ausgewählten Problemlösungen für den Geräte- und Anlagenbau*. 1. Aufl. Böblingen: expert, 1990.
- BOMMES97A Bommes, L.; Reinartz, D.: Entwurfspolynome zur optimalen Auswahl und Bemessung von Industrieventilatoren radialer Bauart. In: *Proceedings of 5th Conference of Industrial Fans* (1997), Zakopane.
- BOMMES97B Bommes, L.; Reinartz, D.: Polynomisches Verfahren zur optimalen Gestaltung von Radialventilatoren. In: *Heizung Lüftung Haustechnik* (1997), Nr. 48-4, S. 20-32.
- BOOSE14 Boose, B.: *3D CFD Simulation von Turboladern innerhalb einer Motorumgebung*. Universität Stuttgart, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen, Dissertation 2014.
- BUSEMANN28 Busemann, A.: Das Förderhöhenverhältnis radialer Kreiselpumpen mit logarithmisch-spiraligen Schaufeln. In: *Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik* (1928), Nr. 8, S. 372-384.
- CAROLUS00 Carolus, T.; Schulze Dieckhoff, B.: Schwingungen in Ventilatoranlagen In: *Heizung Lüftung Haustechnik* (2000), Nr. 51-1, S. 26-32.
- CAROLUS13 Carolus, T.: *Ventilatoren: Aerodynamischer Entwurf, Schallvorhersage, Konstruktion*. 3. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013.
- CAROLUS84 Carolus, T.: *Theoretische und experimentelle Untersuchung des Pumpens von lufttechnischen Anlagen mit Radialventilatoren*. Universität Karlsruhe (TH), Institut für Strömungslehre und Strömungsmaschinen, Dissertation, 1984.
- CELIK08 Celik, I. B.; Ghia, U.; Roache, P. J.; Freitas, C. J.; Coleman, H.; Raad, P. E.: Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications. In: *Journal of Fluids Engineering* (2008), Nr. 130, S. 1-4.
- CLAUSIUS65 Clausius, R.: Über verschieden für die Anwendung bequeme Formen der Hauptgleichungen der mechanischen Wärmetheorie. In: *Annalen der Physik* (1865), Nr. 7, S. 389-400.
- CORDIER53 Cordier, O.: Ähnlichkeitsbedingungen für Strömungsmaschinen. In: *BWK* (1953), Nr. 5, S. 337-340.
- CORY05 Cory, W. T. W.: *Fans & Ventilation: A Practical Guide*. 1. Aufl. Amsterdam: Elsevier, 2005.
- DALY92 Daly, B.: *Woods practical guide to fan engineering*. 6. Aufl. Colchester: Woods of Colchester Limited, 1992.
- DE102010060971A1 Schutzrecht DE102010060971A1 (06.06.2012). Zenner Ventilatoren GmbH.
- DE102014103604B3 Schutzrecht DE102014103604B3 (11.09.2014). Renger, Karl-Heinz.

- DIECKHOFF99 Dieckhoff, B. S.: *Das instationäre Betriebsverhalten unregelter und geregelter lufttechnischer Anlagen mit einem, zwei in Reihe oder zwei parallelgeschalteten Ventilatoren*. Universität Siegen, Institut für Strömungstechnik und Strömungsmaschinen, Dissertation, 1999.
- DIN EN ISO 5801 2011 DIN EN ISO 5801 November 2011. *Industrieventilatoren – Leistungsmessung auf genormten Prüfständen*. Berlin: Beuth.
- DIN EN 60034-2-1 2015 DIN EN 60034-2-1 Februar 2015. *Drehende elektrische Maschinen - Teil 2-1: Standardverfahren zur Bestimmung der Verluste und des Wirkungsgrades aus Prüfungen (ausgenommen Maschinen für Schienen- und Straßenfahrzeuge)*. Berlin: Beuth.
- DIN V 19218 2008 DIN V 19219 Januar 2008. *Durchflussmessung von Fluiden – Verfahren zur Unsicherheitsermittlung (ISO 5168:2005, modifiziert)*. Berlin: Beuth.
- DURST12 Durst, B.: 3D-Simulation der Aufladung. In: Merker, G. P.; Schwarz, C.; Teichmann, R.: *Grundlagen Verbrennungsmotoren*. 6. Aufl. Wiesbaden: Vieweg Teubner, 2012, S. 591-602.
- ECK03 Eck, B.: *Ventilatoren: Entwurf und Betrieb der Radial-, Axial- und Querstromventilatoren*. 6. Aufl. Berlin: Springer, 2003.
- ECK72 Eck, B.: *Ventilatoren: Entwurf und Betrieb der Radial-, Axial- und Querstromventilatoren*. 5. Aufl. Berlin: Springer, 1972.
- ECKERT61 Eckert, B.; Schnell, E.: *Axial- und Radialkompressoren*. 2. Aufl. Berlin: Springer, 1961.
- ELEKTOR18 Elektror aircsystems GmbH: *Produktübersicht Radialventilatoren*. Ostfildern 2018 – URL <https://www.elektor.de/de/produkte/produktuebersicht> – Überprüfungsdatum: 30.03.2018.
- FERZINGER08 Ferzinger, J. H.; Peric, M.: *Numerische Strömungsmechanik*. 1. Aufl. Berlin: Springer, 2008.
- FISTER86 Fister, W.: *Fluidenergiemaschinen – Band 2: Auslegung, Gestaltung, Betriebsverhalten ausgewählter Pumpen- und Verdichterbauarten*. 1. Aufl. Berlin: Springer, 1986.
- FELSCH83 Felsch, K.-O.; Carolus, T.: *Untersuchung der Kennlinienstabilität hintereinandergeschalteter Radialventilatoren und Beeinflussung durch Helmholtz-Effekte*. FLT Forschungsvorhaben, Nr. L063, Abschlussbericht, Frankfurt/Main, 1983.
- GRABOW89 Grabow, G.: *Ein Beitrag zur Regelung und Schaltung von Kreiselpumpen*. 1. Aufl. Leipzig: VEB, 1989.
- GRUBER59 Gruber, J.: Neuzzeitliche Konstruktionsrichtlinie beim Bau von Zentrifugalventilatoren. In: *Heizung Lüftung Haustechnik* (1959), Nr. 10-6, S. 162-166.
- GÜLICH13 Gülich, J. F.: *Kreiselpumpen: Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb*. 4. Aufl. Berlin: Springer, 2013.
- HALBERG72 Halberg Maschinenbau GmbH und Co: *Hydraulische Grundlagen für den Entwurf von Kreiselpumpenanlagen*. 5. Aufl. Ludwigshafen: Halberg, 1972.

-
- HERWIG07 Herwig, H.; Kock, F.: Direct and indirect methods of calculating entropy generation rates in turbulent convective heat transfer problems. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* (2007), Nr. 43, S. 207-215.
- HERWIG12 Herwig, H.; Wenterodt, T.: *Entropie für Ingenieure*. 1. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2012.
- HERWIG15 Herwig, H.; Schmandt, B.: *Strömungsmechanik: Physik, mathematische Modelle, thermodynamische Aspekte*. 3. Aufl. Heidelberg: Springer, 2015.
- HÖNMANN61A Hönmann, W.: Zum Problem der optimalen Laufradbreite bei Radialventilatoren. In: *Heizung Lüftung Haustechnik* (1961), Nr. 12-6, S. 161-167.
- HÖNMANN61B Hönmann, W.: Zum Problem der optimalen Laufradbreite bei Radialventilatoren. In: *Heizung Lüftung Haustechnik* (1961), Nr. 12-7, S. 211-216.
- HÖNMANN62A Hönmann, W.: Untersuchung der Grenzschichtablösung im Saugraum eines Radialventilators. In: *Heizung Lüftung Haustechnik* (1962), Nr. 13-4, S. 113-119.
- HÖNMANN62B Hönmann, W.: Untersuchung der Grenzschichtablösung im Saugraum eines Radialventilators. In: *Heizung Lüftung Haustechnik* (1962), Nr. 13-5, S. 155-157.
- HÖNMANN62C Hönmann, W.: Untersuchung der Grenzschichtablösung im Saugraum eines Radialventilators. In: *Heizung Lüftung Haustechnik* (1962), Nr. 13-6, S. 176-181.
- HÖNMANN62D Hönmann, W.: Untersuchung der Grenzschichtablösung im Saugraum eines Radialventilators. In: *Heizung Lüftung Haustechnik* (1962), Nr. 13-8, S. 260-266.
- HUNT88 Hunt, J. C. R.; Wray, A.; Moin, P.: Eddies, stream and convergence zones in turbulent flows. In: *2. Proceedings of the 1988 Summer Program* (1988), Nr. N89-24538, S. 193-208.
- IDELCIK94 Idelcik, I. E.: *Handbook of hydraulic resistance*. 3. Aufl. London: CRC Press, 1994.
- ISO 5168 2005 ISO 5168 Juni 2005. *Measurement of fluid flow - Procedures for the evaluation of uncertainties*. Berlin: Beuth.
- ISO 5801 2014 ISO 5801 Dezember 2014. *Fans - Performance testing using standardized airways*. Berlin: Beuth.
- JANSSON79 Jansson, G.: Der Einbauverlust – ein wichtiger Umstand. In: *Fläkt review* (1979), Nr. 14, S. 7-14.
- KALIDE10 Kalide, W.; Sigloch, H.: *Energieumwandlung in Kraft- und Arbeitsmaschinen*. 10. Aufl. München: Hanser, 2010.
- KARRER17A Karrer, J.: Neuere Ausführungen und Resultate über Oerlikon-Gebläse und Ventilatoren. In: *Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen* (1917), Nr. 26, S. 253-254.
- KARRER17B Karrer, J.: Neuere Ausführungen und Resultate über Oerlikon-Gebläse und Ventilatoren (Forts.). In: *Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen* (1917), Nr. 27, S. 263-265.

- KLAES94 Klaes, K.: Radialventilatoren: Berechnung – Entwurf – Optimierung – Betriebsverhalten. In: Bommes, L.; Fricke, J.; Klaes, K.: *Ventilatoren*. 1. Aufl. Essen: Vulkan, 1994.
- KOCK03 Kock, F.: *Bestimmung der lokalen Entropieproduktion in turbulenten Strömungen und deren Nutzung zur Bewertung konvektiver Transportprozesse*. Universität Hamburg-Harburg (TH), Dissertation, 2003.
- KOCK04 Kock, F.; Herwig, H.: Local entropy production in turbulent shear flows: a high-reynolds number model with wall functions. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* (2004), Nr. 47, S. 2205-2215.
- KOCK05 Kock, F.; Herwig, H.: Entropy production calculation for turbulent shear flows and their implementation in CFD codes. In: *International Journal of Heat and Fluid Flow* (2005), Nr. 26, S. 672-680.
- KRETZSCHMAR07 Kretzschmar, H.-J.; Stöcker, I.: Thermodynamik. In: Hering, E.; Modler, K.-H.: *Grundwissen des Ingenieurs*. 14. Aufl. München: Hanser, 2007, S. 319-363.
- LAURIEN13 Laurien, E.; Oertel, H.: *Numerische Strömungsmechanik: Grundgleichungen und Modelle, Lösungsmethoden, Qualität und Genauigkeit*. 5. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013.
- LECHLER18 Lechler, S.: *Numerische Strömungsberechnung: Schneller Einstieg in ANSYS CFX 18 durch einfache Beispiele*. 4. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2018.
- LUCIUS10 Lucius, A.; Brenner, G.: 3D time accurate CFD simulations of a centrifugal compressor. In: Tromeur-Dervout, D.; Brenner, G., Emerson, D. R., Erhel, J.: *Parallel Computational Fluid Dynamics 2008 – Parallel Numerical Methods, Software Development and Applications*. 1. Aufl. Berlin: Springer, 2010, S. 173-180.
- LUCIUS13 Lucius, A.: *Numerische Simulation instationärer Strömungsvorgänge in Pumpen und Ventilatoren radialer Bauart*. Technische Universität Clausthal, Dissertation, 2013.
- MARCINOWSKI76 Marcinowski, H.: Die Auswertung von Messungen an Ventilatoren unter Berücksichtigung der Kompressibilität des Fördermittels. In: *Strömungsmechanik und Strömungsmaschinen* (1976), Nr. 19, S. 1-11.
- MELEKIDIS16 Melekidis, S.: *Untersuchung zum Einfluss einer ungleichmäßigen Anströmung eines Ventilators auf dessen Betriebskennlinie*. Unveröffentlichte Studienarbeit am IKTD, Universität Stuttgart, 2016.
- MENG13 Meng, F.; Dong, Q.; Wang, Y.; Wang, P.; Zhang, C.: Numerical Optimization of Impeller for Backward-Curved Centrifugal Fan by Response Surface Methodology (RSM). In: *Journal of Applied Science, Engineering and Technology* (2013) Nr. 6, S. 2436-2442.
- MENTER92 Menter, F. R.: Improved Two-Equation k- ω Turbulence Models for Aerodynamic Flows. In: *Nasa Technical Memorandum* (1992), Nr. 103975, S. 1-31.

-
- MODE72 Mode, F.; Bommers, L.: *Ventilatoranlagen – Theorie, Berechnung, Anwendung*. 4. Aufl. Berlin: de Gruyter, 1972.
- MÜLLER01 Müller, G.: *Auslegung und Erprobung einer leisen und effizienten Radialventilatoreinheit für den Einsatz in einem Océ Farbkopierer*. Diplomarbeit, FH Düsseldorf Institut für Strömungsmaschinen, 2001.
- NUDISCHER16 Nudischer, M.: *Analyse und Optimierung der Wechselwirkungen von Hochdruck-Radialventilatoren im parallelen und seriellen Verbund*. Unveröffentlichter Quartalsbericht am IKTD, Nr. 657, 2016.
- NUDISCHER17A Nudischer, M.; Binz, H.; Bachmann, M.; Recker, S.: Experimental Investigation of Two Centrifugal Fans in a Serial Arrangement. In: *Proceedings of International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC) (2017)*, Nr. 17, S. 1-11.
- NUDISCHER17B Nudischer, M.: *Analyse und Optimierung der Wechselwirkungen von Hochdruck-Radialventilatoren im parallelen und seriellen Verbund*. Unveröffentlichter Quartalsbericht am IKTD, Nr. 666, 2017.
- NUDISCHER18 Nudischer, M.; Binz, H.; Bachmann, M.; Recker, S.: Analytical Approach for the Performance Prediction of High Pressure Centrifugal Fans in Serial Arrangements. In: *Proceedings of International Conference on Fan Noise, Aerodynamics, Applications and Systems (FAN2018) (2018)*, Nr. 3.
- OERTEL15 Oertel H.; Böhle, M.; Reviol, T.: *Strömungsmechanik für Ingenieure und Naturwissenschaftler*. 7. Aufl., Berlin: Springer, 2015.
- OSBORNE66 Osborne, W.C.: *Fans*. 1. Aufl. Oxford: Pergamon, 1966.
- PELZ12 Pelz, P. F.; Metzler, M.: Optimization of power-specific investment costs for small hydropower. In: *Proceedings of 17th international Seminar on Hydropower Plants (2012)*, Wien.
- PFLEIDERER05 Pfleiderer, C.; Petermann, H.: *Strömungsmaschinen*. 7. Aufl., Berlin: Springer, 2005.
- PFLEIDERER55 Pfleiderer, C.: *Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase: Wasserpumpen, Ventilatoren, Turbogebläse, Turbokompressoren*. 4. Aufl. Berlin: Springer, 1955.
- PILTZ74 Piltz, E.: Energiebedarf und Schallerzeugung bei verschiedenen Methoden der Volumenstromvariation in Ventilatoranlagen. In: *Heizung Lüftung Haustechnik (1974)*, Nr. 25-7, S. 207-214.
- PILTZ75 Piltz, E.: Drosselkurven von Gebläsen bei charakteristischen Betriebsformen in Anlagen. In: *Forschung im Ingenieurwesen (1975)*, Nr. 41, S. 159-165.
- RADGEN02 Radgen, P.: *Market Study for Improving Energy Efficiency for Fans*. Stuttgart: Fraunhofer ISB, 2002.
- RECKER15 Recker, S.: *Ganzheitliche Optimierung schnell-drehender Hochdruckventilatoren*. Unveröffentlichter Abschlussbericht am IKTD, Nr. 631, 2015.

-
- REINARTZ94 Reinartz, D.: Einfluß der Zuströmung auf das aeroakustische Betriebsverhalten von Radialventilatoren mit unterschiedlicher Laufradform. In: Bommers, L.; Fricke, J.; Klaes, K.: *Ventilatoren*. 1. Aufl. Essen: Vulkan, 1994.
- RICHARDSON11 Richardson, L. F.: The Approximate Arithmetical Solution by Finite Differences of Physical Problems involving Differential Equations, with an Application to the Stresses in a Masonry Dam. In: *Philosophical Transactions of the Royal Society of London* (1911), Nr. 210, S. 307-357.
- RICHARDSON27 Richardson, L.F.; Gaunt J. A.: The deferred approach to the limit. In: *Philosophical Transactions of the Royal Society of London* (1927), Nr. 226, S. 299-361.
- RIETSCHEL08 Rietschel, H.; Fitzner, K.: *Raumklimatechnik – Band 2: Raumluft- und Raumkühltechnik*. 16. Aufl. Berlin: Springer, 2008.
- ROACHE98 Roache, P.J.: *Verification and Validation in Computational Science and Engineering*. 1. Aufl. Albuquerque: Hermosa, 1998.
- RSP17 RSP Reschwitzer Saugbagger Produktions GmbH:
<https://www.rsp-germany.com/>, 05.02.2018.
- SAILER16 Sailer, T.: *Experimentelle und numerische Analyse des Instationärverhaltens eines Abgasturboladers als Fahrzeugkomponente*. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Dissertation, 2016.
- SALVADORI19 Salvadori, S.: Uncertainty Quantification in CFD: The Matrix of Knowledge. In: Montomoli, F.: *Uncertainty Quantification in Computational Fluid Dynamics and Aircraft Engines*. 2. Aufl. Cham: Springer, 2019.
- SCHADE07 Schade, H.; Kunz, E.: *Strömungslehre*. 3. Aufl. Berlin: De Gruyter, 2007.
- SCHÄDLICH14 Schädlich, S.: Klimatechnik. In: Grote, K.-H.; Feldhusen, J.: *Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau* (2014), Nr. 24, S. 880-924.
- SCHÄFER99 Schäfer, M.: *Numerik im Maschinenbau*. 1. Aufl. Berlin: Springer, 1999.
- SCHINDL15 Schindl, H.; Payer, H.-J.: *Strömungsmaschinen – Band 1: Inkompressible Medien*. 1. Aufl. Berlin: De Gruyter, 2015.
- SCHLENDER96 Schlender, F.; Klingenberg, G.: *Ventilatoren im Einsatz*. 1. Aufl. Düsseldorf: VDI, 1996.
- SCHLICHTING17 Schlichting, H.; Gersten, K.: *Boundary-Layer Theory*. 9. Aufl. Berlin: Springer, 2017.
- SCHULZ28 Schulz, W.: Das Förderhöhenverhältnis radialer Kreiselpumpen mit logarithmisch-spiraligen Schaufeln. In: *Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik* (1928), Nr. 8, S. 10-17.
- SIGLOCH18 Sigloch, H.: *Strömungsmaschinen: Grundlagen und Anwendungen*. 6. Aufl. München: Hanser, 2018.

-
- SPALART00 Spalart, P. R.: "Strategies for turbulence modelling and solution". In: *International Journal of Heat and Fluid Flow* (2000), Nr. 21, S. 252-263.
- SPANNHAKE30 Spannhake, W.: Neue Darstellung der Potentialströmung durch Kreislräder für beliebige Schaufelform. In: Gilles, A.; Hopf, L.; Karman, E. J.: *Vorträge aus dem Gebiete der Aerodynamik und verwandter Gebiete* (1930), Nr. 1, S. 100-110.
- SPURK10 Spurk, J. H.; Aksel, N.: *Strömungslehre: Einführung in die Theorie der Strömungen*. 8. Aufl. Berlin: Springer, 2010.
- SPURK92 Spurk, J. H.: *Dimensionalanalyse in der Strömungslehre*. 1. Aufl. Berlin: Springer, 1992.
- STONJEK15 Stonjek, S. S.: *Wirkungsgradaufwertung bei Ventilatoren*. Universität Darmstadt, Institut für Fluidsystemtechnik, Dissertation, 2015.
- STODOLA24 Stodola, A.: *Dampf- und Gasturbinen*. 6. Aufl. Berlin: Springer, 1924.
- SUREK17 Surek, D.; Stempin, S.: *Technische Strömungsmechanik*. 3. Aufl. Wiesbaden: Springer, 2017.
- TRAUTMANN89 Trautmann, G.; Jun, K.: Leittechnische Maßnahmen zur Vermeidung unzulässiger Rauchgasdrücke bei Nachrüstung von Dampferzeugern mit REA und DENOX. In: *Jahrbuch der Dampferzeugungstechnik* (1989), Nr. 6, S. 651-667.
- VDI13 VDI: *Wärmeatlas*. 11. Aufl. Berlin: Springer, 2013.
- VDI2044 2002 VDI 2044 November 2002. *Abnahme- und Leistungstests an Ventilatoren (VDI-Ventilatorregeln)*. Düsseldorf: VDI-Verlag.
- VIDMAR22 Vidmar, M.: *Theorie der Kreiselpumpe*. Braunschweig: Vieweg, 1922.
- WALTER17 Walter, J.; Trimborn, F.; Krämer, V.; Pritz, B.; Gabi, M.: Numerical Investigation of a Generic Centrifugal Fan. In: *Proceedings of the International Symposium on Experimental Computational Aerothermodynamics of Internal Flows* (2017), Nr. 13, S. 1-10.
- WESSELING01 Wesseling, P.: *Principles of Computational Fluid Dynamics*. 1. Aufl. Berlin: Springer, 2001.
- WIELAND86 Wieland, H.: Vergleich verschiedener Systeme zum Verändern der Förderleistung bei Radialventilatoren. In: VDI: *Ventilatoren im industriellen Einsatz* (1986), Nr. 594, S. 267-281.
- WIESMANN30 Wiesmann, E.: *Die Ventilatoren: Berechnung, Entwurf und Anwendung*. Berlin: Springer, 1930.
- WIESNER67 Wiesner, F. J.: A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers. In: *Journal of Engineering for Power* (1967), Nr. 89, S. 558-566.
- WILCOX88 Wilcox, D. C.: „Multiscale Model for Turbulent Flows“. In: *Journal of the American Institute of Aeronautics and Astronautics* (1988), Nr. 26, S.1311-1320.

- WRIGHT83 Wright, T.; Madhavan, S.; DiRe, J.: Centrifugal Fan Performance with Distorted Inflows. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* (1983), Nr. 106, S. 895-900.
- YU05 Yu, Z; Li, S.; He, W.; Wang, W.; Huang, D.; Zhu, Z: Numerical Simulation of Flow Field for a Whole Centrifugal Fan and Analysis of the Effects of Blade Inlet Angle and Impeller Gap. In: *HVAC&R Research* (2005), Nr. 11, S. 263-283.
- ZARSCHLER05 Zarschler, A.:Entwicklungsprozesse freilaufender Radialräder. In: *IHK Fachjournal* (2005), Nr. 6, S. 98-103.
- ZIEREP18 Zierep, J.; Bühler, K.: *Grundzüge der Strömungslehre – Grundlagen, Statik und Dynamik der Fluide*. 11. Aufl. Berlin: Springer, 2018.

Anhang

A.1 RANS Gleichungen

Kontinuitätsgleichung:

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = 0$$

Impulsgleichungen in u- Richtung:

$$\begin{aligned} \rho \cdot \left(\bar{u} \cdot \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \cdot \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \cdot \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right) = \\ - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \mu \cdot \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial z^2} \right) - \underbrace{\left(\frac{\partial}{\partial x} \cdot \overline{\rho \cdot u' \cdot u'} + \frac{\partial}{\partial y} \cdot \overline{\rho \cdot u' \cdot v'} + \frac{\partial}{\partial z} \cdot \overline{\rho \cdot u' \cdot w'} \right)}_{\text{Turbulente Spannungen}} \end{aligned}$$

Impulsgleichungen in v- Richtung:

$$\begin{aligned} \rho \cdot \left(\bar{u} \cdot \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \cdot \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{w} \cdot \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \right) = \\ - \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \mu \cdot \left(\frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial z^2} \right) - \underbrace{\left(\frac{\partial}{\partial x} \cdot \overline{\rho \cdot v' \cdot u'} + \frac{\partial}{\partial y} \cdot \overline{\rho \cdot v' \cdot v'} + \frac{\partial}{\partial z} \cdot \overline{\rho \cdot v' \cdot w'} \right)}_{\text{Turbulente Spannungen}} \end{aligned}$$

Impulsgleichungen in w- Richtung:

$$\begin{aligned} \rho \cdot \left(\bar{u} \cdot \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \bar{v} \cdot \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \bar{w} \cdot \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right) = \\ - \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \mu \cdot \left(\frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial z^2} \right) - \underbrace{\left(\frac{\partial}{\partial x} \cdot \overline{\rho \cdot w' \cdot u'} + \frac{\partial}{\partial y} \cdot \overline{\rho \cdot w' \cdot v'} + \frac{\partial}{\partial z} \cdot \overline{\rho \cdot w' \cdot w'} \right)}_{\text{Turbulente Spannungen}} \end{aligned}$$

Energiegleichung:

$$\begin{aligned} \rho \cdot c \cdot \left(\bar{u} \cdot \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{v} \cdot \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} + \bar{w} \cdot \frac{\partial \bar{T}}{\partial z} \right) \\ = \lambda \cdot \left(\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial z^2} \right) - \underbrace{\left(\frac{\partial}{\partial x} \cdot \overline{\rho \cdot c \cdot T' \cdot u'} + \frac{\partial}{\partial y} \cdot \overline{\rho \cdot c \cdot T' \cdot v'} + \frac{\partial}{\partial z} \cdot \overline{\rho \cdot c \cdot T' \cdot w'} \right)}_{\text{Turbulente Wärmeströme}} \end{aligned}$$

A.2 Berechnung des GCI

1. Bestimmung einer repräsentativen Vergleichsgröße h , wie beispielsweise das durchschnittliche Berechnungsvolumen als Quotient aus Berechnungsvolumen jedes einzelnen Elements V_i und der Elementanzahl N :

$$h = \left[\frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^n \Delta V_i \right]^{1/3}$$

Damit die Methode verlässliche Ergebnisse liefert, sollte der Verfeinerungsfaktor $r = \frac{h_{\text{grob}}}{h_{\text{fein}}}$ größer als 1,3 sein.

2. Festlegung von Zielgrößen θ_z , deren Diskretisierungsfehler bestimmt werden soll. Für die Untersuchungen des Verbundbetriebs werden als Zielgrößen beispielsweise der statische und totale Druck am Auslass des Hochdruckventilators verwendet. Anschließend werden innerhalb der unterschiedlichen Rechennetze die Ergebnisse der Zielgrößen ausgewertet.
3. Berechnung der vorliegenden Ordnung des Problems p , durch iteratives Lösen der folgenden drei Gleichungen:

$$p = \frac{1}{\ln(r_{21})} \cdot \left| \ln \left| \frac{e_{32}}{e_{21}} \right| + q(p) \right|$$

$$q(p) = \ln \left(\frac{r_{21}^p - s}{r_{32}^p - s} \right)$$

$$s = 1 \cdot \text{sign} \left(\frac{\varepsilon_{32}}{\varepsilon_{21}} \right)$$

mit

$$\varepsilon_{32} = \theta_3 - \theta_2 \quad \text{und} \quad \varepsilon_{21} = \theta_2 - \theta_1$$

(θ_x : Ergebnis der Zielgröße in Rechennetz X)

4. Berechnung der extrapolierten Zielwerte:

$$\theta_{\text{ext}}^{21} = \frac{r_{21}^p \cdot \theta_1 - \theta_2}{r_{21}^p - 1}$$

$$\theta_{\text{ext}}^{32} = \frac{r_{32}^p \cdot \theta_2 - \theta_3}{r_{32}^p - 1}$$

5. Berechnung der Fehlerabschätzung anhand der vorliegenden Ordnung p des Problems.

Für den approximierten relativen Fehler gilt dabei:

$$e_a^{21} = \left| \frac{\theta_1 - \theta_2}{\theta_1} \right|$$

und für den extrapolierten relativen Fehler:

$$e_{\text{ext}}^{21} = \left| \frac{\theta_{\text{ext}}^{21} - \theta_1}{\theta_{\text{ext}}^{21}} \right|$$

6. Abschließend berechnet sich der Grid Convergence Index (GCI) für das feine Netz zu:

$$GCI_{\text{fein}}^{21} = \frac{1,25 \cdot e_a^{21}}{r_{21}^p - 1}$$

und das Netz mit mittlere Auflösung [AIAA1998]

$$GCI_{\text{mittel}}^{32} = \frac{1,25 \cdot e_a^{32}}{r_{32}^p - 1}$$

Hinweis: Der Faktor 1,25 im GCI ist hierbei der empfohlene Sicherheitsbeiwert, bei einem Vergleich von 3 Netzen.

A.3 Transportgleichung der Entropie

Die Transportgleichung der Entropie in kartesischen Koordinaten in einem Newton'schen Fluid mit konstanten Stoffwerten lautet wie folgt:

[Kock03, S.51]

$$\underbrace{\rho \cdot \left(\frac{\partial s}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial s}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial s}{\partial y} + w \cdot \frac{\partial s}{\partial z} \right)}_{\text{Konvektion}} = \underbrace{\lambda \cdot \left[\frac{\partial}{\partial x} \cdot \left(\frac{1}{T} \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \cdot \left(\frac{1}{T} \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \cdot \left(\frac{1}{T} \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right]}_{\text{Diffusion}}$$

$$+ \underbrace{\eta \cdot \left[2 \cdot \left\{ \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right\} + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right]}_{\text{Entropieproduktion durch Dissipation}}$$

$$+ \underbrace{\frac{\lambda}{T^2} \cdot \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)^2 \right]}_{\text{Entropieproduktion durch Wärmeleitung}}$$

A.4 Numerische Untersuchungen

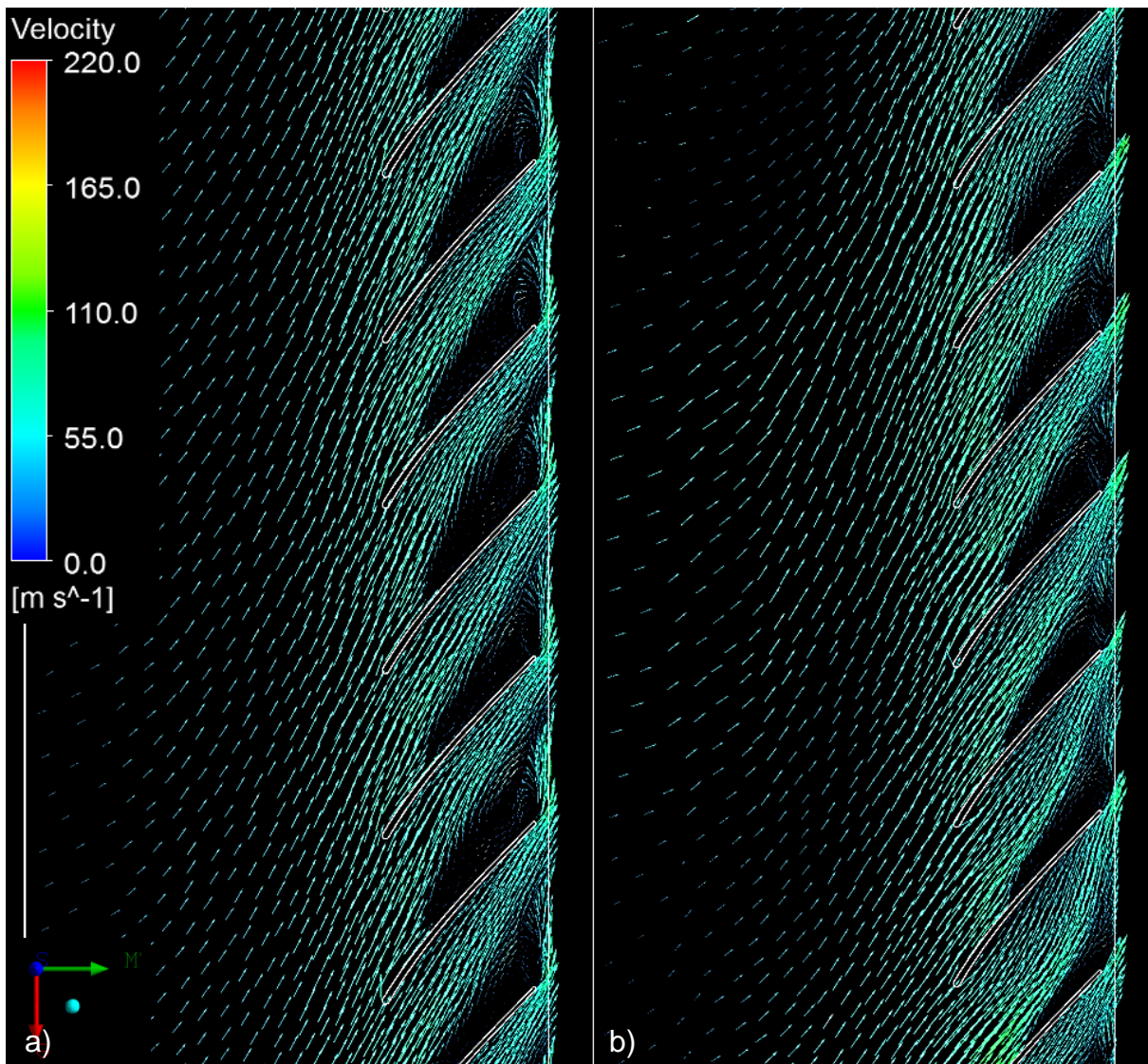


Bild A.1: Abgewickelte Ansicht mittig zwischen Trag- und Deckscheibe in a) 1. Stufe und b) 2. Stufe mit Darstellung der Geschwindigkeitsvektoren bei einem Volumenstrom von $35 \text{ m}^3/\text{min}$ des HRD 60 Boosted Verbunds

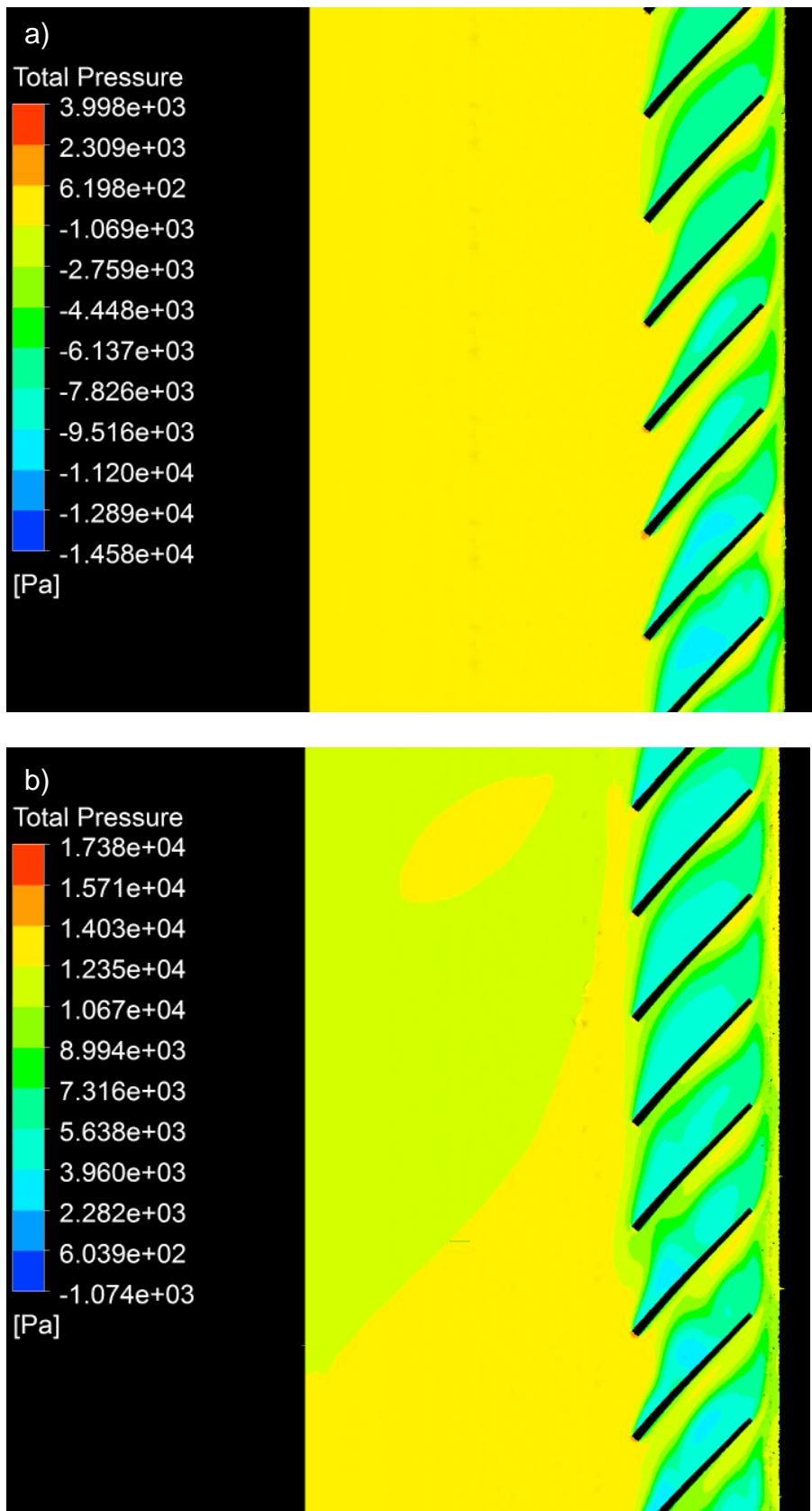


Bild A.2: Abgewinkelte Ansicht mittig zwischen Trag- und Deckscheibe mit Verlauf des Totaldrucks im Verbundbetrieb 2 x S-XP 240/40 bei einem Volumenstrom von 35 m³/min in der a) 1. Stufe und der b) 2. Stufe