

Aerodynamische Auslegung von Radialverdichtern für aktive kennfelderweiternde Maßnahmen

Von der
Fakultät für Maschinenbau
der
Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur

genehmigte Dissertation

von
Dipl.-Ing. Tore Fischer
geboren am 8. Januar 1985 in Hamburg

2021

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Hans-Josef Endres

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. Jörg R. Seume

2. Referent: Prof. Dr.-Ing. Markus Schatz

Tag der Promotion: 9. Oktober 2020

Aerodynamische Auslegung von Radialverdichtern für aktive kennfelderweiternde Maßnahmen

Kurzfassung

Moderne Ladungswechselstrategien bei Downsizing-Ottomotoren der zweiten Generation steigern die Anforderungen an das Aufladeaggregat zusehends. Neben einer großen stabilen Kennfeldbreite und hohen isentropen Wirkungsgraden im Teillastbereich steigen die erforderlichen Aufladegrade und folglich die Verdichterdruckverhältnisse kontinuierlich. Hierbei ist es notwendig, in den kostengetriebenen Hubraumklassen bis 2 Liter, die Applikation von mehrstufigen Aufladeaggregaten zu vermeiden. Aus diesem Grund wird aktuell der realisierbare Downsizing-Grad, der vom effektiven Mitteldruck bestimmt wird, durch das Aufladesystem begrenzt.

In der vorliegenden Arbeit wird eine Auslegungsstrategie entwickelt, um die Anforderungen moderner Downsizing-Ottomotoren hinsichtlich des Ladedrucks, der stabilen Kennfeldbreite und des Teillastwirkungsgrads mit einem einstufigen Aufladeaggregat zu erfüllen. Hierbei wird der Ansatz verfolgt, dass sich die stabile Kennfeldbreite mit einer Querschnittsvariabilität in Form einer Irisblende am Verdichtereintritt und einer Breitenvariabilität des unbeschauften Diffusors signifikant erweitern lässt. Hieraus resultieren neue Freiheitsgrade bei der Auslegung der Verdichterstufe.

Vor diesem Hintergrund wird eine Verdichterstufe mit einem hohen Durchmesser Verhältnis ($d_1/d_2 = 0,8$) und einem hohen Flächenverhältnis ($A_2/A_1 = 0,65$) entworfen. Zusammen mit für hohe Massenströme optimierten Schaufelwinkeln und einer für den Teillastbereich dimensionierten Volute erreicht dieser Verdichter einen maximalen isentropen Wirkungsgrad von 75 % bereits bei Druckverhältnissen von $\pi_{V,t-t} < 2$. Im gesamten Betriebsbereich werden Wirkungsgrade im Bereich von 65...75 % dargestellt. Trotz des Teillastfokus bei der Stufenauslegung wird ein maximales Stufendruckverhältnis von $\pi_{V,t-t} = 3,2$ erzielt. Somit erfüllt die entwickelte Verdichterstufe abgesehen von der Kennfeldbreite zunächst alle Anforderungen an einen Turboverdichter für Downsizing-Ottomotoren der zweiten Generation.

Die Kennfeldbreite wird mit Hilfe der applizierten kennfelderweiternden Maßnahmen im transsonischen Betriebsbereich verdreifacht, wodurch auch die Anforderung hinsichtlich einer hohen Kennfeldbreite im gesamten Drehzahlbereich erfüllt werden kann. Zusätzlich wird die Übertragbarkeit der kennfelderweiternden Maßnahmen mit der Applikation auf zwei kommerzielle Verdichterstufen validiert. Anhand der experimentellen Ergebnisse wird nachgewiesen, dass mit der Kombination aus beiden Querschnittsvariabilitäten eine deutliche Verbesserung des Wirkungsgrads in den Grenzbereichen des Referenzkennfelds realisiert wird. Die Irisblende erreicht eine Wirkungsgradsteigerung bei niedrigen Drehzahlen und die variable Diffusorbreite erzielt eine Wirkungsgradsteigerung im hohen Drehzahlbereich.

Zusammenfassend wird der Nachweis erbracht, dass die vorgestellte Querschnittsvariabilität eine dimensionslose Kennfeldbreite von $FR \approx 0,8$ mit unterschiedlichen Verdichterstufen

erreicht. Weiterhin wird das Potenzial aufgezeigt, das hierdurch bei der Verdichterentwicklung für Downsizing-Ottomotoren der zweiten Generation entsteht, wenn der Wirkungsgrad und das Stufendruckverhältnis bei der Verdichterauslegung in den Fokus gerückt werden.

Centrifugal compressor aerodynamic design for active performance-extending measures

Abstract

Modern supercharged gasoline engines for second-generation downsizing are leading to new requirements for centrifugal compressor development. In addition to a large stable operating range and high isentropic efficiencies at part-load, the required boost pressures, and thus compressor pressure ratios, are continuously increasing. It is necessary to avoid the application of 2-stage compressor systems for the cost-driven engines displacement classes up to 2 liters. Nowadays, the compressor pressure ratio usually limits the brake mean effective pressure of such engines.

The present work suggests a design strategy for single-stage turbochargers to meet these requirements of boost pressure, stable operating range, and part-load efficiency. The application of a variable-area inlet annulus and a variable-width vaneless diffuser can significantly increase the stable operating range. This results in new degrees of freedom for the compressor design.

As a demonstrator, a new compressor stage with a high diameter ratio ($d_1/d_2 = 0.8$) and a high area ratio ($A_2/A_1 = 0.65$) is designed. The blade angle distribution is optimized for high mass flow rates and the volute is dimensioned for part-load operation. The compressor achieves a high isentropic efficiency of 75% at low pressure ratios ($\pi_{V,t-t} < 2$). A compressor isentropic efficiency of 65...75% is achieved throughout the entire operating range. Despite the part-load focus of the design, a maximum compressor pressure ratio of $\pi_{V,t-t} = 3.2$ is achieved. Thus, the compressor stage fulfills the requirements for second-generation downsizing engines with the exception of the stable operating range up to this point.

The compressor map width in transonic operation is tripled using the proposed performance-extending measures. Consequently, the last requirement for second-generation downsizing engines, the stable operating range, can be fulfilled. In addition, the transferability of the performance-extending measures is validated by the application on two commercial compressor stages. The combination of both, the variable-area inlet annulus and the variable-width vaneless diffuser leads to a significant efficiency improvement in the vicinity of the reference map's performance limits, as demonstrated by experimental data. The variable-area inlet annulus increases the efficiency at low rotational speeds while the variable-width vaneless diffuser increases the efficiency at high rotational speeds.

In summary, the variable cross-section compressor achieves a dimensionless map width of $FR \approx 0.8$ as confirmed in this work. This enables engineers to focus on stage efficiency and pressure ratio when designing compressor stages for second-generation downsizing internal combustion engines.

SCHLAGWÖRTER:

Abgasturbolader, Radialverdichter, kennfelderweiternde Maßnahmen

KEYWORDS:

Turbocharger, centrifugal compressor, performance-extending measures

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner fünfjährigen Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover.

In erste Linie gilt mein Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. Jörg R. Seume für die Betreuung dieser Arbeit. Sie haben es stets fertiggebracht mich durch klare Zielvorgaben, konstruktives Feedback, fachliche Diskussionen und vor allem durch ein Höchstmaß an wissenschaftlichem Freiraum zu Höchstleistungen anzutreiben. Dank Ihrer fachlichen Betreuung und persönlichen Wertschätzung bin ich intellektuell und persönlich gereift.

Herrn Dr.-Ing Joachim Runkel gebührt mein persönlicher Dank für die Unterstützung während meiner gesamten Zeit am Institut. Sie waren immer die erste Anlaufstelle bei jeglichen Herausforderungen, die der Arbeitsalltag mit sich gebracht hat. Dank Ihrer aufopferungsvollen Unterstützung hatte ich zu keinem Zeitpunkt das Gefühl, von den anstehenden Aufgaben überrannt zu werden. Ebenso möchte ich Ihnen für die mahnenden Worte danken, wenn der wissenschaftliche Eifer einmal drohte aus dem Ruder zu laufen.

Mein Dank gilt weiterhin Herrn Prof. Dr.-Ing. Markus Schatz für die Übernahme des Korreferats und die wertvollen Anmerkungen zu meiner Dissertation. Herrn Prof. Dr.-Ing. Hans-Josef Endres danke ich für die Übernahme des Vorsitzes in meinem Promotionsverfahren

Der Hauptteil der experimentellen Untersuchungen in der vorliegenden Arbeit wurde durch eine Finanzierung aus Eigenmitteln des Instituts für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik ermöglicht. Die Voruntersuchungen entstanden im Rahmen des IGF Forschungsvorhabens 18572N der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen (FVV). Das Forschungsvorhaben wurde im Rahmen des Programms zur Förderung der industriellen Gemeinschaftsforschung vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) über die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen (AiF) e. V. aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert. Die numerischen Simulationen wurden auf dem Clustersystem der Leibniz Universität Hannover durchgeführt, welches vom Niedersächsischen Ministerium für Wissenschaft und Kultur (MWK) und der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) getragen wird.

Ein großer Dank gilt meinen ehemaligen Kolleginnen und Kollegen am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik. Die gegenseitige Unterstützung, der persönliche und fachliche Austausch, sowie die offenen, kritischen, aber überwiegend konstruktiven Diskussionen waren stets unbezahlbar bei der Lösungsfindung zu verschiedensten Fragestellungen. Stellvertretend möchte ich mich persönlich bei Henning Rätz, Ole Willers und Thorsten Sextro für die große Unterstützung bei den experimentellen Untersuchungen, dem fachlichen Austausch hinsichtlich der Forschungsthematik, sowie der engen, freundschaftlichen Zusammenarbeit in der Forschungsgruppe Turbolader und Radialverdichter bedanken. Danken möchte ich auch Sebastian Burgmann. Die Zusammenarbeit in unserem IGF-Projekt hat neben dem Ansatz für den variablen Diffusor auch den Grundstein für meine heutige, fachliche Ausrichtung in der

Brennstoffzellenaufladung gelegt. Weiterhin gebührt mein herzlicher Dank Prof. Dr. Markus Raffel. Du hast mir stets methodisch, aber vor allem freundschaftlich beigegeben.

Darüber hinaus danke ich allen Studenten, die mich über die Jahre in Industrie- und Forschungsprojekten, sowie bei der Vorlesungsbetreuung unterstützt haben. Ohne Euch hätte ich, neben dem Tagesgeschäft, kaum ausreichend Zeit für die Bearbeitung meines Dissertationsthemas aufbringen können.

Abschließend richtet sich mein aller herzlichster Dank an meine Eltern. Eure Unterstützung, Akzeptanz und Förderung haben meine akademische Laufbahn und damit auch diese Promotion erst möglich gemacht. Christian, dank unzähliger Stunden mit blutigen und öligen Händen unter dem Auto habe ich mein technisches Interesse entwickelt, welches mich schlussendlich zur Aufnahme des Maschinenbaustudiums bewegte. Elke, dank deiner geistigen Förderung und dem Ehrgeiz, den Du mir mit viel Mühe vermitteln konntest, war ich schlussendlich in der Lage diese Herausforderung auch zu bewältigen.

Zu guter Letzt geht mein herzlicher Dank an meine Partnerin Mirjam und meine Tochter Leonie. Vor allem im letzten Jahr der Promotion haben euer Rückhalt und euer großes Verständnis den Abschluss dieses akademischen Meilensteins ermöglicht. Die Zerstreuung beim gemeinsamen Abendessen, Verstecken, Rutschen, Schaukeln und LEGOs stapeln haben mir regelmäßig geholfen den Kopf wieder frei zu bekommen, um neue Ideen zu entwickeln und mich nicht in den Details zu verlieren.

Bern, 02.04.2020

Es gibt keine Landstraße für die Wissenschaft und nur diejenigen haben Aussicht, ihre lichten Höhen zu erreichen, die die Mühe nicht scheuen, ihre steilen Pfade zu erklimmen.

KARL MARX

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	I
Abbildungsverzeichnis	III
Tabellenverzeichnis	IX
Nomenklatur	XI
1 Einleitung	1
2 Grundlagen Abgasturboaufladung	7
2.1 Energieübertragung im Radialverdichter	13
2.2 Betriebsgrenzen des Radialverdichters	19
3 Stand der Technik und Forschung	23
3.1 Aufladung von Verbrennungsmotoren	24
3.1.1 Downsizing und Downspeeding	24
3.1.2 Moderne Ladungswechselstrategien	26
3.1.3 Matching	28
3.2 Kennfeldbeeinflussende Maßnahmen für Radialverdichter	30
3.2.1 Kennfelderweiternde Maßnahmen	31
3.2.2 Kennfeldstabilisierende Maßnahmen	35
4 Methodik Radialverdichterauslegung	39
4.1 Auswahl Maschinentyp	40
4.2 1D-Vorauslegung	41
4.3 3D-Fluid-Design	42
4.4 CFD-Simulation	43
4.5 3D-CAD-Laufrad-Design	43
4.6 Mechanische Simulation	44
4.7 Prototyp-Design	44
5 Voruntersuchungen und Sensitivitätsstudie	47
5.1 Referenzverdichter	47
5.2 Experimenteller Aufbau	49

5.3	Charakteristisches Betriebsverhalten	51
5.4	Erweiterung des stabilen Betriebsbereichs.....	52
5.5	Dimensionslose Stufenkenngrößen	56
6	Entwicklung querschnittsvariabler Radialverdichter.....	59
6.1	Aerodynamische Auslegung querschnittsvariabler Radialverdichter	60
6.1.1	Verdichter-Design.....	60
6.1.2	Numerisches Modell	64
6.1.3	Kennfeldsimulation ohne Querschnittsvariabilität	65
6.1.4	Kennfeldsimulation mit Querschnittsvariabilität.....	68
6.1.5	Komponenten der Strömungsgeschwindigkeit am Laufradeintritt	70
6.1.6	Komponenten der Strömungsgeschwindigkeit am Laufradaustritt.....	72
6.1.7	Komponenten der Strömungsgeschwindigkeit im Diffusor-Pinch	76
6.1.8	Komponenten der Strömungsgeschwindigkeit am Diffusoraustritt.....	78
6.1.9	Betriebsfestigkeit	80
6.2	Charakteristisches Betriebsverhalten	81
6.2.1	Betriebsverhalten ohne kennfelderweiternde Maßnahmen.....	82
6.2.2	Betriebsverhalten mit kennfelderweiternden Maßnahmen	84
6.3	Dimensionslose Stufenkenngrößen	91
7	Schlussfolgerungen und Ausblick	95
7.1	Schlussfolgerungen	95
7.2	Ausblick	97
	Literaturverzeichnis.....	99
	Anhang	107
A1	Kennfelder High-Trim Verdichter	107
A2	Kennfelder Low-Trim Verdichter	112
A3	Kennfelder querschnittsvariabler Radialverdichter.....	117
B1	Gitterdaten VCSC-Laufrad	128
	Wissenschaftlicher Werdegang	133

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1 - CO ₂ -Grenzwerte für Fahrzeugflotten weltweit [9]	3
Abbildung 2.1 - Schnittmodell eines Abgasturboladers.....	7
Abbildung 2.2 - Zusammenhang zwischen Turboladerwirkungsgrad und Turbinendruckverhältnis für verschiedene Abgastemperaturen und Verdichterdruckverhältnisse [13].....	10
Abbildung 2.3 - Geschwindigkeitsdreiecke am Turbineneintritt und -austritt.....	12
Abbildung 2.4 - Idealierte Turbinenkennlinien für unterschiedliche Isentropenexponenten.....	13
Abbildung 2.5 - Komponenten Radialverdichter: (a) Einlaufstrecke, (b) axiale Teil des Verdichterlaufrads, (c) radiale Teil des Verdichterlaufrads, (d) Radialdiffusor und (e) Volute.....	13
Abbildung 2.6 - Betriebsgrenzen im Kennfeld eines Radialverdichters	19
Abbildung 2.7 - Ideale Schaufelumströmung im Auslegungspunkt (links), Ausbildung von rotierenden Ablösungen infolge einer Fehlanströmung der Laufradvorderkanten (Mitte) und daraus resultierende gehäuseseitige Rückströmung nahe der Pumpgrenze (rechts) [25].....	21
Abbildung 2.8 - Abhängigkeit des zulässigen Inzidenzwinkels von der relativen Mach-Zahl am Laufradeintritt [21-22].....	22
Abbildung 2.9 - Ideale Diffusordurchströmung im Auslegungspunkt (links), beginnende Rückströmung infolge eines zu kleinen Abströmwinkels am Laufradaustritt (Mitte) und daraus resultierende, gehäuseseitige Ablöseblase nahe der Pumpgrenze (rechts) [25].....	22
Abbildung 3.1 - Produktlebenszyklus eines Automobils [26]	23
Abbildung 3.2 - CO ₂ -Bilanz heutiger Antriebskonzepte mit fossilen und regenerativen Energieträgern [26]	24
Abbildung 3.3 - Downsizing durch Aufladung des Verbrennungsmotors [28]	25
Abbildung 3.4 - Lastpunktverschiebung beim Downsizing und Downspeeding [28]	25
Abbildung 3.5 - Motorkennfelder von Downsizing-Motoren der ersten und zweiten Generation im Vergleich zu einem Otto-Saugmotor [39].....	27
Abbildung 3.6 - Motorkennfeld und Kennfeldgrenzen des Verbrennungsmotors [28]	28
Abbildung 3.7 - Auswirkungen der Verdichterbaugröße auf das Motorkennfeld [28].....	29
Abbildung 3.8 - Übersicht der Maßnahmen zur Kennfeldbeeinflussung von Radialverdichtern (Eintritt bezeichnet Maßnahmen bis vor den Laufradaustritt; Austritt bezeichnet Maßnahmen zwischen Diffusoreintritt und Stufenaustritt).....	30
Abbildung 3.9 - Vergleich der Kennfelderweiterung mittels variablen Vorleitgittern für unterschiedliche Laufradgrößen.....	33

Abbildung 3.10 - Ausbildung der Versperrung am Laufradeintritt infolge einer gehäuseseitigen Rückströmung nahe der Pumpgrenze für unterschiedliche Einströmgeometrien	36
Abbildung 4.1 - Designprozess für die Verdichterauslegung	39
Abbildung 4.2 - Optimale Arbeitsbereiche von Verdränger- und Turboverdichtern [100] ...	40
Abbildung 4.3 - Vereinfachte Bewertungs- und Kopplungsmatrix einer DFMA	45
Abbildung 5.1 - Referenzverdichter für die experimentellen Voruntersuchungen: Low-Trim Verdichter (links) und High-Trim Verdichter (rechts)	47
Abbildung 5.2 - Charakteristische geometrische Größen für Radialverdichter [25]	48
Abbildung 5.3 - Referenzkennfeld des High-Trim (Blau) und Low-Trim Verdichters (Rot)	49
Abbildung 5.4 - Versuchsaufbau auf dem Doppelbrennkammerprüfstand (links) und modifiziertes Verdichtergehäuse mit Einsätzen am Eintritt und im Diffusor zur Variation des Eintrittsquerschnitts und der Diffusorbreite (rechts) [25]	50
Abbildung 5.5 - Referenzkennfelder des High-Trim (links) und des Low-Trim Verdichters (rechts) inklusive der dimensionslosen Kennfeldbreiten FR für jede Linie konstanter Umfangsgeschwindigkeit	52
Abbildung 5.6 - Kennfeld des High-Trim Verdichters mit aktiver kennfelderweiternder Maßnahme inklusive der dimensionslosen Kennfeldbreiten FR für jede Linie konstanter Umfangsgeschwindigkeit (links) und Vergleich mit dem Referenzkennfeld ohne KEM inklusive der dimensionslosen Kennfelderweiterung ΔFR (rechts)	53
Abbildung 5.7 - Dimensionslose Kennfeldbreite des High-Trim Verdichters mit und ohne KEM	54
Abbildung 5.8 - Kennfeld des Low-Trim Verdichters mit aktiver kennfelderweiternder Maßnahme inklusive der dimensionslosen Kennfeldbreiten FR für jede Linie konstanter Umfangsgeschwindigkeit (links) und Vergleich mit dem Referenzkennfeld ohne KEM inklusive der dimensionslosen Kennfelderweiterung ΔFR (rechts)	55
Abbildung 5.9 - Dimensionslose Kennfeldbreite des Low-Trim Verdichters mit und ohne KEM	56
Abbildung 5.10 - Betriebspunktabhängige optimale Durchmesser- (Trim) und Flächenverhältnisse (EI) für verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten	56
Abbildung 5.11 - Optimale mittlere Durchmesser- (Trim) und Flächenverhältnisse (EI) im Betriebsbereich zwischen Pump- und Stopfgrenze	57
Abbildung 6.1 - VCSC-Prototyp	59
Abbildung 6.2 - Meridionaler Schaufelpfad des VCSC-Laufrads	61
Abbildung 6.3 - Campbell-Diagramm des VCSC-Laufrads [104]	61

Abbildung 6.4 - Schaufelwinkel- und Schaufeldickenverteilung der Laufschaufel-Geometrie des VCSC-Laufrads (Schaufelwinkel bezogen auf die meridionale Strömungsrichtung).....	62
Abbildung 6.5 - Quasi orthogonaler Flächenverlauf des VCSC-Laufrads	63
Abbildung 6.6 - CFD-Modell VCSC [104].....	64
Abbildung 6.7 - Netzunabhängigkeitsstudie für die CFD-Simulationen (links) [113] und für die FEM-Simulationen (rechts) [114]	65
Abbildung 6.8 - Beispielhaftes Strömungsfeld für einen Betriebspunkt bei dem 30 % des Eintrittsquerschnitts durch Rückströmungen (Blau) entlang des Verdichtergehäuses versperrt ist.....	66
Abbildung 6.9 - Numerisches Kennfeld des VCSC	66
Abbildung 6.10 - Strömungsfeld am Laufradeintritt für Betriebspunkte zwischen numerischer Pump- und Stopfgrenze (70 %-Eintrittsquerschnitt grün hervorgehoben).....	67
Abbildung 6.11 - Numerische Drehzahllinien ($u_2 = 357$ m/s) des querschnittsvariablen Verdichters für die Referenzgeometrie (Schwarz), einen um 23 % reduzierten Eintrittsquerschnitt (Blau) und einer um 17 % reduzierten Diffusorbreite (Rot)	68
Abbildung 6.12 - Rückströmung entlang des Verdichtergehäuses bei einem Betriebspunkt nahe der Pumpgrenze des Verdichters mit und ohne KEM ($\dot{m}_v = 0,07$ kg/s).....	69
Abbildung 6.13 - Komponenten der relativen Strömungsgeschwindigkeit am Laufradeintritt für einen Betriebspunkt an der Pumpgrenze ($\dot{m}_v = 0,07$ kg/s, $u_2 = 357$ m/s).....	70
Abbildung 6.14 - Komponenten der relativen Strömungsgeschwindigkeit am Laufradeintritt für einen Betriebspunkt zwischen der Pumpgrenze und dem Auslegungspunkt ($\dot{m}_v = 0,09$ kg/s, $u_2 = 357$ m/s).....	71
Abbildung 6.15 - Komponenten der relativen Strömungsgeschwindigkeit am Laufradeintritt im Auslegungspunkt des Verdichters ($\dot{m}_v = 0,12$ kg/s, $u_2 = 357$ m/s).....	72
Abbildung 6.16 - Komponenten der relativen und absoluten Strömungsgeschwindigkeit am Laufradaustritt für einen Betriebspunkt an der Pumpgrenze ($\dot{m}_v = 0,07$ kg/s, $u_2 = 357$ m/s).....	73
Abbildung 6.17 - Komponenten der relativen und absoluten Strömungsgeschwindigkeit am Laufradaustritt für einen Betriebspunkt zwischen der Pumpgrenze und dem Auslegungspunkt ($\dot{m}_v = 0,09$ kg/s, $u_2 = 357$ m/s).....	74
Abbildung 6.18 - Komponenten der relativen und absoluten Strömungsgeschwindigkeit am Laufradaustritt im Auslegungspunkt des Verdichters ($\dot{m}_v = 0,12$ kg/s, $u_2 = 357$ m/s).....	75

Abbildung 6.19 - Komponenten der Strömungsgeschwindigkeit im Diffusor-Pinch für einen Betriebspunkt an der Pumpgrenze ($\dot{m}_v = 0,07 \text{ kg/s}$, $u_2 = 357 \text{ m/s}$)....	76
Abbildung 6.20 - Komponenten der Strömungsgeschwindigkeit im Diffusor-Pinch für einen Betriebspunkt zwischen der Pumpgrenze und dem Auslegungspunkt ($\dot{m}_v = 0,09 \text{ kg/s}$, $u_2 = 357 \text{ m/s}$)	77
Abbildung 6.21 - Komponenten der Strömungsgeschwindigkeit im Diffusor-Pinch im Auslegungspunkt des Verdichters ($\dot{m}_v = 0,12 \text{ kg/s}$, $u_2 = 357 \text{ m/s}$).....	77
Abbildung 6.22 - Komponenten der Strömungsgeschwindigkeit am Diffusoraustritt für einen Betriebspunkt an der Pumpgrenze ($\dot{m}_v = 0,07 \text{ kg/s}$, $u_2 = 357 \text{ m/s}$)....	78
Abbildung 6.23 - Komponenten der Strömungsgeschwindigkeit am Diffusoraustritt für einen Betriebspunkt zwischen der Pumpgrenze und dem Auslegungspunkt ($\dot{m}_v = 0,09 \text{ kg/s}$, $u_2 = 357 \text{ m/s}$)	79
Abbildung 6.24 - Komponenten der Strömungsgeschwindigkeit am Diffusoraustritt im Auslegungspunkt des Verdichters ($\dot{m}_v = 0,12 \text{ kg/s}$, $u_2 = 357 \text{ m/s}$).....	79
Abbildung 6.25 - Vergleichsspannungen des VCSC-Laufrads bei einer Umfangsgeschwindigkeit von $u_2 = 566 \text{ m/s}$ [104]	80
Abbildung 6.26 - VCSC-Prototyp, von oben-links nach unten-rechts: Verdichterlaufrad, Volute, Volute mit Irisblende am Eintritt, Prüfstands Aufbau	81
Abbildung 6.27 - Referenzkennfeld VCSC ohne KEM	83
Abbildung 6.28 - Charakteristische Betriebsgrenzen VCSC	84
Abbildung 6.29 - VCSC-Kennfeld mit aktiver kennfelderweiternder Maßnahme inklusive der dimensionslosen Kennfeldbreiten FR für jede Linie konstanter Umfangsgeschwindigkeit (links) und Vergleich mit dem Referenzkennfeld ohne KEM inklusive der dimensionslosen Kennfelderweiterung ΔFR (rechts)	86
Abbildung 6.30 - Dimensionslose Kennfeldbreite VCSC mit und ohne KEM.....	86
Abbildung 6.31 - Kennfeldbeeinflussung mit einer variablen Irisblende am Laufradeintritt (links) und mit einer variablen Diffusorbreite am Laufradaustritt (rechts) .	88
Abbildung 6.32 - Kennfeldbeeinflussung mit einer Kombination der variablen Irisblende und Diffusorbreite für ein ähnliches Laufrad-Flächenverhältnis von $EI = 0,64 \dots 0,65$	89
Abbildung 6.33 - Kennfeldbeeinflussung mit einer Kombination der variablen Irisblende und Diffusorbreite für ein ähnliches Laufrad-Flächenverhältnis von $EI = 0,55 \dots 0,58$	90
Abbildung 6.34 - Betriebspunktabhängig verwendete Stufenkenngrößen für verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten (links) und Ableitung optimaler Durchmesser- (Trim) und Flächenverhältnisse (EI) (rechts) im Betriebsbereich zwischen Pump- und Stopfgrenze.....	91

Abbildung 6.35 - Vergleich der stabilen Kennfeldbreiten von allen experimentell gemessenen Verdichtern mit und ohne Querschnittsvariabilität am Laufradein- und Austritt	92
Abbildung 6.36 - Erweitertes Cordier-Diagramm für kleine hochdrehende Turboverdichter	93
Abbildung A1 - Kennfeld High-Trim Verdichter (Trim = 0,76; EI = 0,47)	107
Abbildung A2 - Kennfelder High-Trim Verdichter (Trim = 0,74; EI = 0,25...0,5)	108
Abbildung A3 - Kennfelder High-Trim Verdichter (Trim = 0,68; EI = 0,29...0,58)	109
Abbildung A4 - Kennfelder High-Trim Verdichter (Trim = 0,6; EI = 0,39...0,78)	110
Abbildung A5 - Kennfelder High-Trim Verdichter (Trim = 0,5; EI = 0,58...1,17)	111
Abbildung A6 - Kennfeld Low-Trim Verdichter (Trim = 0,66; EI = 0,43)	112
Abbildung A7 - Kennfelder Low-Trim Verdichter (Trim = 0,65; EI = 0,23...0,45)	113
Abbildung A8 - Kennfelder Low-Trim Verdichter (Trim = 0,60; EI = 0,27...0,53)	114
Abbildung A9 - Kennfelder Low-Trim Verdichter (Trim = 0,53; EI = 0,36...0,71)	115
Abbildung A10 - Kennfelder Low-Trim Verdichter (Trim = 0,44; EI = 0,53...1,07)	116
Abbildung A11 - Referenzkennfeld VCSC (Trim = 0,80; EI = 0,65)	117
Abbildung A12 - Kennfelder VCSC (EI = 0,28...0,38)	118
Abbildung A13 - Kennfelder VCSC (EI = 0,39...0,47)	119
Abbildung A14 - Kennfelder VCSC (EI = 0,5...0,56)	120
Abbildung A15 - Kennfelder VCSC (EI = 0,58...0,61)	121
Abbildung A16 - Kennfelder VCSC (EI = 0,64...0,66)	122
Abbildung A17 - Kennfelder VCSC (EI = 0,7...0,77)	123
Abbildung A18 - Kennfelder VCSC (EI = 0,8...0,84)	124
Abbildung A19 - Kennfelder VCSC (EI = 0,89...1)	125
Abbildung A20 - Kennfelder VCSC (EI = 1,04...1,28)	126
Abbildung A21 - Kennfelder VCSC (EI = 1,38...1,92)	127

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1.1 -	Europäische Grenzwerte für Schadstoffemissionen von PKW [7].....	2
Tabelle 3.1 -	Verdichterbetriebspunkte von zwei 1,5-Liter Downsizing-Motoren mit Miller-Steuerzeiten [41].....	29
Tabelle 3.2 -	Potenzialbewertung der kennfeldbeeinflussenden Maßnahmen für kleine Radialverdichter inklusive einer Einschätzung zur Komplexität der Umsetzung in Hardware	38
Tabelle 4.1 -	Empfohlene Parameterbereiche für ATL-Verdichter [24, 77, 101-104]	42
Tabelle 4.2 -	Zulässige Vergleichsspannungen für ein Aluminium-Verdichterlaufrad bei maximaler Drehzahl [104]	44
Tabelle 5.1 -	Geometrische Stufenparameter der Verdichter aus den Voruntersuchungen [25]	48
Tabelle 5.2 -	Geometrievariation der Eintrittsfläche und Diffusorbreite des High-Trim Verdichters mit resultierenden Durchmesser- (Trim) und Flächenverhältnissen (EI) des Laufrads für ein konstantes Flächenverhältnis des Diffusors ($DE = 1,46$)	51
Tabelle 5.3 -	Geometrievariation der Eintrittsfläche und Diffusorbreite des Low-Trim Verdichters mit resultierenden Durchmesser- (Trim) und Flächenverhältnissen (EI) des Laufrads für ein konstantes Flächenverhältnis des Diffusors ($DE = 1,46$)	51
Tabelle 5.4 -	Prüfstandsrandbedingungen [25]	51
Tabelle 5.5 -	Blenden-Diffusor-Kombinationen zur Erstellung des High-Trim Verdichterkennfelds mit aktiver KEM (Grün).....	54
Tabelle 5.6 -	Blenden-Diffusor-Kombinationen zur Erstellung des Low-Trim Verdichterkennfelds mit aktiver KEM (Grün).....	54
Tabelle 6.1 -	Geometrische Stufenparameter VCSC	60
Tabelle 6.2 -	Daten der numerischen Rechnernetze [104]	65
Tabelle 6.3 -	Versuchsmatrix für die KEM-Kombinationen am Verdichtereintritt und -austritt	82
Tabelle 6.4 -	Blenden-Diffusor-Kombinationen zur Erstellung des VCSC-Kennfelds mit aktiver KEM (Grün)	85
Tabelle A1 -	Geometrievariation High-Trim Verdichter	107
Tabelle A2 -	Geometrievariation Low-Trim Verdichter.....	112
Tabelle A3 -	Geometrievariation VCSC	117

Nomenklatur

Lateinische Formelzeichen

Symbol	Einheit	Bedeutung	Definition
<i>A</i>	m ²	Fläche	
<i>a</i>	m·s ⁻¹	Schallgeschwindigkeit	
<i>A/R</i>	mm	Voluten-Größenparameter	(75)
<i>b</i>	m	Breite	
<i>b_e</i>	g·(kW·h) ⁻¹	Effektiver spezifischer Kraftstoffverbrauch	
<i>c</i>	m·s ⁻¹	Absolutgeschwindigkeit	(12), (23), (28), (32), (33), (41), (44), (50), (53), (57)
<i>c_p</i>	J·(kg·K) ⁻¹	Spezifische, isobare Wärmekapazität	R·κ·(κ-1) ⁻¹
<i>CPK</i>	-	Prozessfähigkeitsindex	
<i>d</i>	m	Durchmesser	
<i>DE</i>	-	Diffusor-Flächenverhältnis	(72)
<i>DPR</i>	-	Diffusor-Breitenverhältnis	(73)
<i>EI</i>	-	Lauftrad-Flächenverhältnis	(70)
<i>f_H</i>	Hz	HELMHOLTZ-Frequenz	(58)
<i>FR</i>	-	Dimensionslose Kennfeldbreite	(61), (76)
<i>h</i>	J·kg ⁻¹	Spezifische Enthalpie	(6), (7), (40)
<i>i</i>	°	Inzidenzwinkel	(59)
<i>IR</i>	-	Lauftrad-Nabenverhältnis	(71)
<i>L</i>	m	Länge	
<i>L_{min}</i>	kg _{Luft} ·kg _{Kraftstoff} ⁻¹	Stöchiometrischer Mindestluftbedarf	Konstante
<i>M</i>	N·m	Drehmoment	
<i>ṁ</i>	kg·s ⁻¹	Massenstrom	(3), (10), (11), (15), (21)
<i>Ma</i>	-	Mach-Zahl	(24), (29),
<i>n</i>	min ⁻¹	Drehzahl	(20), (65)
<i>P</i>	W	Leistung	(4), (5)
<i>p</i>	Pa	Druck	(14), (25), (38), (47)
<i>p_m</i>	Pa	Mitteldruck	
<i>R</i>	J·(kg·K) ⁻¹	Individuelle Gaskonstante	
<i>r</i>	m	Radius	(30)
<i>r_c</i>	m	Flächenschwerpunktradius	(78)
<i>Re</i>	-	Reynolds-Zahl	
<i>R_{p0,2}</i>	N·mm ⁻²	0,2 %-Dehngrenze	
<i>s</i>	m	Schaufeldicke	
<i>SF</i>	-	Sicherheitsfaktor	
<i>SM</i>	-	Dimensionsloser Pumpgrenzabstand	(77)
<i>SP</i>	-	Größenparameter	(78)
<i>T</i>	K	Temperatur	(14), (26), (37), (48)
<i>Trim</i>	-	Lauftrad-Durchmesser Verhältnis	(69)

u	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	Umfangsgeschwindigkeit	(31), (39)
V	m^3	Volumen	
\dot{V}	$\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$	Volumenstrom	(64)
V_h	m^3	Motorhubvolumen	
VSP	-	Voluten-Flächenverhältnis	(74)
w	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	Relativgeschwindigkeit	(34), (35), (42), (54)
Y	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$	Förderarbeit	(62)
δ	-	Durchmesserzahl	(66)
σ	-	Schnelllaufzahl	(63)

Griechische Formelzeichen

Symbol	Einheit	Bedeutung	Definition
α	$^\circ$	Absoluter Strömungswinkel	(55)
β	$^\circ$	Relativer Strömungswinkel	(36), (56)
β_{Bl}	$^\circ$	Schaufelwinkel	
Δ	-	Differenz	
ζ	m	Spalthöhe	
η	-	Wirkungsgrad	(9)
θ	$^\circ$	Zylinderwinkel	
θ_{Bl}	$^\circ$	Zylinderwinkel der Skelettlinie	
κ	-	Isentropenexponent	Konstante
λ	-	Luftverhältnis	
λ_L	-	Liefergrad	
ν	-	Schnelllaufzahl	(60)
π	-	Druckverhältnis	(8), (17), (18)
ρ	kg/m^3	Dichte	(13), (14), (22), (27), (43), (49)
ψ	-	Ausflussfunktion	(16)

Indizes, tiefgestellt

Index	Bedeutung
0	Totale Größe
1	Eintritt Verdichterlaufrad
2	Austritt Verdichterlaufrad / Eintritt Diffusor
3	Austritt Diffusor / Eintritt Volute
4	Austritt Volute
5	Eintritt Turbinenstufe
6	Austritt Turbinenstufe
abs	Absolut
AG	Abgas
alt	Basiswert
ATL	Abgasturbolader

<i>ax</i>	Axialkomponente
<i>B</i>	Brennstoff
<i>Beschl</i>	Beschleunigung
<i>DP</i>	Auslegungspunkt
<i>e</i>	Effektiv
<i>Fluid</i>	Spezifischer Wert des Fluidmodells
<i>hb</i>	Nabe
<i>is</i>	Isentrop
<i>KEM</i>	Kennfederweiternde Maßnahme
<i>korr</i>	Korrigiert
<i>L</i>	Luft
<i>m</i>	Mechanisch
<i>M</i>	Verbrennungsmotor
<i>max</i>	Maximalwert
<i>min</i>	Minimalwert
<i>N</i>	Isentroper Ersatzquerschnitt
<i>neu</i>	Geänderter Wert
<i>opt</i>	Optimal
<i>PG</i>	Pumpgrenze
<i>Pinch</i>	Diffusor-Pinch
<i>Pl</i>	Plenum
<i>r</i>	Radialkomponente
<i>R</i>	Rohr
<i>red</i>	Reduziert
<i>Ref</i>	Referenzwert nach SAE J922
<i>Ref</i>	Referenz
<i>rel</i>	Relativ
<i>s</i>	spezifisch
<i>SG</i>	Stopfgrenze
<i>sh</i>	Gehäuse
<i>SR</i>	Saugrohr
<i>T</i>	Turbine
<i>t-s</i>	Total zu Statisch
<i>t-t</i>	Total zu Total
<i>u</i>	Umfangskomponente
<i>V</i>	Verdichter
<i>Verl</i>	Verlust
<i>zul</i>	Zulässig (Grenzwert)

Indizes, hochgestellt

Index	Bedeutung
*	Wert einer Variablen bei $Ma = 1$
^	Schätzwert

Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
AFC	Aktive Strömungskontrolle
ATL	Abgasturbolader
BP	Betriebspunkt
CAD	Computer-Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
CO	Kohlenstoffmonoxid
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
CO ₂ e	CO ₂ -Emissionen
DFMA	Design for Manufacturing and Assembly
DMG	Daimler-Motoren-Gesellschaft
DRP	Deutsches Reichspatent
EG	Europäische Gemeinschaft
EU-27	Mitgliedstaaten der Europäischen Union
EWG	Europäische Wirtschaftsgemeinschaft
FEM	Finite Elemente Methode
FES	Frühes Einlass schließt
FS	Full Scale
FSO	Full Scale Output
H ₂	Wasserstoff
HC	Kohlenwasserstoff
KEM	Kennfelderweiternde Maßnahme
KSM	Kennfeldstabilisierende Maßnahme
LE	Schaufelvorderkante
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NFZ	Nutzfahrzeug
NMHC	Nichtmethankohlenwasserstoffe
NO ₂	Stickstoffdioxid
NO _x	Stickstoffoxid
OT	Oberer Totpunkt
PKW	Personenkraftwagen
PM	Partikelmasse
PN	Partikelanzahl
SAS	Spätes Auslass schließt
SES	Spätes Einlass schließt
SST	Shear Stress Transport
TE	Schaufelhinterkante
THC	Unverbrannte Kohlenwasserstoffe
UT	Unterer Totpunkt
VCSC	Querschnittsvariabler Verdichter
VO	Verordnung
VTG	Variable Turbinengeometrie

1 Einleitung

Das Konzept der externen Aufladung von Verbrennungskraftmaschinen ist beinahe so alt wie der Verbrennungsmotor selbst. Die Erkenntnis, dass eine Erhöhung der Frischluftdichte mit einer Steigerung der spezifischen Leistung und des spezifischen Drehmomentes von Verbrennungsmotoren einhergeht, wurde bereits von Gottlieb Daimler im Jahr 1885 in seinem Patent *DRP 34926 „Gas- bzw. Petroleum-Kraftmaschine“* [1] dokumentiert. Diese sogenannte Zwangsbeatmung von Verbrennungsmotoren wurde während des ersten Weltkriegs zunächst in Flugzeug- und Luftschiffmotoren eingesetzt, um das Problem des Leistungsverlustes in großen Flughöhen (Atemnot) zu reduzieren. Hierbei setzte der deutsche Flugmotorenbauer Bayrische Motorenwerke auf die Erhöhung der internen Verdichtung, während bei der Daimler-Motoren-Gesellschaft (DMG) externe, flüssigkeitsgekühlte Wittig-Flügelgebläse zum Einsatz kamen. Die Alliierten setzten zunächst auf Kolbenkompressoren, welche sie dann zugunsten der höheren Leistungsdichte durch mechanisch angetriebene Turboverdichter (England und Frankreich) bzw. Abgasturbolader (USA) ersetzten [2].

Nach Ende des ersten Weltkriegs nahm die DMG (später Daimler-Benz AG) als erstes, mittels Roots-Verdichtern aufgeladene Verbrennungsmotoren in ihr kommerzielles Verkaufsprogramm auf und begründete damit ein neues Zeitalter in der Automobilgeschichte [2]. Fortan wurden vor allem Schiffs-, Eisenbahn- und Nutzfahrzeugmotoren aufgeladen. Hierfür wurden mechanisch angetriebene Verdichter wie das 1860 patentierte Roots-Gebläse [3] eingesetzt. Im Automobilssektor setzten insbesondere Premiumhersteller (u. A. Mercedes, Bentley und Bugatti) auf die Roots-Gebläse und alternative Drehkolbenlader mit abgeänderter Bauart. Diese Kompressormotoren schrieben in den folgenden Jahren vor allem im Rennsport Geschichte, wie z.B. der legendäre Alfetta von Alfa Romeo, der mittels zweistufiger Roots-Aufladung aus 1,5 Litern Hubraum bis zu 425 PS generierte [4].

Der Ansatz den Verdichter durch die Abgasenergie des Motors anzutreiben wurde erstmals in einem Patent von Alfred Büchi [5] im Jahre 1905 veröffentlicht. Dass die Einführung des Abgasturboladers erst im Jahr 1925 für einen Schiffs-Dieselmotor der Firma MAN realisiert wurde [6], begründet sich durch die Komplexität dieses Aufladeaggregates. Die ersten Serieneinsätze des Abgasturboladers in Personenkraftwagen, dem Oldsmobile Jetfire (1962), der Chevrolet Corvair Monza (1962) und dem BMW 2002 Turbo (1973), scheiterten zunächst an dem gesteigerten Kraftstoffverbrauch und vor allem an der hohen Störanfälligkeit der Abgasturbolader [4].

Die notwendige Technologiereife für den automobilen Einsatz erreichte der Abgasturbolader vor allem durch die Weiterentwicklung im Rahmen der Formel 1 durch BMW in den Jahren 1977...1989, sowie Porsche (917) 1970...1971 bei den Einsätzen in Le Mans und 1972...1974 in der CanAm-Rennserie. Hieraus entstanden die ersten erfolgreichen Serieneinsätze von turboaufgeladenen Verbrennungsmotoren in Personenkraftwagen, wie z.B. der Porsche 911 Turbo (1974) und der SAAB 900 Turbo (1979) [5].

Ausgelöst durch die Ölpreiskrise in den siebziger Jahren wurde eine stetig ansteigende Anzahl von Verbrennungsmotoren für Personenkraftwagen mit Abgasturboladern ausgestattet. Es wurden meist hubraumreduzierte Motoren aufgeladen, um die spezifische Leistung zu erhöhen. Diese Zeit kann somit als der Beginn des *Downsizings* (konstante Leistung bei reduziertem Hubraum) von Verbrennungsmotoren bezeichnet werden. Dass sich dieser erste Großserieneinsatz überwiegend auf die Aufladung von Dieselmotoren beschränkte, begründet sich durch die geringeren Abgastemperaturen, die nicht vorhandene Klopfproblematik des Direkteinspritzers und die, infolge des höheren Verdichtungsverhältnisses, robuster konstruierten Motoren.

Tabelle 1.1 - Europäische Grenzwerte für Schadstoffemissionen von PKW [7]

	Schadstoff in g/km	Euro 1 ab	Euro 1 ab	Euro2 [#] ab	Euro 3 ab	Euro 4 ab	Euro 5 ab	Euro 6 ab
Typenprüfung		01.01.1992	-	01.01.1996	01.01.2000	01.01.2005	01.09.2009	01.09.2014
Serienprüfung		-	31.12.1992	01.01.1997	01.01.2001	01.01.2006	01.01.2011	01.09.2015
Richtlinie/ Verordnung (VO)		91/441/EWG	91/441/EWG	94/12/EG	98/69/EG	98/69/EG	VO EG 715/2007 ^{##} i. V. mit VO EG 692/2008 und VO EG 459/2012	
Benzin	CO	2,72	3,16	2,2	2,3	1	1	1
	HC+NO _x	0,97	1,13	0,5	-	-	-	-
	THC	-	-	-	0,2	0,1	0,1	0,1
	NO _x	-	-	-	0,15	0,08	0,06	0,06
	Partikel- masse (PM)	-	-	-	-	-	0,0045 ⁽³⁾	0,0045 ⁽³⁾
	Partikel- anzahl (PN) (in An- zahl/km)	-	-	-	-	-	-	6,0e11 ⁽⁴⁾
	NMHC	-	-	-	-	-	0,068	0,068
Diesel	CO	2,72	3,16	1	0,64	0,5	0,5	0,5
	HC+NO _x / THC+NO _x (ab Euro 5)	0,97	1,13	0,7/ 0,9 ⁽¹⁾	0,56	0,3	0,23	0,17
	NO _x	-	-	-	0,5	0,25	0,18	0,08
	Partikel- masse (PM)	0,14	0,18	0,01/ 0,10 ⁽²⁾	0,05	0,025	0,0045	0,0045
	Partikel- anzahl (PN) (in Anzahl/km)	-	-	-	-	-	6,0e11	6,0e11

ab Euro 2 werden die Grenzwerte nicht mehr nach Typ/Serie unterschieden.

Die Verordnungen EG 692/2008 und EG 459/2012 setzen die Verordnung EG 715/2007 um.

- (1) Bei Fahrzeugen mit direkteinspritzenden Dieselmotoren gilt bis zum 30.09.1999 der Grenzwert von 0,9 g/km.
- (2) Bei Fahrzeugen mit direkteinspritzenden Dieselmotoren gilt bis zum 30.09.1999 der Grenzwert von 0,10 g/km.
- (3) Die Grenzwerte für die Partikelmasse gelten nur für Fremdzündungsmotoren mit Benzin-Direkteinspritzung.
- (4) Für Euro-6-Fahrzeuge mit fremdgezündeten Benzin-Direkteinspritzmotoren gilt nach Wahl des Herstellers für neue Typengenehmigungsbasis zum 1.9.2017 bzw. für neue Fahrzeuge bis zum 1.9.2018 ein Emissionsgrenzwert für die Partikelanzahl von 6,0e12 Partikel/km. Spätestens zu diesen Zeitpunkten ist ein Typengenehmigungs-Prüfverfahren einzuführen, dass die wirksame Begrenzung der Partikelanzahl sicherstellt.

Die verstärkte Nutzung von Verbrennungsprozessen zur Energiewandlung hatte in den siebziger und achtziger Jahren einen globalen Anstieg von Stickstoffoxiden (NO_x) und unverbrannten Kohlenwasserstoffen (THC) in der Atmosphäre zur Folge. Dies äußerte sich in vermehrten Schäden an den Baumbeständen durch sauren Regen und Photooxidation [8]. Als Reaktion hierauf wurde der Ausstoß von Schadstoffemissionen für den Straßenverkehr durch die internationale Gemeinschaft reguliert, beginnend in den USA im Jahr 1961, gefolgt von Japan im Jahr 1966, sowie Europa im Jahr 1970. Später wurden, wie in Tab. 1.1 beispielhaft für Europa zusammengefasst, zusätzlich der Ausstoß von Kohlenstoffmonoxid (CO), Kohlenstoffdioxid (CO₂ bzw. Treibhausgasen) und Rußpartikeln immer weiter begrenzt (Abb. 1.1).

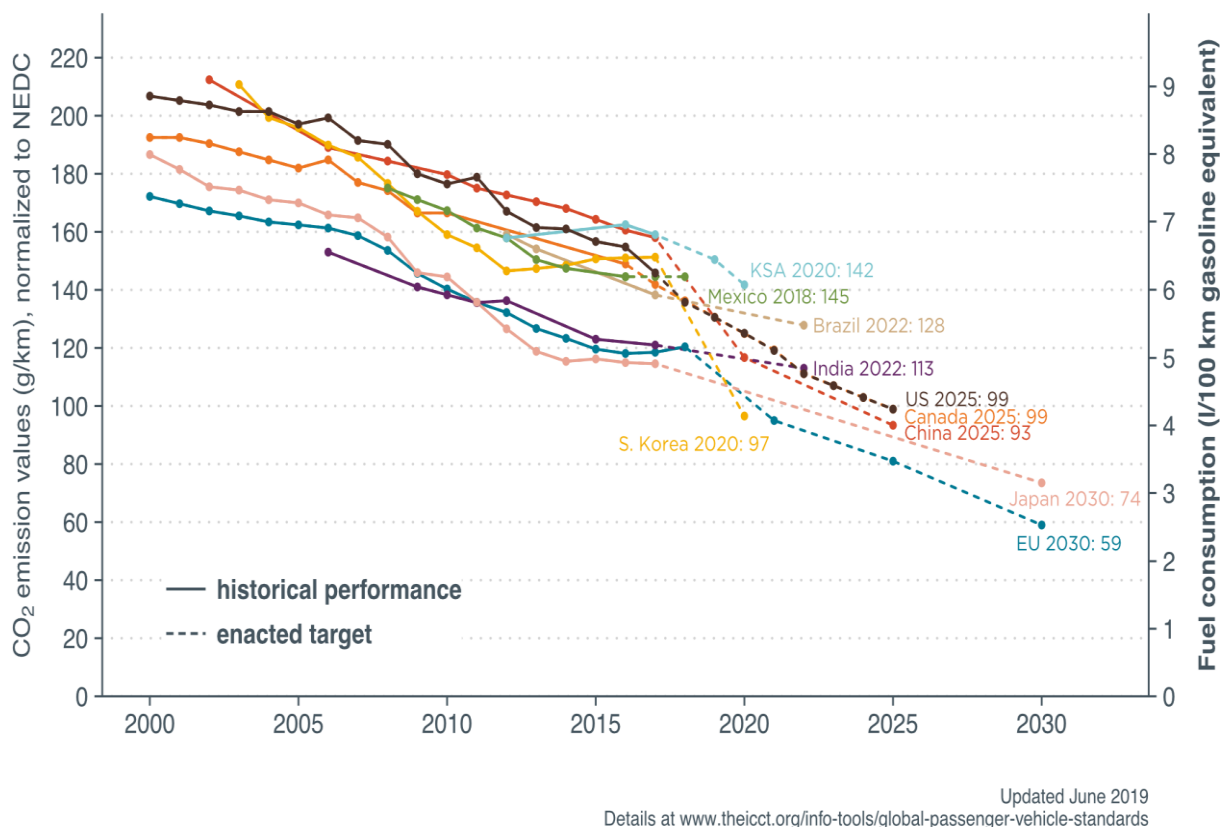


Abbildung 1.1 - CO₂-Grenzwerte für Fahrzeugflotten weltweit [9]

Heraus resultieren zweierlei Herausforderungen für die Automobilhersteller: Die stetig sinkenden Schadstoffemissionsgrenzwerte erfordern eine immer aufwändigere Abgasnachbehandlung. Gleichzeitig erfordert die Senkung der maximalen Flottenverbräuche eine stetige Reduktion des CO₂-Ausstoßes (dies entspricht beim konventionellen Verbrennungsmotor dem Kraftstoffverbrauch).

Zwar ist bei Dieselmotoren der CO₂-Ausstoß aufgrund der höheren Energiedichte des Treibstoffs geringer, jedoch ist die Abgasnachbehandlung deutlich aufwändiger und kostenintensiver als bei Ottomotoren. Das resultiert aus den unterschiedlichen Brennverfahren:

Die quantitativ geregelte, fremdgezündete Verbrennung eines stöchiometrischen ($\lambda = 1$) Kraftstoff-Luft-Gemisches (Otto) ist gut regelbar und für die Abgasnachbehandlung war lan-

ge Zeit lediglich ein Drei-Wege-Katalysator erforderlich. Später wurde zur weiteren Reduktion des Schadstoffausstoßes, zusätzlich zu einem kleinen, motornahen Drei-Wege-Katalysator, ein NO_x-Speicherkatalysator eingesetzt [10].

Das Abgas des qualitativ geregelten, selbstzündenden Dieselmotors ist im gesamten Betriebsbereich mager. Wegen des Sauerstoffüberschusses ist die Reduktion der Stickstoffoxide lediglich in einem geringen Umfang (<10 %) möglich. Daher werden zusätzlich zur Abgasrückführung Reduktionskatalysatoren (heutzutage mit extern zugeführter Harnstofflösung als Reduktionsmittel) eingesetzt, um die Emissionsgrenzwerte einzuhalten. Zusätzlich werden Dieseloxydationskatalysatoren eingesetzt, um die unverbrannten Kohlenwasserstoffe zu oxidieren. Infolge der inhomogenen Kraftstoff-Luft-Verteilung im Brennraum, entstehen in jedem Lastzustand Zonen mit magerer und solche mit fetter Verbrennung. Um die hierdurch entstehenden Rußpartikel zu reduzieren werden außerdem Rußpartikelfilter eingesetzt, die diese Partikel speichern und zur Regeneration zyklisch, mittels einer temporären Steigerung der Abgastemperatur, verbrennen [10].

Die hohe Komplexität der Abgasnachbehandlung beim Dieselmotor führt dazu, dass dieser mittelfristig, aufgrund der Emissionsgesetzgebung, aus dem privaten Verkehrssektor verschwinden wird. Diese Entwicklung resultiert aus der von der europäischen Union 2008 verabschiedeten Richtlinie über *Luftqualität und saubere Luft für Europa* [11], welche den NO₂-Jahresmittelwert ab dem Jahr 2010 auf 40 µg/m³ beschränkt. Das Erfüllen dieses Grenzwertes ist, im realen Verkehr, mit der aktuellen Größe der europäischen Diesel-Flotte nicht möglich. Aus diesem Grund tritt der Ottomotor, neben neuen elektrischen Antriebskonzepten, im privaten Verkehrssektor aktuell wieder in den Vordergrund.

Wie bereits erörtert, liegt die Herausforderung für den Ottomotor vor allem in der Reduktion des CO₂-Ausstoßes und damit in der Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs. Die Fahrzeughersteller setzen hierbei in erster Linie auf die etablierten Konzepte *Downsizing* und *Downspeeding*, also die Verschiebung der Teillastbetriebspunkte in Motorbetriebsbereiche höherer Last und damit geringeren spezifischen Kraftstoffverbrauchs. Mit der Einführung der Direkteinspritzung bei Ottomotoren können außerdem durch die Kühlung des Brennraumes infolge der Verdampfungsenthalpie des Kraftstoffes zunehmend höhere Aufladegrade realisiert werden.

Für den Abgasturbolader (ATL), der heutzutage Stand der Technik für die Aufladung von Verbrennungsmotoren ist, ändern sich die motorseitigen Anforderungen mit der Weiterentwicklung des Ottomotors. Auf diese Anforderungen wird in Kap. 3.1 detaillierter eingegangen. An dieser Stelle soll nur ein kurzer Überblick über die im Vergleich zum Dieselmotor geänderten Anforderungen gegeben werden.

Aufgrund der höheren Abgastemperaturen (Otto bis zu 1050 °C, Diesel bis zu 800 °C) wird überwiegend auf den Einsatz von variablen Turbinengeometrien verzichtet. Zur Minimierung des Turbolochs werden daher kleinere Turbinenräder eingesetzt. Im Vollastbetrieb wird die ATL-Drehzahl und damit der Ladedruck durch einen Turbinenbypass (*Wastegate*) geregelt. Der breitere Drehzahlbereich des Ottomotors erfordert ein breiteres Verdichterkenn-

feld als beim Diesel-ATL. Aus diesem Grund werden Ottomotoren im Teillastbetrieb häufig mit einer Ventilüberschneidung (*Scavenging*), also einem spülenden Ladungswechsel, betrieben. Hierdurch kann der minimale Verdichtermassenstrom angehoben und damit die erforderliche Kennfeldbreite reduziert und gleichzeitig das Eckdrehmoment (*Low-End-Torque*) erhöht werden. Allerdings entstehen durch dieses Ladungswechselkonzept zusätzliche CO₂-Emission, da im Abgas einen Luftüberschuss vorliegt (mager, $\lambda > 1$). Daher muss der Motor während des Arbeitstakts mit einem Kraftstoffüberschuss (fette Verbrennung, $\lambda < 1$) betrieben werden, um das Kraftstoff-Luft-Verhältnis im Abgas auszugleichen ($\lambda \approx 1$) und so eine wirksame Abgasnachbehandlung sicherzustellen.

Zur Reduktion der CO₂-Emissionen entwickeln die Automobilhersteller gegenwärtig Motoren welche die Miller- und Atkinson-Ladungswechselstrategien nutzen. Bei diesen Brennverfahren wird mittels eines variablen Ventiltriebs das Einlassventil vor (Miller) oder nach (Atkinson) dem unteren Totpunkt geschlossen. Durch das verringerte Verdichtungsverhältnis sinken die Abgastemperatur, die Klopfneigung und der Schadstoffausstoß. Gleichzeitig steigt der Motorwirkungsgrad, da durch das erhöhte geometrische Expansionsverhältnis weniger ungenutzte Expansionsenergie am Ende des Arbeitstaktes (unterer Totpunkt) übrigbleibt. Um den spezifischen Leistungsverlust durch das geringere Verdichtungsverhältnis auszugleichen, ist die Erhöhung des Saugrohrdrucks und folglich eine Steigerung des Aufladegrads von $\pi_{V,t-t,max} < 2$ auf $\pi_{V,t-t,max} > 3$ notwendig.

Zusammenfassend lässt sich somit festhalten, dass die Aufladung von Ottomotoren zu einer Verschiebung der Gewichtung von Zielgrößen für die Auslegung von Abgasturbolader-Verdichtern führt. Das primäre Auslegungsziel ist die Maximierung der stabilen Kennfeldbreite des Verdichters. Mit der Etablierung neuer Motor-Kreisprozesse (Miller- und Atkinson-Kreisprozesse), bei denen der Fokus verstärkt auf dem Motorwirkungsgrad liegt und die spezifische Leistung zur sekundären Zielgröße wird, resultieren außerdem steigende Ladedruckanforderungen für den ATL-Verdichter (Hochaufladung).

Die vorliegende Arbeit hat zum Ziel, eine ganzheitliche Verdichterauslegung zu entwickeln, um diesen beiden Zielgrößen (eine maximale Kennfeldbreite und ein hohes Verdichterdrukverhältnis) gerecht zu werden. Hierbei wird eine aktive, kennfelderweiternde Maßnahme (KEM), die üblicherweise auf bestehende Verdichterstufen appliziert wird, als gegeben angenommen, sodass eine Stufenauslegung entwickelt werden kann, deren Fokus darin besteht, das vollständige Potenzial der KEM zu nutzen und gleichzeitig einen hohen Wirkungsgrad im gesamten, erweiterten Verdichterkennfeld zu gewährleisten.

2 Grundlagen Abgasturboaufladung

Abgasturbo-lader für Automobilanwendungen (Abb. 2.1) bestehen aus einem Verdichter (Blau) und einer Turbine (Rot) die mechanisch über eine Welle starr miteinander gekoppelt sind. Dieser Laufrad-Wellen-Verbund wird innerhalb des Lagergehäuses mittels ölgeschmierter Gleitlager gelagert. Die Ausführung von Verdichter- und Turbinenseite in Radialbauweise erfordert einen geringen Bauraum und erreicht gleichzeitig ein hohes Stufendruckverhältnis und damit eine hohe Leistungsdichte.

Der Radialverdichter saugt Frischluft aus der Umgebung axial an, verdichtet diese und führt sie über einen Ladeluftkühler dem Ansaugkrümmer des Motors zu. Die Vorverdichtung der Ansaugluft erhöht die für die Verbrennung zur Verfügung stehende Sauerstoffmenge im Brennraum, wodurch bei gleichem Zylinderhubvolumen die Menge des eingespritzten Kraftstoffs und schlussendlich die effektive Motorleistung jedes Arbeitstaktes erhöht werden kann. Gleichzeitig steigt durch diese sogenannte Zwangsbeatmung des Motors das effektive Drehmoment.

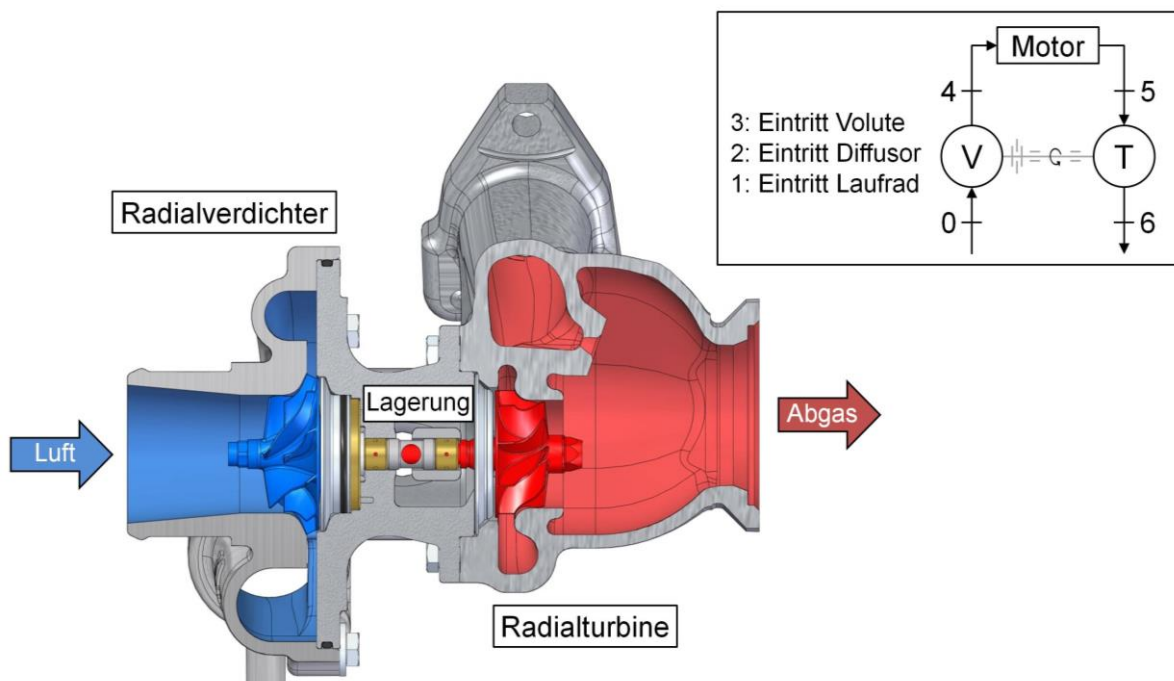


Abbildung 2.1 - Schnittmodell eines Abgasturboaufladers

Das Abgas, das während des Ausschiebetakts den Brennraum verlässt, enthält eine hohe Menge an Restenergie. Diese Restenergie liegt in Form von potentieller (Druck und Temperatur) und kinetischer Energie (Strömungsgeschwindigkeit) vor. Bei der heutzutage gebräuchlichen Stoßaufladung wird das Abgas auf kürzestem Wege über den Abgaskrümmer der Radialturbine zugeführt. Die Turbine reduziert die Totalenthalpie (potentielle und kinetische Energie) des Abgases und wandelt sie in Rotationsenergie um. Diese mechanische Energie

wird im Radialverdichter genutzt, um die Enthalpie (Totaldruck und -temperatur) der Frischluft zu erhöhen bevor sie dem Brennraum zugeführt wird.

Durch diese strömungsmechanische Kopplung zwischen Abgasturbolader und Motor, sowie die mechanische Kopplung zwischen Verdichter und Turbine, ergeben sich drei Zwangsbedingungen, die für das Matching von Abgasturbolader und Motor genutzt werden. Aufgrund der direkten mechanischen Kopplung zwischen Verdichter- und Turbinenlaufrad ergibt sich eine *Drehzahlkopplung*

$$n_V = n_T \quad (1)$$

die besagt, dass Verdichter- und Turbinenlaufrad mit der gleichen Winkelgeschwindigkeit rotieren. Weiterhin besteht eine *Leistungskopplung*

$$P_T - P_{Verl} = P_V + P_{Beschl} \quad (2)$$

die bedeutet, dass im stationären Betrieb ($P_{Beschl} = 0$) die verfügbare Verdichterleistung (P_V) der Turbinenleistung (P_T) abzüglich der Verlustleistung (P_{Verl}), bestehend aus Strömungs-, Wärme- und Lagerreibungsverlusten, entspricht (*Freilaufbedingung*).

Aus der strömungsmechanischen Kopplung zwischen Abgasturbolader und Motor wiederum ergibt sich die *Massenstromkopplung*

$$\dot{m}_T = \dot{m}_V + \dot{m}_B \quad (3)$$

die definiert, dass der Turbinenmassenstrom (\dot{m}_T) gleich der Summe aus Verdichter- (\dot{m}_V) und Brennstoffmassenstrom (\dot{m}_B) ist. Aus der *Freilaufbedingung* ergibt sich mit den Leistungsbilanzen für den Verdichter

$$P_V = \dot{m}_V \cdot \frac{\Delta h_{0, is, V}}{\eta_{is, V}} \quad (4)$$

und die Turbine

$$P_T = \dot{m}_T \cdot \Delta h_{0, is, T} \cdot \eta_{is, T} \cdot \eta_m \quad (5)$$

zusammen mit den Definitionen der Enthalpieänderung einer isentropen Verdichtung

$$\Delta h_{0, is, V} = c_{p, L} \cdot T_0 \cdot \left[\left(\frac{p_{0,4}}{p_0} \right)^{\kappa_L - 1 / \kappa_L} - 1 \right] \quad (6)$$

und einer isentropen Entspannung

$$\Delta h_{0, is, T} = c_{p, AG} \cdot T_{0,5} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_6}{p_{0,5}} \right)^{\kappa_{AG} - 1 / \kappa_{AG}} \right] \quad (7)$$

die *erste Hauptgleichung* der Abgasturboaufladung [12, 13]:

$$\pi_{V, t-t} = \frac{p_{0,4}}{p_0} = \left\{ 1 + \frac{\dot{m}_T}{\dot{m}_V} \cdot \frac{T_{0,5}}{T_0} \cdot \eta_{is, V} \cdot \eta_{is, T} \cdot \eta_m \cdot \frac{c_{p, AG}}{c_{p, L}} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_6}{p_{0,5}} \right)^{\kappa_{AG} - 1 / \kappa_{AG}} \right] \right\}^{\kappa_L / \kappa_L - 1} \quad (8)$$

Diese Formulierung der stationären Leistungsbilanz stellt den Zusammenhang zwischen Massenstrom- und Stufendruckverhältnissen mit dem Gesamtwirkungsgrad

$$\eta_{ATL} = \eta_{is,V} \cdot \eta_{is,T} \cdot \eta_m \quad (9)$$

des Abgasturboladers her. Es wird deutlich, dass der Aufladegrad ($\pi_{V,t-t}$) bei gegebenen Ansaug- und Turbineneintrittsbedingungen ausschließlich durch den Gesamtwirkungsgrad des Abgasturboladers (η_{ATL}) bestimmt wird. Anhand der Tatsache, dass ein aufgeladener Verbrennungsmotor ein positives Spülgefälle ($p_{0,4} > p_{0,5}$) benötigt, um einen hohen Gesamtwirkungsgrad zu erreichen, sowie das Rückströmen von Verbrennungsgasen im Bereich der Ventilüberscheidung auszuschließen, lässt sich der Einfluss des Turboladerwirkungsgrads auf den Verbund aus Abgasturbolader und Motor verdeutlichen.

Zu diesem Zweck wird ein Ottomotor, mit einem für die Verwendung eines 3-Wege-Katalysators notwendigen Luftverhältnis $\lambda \approx 1$, betrachtet. Das Massenstromverhältnis

$$\frac{\dot{m}_T}{\dot{m}_V} = 1 + \frac{1}{\lambda \cdot L_{min}} = 1,07 \quad (10)$$

zwischen Verdichter- und Turbinenmassenstrom ergibt sich aus dem stöchiometrischen Mindestluftbedarf ($L_{min} = 14,7 \text{ kg}_{\text{Luft}} / \text{kg}_{\text{Kraftstoff}}$) für Super-Benzin [14]. Auf der Frischluftseite werden die Stoffkennwerte für Luft nach Baehr und Kabelac [15] für Referenzbedingungen ($p_{Ref} = 1 \text{ bar}$, $T_{Ref} = 25 \text{ °C}$) nach SAE [16] verwendet. Die Stoffeigenschaften des Abgases werden unter Berücksichtigung der Abgastemperatur ebenfalls aus Baehr und Kabelac [15] entnommen. Das resultierende Turbinendruckverhältnis ist für Turboladerwirkungsgrade im Bereich von 25...100 % und Abgastemperaturen zwischen 600 und 1000 °C in Abb. 2.2 für drei Verdichterbetriebspunkte ($\pi_{V,t-t} = 1,5 \dots 3,0$) dargestellt.

Abbildung 2.2 verdeutlicht, dass mit steigendem Aufladegrad ($\pi_{V,t-t}$) und sinkender Abgastemperatur der erforderliche Mindestwirkungsgrad ansteigt, um die Forderung nach einem positiven Spülgefälle zu erfüllen. Hierfür wird bei einem Verdichterdrukverhältnis von $\pi_{V,t-t} = 1,5$ ein Mindestwirkungsgrad im Bereich von $\eta_{ATL} = 25 \dots 35 \%$, bei einem Druckverhältnis von $\pi_{V,t-t} = 2,0$ ein Mindestwirkungsgrad (η_{ATL}) zwischen 27 und 39 % und bei einem Druckverhältnis von $\pi_{V,t-t} = 3,0$ ein Mindestwirkungsgrad $\eta_{ATL} = 30 \dots 44 \%$ benötigt. Insgesamt sinkt der notwendige Mindestwirkungsgrad zum Erreichen eines positiven Spülgefälles mit steigender Abgastemperatur. Dieser Zusammenhang muss im Zuge des Trends zur Hochaufladung von Verbrennungsmotoren berücksichtigt werden, da eine Steigerung des Gesamtwirkungsgrads eine Gesamtoptimierung des Abgasturboladers hinsichtlich aerodynamischer und mechanischer Wirkungsgrade erfordert.

Allerdings steigt mit dem Aufladegrad auch das Potenzial zur Reduzierung der Ausschleibarbeit. Bei einem Verdichterdrukverhältnis von $\pi_{V,t-t} = 3,0$ und einer Abgastemperatur von $T_{0,5} = 1000 \text{ °C}$ führt eine Steigerung des ATL-Gesamtwirkungsgrades um 5 %-Punkte zu einer Reduzierung des Motordruckverhältnisses von $p_{0,5}/p_{0,4} = 1$ auf $p_{0,5}/p_{0,4} = 0,8$. Das wiederum hat eine signifikante Steigerung des effektiven Motorwirkungsgrads und eine Reduzierung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs zur Folge.

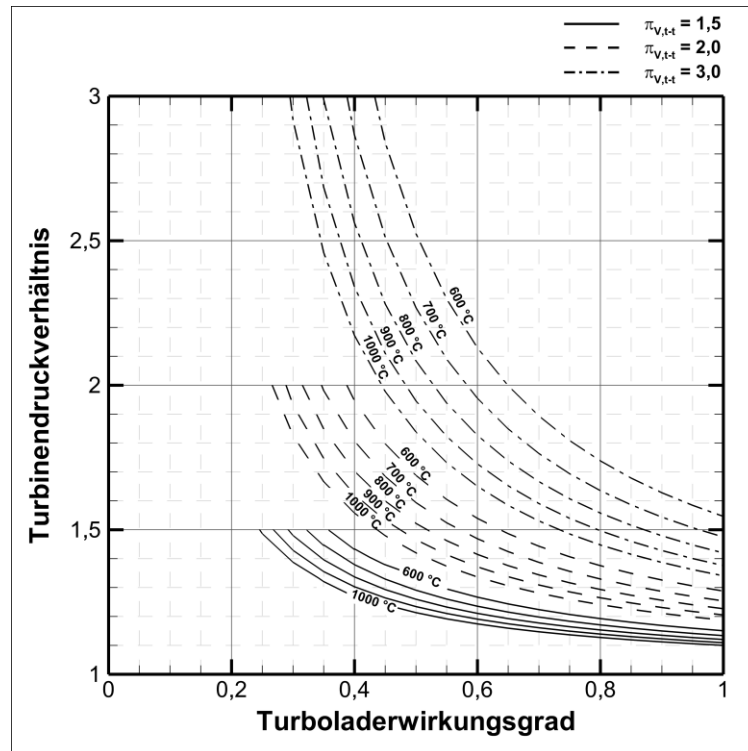


Abbildung 2.2 - Zusammenhang zwischen Turboladerwirkungsgrad und Turbinendruckverhältnis für verschiedene Abgastemperaturen und Verdichterdruckverhältnisse [13]

Der reale Abgasgegendruck wird durch die Auslegung der Abgasturbine bestimmt. Hierbei kommen in der Großserienanwendung neben strömungsmechanischen Überlegungen vor allem Kostenaspekte und kundenspezifische Betriebsszenarien zum Tragen.

Dass die Aufladung von 4-Takt-Ottomotoren für Personenkraftwagen eine besondere Herausforderung aufgrund der hohen Massenstromspreizung darstellt, wurde in Kap. 1 bereits erörtert. Hiermit geht eine signifikante Lastvariation während des Fahrbetriebs einher. Die strömungsmechanische Kopplung zwischen ATL und Verbrennungsmotor resultiert hierbei in einem verzögerten Ansprechverhalten (Zeitdifferenz zwischen Lastanforderung und verfügbarem Ladedruck). Zur Verbesserung des Ansprechverhaltens werden bei Downsizing-Motoren Turbinen mit verhältnismäßig kleinem Turbinenquerschnitt eingesetzt, wodurch das Massenträgheitsmoment des Rotationsverbands minimiert wird.

Ein geringes Massenträgheitsmoment hat den Vorteil, dass die Verzögerung bei der Beschleunigung des ATL-Rotors und dadurch die erforderliche Zeitspanne zum Ladedruckaufbau reduziert werden. Der geringe Turbinenquerschnitt führt allerdings dazu, dass das Turbinenschluckvermögen sinkt. Daher wird im oberen Lastbereich ein Teil des Abgasmassenstroms über ein Wastegate an der Turbine vorbeigeführt, wodurch die Ausschleubarbeit während des Ladungswechseltakts verringert wird.

Das Turbinenschluckvermögen lässt sich näherungsweise anhand des stationären, isentropen Ausströmvorgangs eines kompressiblen Fluids ermitteln. Der Düsenquerschnitt entspricht

bei dieser Betrachtungsweise dem isentropen Ersatzquerschnitt der Turbine ($A_{is,T}$). Der Turbinenmassenstrom

$$\dot{m}_T = A_{is,T} \cdot \rho_N \cdot c_N \quad (11)$$

lässt sich für eine stationäre Strömung über die Kontinuitätsgleichung im Düsenquerschnitt bestimmen. Die Strömungsgeschwindigkeit

$$c_N = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa_{AG}}{\kappa_{AG}-1} \cdot R_{AG} \cdot T_{0,5} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_6}{p_{0,5}} \right)^{\kappa_{AG}-1/\kappa_{AG}} \right]} \quad (12)$$

ergibt sich aus dem Ausströmvorgang eines idealen Gases aus einem Druckbehälter [17], wobei der Ruhezustand im Druckbehälter aus dem thermodynamischen Zustand des Abgases am Turbineneintritt (5) bestimmt wird. Die Dichte des Abgases im isentropen Ersatzquerschnitt der Turbine

$$\rho_N = \rho_6 = \rho_{0,5} \cdot \left(\frac{p_6}{p_{0,5}} \right)^{1/\kappa_{AG}} \quad (13)$$

ergibt sich aus der Isentropenbeziehung für ideale Gase [15]. Zusammen mit der thermischen Zustandsgleichung für ideale Gase:

$$R_{AG} \cdot T_{0,5} = \frac{p_{0,5}}{\rho_{0,5}} \quad (14)$$

und den Gl. (12) und (13), kann Gl. (11) nun entsprechend neu formuliert werden:

$$\dot{m}_T = A_{is,T} \cdot \sqrt{2 \cdot p_{0,5} \cdot \rho_{0,5}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa_{AG}}{\kappa_{AG}-1} \cdot \left[\left(\frac{p_6}{p_{0,5}} \right)^{2/\kappa_{AG}} - \left(\frac{p_6}{p_{0,5}} \right)^{\kappa_{AG}+1/\kappa_{AG}} \right]} \quad (15)$$

Der zweite Wurzelausdruck beschreibt die Ausflussfunktion

$$\psi = \sqrt{\frac{\kappa_{AG}}{\kappa_{AG}-1} \cdot \left[\left(\frac{p_6}{p_{0,5}} \right)^{2/\kappa_{AG}} - \left(\frac{p_6}{p_{0,5}} \right)^{\kappa_{AG}+1/\kappa_{AG}} \right]} \quad (16)$$

welche bei Betrachtung des Abgases als ideales Gas ($\kappa_{AG} = \text{konst.}$) durch das Turbinendruckverhältnis

$$\pi_T = \frac{p_{0,5}}{p_6} \quad (17)$$

bestimmt wird. Bei Erreichen des kritischen Druckverhältnisses

$$\pi^* = \left(\frac{p_{0,5}}{p_6} \right)^* = \left(\frac{2}{\kappa_{AG}+1} \right)^{-\kappa_{AG}/\kappa_{AG}-1} \quad (18)$$

wird im engsten Düsenquerschnitt Schallgeschwindigkeit erreicht. Bei einer weiteren Steigerung des Druckverhältnisses sinkt der Wert der Ausflussfunktion [12].

Üblicherweise wird der Turbinenmassenstrom mit dem Zustand des Abgases am Stufeneintritt reduziert, womit sich die *zweite Hauptgleichung* der Abgasturboaufladung ergibt [13],

$$\dot{m}_{red,T} = \dot{m}_T \cdot \frac{\sqrt{T_{0,5}}}{p_{0,5}} = A_{is,T} \cdot \sqrt{\frac{2}{R_{AG}}} \cdot \psi \quad (19)$$

welche das Turbinenschluckvermögen beschreibt. Wie bereits erörtert, ergibt sich das reale Schluckvermögen aus den Gaseigenschaften am Stufeneintritt und dem isentropen Ersatzquerschnitt. Letzterer bleibt konstant, solange kein variabler Düsenring oder eine andere Art der variablen Turbinengeometrie (VTG) eingesetzt wird.

Bei der stationären Betrachtungsweise könnten folglich je nach Gaseigenschaft maximal Turbinendruckverhältnisse von $\pi_T \leq 2$ erreicht werden. In diesem Fall würde mit der Erhöhung des Eintrittsdrucks auch der Turbinenaustrittsdruck ansteigen. Der reale Turbinenmassenstrom nähme hierbei weiter zu, da bei gleichbleibendem Volumenstrom der Druck und damit die Dichte am Turbineneintritt ansteigen.

Radialturbinen sind bekanntermaßen in der Lage, Druckverhältnisse von $\pi_T \geq 2$ zu erreichen und folglich das zugeführte Abgas über das kritische Druckverhältnis hinaus zu expandieren. Das wird durch das Beschleunigen der Strömung in zwei unterschiedlichen Bezugssystemen erreicht (Abb. 2.3).

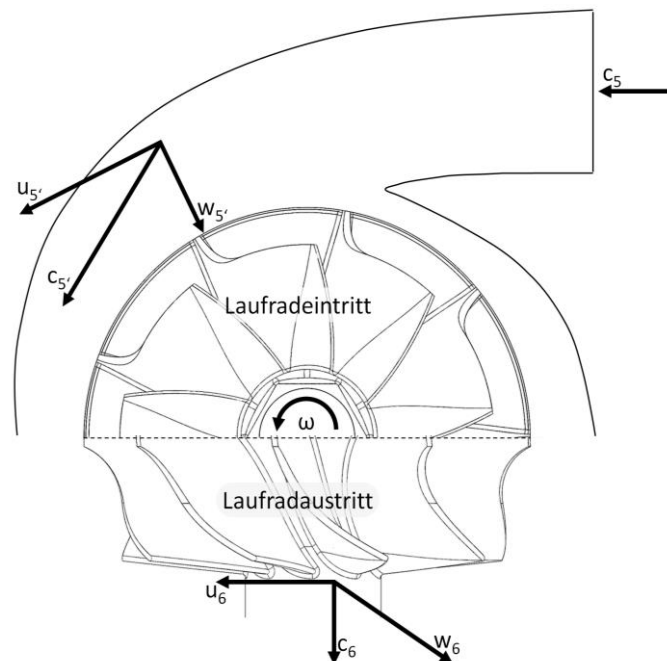


Abbildung 2.3 - Geschwindigkeitsdreiecke am Turbineneintritt und -austritt

Zur Veranschaulichung wird angenommen, dass das heiße Abgas mit einem Druck von 3 bar in die Turbine eintritt und in der Volute auf 1,8 bar entspannt wird. Das entspricht einer Beschleunigung im Absolutsystem auf 427 m/s ($Ma_{5'} = 0,9$). Bei radialer Schaufelanströmung ($w_{u,5'} = 0$) und einer Umfangsgeschwindigkeit von 400 m/s am Laufraudeintritt ergibt sich eine

Anströmgeschwindigkeit im Relativsystem von 149 m/s ($Ma_{5,rel} = 0,31$). Folglich kann das Abgas im relativen (rotierenden) Bezugssystem des Laufrads erneut expandiert werden ohne in den Überschallbereich zu gelangen. Wird am Laufradaustritt eine relative Strömungsgeschwindigkeit von 396 m/s erreicht ($Ma_{6,rel} = 0,9$), resultieren eine absolute Abströmgeschwindigkeit von 292 m/s ($Ma_6 = 0,66$ und $c_{u,6} = 0$), wie in Abb. 2.3 illustriert wird. Somit wird ein Druckverhältnis zwischen Turbineneintritt und -austritt von $\pi_T = 2,58$ erreicht.

Aus diesen Zusammenhängen ergibt sich die ideale Turbinenkennlinie (*Turbinenschluckvermögen*) für einen konstanten Ersatzquerschnitt (Abb. 2.4), wobei aufgrund steigender Sekundärströmungsverluste der reduzierte Turbinenmassenstrom in der realen Anwendung zu hohen Druckverhältnissen leicht absinkt. Dieser Effekt wird noch verstärkt, wenn sich der engste Querschnitt innerhalb des Turbinenlaufrads befindet.

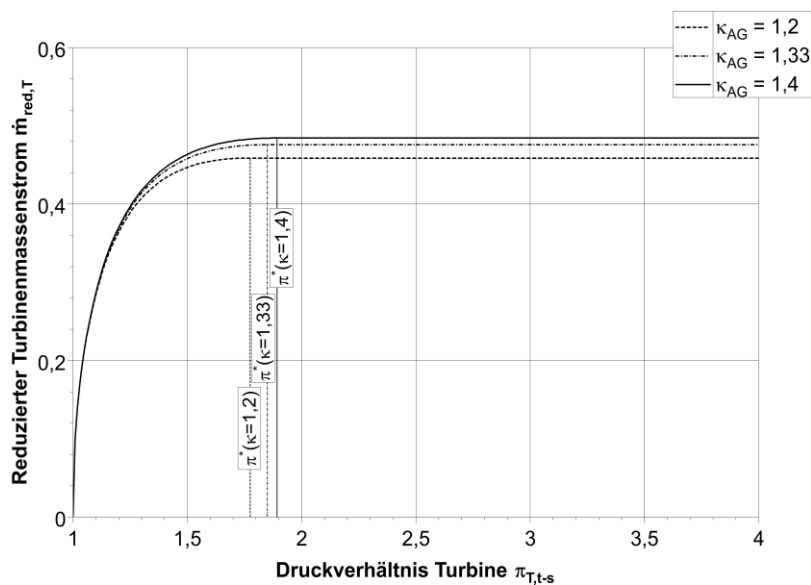


Abbildung 2.4 - Idealisierte Turbinenkennlinien für unterschiedliche Isentropenexponenten

2.1 Energieübertragung im Radialverdichter

Im Hinblick auf die isentropen Zustandsänderungen lassen sich Radialverdichter entlang der Strömungsrichtung in die folgenden fünf geometrischen Regionen unterteilen (Abb. 2.5):

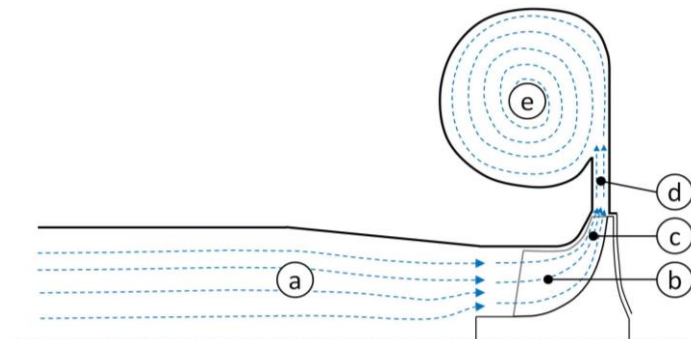


Abbildung 2.5 - Komponenten Radialverdichter: (a) Einlaufstrecke, (b) axiale Teil des Verdichterlaufrads, (c) radiale Teil des Verdichterlaufrads, (d) Radialdiffusor und (e) Volute

Die **Einlaufstrecke (a)** leitet das Fluid in den Verdichter. Sie wird üblicherweise als Düse ausgeführt, um den Rohrdurchmesser auf den Eintrittsdurchmesser des Verdichterlaufrads zu reduzieren. Hierbei liegt ein Druckgefälle zwischen Eintritt und Austritt vor. Der Austrittsquerschnitt bestimmt maßgeblich das Geschwindigkeitsdreieck am Laufradeintritt. Ungeachtet der Laufradgeometrie beeinflusst die gesamte Eintrittsgeometrie die Anströmverluste, sowie die Pumpgrenzlage des Verdichters [18].

Solange es sich bei der Einlaufstrecke um eine gerade Rohrstrecke ohne variables Leitgitter handelt, kann von einer drallfreien, stationären Strömung ohne Rohreibungsverluste ausgegangen werden. Diese Vereinfachung wird verwendet, da bei einer für Turbolader typischen Reynolds-Zahl am Eintritt im Bereich von $10^5 < Re < 3 \cdot 10^5$ und einer vergleichsweise kurzen Rohrstrecke minimale Druckverluste (< 3 mbar) auftreten.

Im **axialen Teil des Verdichterlaufrads (b)** wird dem Fluid kinetische Energie zugeführt. Das Fluid wird von den Laufradschaufeln geführt und durch das Aufprägen einer Geschwindigkeitskomponente in Umfangsrichtung beschleunigt. Gleichzeitig wird der meridionale Strömungsquerschnitt reduziert, um die meridionale Komponente der Strömungsgeschwindigkeit zu steigern. Damit der statische Druck erhalten bleibt, wird gleichzeitig der Radius der Laufradnabe und der schaufelnormale Strömungsquerschnitt kontinuierlich vergrößert. Folglich steigen bei annähernd konstantem statischem Druck die Strömungsgeschwindigkeit und damit der dynamische Druck.

Der axiale Laufradteil hat einen signifikanten Einfluss auf das Betriebsverhalten bezüglich der Lage des Auslegungspunkts sowie des Stufenwirkungsgrads. Der Eintrittsquerschnitt definiert zusammen mit dem Metallwinkel der Schaufelvorderkante und dem Halsquerschnitt der Schaufelpassage die Lage des Auslegungspunkts (Betriebspunkt maximalen Wirkungsgrads). Der Inzidenzwinkel (Differenz zwischen relativem Strömungswinkel und Schaufelwinkel) bestimmt die Inzidenzverluste, sowie die Betriebscharakteristik abseits des Auslegungsmassenstroms. Die Nabengeometrie (Laufradnase), die Radialspalthöhe und die Winkeländerung entlang der Skelettlinie haben primär Einfluss auf die Entstehung von Sekundärströmungsverlusten und beeinflussen damit außerdem anteilig die Größe des stabilen Betriebsbereichs [19].

Im **radialen Teil des Verdichterlaufrads (c)** findet der Hauptanteil des Energieumsatzes im Verdichter statt. Durch die Vergrößerung des Kanalradius werden die Geschwindigkeitskomponente in Umfangsrichtung und damit der dynamische Druck kontinuierlich angehoben. Die Zentripetalbeschleunigung zusammen mit der Vergrößerung des schaufelnormalen Strömungsquerschnitts führt gleichzeitig zu einer Erhöhung des statischen Drucks. Durch diese Kombination verschiedener Energieübertragungen können im Radialverdichter signifikant höhere Stufendruckverhältnisse erzielt werden als in Axial- oder Diagonalverdichtern.

Der Nachteil von Radialverdichtern gegenüber Axialverdichtern besteht primär in den hohen Strömungsverlusten im radialen Laufradteil. Die größere Diffusionszahl begünstigt die Ausbildung von Ablösungen in der hinteren Schaufelpassage. Die resultierende Differenz der relativen Strömungsgeschwindigkeiten auf der Druck- und Saugseite führt zu einer Min-

derumlenkung der Strömung am Laufradaustritt. Zusätzlich begünstigt die geringe Schaufelhöhe die vergleichsweise hohen Verluste infolge der stärker ausgebildeten Kurzschlussströmung zwischen Druck- und Saugseite [19]. Die Scherreibungsverluste, die in den Grenzonen zwischen den verschiedenen Sekundärströmungen entstehen, führen dazu, dass bei Radialverdichterlaufrädern der maximale Wirkungsgrad ca. 5...10 %-Punkte geringer ausfällt als bei Axialverdichtern [20]. Der radiale Teil des Verdichterlaufrads prägt somit maßgeblich das Stufendruckverhältnis, den Wirkungsgrad und die Größe des stabilen Betriebsbereichs.

Der **Radialdiffusor (d)** wandelt einen großen Anteil der kinetischen Energie, die im Laufrad zugeführt wird, in potentielle Energie um. Durch die Vergrößerung des Strömungsquerschnitts wird die Strömung verzögert und der statische Druck erhöht. Bei Radialdiffusoren wird die Strömung durch die Drall-Erhaltung zusätzlich verzögert und der statische Druck weiter erhöht.

Der Vorteil der radialen Bauweise besteht darin, dass große Flächenverhältnisse realisierbar sind, ohne signifikante Effizienzeinbußen hinnehmen zu müssen. Hierdurch können in einem sehr geringen Bauraum hohe Diffusionszahlen erzielt werden. Ein Nachteil ist die geringe Kanalbreite. Hierdurch steigen zum einen aufgrund des zunehmenden Strömungswegs im Bereich niedriger Massenströme die Wandreibungsverluste, zum anderen führen Strömungsablösungen schnell zu einer vollständigen Versperrung des Strömungskanals und in der Folge zur Umkehr der Strömungsrichtung und damit zum Pumpen der Verdichterstufe.

Die **Volute (e)** sammelt die radial austretende Diffusorströmung und führt sie dem Austrittsrohr zu. Die Geometrie teilt sich in zwei Bereiche auf: Die Spirale, die in Richtung des Diffusors geöffnet ist, und den Axialdiffusor, der sich stromabwärts an den Halsquerschnitt (Strömungsquerschnitt oberhalb der Volutenzunge) anschließt. In der Spirale wird die radiale Strömungskomponente der Diffusorströmung in eine Drallströmung und die Umfangskomponente in eine Rohrströmung umgewandelt. Der Austrittsstutzen dient primär dazu, die Querschnittsfläche und -form in die geforderte Rohrgeometrie zu überführen. Voluten werden üblicherweise dimensioniert, um im Auslegungspunkt die Strömungsgeschwindigkeit zu erhalten. Folglich wird das Fluid in Richtung der Pumpgrenze verzögert und in Richtung der Stopfgrenze beschleunigt [21]. Die Strömungsverluste innerhalb der Volute bestehen primär aus Wandreibungsverlusten und werden folglich durch den Querschnitt und die Oberflächenrauigkeit beeinflusst.

Bei der Verdichterauslegung wird in der Regel die Laufradvorderkante, d.h. die Schnittstelle zwischen den Regionen (a) und (b), als erster thermodynamischer Zustand betrachtet. Durch die Korrektur von Drehzahl (n_V) und Massenstrom (\dot{m}_V) auf Referenzbedingungen [16] wird die Vergleichbarkeit der Berechnungsergebnisse mit Prüfstandsmessungen sichergestellt.

$$n_{korr,V} = n_V \cdot \sqrt{\frac{T_{ref}}{T_0}} \quad (20)$$

$$\dot{m}_{korr,V} = \dot{m}_V \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_{ref}}} \cdot \frac{p_{ref}}{p_0} \quad (21)$$

Die Einlaufstrecke kann mit ausreichender Genauigkeit als drall- ($\alpha_l = 0$) und verlustfrei angenommen werden, wodurch sich die totale Dichte (ρ_0), die axiale Anströmgeschwindigkeit (c_{ax}) und die axiale Mach-Zahl (Ma_{ax}) am Laufradeintritt

$$\rho_{0,1} = \frac{p_0}{R_L \cdot T_0} \quad (22)$$

$$c_{ax,1,n=0} = \frac{\dot{m}_{korr,V}}{\rho_{0,1} \cdot A_1} \quad (23)$$

$$Ma_{ax,1,n=0} = \frac{c_{ax,1,n=0}}{\sqrt{\kappa_L \cdot R_L \cdot T_0 \cdot [1 + 0,5 \cdot (\kappa_L - 1) \cdot 1^2]^{-1}}} \quad (24)$$

in erster Näherung aus den Auslegungsrandbedingungen und den Geometrieparametern (Gehäuse- und Nabendurchmesser) ergeben. Basierend auf diesen Startwerten können der statische Druck,

$$p_{1,n} = p_{0,1} \cdot \left(1 + \frac{\kappa_L - 1}{2} \cdot Ma_{ax,1,n-1}^2\right)^{-\kappa_L / \kappa_L - 1} \quad (25)$$

die statische Temperatur,

$$T_{1,n} = T_{0,1} \cdot \left(1 + \frac{\kappa_L - 1}{2} \cdot Ma_{ax,1,n-1}^2\right)^{-1} \quad (26)$$

die Dichte,

$$\rho_{1,n} = \frac{p_{1,n}}{R_L \cdot T_{1,n}} \quad (27)$$

die axiale Komponente der Strömungsgeschwindigkeit

$$c_{ax,1,n} = \frac{\dot{m}_{korr,V}}{\rho_{1,n} \cdot A_1} \quad (28)$$

und die axiale Mach-Zahl

$$Ma_{ax,1,n} = \frac{c_{ax,1,n}}{\sqrt{\kappa_L \cdot R_L \cdot T_{1,n}}} \quad (29)$$

für den Laufradeintritt iterativ mit den Grundgleichungen der Gasdynamik bestimmt werden [17]. Die Geschwindigkeitsdreiecke werden im nächsten Schritt für den Naben- ($r_{1,hb}$), den Gehäuse- ($r_{1,sh}$) und den EULER-Radius

$$r_{1,mean} = 0,5 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot A_1}{\pi} + d_{1,hb}^2} \quad (30)$$

bestimmt:

$$u_1(r_1) = r_1 \cdot \frac{\pi}{30} \cdot n_{korr,V} \quad (31)$$

$$c_1 = \frac{c_{ax,1,n}}{\cos \alpha_1} \quad (32)$$

$$c_{u,1} = \tan \alpha_1 \cdot c_{ax,1,n} \quad (33)$$

$$w_{u,1}(r_1) = u_1(r_1) + c_{u,1} \quad (34)$$

$$w_1(r_1) = \sqrt{c_{ax,1,n}^2 + w_{u,1}^2(r_1)} \quad (35)$$

$$\beta_1(r_1) = \tan^{-1} \frac{w_{u,1}(r_1)}{c_{ax,1,n}} \quad (36)$$

Für die Berechnung der stromabwärts vom Laufradeintritt befindlichen Stationen werden zunächst die Stufenkenngrößen benötigt. Hierbei wird bewusst auf die Verwendung von Verlustkorrelationen verzichtet. Der vorgestellte Ansatz empfiehlt sich daher als erster Vorauslegungsschritt, wenn keinerlei Basisgeometrie vorhanden ist und dementsprechend keine Möglichkeit besteht, die empirischen Korrelationen anhand experimenteller Daten zu trainieren. Für eine Berücksichtigung von Verlustkorrelationen, zur Verbesserung der Vorhersagegenauigkeit für eine bestehende Verdichterstufe oder Aerodatenbank, existiert eine Vielzahl entsprechender Ansätze in der Literatur [19-24], mit denen sich dieser Berechnungsansatz erweitern lässt. Die Austrittstemperatur der Verdichterstufe,

$$T_{0,4} = T_0 + \Delta T_{0,1-4} = T_0 \cdot \left[1 + \left(\frac{\pi_V^{\kappa_L - 1 / \kappa_{L-1}}}{\eta_{is,V}} \right) \right] \quad (37)$$

der Totaldruck am Stufenaustritt,

$$p_{0,4} = p_0 \cdot \pi_V \quad (38)$$

die Umfangsgeschwindigkeit am Laufradaustritt,

$$u_2 = r_2 \cdot \frac{\pi}{30} \cdot n_{korrr,V} \quad (39)$$

sowie die Enthalpiedifferenz der Verdichterstufe

$$\Delta h_{0,1-4} = c_{p,L} \cdot \Delta T_{0,1-4} \quad (40)$$

ergeben sich im Auslegungspunkt aus den Auslegungsparametern Verdichterwirkungsgrad ($\eta_{is,V}$) und Laufradaustrittsdurchmesser (d_2). Die Geschwindigkeitsdreiecke werden nun für die zum Laufradeintritt korrespondierenden relativen Kanalbreiten des Naben- ($b_{2,hb}$), des Gehäuse- ($b_{2,sh}$) und des EULER-Radius ($b_{2,mean}$) bestimmt:

$$c_{u,2}(b_2) = \frac{\Delta h_{0,1-4} + u_1(r_1) \cdot c_{u,1}}{u_2} \quad (41)$$

$$w_{u,2}(b_2) = c_{u,2}(b_2) - u_2 \quad (42)$$

Die radiale und absolute Komponente der Strömungsgeschwindigkeit wird analog zu Laufradeintritt iterativ bestimmt. Die totale Dichte,

$$\rho_{0,2} = \frac{p_{0,4}}{R_L \cdot T_{0,4}} \quad (43)$$

die absolute Abströmgeschwindigkeit

$$c_{r,2,n=0} = \frac{\dot{m}_{korrv}}{\rho_{0,2} \cdot A_2} \quad (44)$$

$$\hat{c}_{2,n=0} = \sqrt{c_{r,2,n=0}^2 + c_{u,2,mean}^2} \quad (45)$$

und die Mach-Zahl am Laufradaustritt

$$Ma_{2,n=0} = \frac{\hat{c}_{2,n=0}}{\sqrt{\kappa_L \cdot R_L \cdot T_{0,4} \cdot [1 + 0,5 \cdot (\kappa_L - 1) \cdot 1^2]^{-1}}} \quad (46)$$

ergeben sich in erster Näherung aus den Stufenkenngrößen (Gl. 37-40). Basierend auf diesen Startwerten können der statische Druck,

$$p_{2,n} = p_{0,4} \cdot \left(1 + \frac{\kappa_L - 1}{2} \cdot Ma_{2,n-1}^2\right)^{-\kappa_L / \kappa_L - 1} \quad (47)$$

die statische Temperatur,

$$T_{2,n} = T_{0,4} \cdot \left(1 + \frac{\kappa_L - 1}{2} \cdot Ma_{2,n-1}^2\right)^{-1} \quad (48)$$

die Dichte,

$$\rho_{1,n} = \frac{p_{2,n}}{R_L \cdot T_{2,n}} \quad (49)$$

die radiale Komponente der Strömungsgeschwindigkeit,

$$c_{r,2,n} = \frac{\dot{m}_{korrv}}{\rho_{2,n} \cdot A_2} \quad (50)$$

die temporäre absolute Strömungsgeschwindigkeit,

$$\hat{c}_{2,n} = \sqrt{c_{r,2,n}^2 + c_{u,2,mean}^2} \quad (51)$$

und die Mach-Zahl

$$Ma_{2,n} = \frac{\hat{c}_{2,n}}{\sqrt{\kappa_L \cdot R_L \cdot T_{2,n}}} \quad (52)$$

für den Laufradaustritt iterativ bestimmt werden. Aus der radialen Komponente der Strömungsgeschwindigkeit ergeben sich die absolute Strömungsgeschwindigkeit

$$c_2(b_2) = \sqrt{c_{r,2,n}^2 + c_{u,2}^2(b_2)} \quad (53)$$

und die relative Strömungsgeschwindigkeit

$$w_2(b_2) = \sqrt{c_{r,2,n}^2 + w_{u,2}^2(b_2)} \quad (54)$$

für die betrachteten Kanalbreiten, sowie die zugehörigen Abströmwinkel:

$$\alpha_2(b_2) = \tan^{-1} \frac{c_{u,2}(b_2)}{c_{r,2,n}} \quad (55)$$

$$\beta_2(b_2) = \tan^{-1} \frac{w_{u,2}(b_2)}{c_{r,2,n}} \quad (56)$$

Der thermodynamische Zustand am Diffusoraustritt wird analog zur Berechnung am Austritt des Verdichteraufrads durchgeführt (Gl. 43-52). Die fehlende Geschwindigkeitskomponente in Umfangsrichtung

$$c_{u,3} = c_{u,2,mean} \cdot \frac{d_2}{d_3} \quad (57)$$

kann vereinfacht über die Drall-Erhaltung bestimmt werden. Die Volute wird analog zum Verdichtereintritt (Gl. 22-29) berechnet. Hierfür werden die Auslegungsparameter Eintrittsdurchmesser (d_3), Eintrittsbreite (b_3) und der Halsquerschnitt (A_4) der Volute benötigt.

2.2 Betriebsgrenzen des Radialverdichters

Der darstellbare Betriebsbereich von Radialverdichtern wird durch die in Abb. 2.6 dargestellten vier Grenzen beschrieben. Die Eigenschaften dieser Betriebsgrenzen werden von der Baugröße der Verdichterstufe bestimmt. Die im Folgenden beschriebenen Eigenschaften beziehen sich explizit auf Verdichterstufen für den Einsatz in Personenkraftwagen ($d_2 \leq 60$ mm).

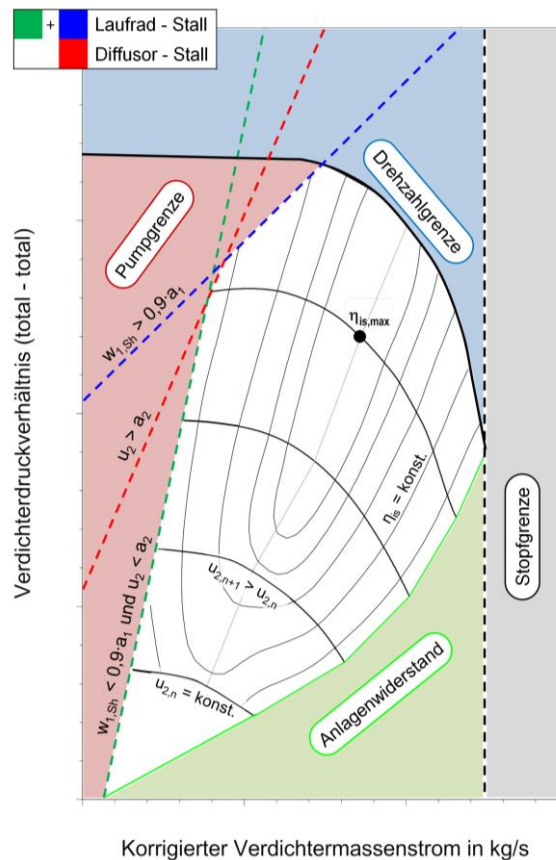


Abbildung 2.6 - Betriebsgrenzen im Kennfeld eines Radialverdichters

Die mechanische Grenze (*Drehzahlgrenze*) wird durch das Laufradmateriale bestimmt. Zulässige Umfangsgeschwindigkeiten für Laufräder aus Aluminiumlegierungen (z.B. 2618-T61) mit maximalen Stufendruckverhältnissen von $\pi_{V,t-t} > 2,2$ liegen üblicherweise bei Umfangsgeschwindigkeiten von $u_{2,zul} = 580$ m/s und für Stufendruckverhältnisse von $\pi_{V,t-t} < 2,2$ bei Umfangsgeschwindigkeiten $u_{2,zul} = 530$ m/s. Laufräder aus Titanaluminid (z.B. Ti-6Al-4V), wie sie unter anderem im Rennsport eingesetzt werden, erreichen aufgrund ihrer höheren Festigkeit zulässige Umfangsgeschwindigkeiten von $u_{2,zul} > 600$ m/s.

Die geometrische Grenze (*Stopfgrenze*) begrenzt den maximalen Volumenstrom, den ein Verdichterlaufrad fördern kann. Sie ist durch den Betriebspunkt definiert, an dem im engsten Querschnitt des Verdichterlaufrads Schallgeschwindigkeit erreicht wird. Ist dieser Durchsatz erreicht, kann der Volumenstrom nicht weiter erhöht werden, ohne diese geometrische Engstelle zu vergrößern.

Die peripheriespezifische Grenze (*Anlagenwiderstand*) beschreibt den Druckverlust der druckseitigen Geometrie (Rohrleitungen, Ladeluftkühler, etc.), den der Verdichter abhängig vom Volumenstrom überwinden muss, ohne aktiv angedrosselt zu werden. Bei Kennfeldmessungen auf Brennkammerprüfständen wird diese Grenze üblicherweise anhand eines minimalen isentropen Verdichterwirkungsgrads $\eta_{is,V} = 50 \dots 55 \%$ definiert, um den Einfluss der Prüfstandsperipherie zu eliminieren.

Die aerodynamische (Stabilitäts-)Grenze (*Pumpgrenze*) definiert den minimalen Volumenstrom den ein Radialverdichter bei einem bestimmten Gegendruck fördern kann. Wird in diesem Betriebspunkt der Gegendruck weiter erhöht, kommt es zu einer Strömungsumkehr innerhalb der Verdichterstufe. Hierdurch sinkt der Austrittsdruck solange ab, bis sich die Strömungsrichtung erneut umkehrt. Bleibt der Gegendruck unverändert, kommt es zum allgemein bekannten Pumpzyklus (Systemphänomen), bei dem sich die Strömungsrichtung, mit einer Frequenz unterhalb der HELMHOLTZ-Frequenz der druckseitigen Geometrie (Rohrleitung und Plenum),

$$f_H = \frac{a_R}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{A_R}{L_R \cdot V_{Pl}}} \quad (58)$$

periodisch mit ca. 3...10 Hz umkehrt [20, 22].

Bei der Annäherung an die Stabilitätsgrenze treten Strömungsabriss im Verdichter auf, bevor der eigentliche Pumpzyklus einsetzt. Der Entstehungsort dieser rotierenden Ablösungen (lokales Phänomen) kann sich sowohl im Diffusor als auch im Laufrad der Verdichterstufe befinden. In Abb. 2.6 sind drei Pumpgrenzlinien exemplarisch dargestellt, die bei kleinen Radialverdichtern üblicherweise auftreten.

Im unteren Bereich des Verdichterkennfelds befindet sich sowohl die relative Anströmgeschwindigkeit, als auch die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrads im Unterschallbereich. Der Pumpgrenzmassenstrom (Abb. 2.6, grüne Linie) steigt kontinuierlich mit dem Austrittsdruck des Verdichters an. In diesem Kennfeldbereich befindet sich das Entstehungsgebiet der rotierenden Ablösungen im Laufradeintritt.

Erreicht die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrads den Überschallbereich (Abb. 2.6, rote Linie), fällt die Steigung der Pumpgrenzlinie ab. Der Pumpgrenzmassenstrom steigt folglich mit Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit stärker an. Die Entstehung der rotierenden Ablösungen hat sich in diesem Bereich in den Diffusor verlagert.

Wird die Drehzahl weiter erhöht, erreicht die relative Anströmgeschwindigkeit am Laufradeintritt den transsonischen Bereich. Der Ursprung der rotierenden Ablösung verlagert sich in diesem Kennfeldbereich erneut zum Laufradeintritt und die Steigung der Pumpgrenze (Abb. 2.6, blaue Linie) fällt weiter ab.

Die Entstehung von rotierenden Ablösungen am Eintritt des Verdichterlaufrads ist in Abb. 2.7 illustriert. Zusammenfassend entstehen sie aus der Fehlanströmung der Laufradvorderkante. Wird der zulässige Inzidenzwinkel (oranger Bereich in Abb. 2.8)

$$i = \beta_{1,Bl} - \beta_1 > i_{zul} \tag{59}$$

überschritten, kommt es zu einem Strömungsabriss auf der Saugseite der Laufschaufel. Die hieraus entstehende Ablöseblase führt dazu, dass verdichtetes Fluid aus dem radialen Teil des Laufrads entlang der Gehäuseseite zum Laufradeintritt zurückströmt.

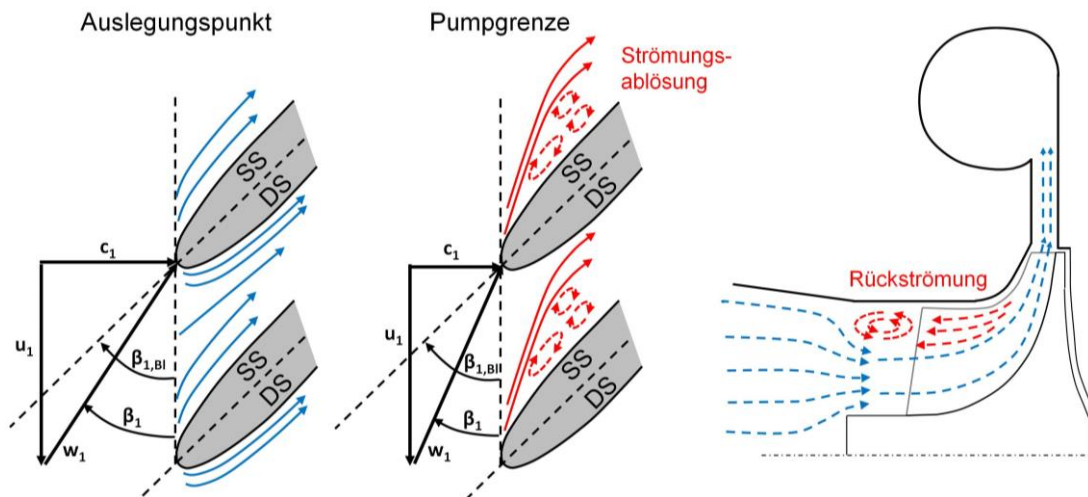


Abbildung 2.7 - Ideale Schaufelumströmung im Auslegungspunkt (links), Ausbildung von rotierenden Ablösungen infolge einer Fehlanströmung der Laufradvorderkanten (Mitte) und daraus resultierende gehäuseseitige Rückströmung nahe der Pumpgrenze (rechts) [25]

Zu Beginn sind hierdurch einzelne Schaufelpassagen versperrt. Das führt dazu, dass die voraneilende Schaufelpassage stabilisiert und die nacheilende destabilisiert wird. Die Ablösezelle bewegt sich folglich im relativen Bezugssystem gegen die Drehrichtung von Schaufelpassage zu Schaufelpassage. Im absoluten Bezugssystem hat dies zur Folge, dass die Ablösezelle mit annähernd halber Drehzahl in Drehrichtung rotiert.

Mit steigender Verdichterdrehzahl steigt die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrads an, wodurch die relative Anströmgeschwindigkeit am Gehäuse in den transsonischen Bereich gelangt. Hierdurch sinkt der zulässige Inzidenzwinkel. Dieser Zusammenhang ist auf Basis experimenteller Daten aus der Literatur [21-22] in Abb. 2.8 dargestellt. Der orange Bereich stellt hier die Inzidenzwinkel an der Pumpgrenze, abhängig von der relativen Mach-Zahl am

Laufraudeintritt, für eine Vielzahl untersuchter Verdichter dar. Ein stabiler Betrieb im roten Bereich des Kennfelds ist nicht möglich. Eine Ausnahme bilden einige wenige Verdichter mit beschaukeltem Diffusor [22]. Einschränkend muss davon ausgegangen werden, dass die Leit-schaufeln der Verdichter hierfür speziell auf diesen Betriebsbereich optimiert wurden. Wegen des negativen Einflusses auf die stabile Kennfeldbreite werden beschaukelte Diffusoren in automobilen Anwendungen nicht eingesetzt.

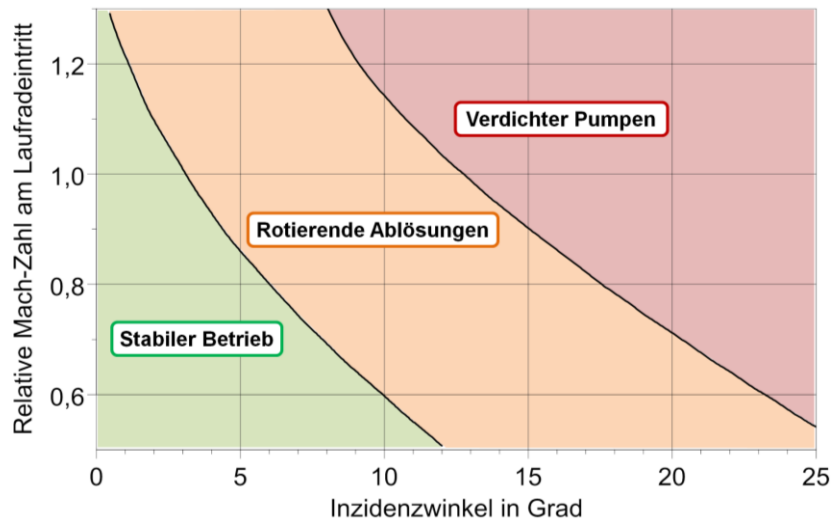


Abbildung 2.8 - Abhängigkeit des zulässigen Inzidenzwinkels von der relativen Mach-Zahl am Laufraudeintritt [21-22]

Die Entstehung von rotierenden Ablösungen im unbeschaukelten Diffusor ist in Abb. 2.9 dargestellt. Mit abnehmendem Verdichtermassenstrom steigt der absolute Strömungswinkel (α_2) am Diffusoreintritt. Hierdurch verlängert sich der Strömungsweg im Diffusor. Dies hat zur Folge, dass die Wandreibungsverluste ansteigen. Kann das geometrische Verzögerungsverhältnis nicht mehr erreicht werden, kommt es meist im Gehäusebereich zur Ausbildung von Ablösegebieten und zur Rückströmung von verdichtetem Fluid in das Verdichterlaufrad.

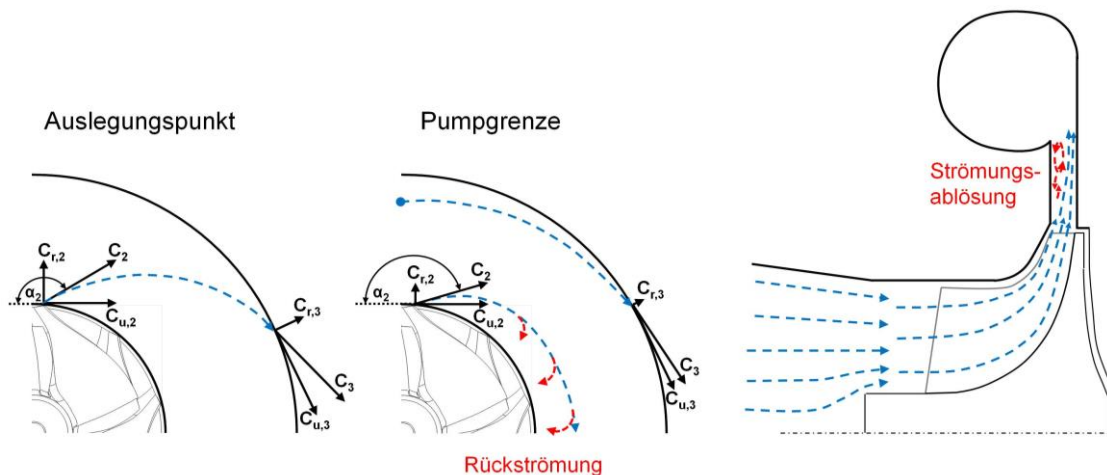


Abbildung 2.9 - Ideale Diffusordurchströmung im Auslegungspunkt (links), beginnende Rückströmung infolge eines zu kleinen Abströmwinkels am Laufradaustritt (Mitte) und daraus resultierende, gehäusesseitige Ablöseblase nahe der Pumpgrenze (rechts) [25]

3 Stand der Technik und Forschung

Die thermodynamischen Eigenschaften von Abgasturboladern und Verbrennungsmotoren standen im vergangenen Jahrhundert im Fokus unzähliger wissenschaftlicher Untersuchungen. Jedoch spezialisierte sich die Forschung in der Vergangenheit meist auf die Untersuchung von Einzelkomponenten. Im Laufe der Zeit, mit wachsendem Komponentenverständnis, hat sich der Fokus stärker in Richtung der Interaktion, beziehungsweise der gegenseitigen Beeinflussung dieser Einzelkomponenten verlagert. In der jüngeren Vergangenheit begann die Forschung schließlich damit, den Motor oder den Turbolader nicht lediglich als Randbedingung für die jeweils andere Komponente zu sehen, sondern setzte sich verstärkt mit der Interaktion zwischen Motor und Turbolader auseinander. Heutzutage kann vor dem Hintergrund der immer weiter steigenden Effizianzforderungen das Thema der Gesamtsystembetrachtung und Systemintegration nicht mehr allein durch die industrielle Entwicklung abgedeckt werden. Vielmehr steht die Wissenschaft und Forschung in der Pflicht, ihre fundierten Grundlagenkenntnisse auf das Gesamtsystemverständnis zu erweitern, um auch zukünftig eine zügige und vor allem nachhaltige Entwicklung im Mobilitätssektor sicherzustellen.

Beispielhaft für eine solche ganzheitliche Betrachtung kann die Ökobilanzierung der heute gebräuchlichen Antriebskonzepte im Mobilitätssektor aufgeführt werden. Hierbei wird die Notwendigkeit aufgezeigt, die CO₂-Emissionen anhand der gesamten Wertschöpfungskette, ausgehend von der Rohstoff- und Kraftstoffproduktion bis zur Entsorgung des Fahrzeugs zu bewerten (Abb. 3.1).

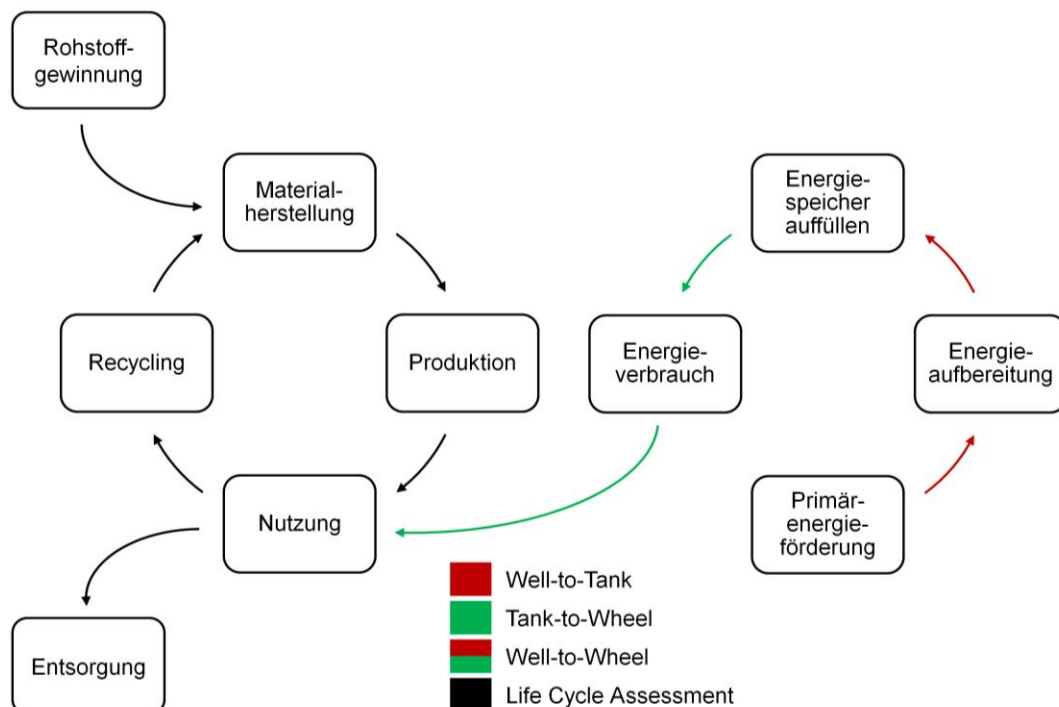


Abbildung 3.1 - Produktlebenszyklus eines Automobils [26]

Wird lediglich ein Teil des Produktlebenszyklus betrachtet, z.B. die *Tank-to-Wheel* Bilanz, lassen sich die einzelnen Antriebskonzepte aufgrund ihres unterschiedlichen Entwicklungsstandes nicht mehr sinnvoll miteinander vergleichen. Wird der gesamte Lebenszyklus (auch *Life Cycle Assessment*) und die Energiegewinnung (*Well-to-Tank*) berücksichtigt, wird deutlich, dass Brennstoffzellen- und Batteriefahrzeuge aufgrund des hohen CO₂-Anteils bei der heutigen Strom- (*EU-27*) und Wasserstoffproduktion (*Erdgasdampfreformierung*) gegenwärtig ein ähnlich hohes CO₂-Potenzial haben wie ein konventioneller Ottomotor.

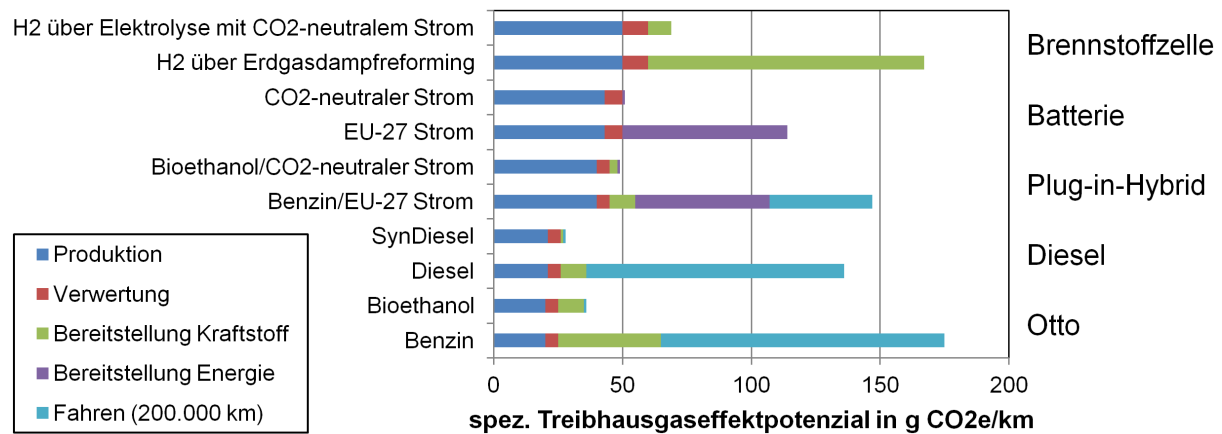


Abbildung 3.2 - CO₂-Bilanz heutiger Antriebskonzepte mit fossilen und regenerativen Energieträgern [26]

3.1 Aufladung von Verbrennungsmotoren

Das Systemverständnis eines aufgeladenen Verbrennungsmotors erfordert unabhängig vom Forschungsobjekt die Kenntnis der systemseitigen Zusammenhänge und aktuellen Entwicklungen. Ausschließlich vor diesem Hintergrund ist es möglich, bei der Komponentenentwicklung realitätsnahe Randbedingungen zu wählen und die Ergebnisse vor dem Hintergrund des Gesamtsystemverhaltens zu bewerten. Zur Detaillierung dieser Ausgangsbasis wird im Folgenden das System aus Abgasturbolader und Verbrennungsmotor aus Sicht des Verbrennungsmotors näher beleuchtet.

3.1.1 Downsizing und Downspeeding

Die Zielsetzung bei der Aufladung von Verbrennungsmotoren hat sich im Laufe der Jahre gewandelt. Heutzutage ist das Konzept des Downsizings und Downspeedings mittels Abgasturboaufladung bereits im überwiegenden Anteil des Mobilitätssektors umgesetzt. Das bedeutet, es werden 99,9 % der aktuellen Dieselmotoren und über 90 % der aktuellen Benzinmotoren im Personenverkehr bereits mit Abgasturboladern ausgestattet.

Das Konzept hinter der Verbrauchssenkung mittels Downsizings besteht in der Reduzierung des Hubvolumens eines Basismotors durch die Reduzierung der Zylinderanzahl. Gleichzeitig wird der Leistungsverlust infolge des reduzierten Hubraums durch die Motoraufladung (Steigerung der Leistungsdichte) ausgeglichen (Abb. 3.3). Durch die Hubraumreduzierung sinken zum einen die Wandwärme-, Ladungswechsel- und Reibungsverluste [27], zum anderen findet eine Lastpunktverschiebung zu höheren Mitteldrücken und damit geringerem spezi-

fischen Kraftstoffverbrauch statt. Diese Lasterhöhung für eine konstante Fahrzeuggeschwindigkeit wird durch das Downsizing, die Verlängerung der Getriebeübersetzung, weiter verstärkt (Abb. 3.4).

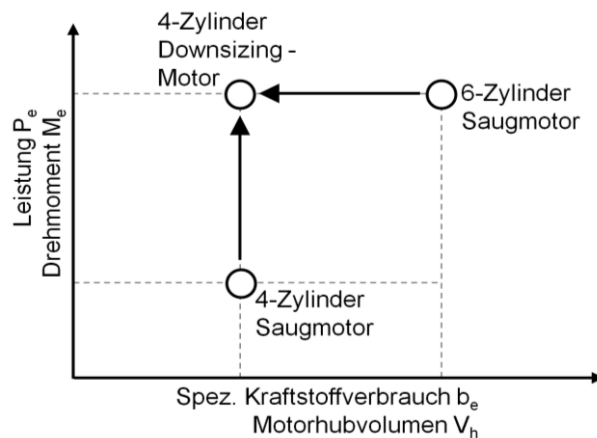


Abbildung 3.3 - Downsizing durch Aufladung des Verbrennungsmotors [28]

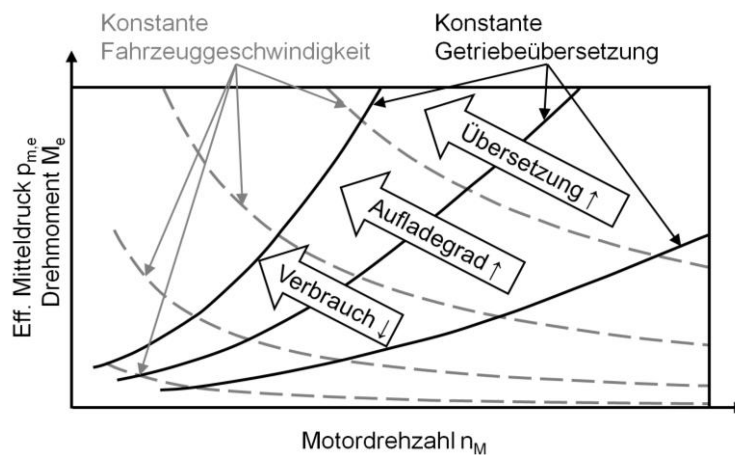


Abbildung 3.4 - Lastpunktverschiebung beim Downsizing und Downsizing [28]

Die Erhöhung der Gesamtübersetzung führt bei Downsizing-Motoren zu einem Verlust des Anfahrtdrehmoments. Aus diesem Grund gerät das zur Verfügung stehende Eckdrehmoment (Ladedruck bei kleiner Motordrehzahl) zunehmend in den Fokus. Eine signifikante Senkung der CO_2 -Emissionen erfordert, dass das Hubvolumen des Downsizing-Motors gegenüber dem größeren Saugmotor deutlich reduziert wird. Ein *Downsizingfaktor* (Verhältnis der Hubvolumina) von $\geq 1,3$ ist im Bereich der Saugmotoren bis 2 Liter Hubvolumen zielführend [29].

Bei einem fremdgezündeten Motor muss darauf geachtet werden, dass sich das Kraftstoff-Luft-Gemisch vor dem Erreichen des Zündzeitpunktes nicht über die Selbstzündtemperatur erhitzt (*Klopfen*). Daher wurde bei früheren aufgeladenen Ottomotoren das maximale Verdichtungsverhältnis auf 9,1:1 reduziert. Seit der Einführung der Direkteinspritzung und der damit verbundenen Kühlung des Brennraums durch die Verdampfungsenthalpie des Kraftstoffs, kann das Verdichtungsverhältnis des Kolbens auf bis zu 10,5:1 angehoben werden. Ein

weiterer positiver Aspekt der Benzindirekteinspritzung ist die Möglichkeit einer Mehrfach-einspritzung, wodurch kürzere Aufheizzeiten des 3-Wege-Katalysators, ein besseres Ansprechverhalten des Turboladers im unteren Lastbereich, sowie eine Senkung der Abgastemperatur im oberen Lastbereich realisiert werden können [30].

Aktuell ist bei Ottomotoren der maximale Aufladegrad durch die Vorentflammung des Kraftstoffes begrenzt. Diese Selbstzündung des Kraftstoff-Luft-Gemisches vor dem eigentlichen Zündzeitpunkt tritt bei niedrigen Drehzahlen im Bereich der Motorvollastlinie auf. Im Gegensatz zum *Klopfen* kann das Auftreten nicht durch die Spätverstellung des Zündzeitpunktes verhindert werden. Als Ursachen für die Vorentflammung wurden Öltropfen und Ablagerungen, *Hot-Spots* und das Erreichen eines thermodynamisch kritischen Gemischzustands im Brennraum identifiziert [31].

Die Lösung des Zielkonflikts aus effizientem Teillastbetrieb und hoher Nennleistung erfordert eine größere Variabilität des Verbrennungsmotors und des Turboladers. Auf Seiten des Verbrennungsmotors wird verstärkt auf variable Ventiltriebe gesetzt, bei denen sowohl die Ein- und Auslasszeitpunkte, als auch der Ventilhub betriebspunktabhängig variiert werden [32]. Zusätzlich wird intensiv am Konzept des variablen Verdichtungsverhältnisses gearbeitet. Bei diesem Motorkonzept lässt sich das Verdichtungsverhältnis mit Hilfe einer exzentrisch gelagerten Kurbelwelle im Betrieb variieren und so im Teillastbereich reduzieren [32-34].

Auf Aggregateseite wird insbesondere an der Verbesserung des Eckdrehmoments gearbeitet. Hier gibt es unterschiedliche Ansätze: Das gebräuchlichste Konzept ist die Registeraufladung mit mehreren Abgasturboladern, die es ermöglicht einen hohen Ladedruck bei sehr niedrigen Drehzahlen bereit zu stellen, ohne Einbußen im Nennlastbereich hinnehmen zu müssen [35]. Ein alternativer Ansatz ist die Verwendung eines elektrisch angetriebenen Verdichters (*E-Booster*) als zusätzliches Aufladeaggregat zur Erhöhung des Saugrohrdrucks im Bereich des Eckdrehmoments. Ein weiteres Konzept ist der *Dual Boost* Turbolader bei dem zwei Rücken an Rücken angeordnete Verdichterlaufräder von einer einstufigen Axialturbine angetrieben werden. Das dritte Konzept hat zwei Vorteile: Das Massenträgheitsmoment des Rotors ist um 50 % geringer als bei einem vergleichbaren Turbolader herkömmlicher Bauart. Daraus resultieren ein verbessertes Ansprechverhalten und ein kleineres *Turboloch* [36]. Außerdem haben Axialturbinen ihr Wirkungsgradoptimum bei einer Schnelllaufzahl

$$\nu = \frac{u_5}{c_N} = \frac{u_5}{\sqrt{2 \cdot c_{p,AG} \cdot T_{0,5} \cdot \left[1 - \left(p_6/p_{0,5} \right)^{\kappa_{AG}-1/\kappa_{AG}} \right]}} \quad (60)$$

von $\nu_{opt} = 0,5 \dots 0,6$ und damit unterhalb der optimalen Schnelllaufzahl einer Radialturbine ($\nu_{opt} = 0,7 \dots 0,8$), was ebenfalls zu einer verbesserten Dynamik beiträgt [24].

3.1.2 Moderne Ladungswechselstrategien

Der Downsizing-Grad von Verbrennungsmotoren ist neben dem Bauteilschutz vor allem durch die Ladungswechselstrategie und damit dem maximalen effektiven Mitteldruck begrenzt. Downsizing-Motoren der ersten Generation erreichen zulässige effektive Mittel-

drücke von ca. 22 bar. Sie arbeiten mit mehrpunkt Einspritzsystemen, variablen Steuerzeiten und variablen Ventilhuben auf der Auslassseite des Motors. Im Teillastbereich wird überwiegend ein spülender Ladungswechsel verwendet, wobei das Auslassventil ca. 6°KW nach dem Erreichen des oberen Totpunktes (*OT*) geschlossen wird (*SAS*) [37]. Das hat zur Folge, dass der Turbine mehr Abgasmassenstrom und somit mehr Leistung für den Antrieb des Verdichters zur Verfügung steht. Diese Maßnahme ist zur Verbesserung des Ansprechverhaltens im unteren Last- und Drehzahlbereich notwendig, führt jedoch gleichzeitig zu einer Erhöhung der NO_x -Emissionen.

Eine weitere Limitierung stellt die Beschränkung der zulässigen maximalen Abgastemperatur durch die gebräuchlichen Turbinenmaterialien (*MAR-M247*) dar. Bei Downsizing-Motoren der ersten Generation wird daher das Gemisch im Nennlastbereich angefettet, um die Abgastemperatur zu senken. Diese Betriebsstrategie führt zu einer Erhöhung der CO_2 -Emissionen. Um dieses Problem zu entschärfen, kann Inconel (höhere Temperaturbeständigkeit) als Turbinenlaufmaterial eingesetzt werden [37]. Aufgrund des hohen Rohmaterialpreises ist dieser Ansatz jedoch nicht in jeder Fahrzeugklasse wirtschaftlich.

Downsizing-Motoren der zweiten Generation basieren auf einer geänderten Ladungswechselstrategie. Hierbei wird die Miller-, die Atkinson- oder eine Kombination aus beiden Ladungswechselstrategien eingesetzt. Die Miller-Strategie besteht in einem frühen Schließen des Einlassventils (*FES*), noch vor dem Erreichen des unteren Totpunktes (*UT*). Bei der Atkinson-Strategie wird das Einlassventil nach Erreichen des *UT* geschlossen (*SES*), wodurch ein Teil des Gemisches zurück in den Ansaugtrakt ausgeschoben wird.

Beide Ladungswechselstrategien führen zu einer reduzierten inneren Verdichtung während des Verdichtungstaktes. Durch diese Entdrosselung des Ladungswechsels in der Teillast wird eine Wirkungsgradsteigerung durch Ladungskühlung erreicht. Gleichzeitig wird die Klopfneigung in der Volllast reduziert [38]. Hieraus ergibt sich die Möglichkeit, den zulässigen effektiven Mitteldruck auf ca. 29 bar anzuheben (Abb. 3.5). Das führt zu einer *NEFZ* bezogene Verbrauchsreduzierung von ca. 11,7 % [39].

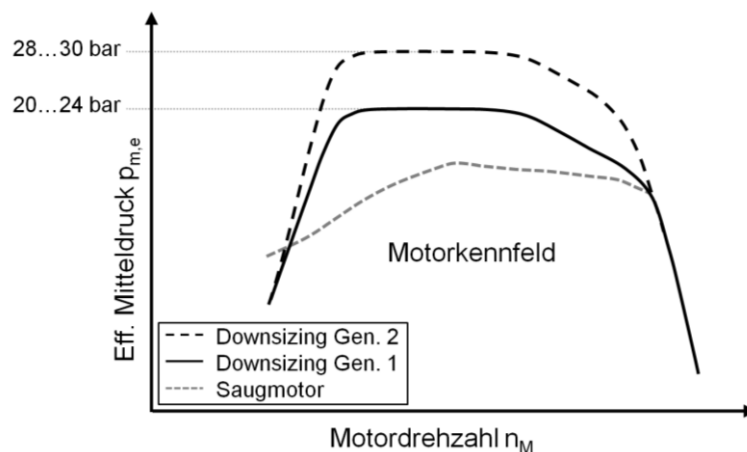


Abbildung 3.5 - Motorkennfelder von Downsizing-Motoren der ersten und zweiten Generation im Vergleich zu einem Otto-Saugmotor [39]

Mit der Erhöhung des Downsizing-Grads auf $p_{me,max} = 29$ bar, und einer dreistufigen Kombination aus beiden Ladungswechselstrategien, lässt sich eine Verbrauchseinsparung von 15,3 % beim *NEFZ* realisieren. Hierfür werden ein *SES* im niedrigen Teillastbereich, ein *FES* im mittleren Teillast- und Nennlastbereich bei niedrigen Drehzahlen, sowie ein für die Nennlast optimiertes *SES* bei hohen Drehzahlen verwendet. Alternativ lässt sich mit einer zweistufigen Strategie, d.h. jeweils fixen *SES* und *FES* Nocken im *NEFZ* eine Verbrauchsreduzierung von 14,7 % erzielen [40].

3.1.3 Matching

Die Randbedingungen für die Abstimmung des ATL-Verdichters auf den Verbrennungsmotor müssen infolge der Etablierung des Downsizings von Ottomotoren und den geänderten Ladungswechselstrategien angepasst werden. Bei Betrachtung der in Abb. 3.6 dargestellten Kennfeldgrenzen eines aufgeladenen Ottomotors wird deutlich, dass der Verbrennungsmotor die folgenden globalen Randbedingungen für den Verdichter liefert:

- Maximaler effektiver Mitteldruck
- Maximale Abgastemperatur
- Drehzahlspannung (Nennleistung)
- Eckdrehmoment

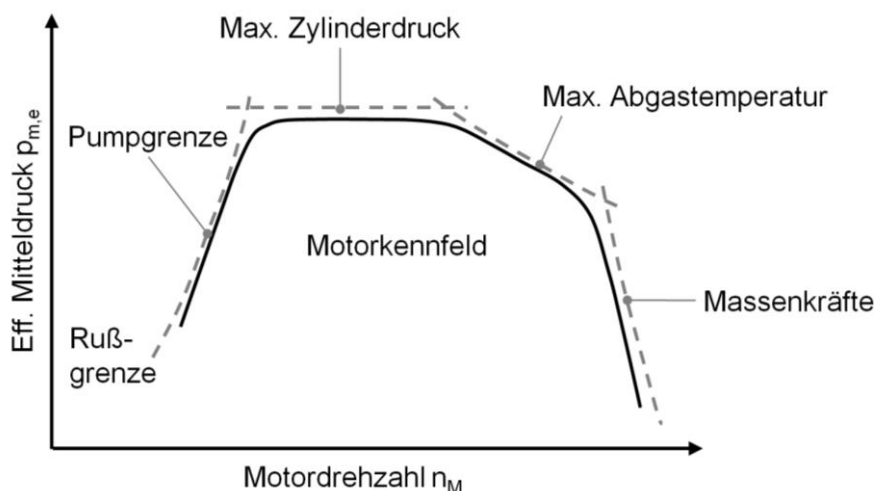


Abbildung 3.6 - Motorkennfeld und Kennfeldgrenzen des Verbrennungsmotors [28]

Der effektive Mitteldruck gibt abhängig von der Ladungswechselstrategie das maximale Verdichterdruckverhältnis vor. Die maximale Abgastemperatur muss bei der Materialwahl für die Turbine berücksichtigt werden. Die Drehzahlspannung bestimmt die erforderliche Kennfeldbreite des Verdichters. Das geforderte Eckdrehmoment definiert den minimalen Massenstrom, ab dem der maximale Ladedruck zur Verfügung stehen muss und folglich die Pumpgrenzlage.

Bei modernen Downsizing-Motoren wird oftmals eine Kombination aus einer kleinen und einer großen Verdichterstufe eingesetzt [35]. Mit dem kleinen Verdichter kann das erforderliche Eckdrehmoment (hoher Ladedruck bei niedriger Motordrehzahl) gewährleistet werden und die große Verdichterstufe liefert den erforderlichen hohen Massenstrom bei Nennlei-

tung. Diese Kombination aus unterschiedlichen Verdichterstufen ist in Abb. 3.7 anhand der resultierenden Motorkennfelder illustriert. Bei den kleinen Fahrzeugklassen, mit größerem Marktanteil, muss jedoch aus Kostengründen auf ein zweites Aufladeaggregat verzichtet werden. Folglich ist eine Abwägung zwischen gutem Anfahrverhalten (Eckdrehmoment) und hoher Nennleistung notwendig.

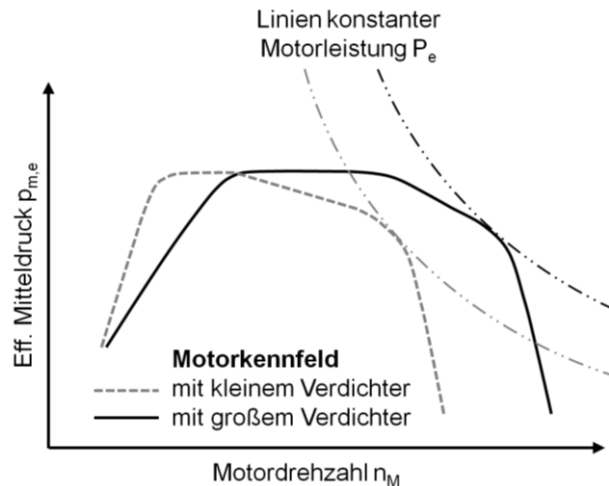


Abbildung 3.7 - Auswirkungen der Verdichterbaugröße auf das Motorkennfeld [28]

Auf der Grundlage von zwei Downsizing-Motoren der ersten Generation mit Miller-Steuerzeiten [41] werden beispielhaft jeweils drei Auslegungspunkte abgeschätzt (Tab. 3.1). Hierbei wird ein Liefergrad $\lambda_L = 1$, eine Saugrohrtemperatur $T_{SR} = 40 \text{ °C}$ und ein effektiver Wirkungsgrad $\eta_e = 0,3 \dots 0,5$ angenommen.

Tabelle 3.1 - Verdichterbetriebspunkte von zwei 1,5-Liter Downsizing-Motoren mit Miller-Steuerzeiten [41]

	1,5-L-TSI (96 kW)				1,5-L-TSI (110 kW)			
	n_M in min^{-1}	$p_{m,e}$ in bar	$\pi_{V,t-t}$	\dot{m}_V in kg/s	n_M in min^{-1}	$p_{m,e}$ in bar	$\pi_{V,t-t}$	\dot{m}_V in kg/s
BP 1	1.400	16,8	1,35	0,02	1.500	21,0	1,64	0,03
BP 2	4.000	16,8	1,64	0,07	3.500	21,0	1,99	0,08
BP 3	6.000	12,8	1,66	0,11	6.000	15,1	1,92	0,13

Anhand dieser überschlägigen Berechnung für zwei Downsizing-Motoren der ersten Generation wird deutlich, dass die primäre Anforderung an das Aufladeaggregat eine hohe Kennfeldbreite ist ($FR \approx 0,8$). Das erforderliche maximale Druckverhältnis ist mit $\pi_{V,t-t} \leq 2$ vergleichsweise gering. Werden für die gleichen Motoren effektive Mitteldrücke der zweiten Downsizing Generation angenommen, bleibt die erforderliche Kennfeldbreite ähnlich, allerdings steigen die maximalen Druckverhältnisse auf $\pi_{V,t-t} \leq 3,2$ an.

Die erforderlichen maximalen Druckverhältnisse, in Kombination mit einer hohen Kennfeldbreite, lassen sich kaum in einem einstufigen Aufladesystem realisieren. Das hat zur Folge, dass Downsizing-Motoren der zweiten Generation entweder auf eine Registeraufladung

mit zwei Turboladern oder auf eine aktive kennfelderweiternde Maßnahme bei Verwendung eines einzelnen Turboladers setzen.

3.2 Kennfeldbeeinflussende Maßnahmen für Radialverdichter

Maßnahmen zur Kennfeldbeeinflussung von Radialverdichtern sind seit dem Einsatzbeginn von Radialverdichtern Gegenstand des wissenschaftlichen und industriellen Interesses. Zunächst lag das Augenmerk primär auf der Entwicklung von Maßnahmen zur Wirkungsgradsteigerung, Pumpgrenzverschiebung und Erhöhung des Stufendruckverhältnisses. In den letzten zehn Jahren ist die Suche nach Möglichkeiten zur Vergrößerung des stabilen Betriebsbereichs kleiner Radialverdichter in den Fokus gerückt. Aus all diesen Forschungsfeldern ist eine Vielzahl an Konzepten für kennfeldbeeinflussende Maßnahmen entstanden. Basierend auf dem Stand der Literatur wird in Abb. 3.8 eine geometrische Klassifizierung für einen Großteil der kennfeldbeeinflussenden Maßnahmen zusammengestellt.

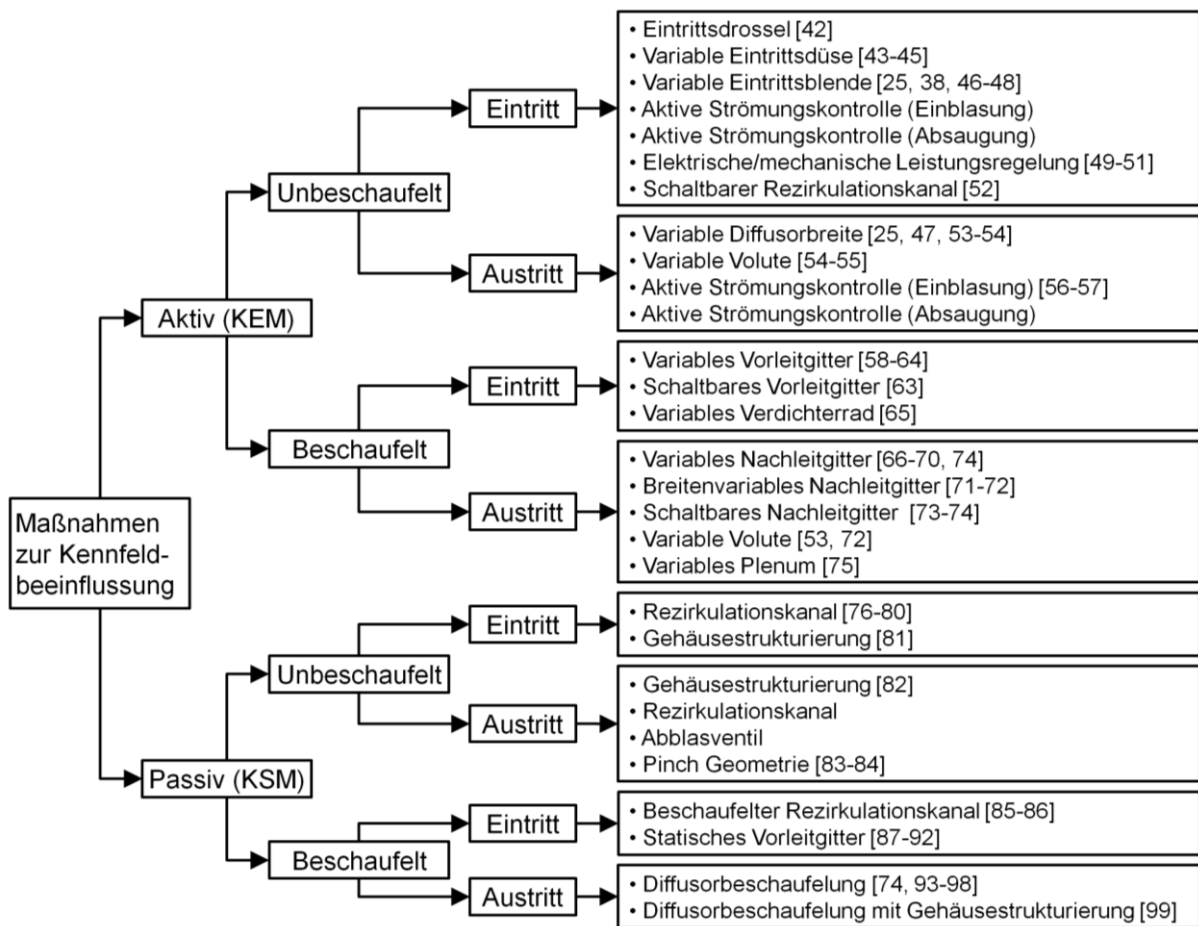


Abbildung 3.8 - Übersicht der Maßnahmen zur Kennfeldbeeinflussung von Radialverdichtern (Eintritt bezeichnet Maßnahmen bis vor den Laufradaustritt; Austritt bezeichnet Maßnahmen zwischen Diffusoreintritt und Stufenaustritt)

3.2.1 Kennfelderweiternde Maßnahmen

Als kennfelderweiternde Maßnahmen (KEM) werden aktive Maßnahmen zur Strömungseinflussung bezeichnet. Das bedeutet, es besteht die Möglichkeit die Maßnahme während des Betriebs von außen zu regeln. Hierbei kann es sich um die Verstellung von Schaufelwinkeln, die Auf- und Zuschaltung von Strömungskanälen oder sonstige Möglichkeiten für einen Regeleingriff während des Betriebs handeln.

Die Kennfelderweiterung mittels einer variablen Drosselung des Verdichtereintritts (**Eintrittsdrossel, Eintrittsdüse und Eintrittsblende**) verbessern die Laufradanströmung im Bereich niedriger Verdichtermassenströme. Durch die Reduzierung des Strömungsquerschnitts vor dem Verdichtereintritt wird die axiale Komponente der Strömungsgeschwindigkeit erhöht und so der relative Strömungswinkel vergrößert. Das führt zu einer Verkleinerung des Inzidenzwinkels und damit zu einer Reduzierung von Strömungsabrissen auf der Saugseite der Verdichterschaukel.

Ein Vergleich der publizierten Messungen zeigt das Potenzial bezüglich einer Kennfelderweiterung für die verschiedenen kennfeldbeeinflussenden Maßnahmen auf. Grigoriadis et al. [44] erreichten mit der variablen Eintrittsdüse eine dimensionslose Kennfelderweiterung

$$\Delta FR = \frac{\dot{m}_{PG,V,alt} - \dot{m}_{PG,V,neu}}{\dot{m}_{SG,V}} \quad (61)$$

von $\Delta FR = 0,09$ bei minimaler und $\Delta FR = 0,25$ bei maximaler ATL-Drehzahl.

Mit einer variablen Eintrittsblende erzielten Bogner et al. [46] keine Kennfelderweiterung bei minimaler Drehzahl und eine dimensionslose Kennfelderweiterung von $\Delta FR = 0,52$ bei maximaler Drehzahl, wobei sie gleichzeitig 10 % Verlust an Stufendruckverhältnis hinnehmen mussten. Flinte et al. [47] erreichten mit der Applikation des gleichen Konzepts für einen anderen Radialverdichter eine dimensionslose Kennfelderweiterung von $\Delta FR = 0,13$ bei maximaler Drehzahl und ebenfalls keine Kennfelderweiterung bei minimaler Drehzahl.

Maßnahmen zu **aktiven Strömungskontrolle (AFC)** mittels Grenzschichtabsaugung und -einblasung im Laufrad werden heutzutage erfolgreich bei großen Axialverdichtern eingesetzt. Eine Umsetzung dieses Konzeptes bei kleinen Radialverdichterlaufrädern ist aufgrund des begrenzten Bauraums nur schwer realisierbar.

Die **elektrische oder mechanische Lastregelung** von Verdichtern ist primär eine Kennfelderweiterung durch Lastpunktverschiebung für den gesamten Abgasturbolader. Der stabile Betriebsbereich des Verdichters wird durch diese Maßnahme nicht verändert. Aufgrund der zunehmenden Elektrifizierung der Antriebsstränge wird diese Möglichkeit der Betriebspunktregelung zukünftig vermehrt zu Einsatz kommen [49-51].

Der **schaltbare Rezirkulationskanal** kombiniert einen konstant offenen Rezirkulationskanal, der den Bereich kurz hinter der Laufradvorderkante mit dem Eintrittsrohr der Verdichterstufe verbindet und durchgehend geöffnet ist, mit einem zweiten, schaltbaren Kanal, der den mittleren Laufradteil mit dem Eintrittsrohr verbindet. Diese kennfelderweiternde Maßnahme eignet sich sowohl zur Verschiebung der Pumpgrenze, wodurch die Rezirkulation von verdichtetem Fluid der Massenstrom am Laufradeintritt virtuell erhöht wird, als auch zur Ver-

schiebung der Stopfgrenze, wobei Fluid am engsten Laufradquerschnitt vorbei in die Schaufelpassage gefördert wird. Dehner et al. [52] haben mit diesem Ansatz eine Kennfelderweiterung von $\Delta FR = 0,14$ bei minimaler und von $\Delta FR = 0,12$ bei maximaler Drehzahl erzielt. Bei minimaler Drehzahl resultierten 4 % der Kennfelderweiterung aus der Verschiebung der Stopfgrenze. Bei maximaler Drehzahl wurde das Kennfeld um 1 % auf Seite der Stopfgrenze erweitert.

Mit Hilfe einer **variablen Diffusorbreite** kann der Strömungsquerschnitt eines Radialdiffusors bei konstantem Flächenverhältnis reduziert werden. Hierdurch lässt sich der Strömungsquerschnitt an den geringeren Massenstrom nahe der Pumpgrenze anpassen. Das Ziel dieser Querschnittsreduktion besteht darin, Strömungsablösungen im Diffusor zu reduzieren und die Diffusorströmung auf diese Weise zu stabilisieren. Flinte et al. [47] haben mit diesem Ansatz eine Kennfelderweiterung von $\Delta FR = 0,13$ bei maximaler Drehzahl nachgewiesen. Mit sinkender Drehzahl nahm bei dieser Untersuchung auch die Kennfelderweiterung ab. Fischer et al. [54] untersuchten diese Maßnahme in Kombination mit einem **variablen Volumenquerschnitt**. Sie erzielten eine Verbesserung des Druckaufbaus an der Pumpgrenze von 6 % und eine Wirkungsgradsteigerung von 3 %-Punkten. Da diese Untersuchungen an einem Radiallüfter durchgeführt wurden, kann der Einfluss auf den Pumpgrenzmassenstrom nicht quantifiziert werden. Eine qualitative Potenzialeinschätzung kann auf Basis der Strömungssimulationen von Jiao et al. [55] getroffen werden. Sie untersuchten eine schaltbare zweiflutige Volute mit und ohne Diffusorbeschaufelung. Der Vergleich der numerischen Kennlinien zwischen den Varianten mit geöffneten Fluten und einer Verschlussen ergab für den unbeschaufelten Diffusor eine Kennfelderweiterung von $\Delta FR = 0,3$. An dieser Stelle sei ausdrücklich darauf hingewiesen, dass eine numerische Pumpgrenzbestimmung unzureichend für eine quantitative Aussage ist.

Die **aktive Strömungskontrolle (AFC)** mittels Fluideinblasung im Bereich zwischen Laufradaustritt und Diffusorbeschaufelung wurden von Skoch [56] für einen Keilschaufeldiffusor und von Otani und Aoki [57] für einen Diffusor mit aerodynamischem Leitschaufelprofil untersucht. Mit einer optimalen AFC-Konfiguration konnte in beiden Messkampagnen eine Steigerung des Stufendruckaufbaus erreicht werden. Die Vergrößerung des stabilen Betriebsbereichs war in beiden Untersuchungen nicht signifikant ($\Delta FR < 0,02$).

Das **variable Vorleitgitter** ist eine KEM die aus der Anwendung in Turbojet-Triebwerken (Axialverdichter) auf Radialverdichter übertragen wurde. Der Vorteil dieser Form der Kennfeldbeeinflussung ist, dass der Arbeitsumsatz der Turbomaschine bis zu einem gewissen Grad kontrolliert werden kann. Die Betrachtung der EULER'SCHEN Momentengleichung verdeutlicht, dass beim Aufprägen von Gegendrall die Luftleistung erhöht und beim Aufprägen von Mitdrall die Luftleistung verringert wird. Zusätzlich kann der Inzidenzwinkel durch die Änderung der Umfangskomponente reduziert werden. Bei großen Radialverdichtern wurde die Eignung dieses Ansatzes bereits mehrfach nachgewiesen. Allerdings scheint der Erfolg dieser Maßnahme stark mit der Verdichterbaugröße gekoppelt zu sein. In Abb. 3.9 sind zur Veranschaulichung einige Ergebnisse aus der Literatur bezogen auf den Laufradaußendurch-

messer dargestellt. Bei einem für Turbolader typischen Laufraddurchmesser von $d_2 \leq 50$ mm liegt die potentielle Kennfelderweiterung unterhalb von 10 %. Dieser Zusammenhang lässt sich darauf zurückführen, dass mit abnehmender Baugröße die Verluste infolge des überproportionalen Anstiegs überströmter Oberflächen gegenüber dem Potenzial einer Vordrallaufprägung überwiegen. Folglich hat das variable Vorleitgitter bei der Unterschreitung einer bestimmten Baugröße die Wirkweise einer Drossel am Verdichtereintritt.

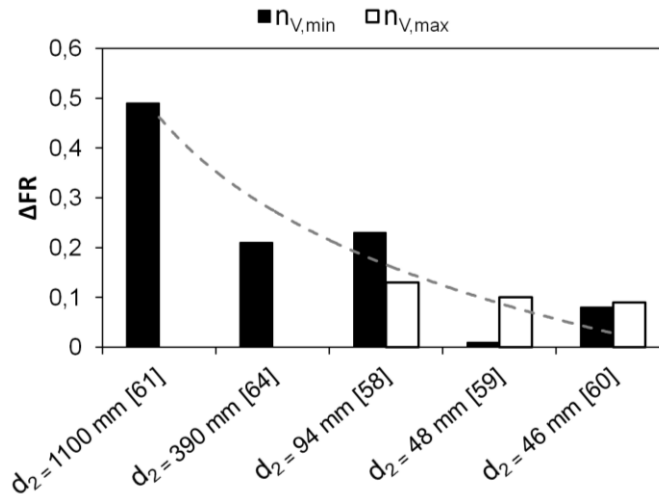


Abbildung 3.9 - Vergleich der Kennfelderweiterung mittels variablen Vorleitgittern für unterschiedliche Laufradgrößen

Ein Konzept welches sich diesen Effekt nutzbar macht ist das **schaltbare Vorleitgitter**. Diese KEM besteht aus einem Rohr mit Leitschaufelring auf der Außenseite. Durch das axiale Verschieben dieses Einsatzes vor dem Laufradeintritt wird ein zusätzlicher Einströmquerschnitt freigegeben, welcher der Außenströmung einen Drall aufprägt und gleichzeitig die Kernströmung beschleunigt [63]. Bisher gibt es noch keine erfolgreiche, experimentelle Validierung dieses Konzeptes. Diese Maßnahme ist vor allem für das Aufprägen eines Gegendralls geeignet, um den Arbeitsumsatz nahe der Stopfgrenze zu erhöhen. An der Pumpgrenze wird diese Maßnahme aufgrund der gehäuseseitigen Rückströmungen ein ähnliches Wirkprinzip wie die vorgestellten Maßnahmen zur Drosselung des Verdichtereintritts aufweisen.

Das **variable Verdichterrad** wurde von Saad Eldin [65] vorgestellt. Hierfür wurde ein Radialverdichterlaufrad mit einem Außendurchmesser von $d_2 = 101,8$ mm im Übergangsbereich zwischen axialem und radialem Laufradteil aufgetrennt. Das zweiteilige Laufrad ließ sich an der Schnittebene gegeneinander verdrehen. Mit dieser Laufradgeometrie konnte eine Erweiterung des stabilen Kennfeldbereichs um $\Delta FR = 0,04$ bei minimaler und $\Delta FR = 0,25$ bei maximaler Drehzahl erzielt werden.

Ein **variables Nachleitgitter** dient in erster Linie dazu, das Verdichterdruckverhältnis und den Stufenwirkungsgrad in einem schmalen Kennfeldbereich zu steigern. Die Variabilität der Leitschaufeln ermöglicht, mehrere Auslegungspunkte mit einer optimalen Leitschaufelanströmung darzustellen. Mit einer variablen überdeckungsfreien (*Low-Solidity*) Beschaukelung konnten Sorokes und Welch [66], sowie Siva Reddy et al. [69] experimentell nachweisen,

dass das Stufendruckverhältnis und der Verdichterwirkungsgrad gesteigert und die gleiche Kennfeldbreite wie ohne Diffusorbeschaufelung erreicht werden kann. Wird eine Diffusorbeschaufelung mit Überdeckung (*High-Solidity*) verwendet, wird der stabile Kennfeldbereich trotz Variabilität massiv verkleinert [67-68, 70]. Dass eine Kennfelderweiterung mittels eines variablen Nachleitgitters durchaus möglich ist, haben Wöhr et al. [74] experimentell nachgewiesen. Mit einer variablen *Low-Solidity* Beschaufelung in einem Abgasturbolader für die NFZ-Anwendung wurde der mittlere Kennfeldbereich um $\Delta FR = 0,08$ erweitert. Die Ergebnisse zeigten außerdem, dass mit dem verwendeten Leitschaufel-Design die Pumpgrenze erst ab einer Umfangs-Mach-Zahl > 1 zu niedrigeren Massenströmen verschoben werden kann.

Das **breitenvariable Nachleitgitter** kombiniert einen teil- oder vollbeschaufelten Diffusor mit einer variablen Diffusorbreite. Fischer et al. [72] erreichten mit diesem Konzept, in Kombination mit einer **variablen Volute**, eine Steigerung des Stufendruckaufbaus um 10 %, sowie eine maximale Wirkungsgraderhöhung um 5 %-Punkte im Kennfeldbereich zwischen maximalem Wirkungsgrad und Pumpgrenze. Im Vergleich zur unbeschaufelten Variante [54] erreichte der teilbeschaufelte Diffusor eine um 5 % reduzierte Kennfeldbreite. Untersuchungen von Siva Reddy et al. [71] bestätigen das Potenzial dieses Konzepts, können jedoch nicht für eine quantitative Potenzialbewertung herangezogen werden, da mit der Variation der Diffusorbreite die Laufradaustrittsbreite ebenfalls verändert wurde.

Eine ähnliche Variante, das **schaltbare Nachleitgitter**, ist eine Kombination aus beschaufeltem und unbeschaufeltem Diffusor. Hierbei kann die Diffusorbeschaufelung in den Strömungskanal eingefahren werden, um den Druckaufbau und die Stabilität an der Pumpgrenze zu erhöhen. Dieses Konzept wurde von Tange et al. [73] für Verdichter mit Laufraddurchmessern d_2 zwischen 48 und 56 mm vorgestellt. Es wurde eine maximale Kennfelderweiterung von $\Delta FR = 0,18$ bei der höchsten gemessenen Drehzahl nachgewiesen. Analog zu den Ergebnissen mit variablem Nachleitgitter konnte erst ab einer Umfangs-Mach-Zahl > 1 eine Reduzierung des Pumpgrenzmassenstroms erreicht werden. Wöhr et al. [74] untersuchten ein ähnliches Konzept, bei dem zwischen zwei Diffusorbeschaufelungen umgeschaltet wurde. Ein Leitschaufelring wurde auf die Laufradabströmung bei hohen Verdichtermassenströmen und ein weiterer für niedrige Verdichtermassenströme optimiert. Mit diesem Ansatz wurde das Stufendruckverhältnis und der Stufenwirkungsgrad im Kennfeldbereich zwischen Spitzenwirkungsgrad und Pumpgrenze verbessert. Es musste allerdings eine Reduzierung des stabilen Betriebsbereichs und des Wirkungsgrads in Richtung der Stopfgrenze akzeptiert werden. Wird angenommen, dass eine Diffusorbeschaufelung durch einen unbeschaufelten Kanal ersetzt würde konnte, basierend auf den Messungen, das Potenzial für eine Kennfelderweiterung ab einer Umfangs-Mach-Zahl > 1 bestätigt werden.

Ein **variables Plenum** wurde von Blanchini et al. [75] vorgestellt. Diese Variabilität bewirkt eine Änderung der HELMHOLTZ-Frequenz des druckseitigen Volumens. Hierdurch kann die Pumpgrenzlage in gewissem Maße beeinflusst werden [18]. Primär kann durch ein solches Konzept die Intensität von Pumpstößen reduziert werden. Der Aufwand für die praktische Umsetzung eines solchen Konzeptes steht in keinem Verhältnis zum Nutzen.

3.2.2 Kennfeldstabilisierende Maßnahmen

Als kennfeldstabilisierende Maßnahmen (KSM) werden selbstregulierende Maßnahmen bezeichnet. Das bedeutet, dass während des Verdichterbetriebs keine Möglichkeit von Eingriffen besteht.

Die heutzutage am häufigsten, insbesondere im Rennsport, gebrauchte kennfeldstabilisierende Maßnahme ist der **Rezirkulationskanal im Verdichtereintritt**. Ein solcher Rezirkulationskanal verbindet die Schaufelpassage stromabwärts des engsten Laufradquerschnitts mit dem Eintrittsrohr. Durch diesen geometrischen Kurzschluss ist es möglich, sowohl den maximalen Verdichtermassenstrom zu vergrößern, als auch den minimalen Verdichtermassenstrom zu reduzieren. Im Bereich der Pumpgrenze wird ein Teil des an der Gehäuseseite zurückströmenden Fluids über den Rezirkulationskanal zurück in den Verdichtereintritt geleitet. Auf diese Weise kann die Versperrung am Laufradeintritt reduziert und so die Laufradanströmung stabilisiert werden. An der Stopfgrenze kehrt sich die Strömungsrichtung im Rezirkulationskanal um. Auf diese Weise wird Fluid am engsten Querschnitt vorbei in das Verdichterlaufrad geleitet. Hierdurch kann der maximale Durchsatz trotz des Erreichens der Schallgeschwindigkeit im engsten Querschnitt weiter erhöht werden. Hunziger et al. [76] haben die stabile Kennfeldbreite eines großen Radialverdichters ($d_2 = 168$ mm) mit und ohne Rezirkulationskanal experimentell verglichen. Sie erreichten eine Erweiterung des stabilen Betriebsbereichs $\Delta FR = 0,05 \dots 0,12$ im gesamten Drehzahlbereich des Verdichters. Yin et al. [77] und Mohtar et al. [78] führten experimentelle Messungen an Rezirkulationskanälen für kleine Radialverdichterlaufräder ($d_2 \leq 60$ mm) durch. Auch wenn beide keine Referenzdaten des Verdichters ohne KSM publiziert haben, konnten sie aufzeigen, dass die Kennfeldstabilisierung bei kleinen Radialverdichtern erst im oberen Drehzahlbereich eintrat. Eine interessante Fragestellung werfen die Ergebnisse von Gancedo et al. [79] auf. Sie verschlossen bei einem mittelgroßen Radialverdichter ($d_2 = 88$ mm) mit Rezirkulationskanal die Verbindung in die Schaufelpassage und konnten keinerlei signifikante Änderung der stabilen Kennfeldbreite nachweisen.

Als Konsequenz stellt sich die Frage, ob die Einströmgeometrie eines Verdichters mit KSM, nahe der Pumpgrenze, nicht einen großen Anteil an der Reduzierung der Versperrung am Verdichtereintritt hat. Diese Hypothese ist in Abb. 3.10 illustriert. Hierbei führt das Totvolumen am Eintritt eines Verdichters mit Rezirkulationskanal dazu, dass sich die gehäusesseitige Rückströmung nach außen verlagert. Im Vergleich mit einer konventionellen Einströmgeometrie wird die Versperrung am Laufradeintritt reduziert. Hierdurch kann ein größerer Teil des Laufrads ungestört angeströmt und der Stufendruckaufbau erhöht werden. Folglich ist das Laufrad länger in der Lage, den notwendigen Druckaufbau bereit zu stellen, um einen Strömungszusammenbruch (Pumpen) zu verhindern. Diese Hypothese wird durch die experimentellen Messungen von Willers et al. [92], zur Pumpgrenzlage eines Turboladers mit vergrößertem Durchmesser des Eintrittsrohres, bestärkt.

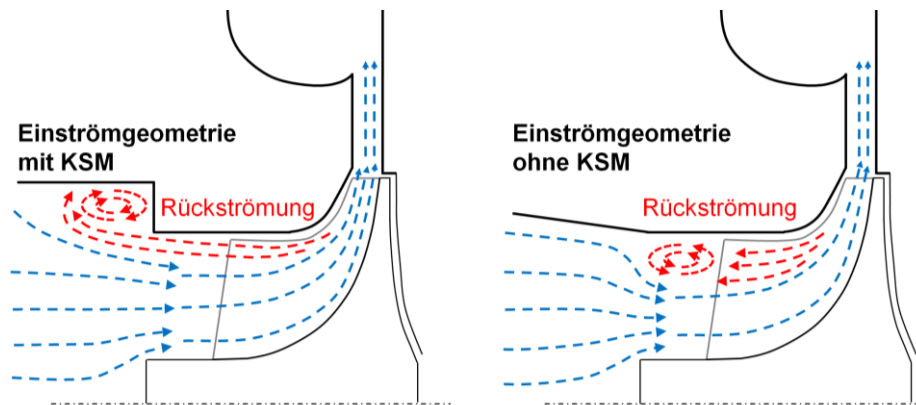


Abbildung 3.10 - Ausbildung der Versperrung am Laufradeintritt infolge einer gehäuseseitigen Rückströmung nahe der Pumpgrenze für unterschiedliche Einströmgeometrien

Weitere Bauformen von Rezirkulationskanälen sind der **Rezirkulationskanal im Austritt** sowie der **beschaufelte Rezirkulationskanal**. Ein Beschaufelung als Rezirkulationskanal zu verwenden, kann zum einen das Ziel haben, das zirkulierte Fluid wieder möglichst verlustarm der Kernströmung zuzuführen. Diese Bauform wurde unter anderem von Yamaguchi et al. [85] experimentell untersucht. Zum anderen birgt diese Bauform das Potenzial die Baugröße des Verdichtergehäuses, im Vergleich zum konventionellen Rezirkulationskanal, signifikant zu reduzieren. Diese Variante wurde von Harley et al. [86] experimentell untersucht.

Yamaguchi et al. [85] verfolgten das Konzept, dem rezirkulierten Fluid einen Drall aufzuprägen. Sie konnten eine Kennfelderweiterung von bis zu $\Delta FR = 0,26$ beim Aufprägen von Vordrall und bis zu $\Delta FR = 0,31$ beim Aufprägen von Gegendrall erzielen. Im Vergleich zum konventionellen Rezirkulationskanal war das eine Steigerung um 4 bzw. 9 %-Punkte. Im unteren Drehzahlbereich konnten sie keine signifikante Kennfelderweiterung nachweisen.

Harley et al. [86] hatten mit ihrem Ansatz primär die Reduzierung der Baugröße im Fokus. Auch sie konnten eine Kennfelderweiterung im oberen Drehzahlbereich erzielen, welcher für den konventionellen Rezirkulationskanal im Maximum $\Delta FR = 0,11$ und für den Beschaufelten maximal $\Delta FR = 0,1$ betrug.

Ein ähnliches Wirkprinzip, ohne eine Rückführung von verdichtetem Fluid in den Einlass, haben **Gehäusestrukturierungen am Eintritt** oder **am Austritt** der Verdichterstufe. Im Laufrad wird über diese umlaufenden Kanäle im Verdichtergehäuse ein örtlich begrenzter Kurzschluss zwischen Druck- und Saugseite der Verdichterschaukeln hergestellt [81]. Hierdurch kann Fluid von der Druckseite in die Ablösegebiete auf der Saugseite strömen und so die Laufradströmung im Bereich nahe der Pumpgrenze stabilisieren. Im Diffusor stellen diese radial verlaufenden Kanäle einen Kurzschluss zwischen dem Hoch- und dem Niederdruckbereich des Diffusors her [82]. Auch hier ist das Ziel, Ablösegebiete mittels kinetischer Energie aus dem rezirkulierten Fluid aufzufüllen und auf diese Weise die Kernströmung zu stabilisieren. Beide Maßnahmen können eine Wirkungsgradsteigerung im Bereich niedriger Massenströme erreichen, führen aber meist zu Wirkungsgradeinbußen im Auslegungspunkt der

Verdichterstufe. Eine signifikante Vergrößerung des stabilen Betriebsbereichs mit einer solchen Maßnahme konnte bei kleinen Radialverdichtern bisher nicht nachgewiesen werden.

Der Einsatz von **statischen Vorleitgittern** in Form eines beschauften Außenbereichs vor dem Laufradeintritt wurde von Wang et al. [89] und von Tamaki et al. [90] untersucht. Diese passive Maßnahme blockiert die Rückströmung entlang des Verdichtergehäuses. Während Wang et al. [89] lediglich in der Lage waren, das Verdichterkennfeld in Richtung kleiner Massenströme zu verschieben, konnten Tamaki et al. [90] eine maximale Kennfelderweiterung von $\Delta FR = 0,04$ erzielen. Willers et al. [92] haben Kennfelder mit einer Vielzahl von statischen Vorleitgittereinsätzen unterschiedlicher Geometrien und Schaufelwinkel für einen kleinen Radialverdichter ($d_2 = 47$ mm) gemessen. Sie konnten mit keiner Geometrie eine Kennfelderweiterung realisieren. Allerdings konnten sie den stabilen Betriebsbereich zu kleineren Massenströmen verschieben. Bei allen Varianten trat infolge der erhöhten Oberflächenreibungsverluste, im Vergleich zum Referenzkennfeld, eine Verminderung des maximalen Massenstroms auf.

Wenn eine **statische Diffusorbeschauflung** zum Einsatz kommt, hat das in der Regel zwei mögliche Gründe. Entweder soll das Kennfeld einer bestehenden Verdichterstufe minimal zu niedrigeren Massenströmen verschoben werden oder es soll in einem begrenzten Betriebsbereich der Druckaufbau und der Stufenwirkungsgrad verbessert werden. In beiden Fällen muss der Schaufelwinkel der Diffusorbeschauflung für den gewünschten Betriebsbereich auf den Abströmwinkel des Laufrads abgestimmt werden. Die Führung der Strömung durch die Leitschaufeln hat bei optimaler Anströmung eine Steigerung von Druckaufbau und Wirkungsgrad zur Folge. Gleichzeitig kann der Strömungswinkel im Diffusor verkleinert oder vergrößert werden. Eine Verkleinerung des Strömungswinkels reduziert den Öffnungswinkel der Leitschaufelpassage und sorgt damit für einen effizienteren Druckaufbau im Bereich hoher Massenströme. Eine Vergrößerung sorgt für eine Verkürzung des Strömungsweges und damit zu einem effizienteren Druckaufbau bei niedrigen Massenströmen [93].

Allerdings muss abseits vom Auslegungspunkt, mit zunehmender Fehlanströmung der Leitschaufeln, eine deutlich reduzierte stabile Kennfeldbreite in Kauf genommen werden [96]. Die Gewichtung zwischen zusätzlichem Druckaufbau und reduzierter Kennfeldbreite wird über die Wahl der Leitschaufelüberdeckung (*Solidity*) vorgenommen. Ohne Überdeckung der Leitschaufeln (*Low-Solidity-Diffusor*) kann der Verlust an Kennfeldbreite reduziert werden [95]. Mit einer Überdeckung der Leitschaufeln (*High-Solidity-Diffusor*) kann ein höherer Stufendruckaufbau erreicht werden [97]. Sonderformen mit mehrreihigen Beschauflungen (*Tandem-Schaufeln*) [98] haben eine ähnliche Charakteristik wie ein *High-Solidity-Diffusor*, haben bei optimaler Auslegung jedoch eine geringere überströmte Oberfläche. Zusätzlich können durch die Energetisierung der Grenzschichtströmung höhere Wirkungsgrade erzielt werden.

Zur Erhöhung der stabilen Kennfeldbreite können im beschauften Diffusor wiederum **Gehäusestrukturierungen** eingesetzt werden. Ein Beispiel für eine erfolgreiche Umsetzung wurde von Galloway et al. [99] vorgestellt. Sie applizierten eine Kavität im Bereich des engs-

ten Leitschaufelquerschnitts, wodurch sämtliche Schaufelpassagen an dieser Position miteinander gekoppelt waren. Als Ergebnis konnte die Versperrung der Leitschaufelpassage abseits des Auslegungspunkts reduziert werden. Bei maximaler Drehzahl wurde mit diesem Konzept eine Kennfelderweiterung von $\Delta FR = 0,04$ erreicht.

Zusammenfassend werden die Potenziale der einzelnen kennfeldbeeinflussenden Maßnahmen für kleine Radialverdichter ($d_2 \leq 60$ mm) in Tab. 3.2 bewertet. Als Bewertungskriterien dienen hierbei das Potenzial hinsichtlich Kennfelderweiterung (ΔFR), der Einfluss auf den maximalen Wirkungsgrad ($\Delta \eta_{max}$), die Auswirkung auf den Wirkungsgrad nahe der Pumpgrenze ($\Delta \eta_{PG}$), die Änderung des Stufendruckverhältnisses im Bereich der Pumpgrenze ($\Delta \pi_{PG}$) und die Komplexität bei der Umsetzung in Hardware.

Das größte Potenzial hinsichtlich einer Erweiterung des stabilen Betriebsbereichs hat die Maßnahme der Querschnittsvariabilität im Verdichtereintritt, wobei die variable Eintrittsblende aufgrund der einfachen Konstruktion zu bevorzugen ist. Bei den Maßnahmen im Verdichteraustritt schneiden die variable Diffusorbreite sowie die schaltbare Diffusorbeschaufelung beim direkten Vergleich am besten ab. Abschließend muss festgehalten werden, dass das tatsächliche Potenzial aller Maßnahmen von dem Zusammenspiel der gesamten Verdichterstufe abhängt.

Tabelle 3.2 - Potenzialbewertung der kennfeldbeeinflussenden Maßnahmen für kleine Radialverdichter inklusive einer Einschätzung zur Komplexität der Umsetzung in Hardware

KEM / KSM	ΔFR	$\Delta \eta_{max}$	$\Delta \eta_{PG}$	$\Delta \pi_{PG}$	Komplexität
Eintrittsdrossel	+	o	o	-	Mittel
Variable Eintrittsdüse	++	o	+	-	Hoch
Variable Eintrittsblende	++	o	+	-	Mittel
Schaltbarer Rezirkulationskanal	+	o	-	+	Mittel
Variable Diffusorbreite	+	o	+	+	Mittel
Variable Volute	o	o	o	o	Hoch
Variables Vorleitgitter	-	-	-	-	Hoch
Schaltbares Vorleitgitter	o	o	+	-	Mittel
Variables Verdichterrad	+	-	+	+	Hoch
Variables Nachleitgitter	+	o	++	++	Hoch
Breitenvariables Nachleitgitter	+	-	+	+	Mittel
Schaltbares Nachleitgitter	+	o	++	++	Mittel
Rezirkulationskanal	+	-	-	+	Gering
Gehäusestrukturierung	o	-	o	o	Gering
Beschaufelter Rezirkulationskanal	+	-	-	+	Mittel
Statisches Vorleitgitter	-	-	+	-	Mittel
Diffusorbeschaufelung	--	--	++	++	Mittel

4 Methodik Radialverdichterauslegung

Die Auslegung einer Radialverdichterstufe wird im Allgemeinen nach dem in Abb. 4.1 dargestellten Designprozess durchgeführt. Wenn bereits eine Datenbasis mit verschiedenen Laufradtypen vorhanden ist, kann der Vorbereitungsschritt zur Auswahl des Maschinentyps durch eine Abfrage der Datenbank und die Auswahl einer geeigneten Basisgeometrie ersetzt werden. Für die folgende Erörterung der einzelnen Arbeitsschritte zur Entwicklung eines aerodynamischen Stufen-Designs wird angenommen, dass keinerlei Datenbasis vorhanden ist.

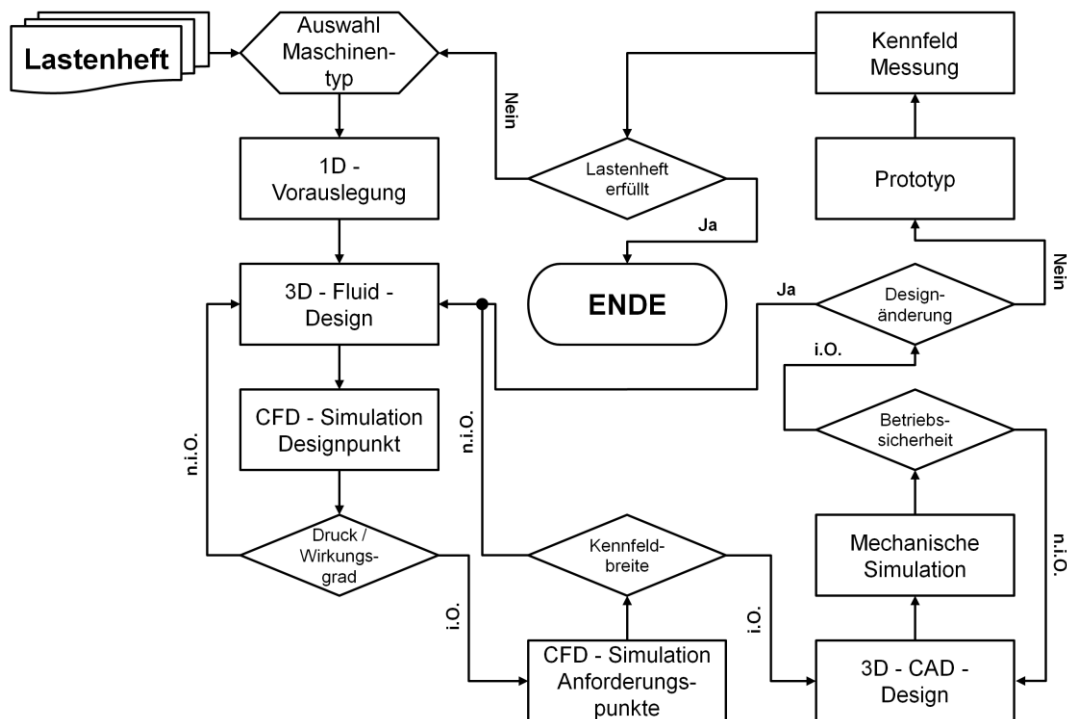


Abbildung 4.1 - Designprozess für die Verdichterauslegung

Im ersten Schritt werden die Anforderungen an den Verdichter in Form eines Pflichtenheftes aus dem vorhandenen Lastenheft abgeleitet. Das können beispielsweise die drei Betriebspunkte aus Tab. 3.1 für den 110 kW TSI-Motor sein. Meist sind weitere Betriebskennlinien für geänderte Umgebungsbedingungen (z.B. Hochland-, Heißland- und Kaltlandbetrieb) am Verdichtereintritt gefordert. In Summe definieren diese Betriebskennlinien den erforderlichen Betriebsbereich (Kennfeldbreite) und das maximale Stufendruckverhältnis.

Im zweiten Schritt wird der Nennlastbereich definiert. Dieser bestimmt die Lage der Linie maximalen Wirkungsgrads und damit den Auslegungspunkt. Die Höhe des maximalen Wirkungsgrads kann auf Basis publizierter Verdichtewirkungsgrade für einen bestimmten Laufraddurchmesser abgeschätzt werden. Bei Laufraddurchmessern von $d_2 = 40 \dots 60$ mm, einem maximalen Stufendruckverhältnis von $\pi_{V,t-t} = 3,5$ und einer dimensionslosen Kennfeldbreite im Bereich $\Delta FR = 0,5 \dots 0,7$ wird der Zielwirkungsgrad mit $\eta_{is,V} = 0,7 \dots 0,75$ angesetzt. Im

letzten Schritt zur Pflichtenhefterstellung wird die maximale Drehzahl bestimmt. Diese ist üblicherweise durch die Rotordynamik begrenzt.

4.1 Auswahl Maschinentyp

Für die Auswahl eines geeigneten Maschinentyps wird zunächst die spezifische Förderarbeit

$$Y_s = \Delta h_{is} = \frac{\kappa_L}{\kappa_L - 1} \cdot R_L \cdot T_0 \cdot \left(\pi_{V,t-t}^{\kappa_L - 1 / \kappa_L} - 1 \right) \tag{62}$$

bestimmt. Hieraus folgt die Schnelllaufzahl

$$\sigma = 0,5 \sqrt{\pi} \cdot \frac{\dot{V}_V^{0,5}}{(2 \cdot Y_s)^{0,75}} \cdot n_V \tag{63}$$

mit der Definition des Volumenstroms

$$\dot{V}_V = \frac{\dot{m}_V \cdot R_L \cdot T_0}{p_0} \tag{64}$$

nach der thermischen Zustandsgleichung für ideale Gase. Die spezifische Drehzahl ergibt sich nach Grabow [100] zu:

$$n_s = 158 \cdot \sigma \tag{65}$$

Abschließend wird mit der aus Abb. 4.2 entnommenen Durchmesserzahl,

$$\delta = 0,5 \sqrt{\pi} \cdot \frac{(2 \cdot Y_s)^{0,25}}{\dot{V}_V^{0,5}} \cdot d_2 \tag{66}$$

der optimale Laufraddurchmesser (d_2) bestimmt.

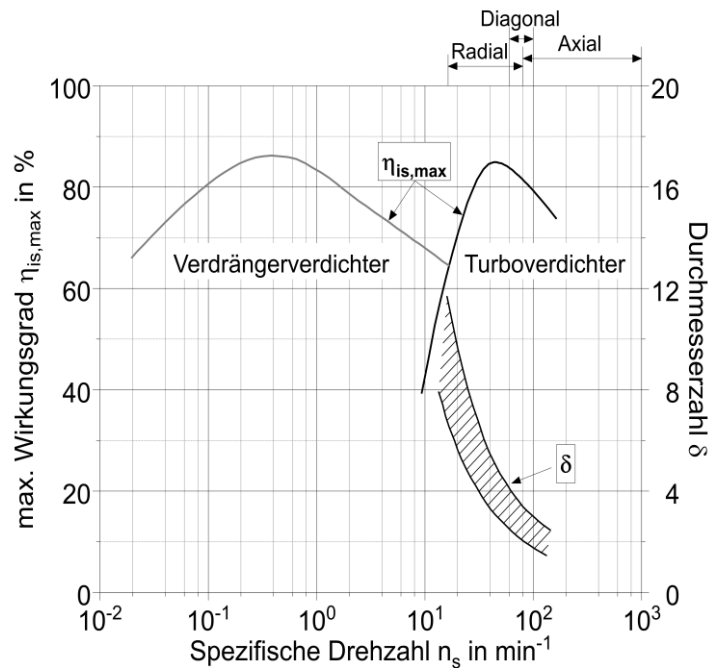


Abbildung 4.2 - Optimale Arbeitsbereiche von Verdränger- und Turboverdichtern [100]

4.2 1D-Vorauslegung

Die Vorauslegung einer Verdichterstufe kann basierend auf kommerziellen Softwaretools oder mit der in Abschn. 2.1 vorgestellten Berechnung der Geschwindigkeitsdreiecke durchgeführt werden. Die Vorauslegung über die Berechnung der Geschwindigkeitsdreiecke erfordert als Eingabe geometrische Kenngrößen, die entweder aus bestehenden Verdichtergeometrien mit einfachen Skalierungsansätzen

$$\dot{m}_{V,neu} = \dot{m}_{V,alt} \cdot \left(\frac{Trim_{neu}}{Trim_{alt}} \right)^2 \cdot \left(\frac{r_{2,Neu}}{r_{2,alt}} \right)^2 \quad (67)$$

$$\frac{n_{V,neu}}{n_{V,alt}} = \frac{d_{2,alt}}{d_{2,neu}} \cdot \frac{u_{2,neu}}{u_{2,alt}} \quad (68)$$

abgeleitet werden können oder basierend auf Erfahrungswerten aus der Literatur vorgegeben werden sollten, um die notwendige Anzahl der Iterationen für diesen Arbeitsschritt zu minimieren. Die gebräuchlichen dimensionslosen, geometrischen Stufenkenngrößen werden im Folgenden vorgestellt.

Eine Variation des Betriebsbereichs bei identischem Laufradaußendurchmesser wird durch die Variation des Laufrad-Durchmesserhältnisses

$$Trim = \frac{d_{1,sh} - 2 \cdot \zeta_1}{d_2} \quad (69)$$

realisiert. Bei niedrigen Stufendruckverhältnissen sind hohe und bei hohen Stufendruckverhältnissen niedrige Durchmesserhältnisse zu bevorzugen.

Das Laufrad-Flächenverhältnis ist das Verhältnis von Ausström- zu Einströmquerschnitt:

$$EI = \frac{4 \cdot d_2 \cdot (b_2 - \zeta_2)}{(d_{1,sh} - 2 \cdot \zeta_1)^2 - d_{1,hb}^2} \quad (70)$$

Es bestimmt die Kennfeldbreite und den maximalen Stufenwirkungsgrad. Große Flächenverhältnisse sind generell für niedrige Stufendruckverhältnisse und hohe Wirkungsgrade geeignet und gehen mit steigender Drehzahl zulasten der stabilen Kennfeldbreite.

Das Laufrad-Nabenverhältnis

$$IR = \frac{d_{1,hb}}{d_{1,sh} - 2 \cdot \zeta_1} \quad (71)$$

beeinflusst maßgeblich die Verzerrung der Laufradanströmung und sollte generell so gering wie möglich gehalten werden. Der minimale Nabendurchmesser wird hierbei geometrisch von der Größe der Schaufelfußradien begrenzt.

Das Diffusor-Flächenverhältnis

$$DE = \frac{d_3 \cdot b_3}{d_2 \cdot b_2} \quad (72)$$

hat die gleichen Auswirkungen wie das Laufrad-Flächenverhältnis und wird hinsichtlich des optimalen Kompromisses aus Wirkungsgrad und Kennfeldbreite gewählt.

Das Diffusor-Breitenverhältnis,

$$DPR = \frac{b_3}{b_2} \quad (73)$$

beziehungsweise die Reduzierung der Diffusorbreite (*Pinch*) hat einen positiven Effekt auf die Diffusorstabilität, führt aber bei zu geringen Kanalbreiten, aufgrund des Anstiegs von Oberflächen zu Volumen-Verhältnis, zu einer überproportionalen Steigerung der Wandreibungsverluste.

Das Voluten-Flächenverhältnis

$$VSP = \frac{A_4}{A_3} \quad (74)$$

und der Voluten-Größenparameter

$$A/R = \frac{A_4}{r_4} \quad (75)$$

beschreiben die Baugröße der Verdichterstufe. Diese Parameter haben einen mittleren Einfluss auf den Wirkungsgrad und die Lage der Pumpgrenze.

Eine Empfehlung für Parameterbereiche, basierend auf publizierten Ergebnissen, ist in Tab. 4.1 zusammengefasst. Ergänzend gibt die Sensitivitätsstudie von Chen et al. [105] einen guten Eindruck über den Einfluss einzelner Geometrieparameter auf das Betriebsverhalten von Radialverdichtern.

Tabelle 4.1 - Empfohlene Parameterbereiche für ATL-Verdichter [24, 77, 101-104]

Parameter	<i>Trim</i>	<i>EI</i>	<i>IR</i>	<i>DE</i>	<i>DPR</i>	<i>VSP</i>	<i>A/R</i>
Parameterbereiche	0,65...0,78	0,45...0,75	0,2...0,4	1,1...1,6	0,8...0,9	0,8...1,1	13...18 mm

4.3 3D-Fluid-Design

Ein Fluidmodell für die Auslegung einer Radialverdichterstufe besteht aus fünf Komponenten:

- Eintrittsrohr
- Verdichterlaufrad
- Radialdiffusor
- Volute
- Austrittsrohr

Für das Eintrittsrohr ist eine Länge von ca. $L = 10 \cdot d_2$ notwendig, um das Rechengebiet und die Grenze des Simulationsgebiets zu entkoppeln. Die Fluiddomäne des Verdichterlaufrads beginnt an der Laufradnase und endet zugunsten einer guten Rechenetzqualität auf einem Durchmesser $d_{2,Fluid} = 1,05 \cdot d_2$. Für das Laufradmodell müssen in jedem Fall die Schaufel-
spalte in einer realistischen Größenordnung modelliert werden, da diese einen signifikanten Einfluss auf den Druckaufbau und den Stufenwirkungsgrad haben [106-107]. Die Schaufel-

fußradien hingegen können vernachlässigt werden, da sie in erster Linie die Stopfgrenze zu einem geringeren Massenstrom verschieben. Die Mindestschaufeldicke beträgt, aus Fertigungstechnischen Gründen, $s_{min} = 0,4$ mm für Laufraddurchmesser bis $d_2 \leq 70$ mm. Die Fluiddomäne des Diffusors endet bei $d_{3,Fluid} = 0,98 \cdot d_3$ zugunsten einer guten Rechenetzqualität innerhalb der Volute. Das Austrittsrohr hat ebenfalls eine Länge von $L = 10 \cdot d_2$, um das Rechengebiet und die Grenze des Simulationsgebiets zu entkoppeln. Weiterhin werden alle Modelle vollparametriert aufgebaut, da der folgende Arbeitsschritt erfahrungsgemäß einige Designiterationen benötigt.

4.4 CFD-Simulation

Die CFD-Simulationen im Rahmen einer aerodynamischen Auslegung werden zur effizienten Nutzung der Rechenressourcen in drei unterschiedliche Detaillierungsgrade aufgeteilt. Alle Simulationen werden mit einer identischen Diskretisierung (Kernströmung und Grenzschichtauflösung) und dem Menter SST Turbulenzmodell [108] durchgeführt. Die ersten beiden, rechenextensiven Schritte beinhalten die Optimierung der Strömungsgeometrie.

Im ersten Schritt wird auf Basis eines Passagenmodells vom Eintrittsrohr bis zum Austritt des Diffusors die Laufradanströmung optimiert. Hierbei wird die Einlaufgeometrie dahingehend angepasst, eine möglichst verlustfreie Schaufelanströmung zu erreichen. Gleichzeitig werden die Winkel der Schaufelvorderkanten, sowie die Naben und Gehäusedurchmesser für den betrachteten Designpunkt verbessert.

Im zweiten Schritt wird das Rechenmodell um die Volutengeometrie erweitert. Mit diesem erweiterten Rechenmodell werden die Schaufelwinkerverläufe, die Austrittswinkel des Laufrads, der Radialdiffusor und die Volutenquerschnitte an die vorherrschenden Strömungsbedingungen angepasst. Gleichzeitig wird überprüft, ob die Verdichterstufe die Pflichtenheftanforderungen erfüllt. Hierbei wird für den Stufenwirkungsgrad ein Sicherheitsfaktor von $SF_\eta = 1,07$ und für das Stufendruckverhältnis ein Sicherheitsfaktor von $SF_\pi = 1,1$ angesetzt.

Im dritten rechenintensiven Schritt wird das Rechenmodell auf ein 360° -Modell erweitert, um die Asymmetrie der Volutengeometrie und die Interaktion der einzelnen Passagenströmungen abzubilden. Mit diesem Vollmodell werden sämtliche geforderte Betriebspunkte simuliert. Die Ergebnisse werden mit dem Pflichtenheft abgeglichen, wobei der Sicherheitsfaktor auf den Wirkungsgrad entfällt und der Sicherheitsfaktor auf das Stufendruckverhältnis auf $SF_\pi = 1,05$ reduziert wird.

4.5 3D-CAD-Laufrad-Design

Bei der Erstellung des 3D-CAD-Laufradmodells wird das Fluidmodell in ein Solid überführt. Hierfür ist es notwendig folgende Geometrien zu ergänzen:

- Laufradbohrung
- Radrückengeometrie
- Schaufelfußradien

Der Durchmesser der Laufradbohrung ist durch den Wellendurchmesser eindeutig bestimmt. Die Radrückengeometrie wird anhand von FEM-Simulationen für ein möglichst geringes Massenträgheitsmoment ausgelegt. Hierbei sei darauf hingewiesen, dass der Radrücken eine der zwei notwendigen Laufrad-Wuchtebenen bildet, weswegen genügend Material auf dem Außendurchmesser für einen Wuchtabtrag vorgehalten werden muss. Es empfiehlt sich von einem Wuchtabtrag von 0,5...1 % Laufradgewicht je Wuchtebene auszugehen. Die Schaufelfußradien haben einen Radius von $0,02 \cdot d_2$. Lediglich auf der Druckseite der Schaufelhinterkante kann dieser auf $0,01 \cdot d_2$ verringert werden, um die Kanalversperrung zu reduzieren.

4.6 Mechanische Simulation

Zur Gewährleistung der Betriebssicherheit müssen FEM-Simulationen zur Bestimmung der Eigenfrequenzen und maximal auftretenden Bauteilspannungen durchgeführt werden. Hinsichtlich der Eigenfrequenzen darf bei einem Verdichter ohne Vor- und Nachleitschaufeln im gesamten Betriebsbereich keine Anregung der ersten Eigenfrequenz durch die fünfte Rotationsharmonische auftreten [104]. Die zulässigen Bauteilspannungen bei maximaler Drehzahl, für ein Verdichterlaufrad aus einer Aluminiumlegierung, sind in Tab. 4.2 ausgewiesen.

Tabelle 4.2 - Zulässige Vergleichsspannungen für ein Aluminium-Verdichterlaufrad bei maximaler Drehzahl [104]

Geometrie	Laufschaufel	Fußradius	Radrücken	Bohrung
Zulässige (v. Mises) Vergleichsspannung	$< 0,75 \cdot R_{p0,2}$	$< 0,8 \cdot R_{p0,2}$	$< 0,9 \cdot R_{p0,2}$	$< 1,5 \cdot R_{p0,2}$

4.7 Prototyp-Design

Bei der Erstellung eines Prototyp-Designs ist es notwendig, im ersten Schritt die zukünftigen Serien- und Losgrößen zu bestimmen. Auf dieser Basis wird eine *Design for Manufacturing and Assembly* (DFMA) Analyse durchgeführt [109]. Im Rahmen der DFMA werden Geometrien vereinfacht, geeignete Fertigungsverfahren evaluiert und passende Fertigungstoleranzen und Oberflächengüten ausgewählt. Diese Details haben einen signifikanten Einfluss auf das Ergebnis der Designvalidierung und sollten daher schon bei den Prototypen weitestgehend dem finalen Konstruktionsstand entsprechen. Die Bewertungs- und Kopplungsmatrix einer DFMA ist in Abb. 4.3 veranschaulicht. Hierbei wird deutlich, wie weitreichend die Auswirkungen von Entscheidungen sind, die während des Designprozesses getroffen werden.

Die Optimierung des Designs hinsichtlich Komplexität, Teile- und Baugruppenanzahl, sowie der gewählten Toleranzen und Oberflächengüten beeinflusst hierbei direkt oder indirekt alle im Produktionsprozess nachgelagerten Arbeitsvorgänge. Das Ziel einer nachhaltigen Konstruktion muss es daher sein, die geforderte Funktion mit einer möglichst geringen Komplexität und Genauigkeit bei einer minimalen Teileanzahl zu erfüllen.

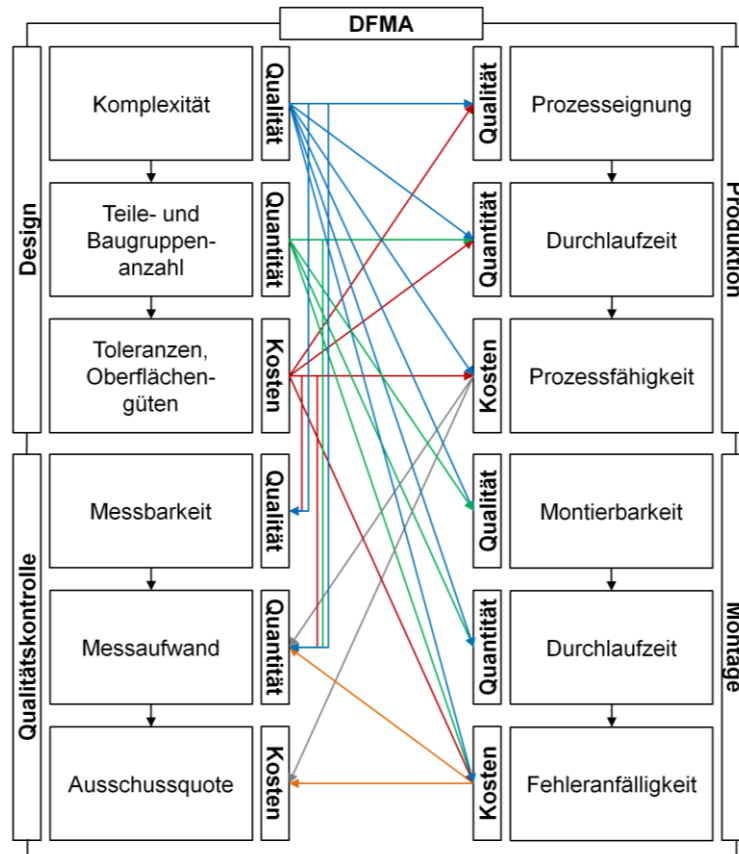


Abbildung 4.3 - Vereinfachte Bewertungs- und Kopplungsmatrix einer DFMA

Im Bezug auf die Teileproduktion besteht das Ziel darin, aufwändige Fertigungsverfahren zu vermeiden und Bearbeitungszeiten zu minimieren. Das wird erreicht, indem die Anzahl notwendiger Aufspannungen minimiert und das Spanvolumen maximiert wird. Werden das Fertigungsverfahren und der Maschinentyp so gewählt, dass die Prozessstreuung eine Normalverteilung innerhalb der Toleranzfelder erreicht, wird der Prozessfähigkeitsindex (CPK) entsprechend hoch ausfallen.

Hierdurch werden neben den reinen Fertigungskosten zusätzlich Kosten bei der Qualitätskontrolle eingespart, da durch eine geringe Ausschussquote infolge einer guten Prozessfähigkeit der Messumfang reduziert werden darf. Der allgemeine Messaufwand je Baugruppe resultiert hierbei direkt aus der Anzahl zu messender Teile (Teileanzahl), der notwendigen Messgenauigkeit (Toleranzen) und der Anzahl notwendiger Aufspannungen (Teile-Komplexität).

Die Endmontage muss hinsichtlich des Montageaufwands (Teileanzahl und Montagekomplexität) optimiert werden. Hierdurch werden kurze Durchlaufzeiten und eine geringe Anzahl Montagefehler erreicht. Diese beiden Aspekte können analog zur Produktion als Montageeignung und Montagefähigkeit bezeichnet werden und haben einen unmittelbaren Einfluss auf die Montagekosten.

Ein Prototyp-Design, das hinsichtlich dieser Produktionsaspekte optimiert wurde, ermöglicht eine realitätsnahe Bewertung der Stärken und Schwächen des späteren Produkts. Gleichzeitig werden die Herstellungskosten für die Prototypen und die spätere Serienproduktion minimiert, ohne zusätzliche Entwicklungsschleifen durchlaufen zu müssen.

5 Voruntersuchungen und Sensitivitätsstudie

Basierend auf dem vorgestellten Stand der Technik und Forschung werden für die Voruntersuchungen der kennfelderweiternden Maßnahme zwei Konzepte ausgewählt. Am Eintritt des Verdichters wird ein variabler Querschnitt in Form einer Irisblende untersucht. Am Austritt des Laufrads wird ebenfalls ein variabler Querschnitt in Form einer verstellbaren Diffusorwand verwendet. Diese Konzepte erzielen, aufgrund der vergleichsweise einfachen konstruktiven Umsetzung und Regelung, ein gutes Kosten-Nutzen-Verhältnis. Weiterhin wurde das Potenzial für eine signifikante Pumpgrenzverschiebung mit ähnlichen Konzepten bereits erfolgreich nachgewiesen. Außerdem ermöglicht das gewählte Konzept die Analyse der Variation von Durchmesser- und Flächenverhältnis des Verdichterlaufrads, wodurch eine solide Basis für die anschließende Gesamtstufenauslegung geschaffen wird.

5.1 Referenzverdichter

Für die Voruntersuchungen werden zwei Referenzverdichter verwendet, die auf der gleichen ATL-Rumpfungruppe aufbauen. Hierdurch können für sämtliche Messungen auf dem Heißgasprüfstand die identische Lagerung und Turbinenstufe verwendet werden. Die beiden Verdichterstufen (Abb. 5.1) unterscheiden sich in der Lage des stabilen Betriebsbereichs.

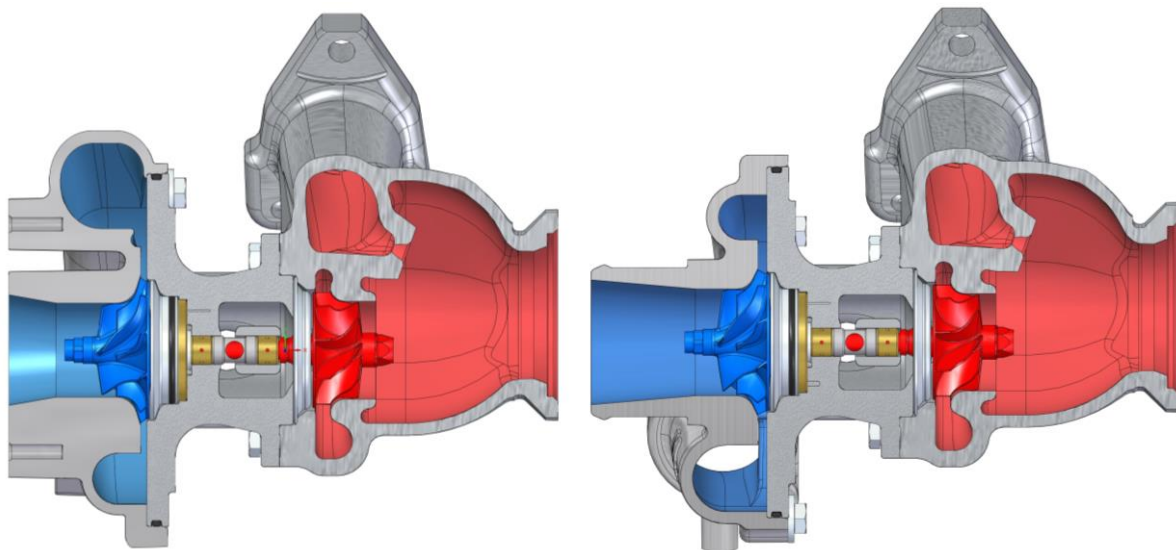


Abbildung 5.1 - Referenzverdichter für die experimentellen Voruntersuchungen: Low-Trim Verdichter (links) und High-Trim Verdichter (rechts)

Der unterschiedliche Betriebsbereich wird, bei identischem Laufradaußendurchmesser, durch die Variation des Durchmesserverhältnisses und des Laufrad-Flächenverhältnisses realisiert. Das Diffusor-Flächenverhältnis der Verdichterstufen ist identisch und der Voluten-Größenparameter unterscheidet sich geringfügig.

Bei einer Umfangsgeschwindigkeit $u_2 = 520$ m/s erreicht der kleinere Verdichter (Low-Trim) einen stabilen Betriebsbereich von $\dot{m}_V = 0,06 \dots 0,11$ kg/s und ein maximales Druckverhältnis von $\pi_{V,t-t} = 3,2$. Der größere Verdichter (High-Trim) hat bei derselben Umfangsgeschwindigkeit einen stabilen Betriebsbereich von $\dot{m}_V = 0,1 \dots 0,15$ kg/s bei einem maximalen Druckverhältnis von $\pi_{V,t-t} = 3,1$. Die charakteristischen geometrischen Stufenparameter können Tab. 5.1 entnommen werden. Die zugehörigen Positionen sind in Abb. 5.2 dargestellt.

Tabelle 5.1 - Geometrische Stufenparameter der Verdichter aus den Voruntersuchungen [25]

		High-Trim Verdichter	Low-Trim Verdichter
Lauftrad-Eintrittsquerschnitt	A_1	953 mm ²	715 mm ²
Diffusorbreite	b_2	3 mm	2 mm
Lauftrad-Außendurchmesser	d_2	47 mm	47 mm
Lauftrad-Durchmesserverhältnis	$Trim$	0,76	0,66
Lauftrad-Flächenverhältnis	EI	0,47	0,43
Diffusor-Flächenverhältnis	DE	1,46	1,46
Voluten-Größenparameter	A/R	15,6 mm	17 mm

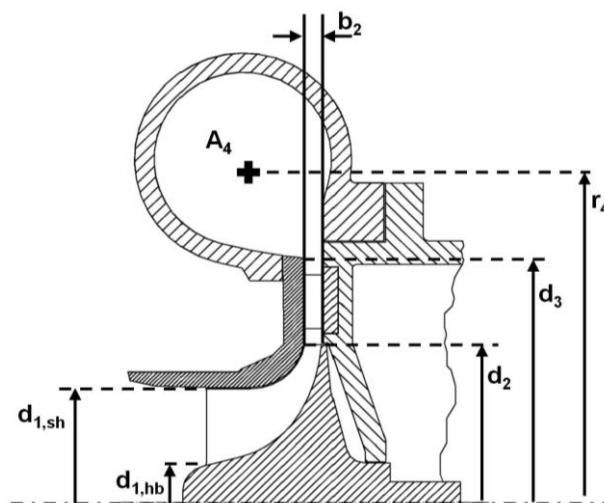


Abbildung 5.2 - Charakteristische geometrische Größen für Radialverdichter [25]

Die Referenzkennfelder beider Verdichter werden bis zu einer maximalen Umfangsgeschwindigkeit von 460 m/s mittels einer automatischen Pumpgrenzerkennung auf dem Doppelbrennkammerprüfstand des *Instituts für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik* gemessen.

Die Referenzkennfelder sind in Abb. 5.3 dargestellt. Beide Verdichterstufen weisen ein ähnliches Betriebsverhalten auf. Die Linie maximalen Wirkungsgrads befindet sich in der Kennfeldmitte. An der *Stopfgrenze* ($\eta_V = 0,55$) werden gleiche Druckverhältnisse erzielt. An der Pumpgrenze realisiert der Low-Trim Verdichter (rotes Kennfeld) geringfügig höhere Stufendruckverhältnisse. Der High-Trim Verdichter (blaues Kennfeld) erreicht einen um 2 %-Punkte höheren Spitzenwirkungsgrad.

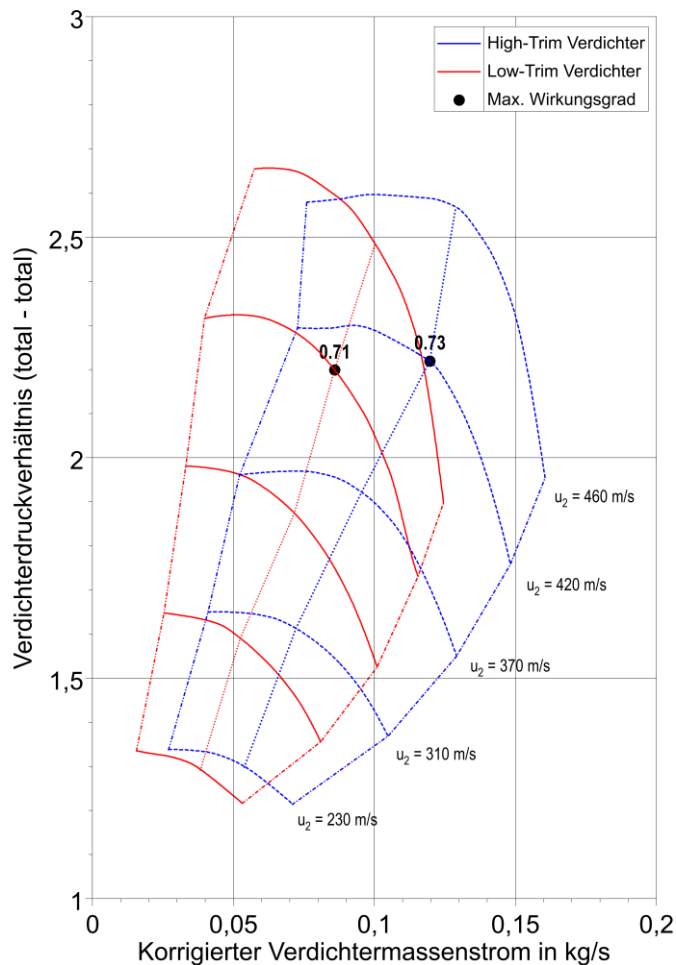


Abbildung 5.3 - Referenzkennfeld des High-Trim (Blau) und Low-Trim Verdichters (Rot)

Bei einer Umfangsgeschwindigkeit $u_2 \geq 420 \text{ m/s}$ ist beim Low-Trim Verdichter eine abfallende Steigung im Verlauf der Pumpgrenzlinie zu erkennen. Diese geht mit dem Wechsel des Laufradaustritts in den Überschallbetrieb ($u_2 \geq a_2$) einher. Die relative Mach-Zahl am Laufradeintritt beträgt in diesem Betriebsbereich $Ma_{1,rel,sh} < 0,9$. Somit muss davon ausgegangen werden, dass der Diffusor die Grenze des stabilen Betriebsbereichs bestimmt.

Der High-Trim Verdichter weist bereits bei einer Umfangsgeschwindigkeit über 370 m/s eine Unstetigkeit im Verlauf der Pumpgrenzlinie auf. Diese Änderung der Pumpgrenzcharakteristik geht mit dem beginnenden transsonischen Betriebs ($Ma_{1,rel,sh} \geq 0,9$) des Laufradeintritts einher. Aus diesem Grund kann angenommen werden, dass beim High-Trim Verdichter der Laufradeintritt die Pumpgrenzlage definiert.

5.2 Experimenteller Aufbau

Für die Messung der thermodynamischen Größen am Ein- und Austritt der Verdichterstufe werden gehobene Messrohre mit einer Länge von 500 mm eingesetzt. Die Temperatur wird aus der Messung von jeweils drei *PT100* Sensoren (Messgenauigkeit: $\pm 0,15 + 0,002 |T| \text{ } ^\circ\text{C}$) ge-

mittelt. Der statische Druck wird über vier gleichmäßig über den Umfang der Messebene verteilte Druckbohrungen gemessen (Messgenauigkeit: $\pm 0,05$ % FS). Der Frischluftvolumenstrom wird in der Mitte einer ca. 7 m langen Einlaufstrecke mit einem Ultraschall-Durchflussmessgerät *FLOWSIC300* (Messgenauigkeit: ± 1 % FS) bestimmt.

Auf der Heißgasseite kommen zwei Messrohre mit einer Länge von 800 mm zum Einsatz. Hier werden drei *Typ-K* Thermoelemente (Messgenauigkeit: $\pm 1,5$ °C) für die Temperaturmessung eingesetzt. Der statische Druck wird mit vier gleichmäßig über den Umfang verteilten Druckbohrungen bestimmt (Messgenauigkeit: $\pm 0,05$ % FS).

Die Drehzahl des Turboladers wird am Laufradaustritt der Verdichterseite mit einem Wirbelstromsensor *MICRO-EPSILON turboSPEED DZ135* (Messgenauigkeit: $\pm 0,2$ % FSO) ermittelt. Sämtliche eingesetzte Messrohre haben einen Durchmesser von 50 mm. Das druckseitige Volumen zwischen Verdichteraustritt und Gegendruckdrossel beträgt 16,7 Liter. Der gesamte Prüfaufbau und das modifizierte Verdichtergehäuse sind in Abb. 5.4 exemplarisch für den High-Trim Verdichter zu sehen.

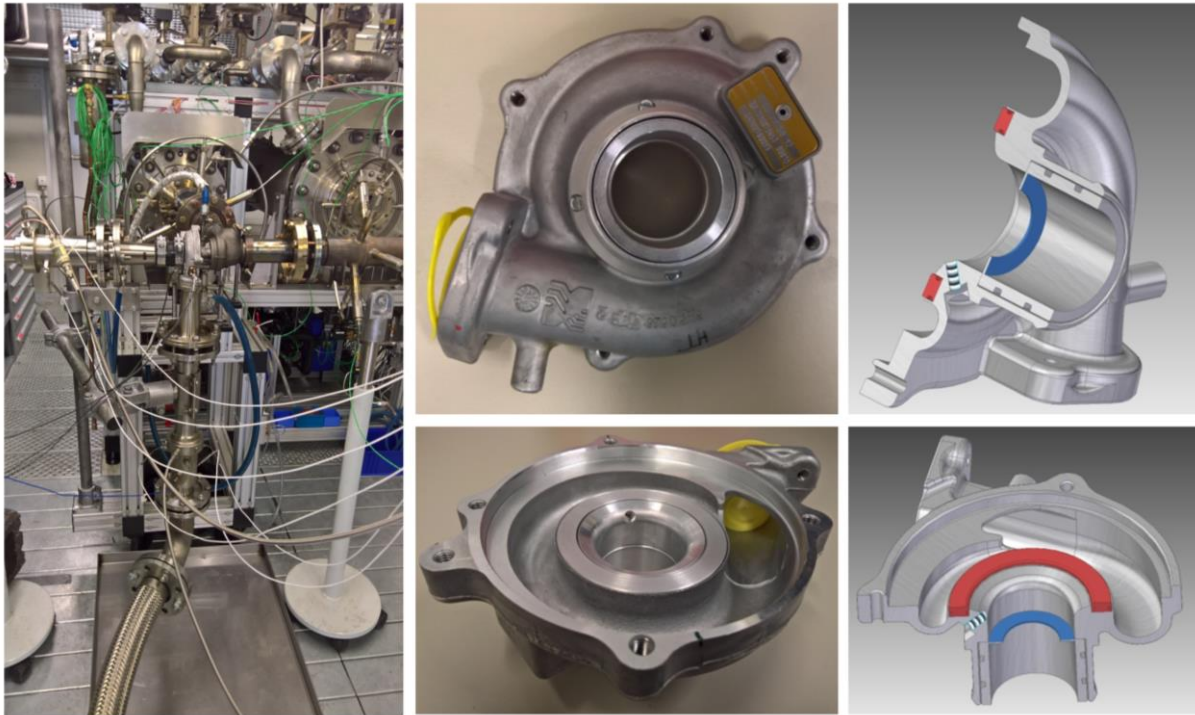


Abbildung 5.4 - Versuchsaufbau auf dem Doppelbrennkammerprüfstand (links) und modifiziertes Verdichtergehäuse mit Einsätzen am Eintritt und im Diffusor zur Variation des Eintrittsquerschnitts und der Diffusorbreite (rechts) [25]

Im Rahmen der Sensitivitätsstudie wird mit beiden Verdichterstufen eine Geometrievariation des Eintrittsquerschnitts zwischen 100 und 40% und der Diffusorbreite im Bereich von 100...50 % durchgeführt. Die Kreuzkombinationsmatrix der Kennfeldmessungen des High-Trim Verdichters ist in Tab. 5.2 dargestellt. Für den Low-Trim Verdichter können die Geometrievarianten aus Tab. 5.3 entnommen werden.

Tabelle 5.2 - Geometrievariation der Eintrittsfläche und Diffusorbreite des High-Trim Verdichters mit resultierenden Durchmesser- (Trim) und Flächenverhältnissen (EI) des Laufrads für ein konstantes Flächenverhältnis des Diffusors (DE = 1,46)

Diffusorbreite	b_2		$0,9 \cdot b_2$		$0,7 \cdot b_2$		$0,5 \cdot b_2$	
Eintrittsfläche	Trim	EI	Trim	EI	Trim	EI	Trim	EI
A_1	0,76	0,47	-	-	-	-	-	-
$0,94 \cdot A_1$	0,74	0,5	0,74	0,45	0,74	0,35	0,74	0,25
$0,8 \cdot A_1$	0,68	0,58	0,68	0,53	0,68	0,41	0,68	0,29
$0,6 \cdot A_1$	0,6	0,78	0,6	0,7	0,6	0,55	0,6	0,39
$0,4 \cdot A_1$	0,5	1,17	0,5	1,05	0,5	0,82	0,5	0,58

Tabelle 5.3 - Geometrievariation der Eintrittsfläche und Diffusorbreite des Low-Trim Verdichters mit resultierenden Durchmesser- (Trim) und Flächenverhältnissen (EI) des Laufrads für ein konstantes Flächenverhältnis des Diffusors (DE = 1,46)

Diffusorbreite	b_2		$0,9 \cdot b_2$		$0,7 \cdot b_2$		$0,5 \cdot b_2$	
Eintrittsfläche	Trim	EI	Trim	EI	Trim	EI	Trim	EI
A_1	0,66	0,43	-	-	-	-	-	-
$0,94 \cdot A_1$	0,65	0,45	0,65	0,41	0,65	0,32	0,65	0,23
$0,8 \cdot A_1$	0,6	0,53	0,6	0,48	0,6	0,37	0,6	0,27
$0,6 \cdot A_1$	0,53	0,71	0,53	0,64	0,53	0,5	0,53	0,36
$0,4 \cdot A_1$	0,44	1,07	0,44	0,96	0,44	0,75	0,44	0,53

Die prüfstandseitigen Randbedingungen (Umgebungsbedingungen) sind in Tab. 5.4 zusammengefasst. Für die Berechnung thermodynamischer Größen kommt das modifizierte *Thermodynamik Modul TDM 3.0* zum Einsatz [110].

Tabelle 5.4 - Prüfstandsrandbedingungen [25]

Eintrittstemperatur Turbine	$T_{0,5}$	600°C
Eintrittstemperatur Verdichter	T_0	19...24 °C
Eintrittsdruck Verdichter	$p_{abs,0}$	0,97...0,99 bar
Eintrittstemperatur Öl	$T_{öl}$	90 °C
Eintrittsdruck Öl	$p_{rel,öl}$	2,5 bar

5.3 Charakteristisches Betriebsverhalten

Als charakteristisches Betriebsverhalten wird im ersten Schritt ausschließlich die Kennfeldbreite betrachtet. Um eine Bewertung der Kennfeldbreite unabhängig vom Auslegungsmassenstrom der Verdichterstufe zu ermöglichen, wird eine dimensionslose Kennfeldbreite [21]

$$FR = \frac{\dot{m}_{SG,V} - \dot{m}_{PG,V}}{\dot{m}_{SG,V}} \quad (76)$$

eingeführt. Diese Kennzahl bewertet für eine konstante Umfangsgeschwindigkeit (u_2) die stabile Kennfeldbreite basierend auf der normierten Differenz aus minimalem ($\dot{m}_{PG,V}$) und maximalem Massenstrom ($\dot{m}_{SG,V}$).

Die Referenzkennfelder beider Verdichterstufen sind in Abb. 5.5 dargestellt. Die dimensionslose Kennfeldbreite ist für jede Kennlinie konstanter Umfangsgeschwindigkeit separat ausgewiesen. Obwohl der Low-Trim Verdichter quantitativ eine geringere Massenstromspreizung aufweist, ist das Kennfeld normiert betrachtet mit einer dimensionslosen Kennfeldbreite $FR = 0,54...0,7$ größer als das des High-Trim Verdichters ($FR = 0,51...0,62$).

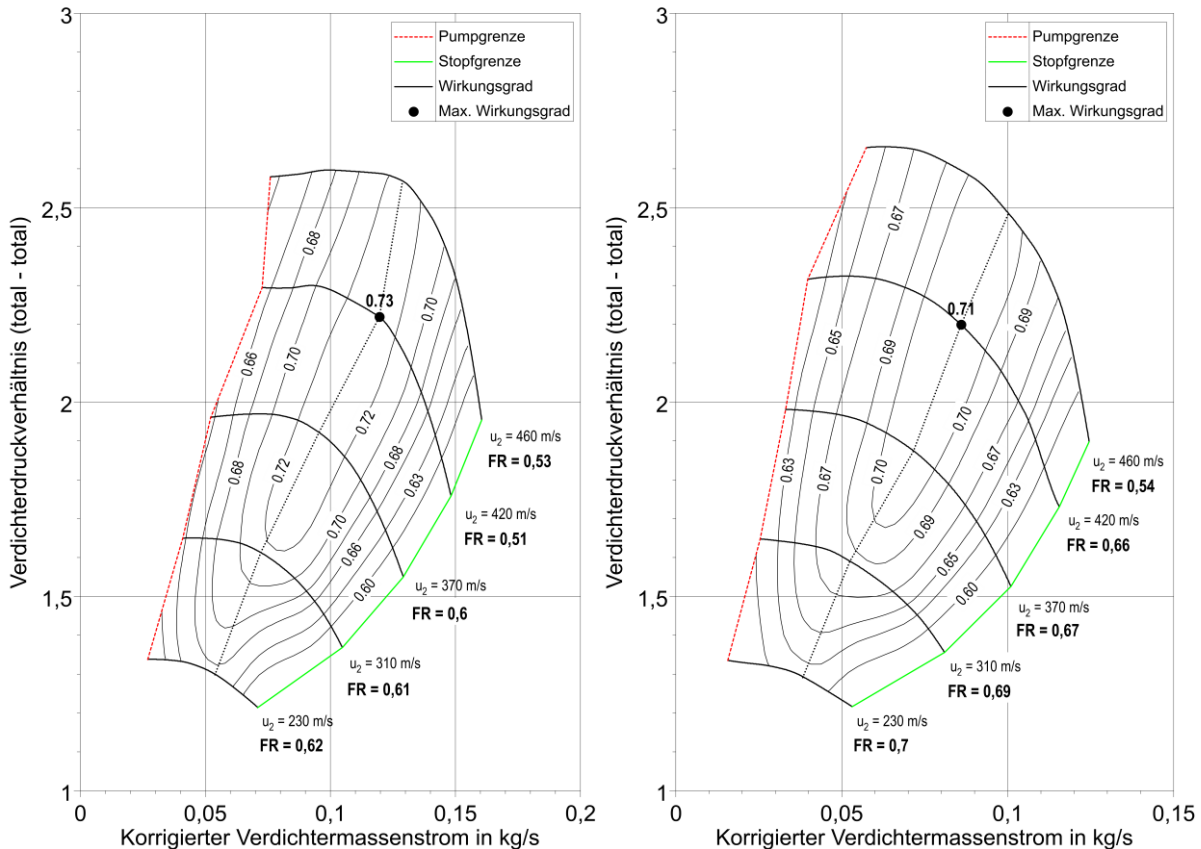


Abbildung 5.5 - Referenzkennfelder des High-Trim (links) und des Low-Trim Verdichters (rechts) inklusive der dimensionslosen Kennfeldbreiten FR für jede Linie konstanter Umfangsgeschwindigkeit

Bei Radialverdichtern im automobilen Einsatz liegt die maximale Kennfeldbreite, bei einem Stufendruckverhältnis von $\pi_{V,t-t} = 2...2,5$, üblicherweise bei $FR = 0,5...0,7$ [21, 111]. Das verdeutlicht, dass beide Verdichterstufen, insbesondere der High-Trim Verdichter, Potenzial zur Erweiterung des stabilen Betriebsbereichs mittels einer kennfelderweiternden Maßnahme (KEM) besitzen.

5.4 Erweiterung des stabilen Betriebsbereichs

Als kennfelderweiternde Maßnahme werden in dieser Untersuchung verschiedene statische Einsätze im Verdichtergehäuse verwendet. Mit Hilfe dieser Modifikation des Verdichtergehäuses können Verdichterkennfelder für unterschiedliche Eintrittsquerschnitte und Diffusorbreiten gemessen werden. Der Vorteil dieses Ansatzes besteht darin, dass keine Regelung für die Maßnahmen implementiert werden muss. Zur Abbildung einer aktiven Variabilität der

beiden Querschnitte werden sämtliche gemessene Betriebspunkte in einem einzelnen Verdichterkennfeld kombiniert (Abb. 5.6, links). Hierbei wird für jeden Betriebspunkt die Kombination aus Ein- und Austrittsquerschnitt mit dem höchsten isentropen Verdichtereffizienzgrad ausgewählt. Der Ansatz einer Kennfelderweiterung mittels Querschnittsvariabilität erzielt beim High-Trim Verdichter den antizipierten Effekt. Es wird eine Kennfelderweiterung ohne Beeinflussung im Bereich des Spitzenwirkungsgrads oder der Stopfgrenze erreicht. Im gesamten Bereich des Referenzkennfelds tritt keinerlei Reduzierung des isentropen Wirkungsgrads oder des Stufendruckverhältnisses auf. An der Pumpgrenze wird im unteren Kennfeldbereich ($u_2 \leq 370$ m/s) eine maximale Wirkungsgradsteigerung von 2 % erzielt (Abb. 5.6, rechts).

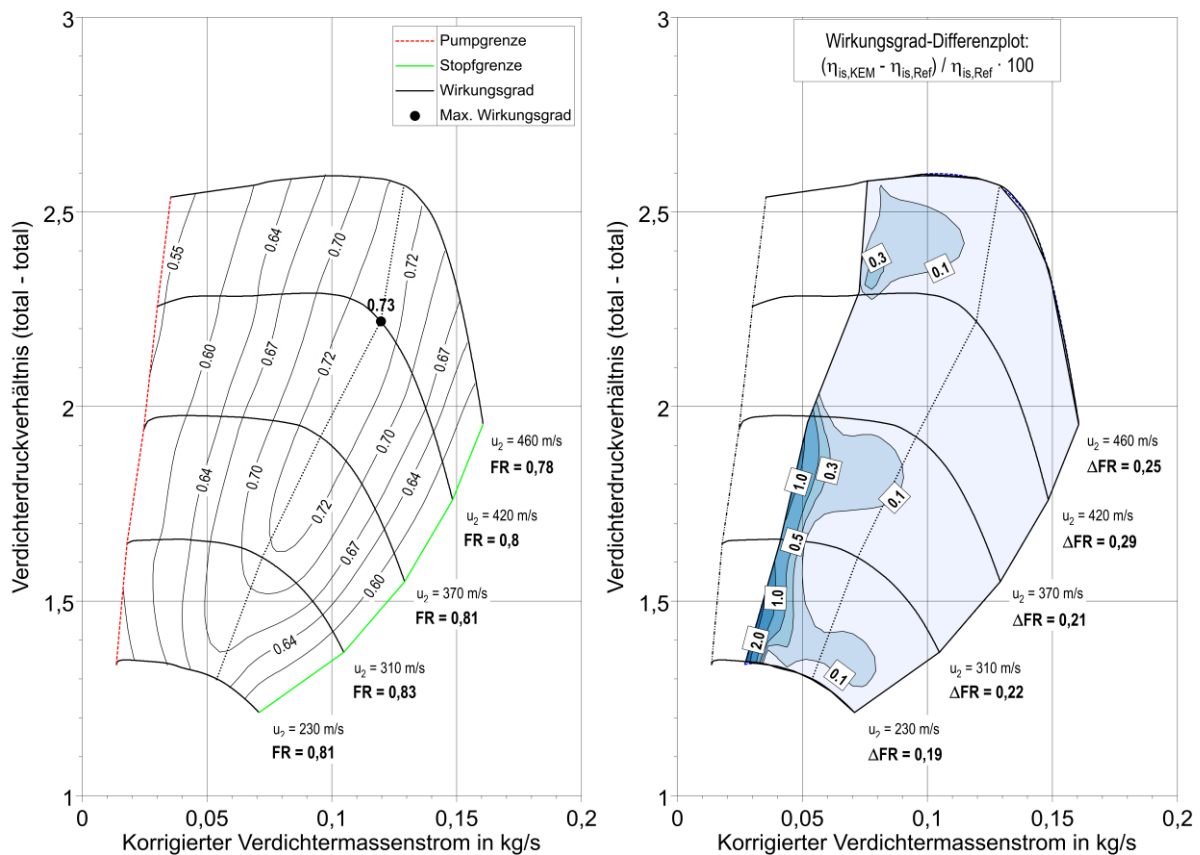


Abbildung 5.6 - Kennfeld des High-Trim Verdichters mit aktiver kennfelderweiternder Maßnahme inklusive der dimensionslosen Kennfeldbreiten FR für jede Linie konstanter Umfangsgeschwindigkeit (links) und Vergleich mit dem Referenzkennfeld ohne KEM inklusive der dimensionslosen Kennfelderweiterung ΔFR (rechts)

Die zur Erstellung des Verdichterkennfelds mit aktiver KEM verwendeten Eintrittsblenden und Diffusoreinsätze sind in Tab. 5.5 grün markiert. Die Verteilung der verwendeten Querschnittskombinationen macht deutlich, dass der variable Eintrittsquerschnitt auch ohne Reduzierung der Diffusorbreite einen kennfeldstabilisierenden Effekt hat. Das Potenzial einer Variation der Diffusorbreite hingegen besteht insbesondere in der Kombination mit einem reduzierten Eintrittsquerschnitt.

Tabelle 5.5 - Blenden-Diffusor-Kombinationen zur Erstellung des High-Trim Verdichterkennfelds mit aktiver KEM (Grün)

Diffusorbreite	b_2		$0,9 \cdot b_2$		$0,7 \cdot b_2$		$0,5 \cdot b_2$	
Eintrittsfläche	Trim	EI	Trim	EI	Trim	EI	Trim	EI
A_1	0,76	0,47	-	-	-	-	-	-
$0,94 \cdot A_1$	0,74	0,5	0,74	0,45	0,74	0,35	0,74	0,25
$0,8 \cdot A_1$	0,68	0,58	0,68	0,53	0,68	0,41	0,68	0,29
$0,6 \cdot A_1$	0,6	0,78	0,6	0,7	0,6	0,55	0,6	0,39
$0,4 \cdot A_1$	0,5	1,17	0,5	1,05	0,5	0,82	0,5	0,58

Mit den untersuchten kennfelderweiternden Maßnahmen wird eine signifikante Vergrößerung des stabilen Betriebsbereichs erzielt. Wird die dimensionslose Kennfeldbreite des High-Trim Verdichters mit und ohne KEM für jede Umfangsgeschwindigkeit einzeln betrachtet und der Übergangsbereich linear interpoliert, zeigt sich, dass im gesamten Betriebsbereich eine Kennfelderweiterung von $\Delta FR = 0,19 \dots 0,29$ erreicht wird (Abb. 5.7).

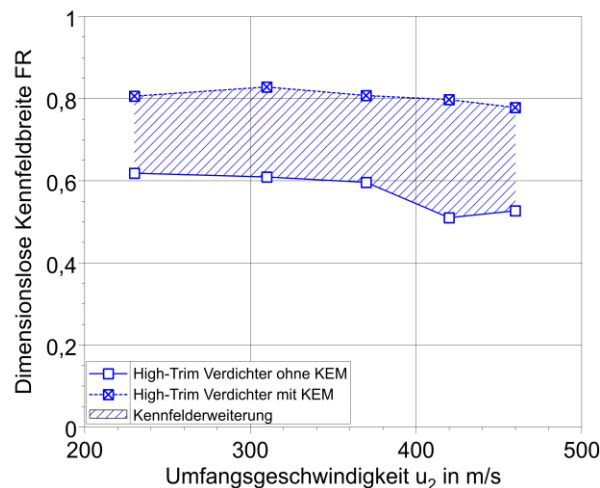


Abbildung 5.7 - Dimensionslose Kennfeldbreite des High-Trim Verdichters mit und ohne KEM

Um die Übertragbarkeit der Querschnittsvariabilität als aktive kennfelderweiternde Maßnahme zu validieren, werden äquivalente Messungen mit dem Low-Trim Verdichter durchgeführt. Die für das Gesamtkennfeld verwendeten Kombinationen aus Eintrittsquerschnitt und Diffusorbreite sind in Tab. 5.6 grün markiert.

Tabelle 5.6 - Blenden-Diffusor-Kombinationen zur Erstellung des Low-Trim Verdichterkennfelds mit aktiver KEM (Grün)

Diffusorbreite	b_2		$0,9 \cdot b_2$		$0,7 \cdot b_2$		$0,5 \cdot b_2$	
Eintrittsfläche	Trim	EI	Trim	EI	Trim	EI	Trim	EI
A_1	0,66	0,43	-	-	-	-	-	-
$0,94 \cdot A_1$	0,65	0,45	0,65	0,41	0,65	0,32	0,65	0,23
$0,8 \cdot A_1$	0,6	0,53	0,6	0,48	0,6	0,37	0,6	0,27
$0,6 \cdot A_1$	0,53	0,71	0,53	0,64	0,53	0,5	0,53	0,36
$0,4 \cdot A_1$	0,44	1,07	0,44	0,96	0,44	0,75	0,44	0,53

Es zeigt sich, dass die Querschnittsvariation des Low-Trim Verdichters eine ähnliche Charakteristik aufweist, wie beim High-Trim Verdichter. Die Verkleinerung des Eintrittsquerschnitts auf 80 % führt zu einer Kennfeldstabilisierung, ohne dass eine Reduzierung der Diffusorbreite notwendig ist. Im überwiegenden Betriebsbereich ist eine Kombination aus beiden Varianten hinsichtlich des Stufenwirkungsgrads von Vorteil. Im Vergleich hierzu zeigt der High-Trim Verdichter bis zu einer Reduzierung des Eintrittsquerschnitts auf 60 % eine effiziente Kennfeldstabilisierung, ohne dass eine Reduzierung der Diffusorbreite erforderlich ist.

Die Möglichkeit der Kennfelderweiterung durch eine Querschnittsvariabilität kann auch für den Low-Trim Verdichter erfolgreich nachgewiesen werden (Abbildung 5.8, links). Der Vergleich zwischen den Verdichterkennfeldern mit und ohne KEM zeigt, dass auch bei einem Verdichterlaufrad mit geringem Durchmesser Verhältnis keine Reduzierung des Stufenwirkungsgrads im Betriebsbereich zwischen Stopfgrenze und Auslegungspunkt auftritt. Entlang der gesamten Pumpgrenze wird eine Steigerung des isentropen Wirkungsgrads von mindestens 0,3 % bis maximal über 4 % erzielt (Abbildung 5.8, rechts).

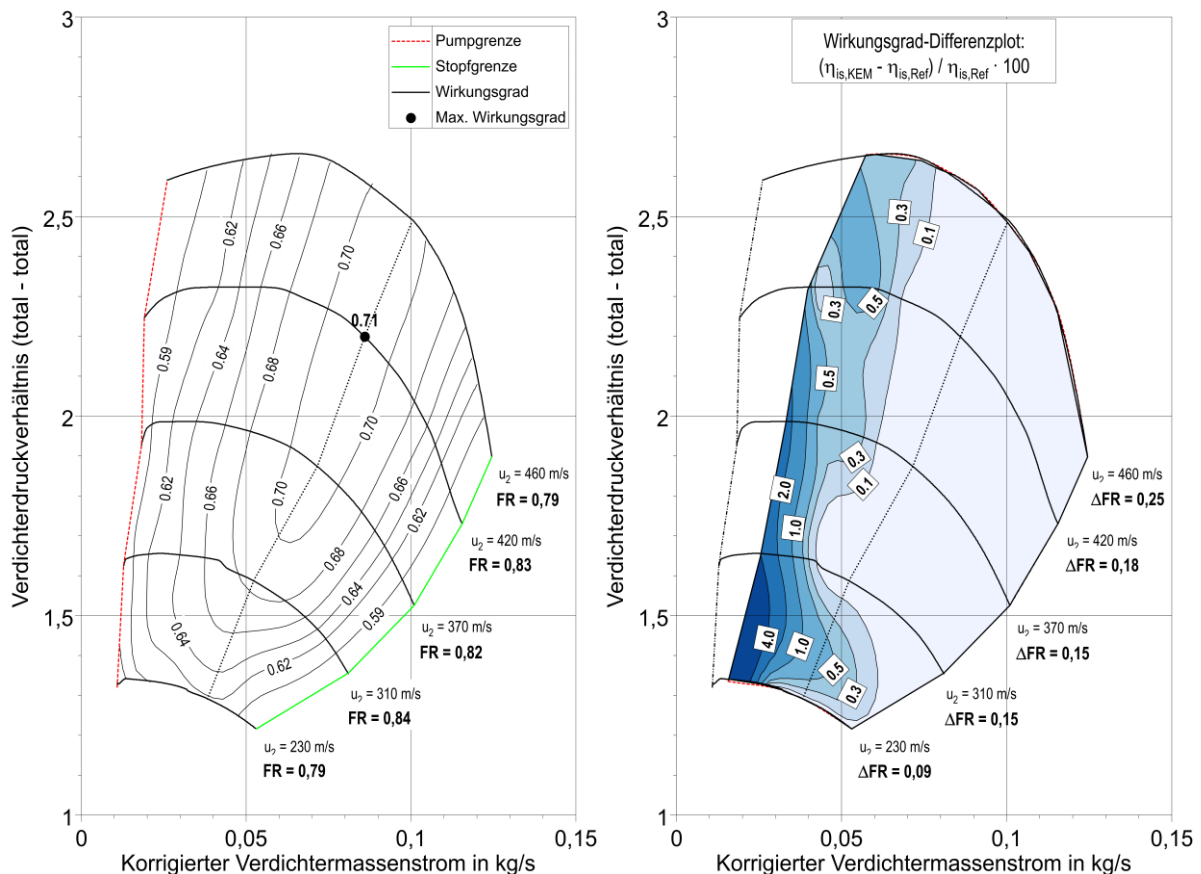


Abbildung 5.8 - Kennfeld des Low-Trim Verdichters mit aktiver kennfelderweiternder Maßnahme inklusive der dimensionslosen Kennfeldbreiten FR für jede Linie konstanter Umfangsgeschwindigkeit (links) und Vergleich mit dem Referenzkennfeld ohne KEM inklusive der dimensionslosen Kennfelderweiterung ΔFR (rechts)

Die dimensionslose Kennfeldbreite (Abb. 5.9) wird ebenfalls auf $FR \approx 0,8$ erhöht. Infolge des im Vergleich zum High-Trim Verdichter breiteren Basiskennfelds fällt die dimensionslose Kennfelderweiterung jedoch geringer aus ($\Delta FR = 0,09 \dots 0,25$).

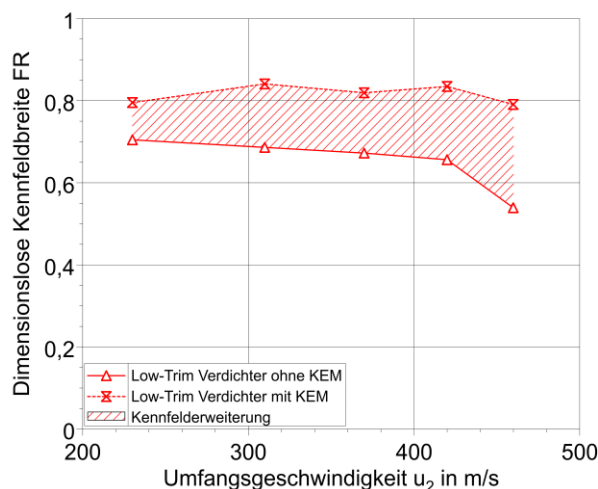


Abbildung 5.9 - Dimensionslose Kennfeldbreite des Low-Trim Verdichters mit und ohne KEM

5.5 Dimensionslose Stufenkenngrößen

Für den Vergleich, der in Abschn. 5.4 vorgestellten Ergebnisse, wird ein dimensionsloser Pumpgrenzabstand

$$SM = \frac{\dot{m}_V - \dot{m}_{PG,V}}{\dot{m}_{SG,V} - \dot{m}_{PG,V}} \tag{77}$$

verwendet [21]. In Abb. 5.10 sind für jede Linie konstanter Drehzahl die optimalen Flächen- und Durchmessererhältnisse in Abhängigkeit der Betriebspunktlage dargestellt.

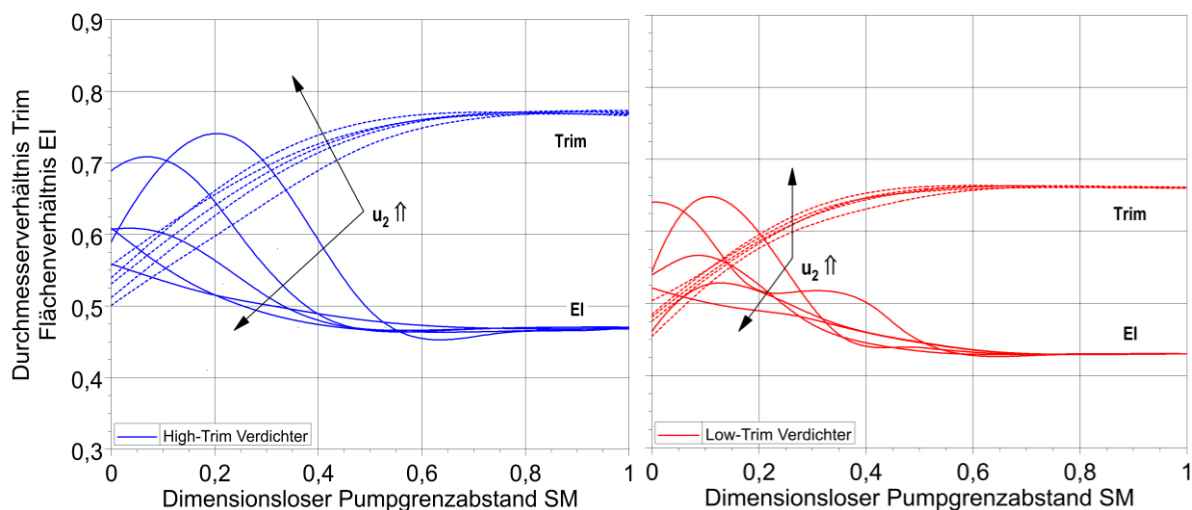


Abbildung 5.10 - Betriebspunktabhängige optimale Durchmesser- (Trim) und Flächenverhältnisse (EI) für verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten

Diese Darstellung illustriert den Einfluss der beiden in Abschn. 4.2 vorgestellten dimensionslosen Stufenkenngrößen Durchmesser- *Trim* (Gl. 69) und Flächenverhältnis *EI* (Gl. 70) auf das Betriebsverhalten der beiden Radialverdichterstufen. Diese Stufenkenngrößen bestimmen maßgeblich die Betriebscharakteristik eines Radialverdichters. Abhängig von der Lage des betrachteten Betriebspunkts im Bereich zwischen Stopf- und Pumpgrenze variieren die strömungsmechanisch optimalen Größenordnungen.

Abbildung 5.10 verdeutlicht, dass sich ab einem dimensionslosen Pumpgrenzabstand von $SM = 0,6$ die Reduzierung des Durchmesserverhältnisses (*Trim*) und die Erhöhung des Flächenverhältnisses (*EI*) positiv auf das Betriebsverhalten des Radialverdichters auswirken. Im Betriebsbereich eines dimensionslosen Pumpgrenzabstands $SM = 0 \dots 0,6$ steigt das optimale Durchmesserverhältnis und das optimale Flächenverhältnis sinkt mit Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit.

Die Diskontinuität im Verlauf der optimalen Stufenkenngrößen begründet sich in der begrenzten Auflösung bei den Kombinationen aus Eintritts- und Austrittsquerschnitten. Zur Erhöhung der Vorhersagegenauigkeit werden die Ergebnisse im Folgenden über sämtliche Umfangsgeschwindigkeiten gemittelt betrachtet (Abb. 5.11).

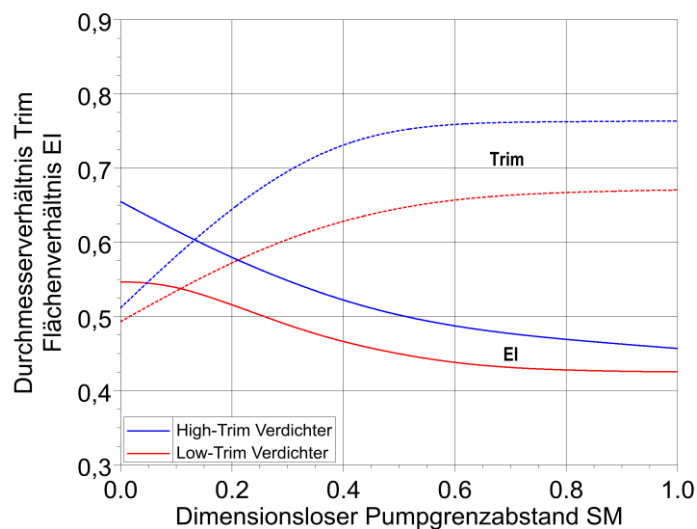


Abbildung 5.11 - Optimale mittlere Durchmesser- (*Trim*) und Flächenverhältnisse (*EI*) im Betriebsbereich zwischen Pump- und Stopfgrenze

Diese Darstellung ermöglicht es, die beiden Verdichterstufen direkt miteinander zu vergleichen. Abhängig vom Auslegungspunkt des Verdichters ist das Optimum von Durchmesser- und Flächenverhältnis im Bereich von $SM = 0,6 \dots 1,0$ konstant. Bei gleichem Laufradaußendurchmesser reduziert sich mit dem Auslegungsmassenstrom auch das optimale Durchmesser- und Flächenverhältnis im Auslegungspunkt. In dem Betriebsbereich zwischen Auslegungspunkt und Pumpgrenze ($SM < 0,6$) steigt das optimale Flächenverhältnis an und das optimale Durchmesserverhältnis sinkt. Im Vergleich zwischen High-Trim und Low-Trim Verdichter konvergieren die optimalen Durchmesserverhältnisse in Richtung der Pumpgrenze, während die optimalen Flächenverhältnisse divergieren.

Im Hinblick auf die Betriebsstrategie einer Kennfelderweiterung mit variablen Querschnitten am Laufradeintritt und -austritt bedeutet das, dass zunächst der Eintrittsquerschnitt reduziert werden muss. Daraus resultieren ein geringeres Durchmesser Verhältnis und eine Erhöhung des Flächenverhältnisses. Damit bei der Reduzierung des Durchmesser Verhältnisses das Flächenverhältnis nicht zu stark ansteigt, kann die variable Diffusorbreite, bei Betriebspunkten in Richtung der Pumpgrenze, dazu genutzt werden, das Flächenverhältnis für einen bestimmten Eintrittsquerschnitt zu verringern.

6 Entwicklung querschnittsvariabler Radialverdichter

Die Voruntersuchungen auf Basis zweier kommerzieller Radialverdichterstufen haben bestätigt, dass mit der Verwendung von variablen Querschnitten am Ein- und Austritt des Verdichterslaufrads eine dimensionslose Kennfeldbreite von $FR = 0,8$ erreicht werden kann. Die realisierbare Kennfeldbreite mit KEM ist weitgehend unabhängig von der Kennfeldbreite der Verdichterstufe, auf die die KEM appliziert wird.

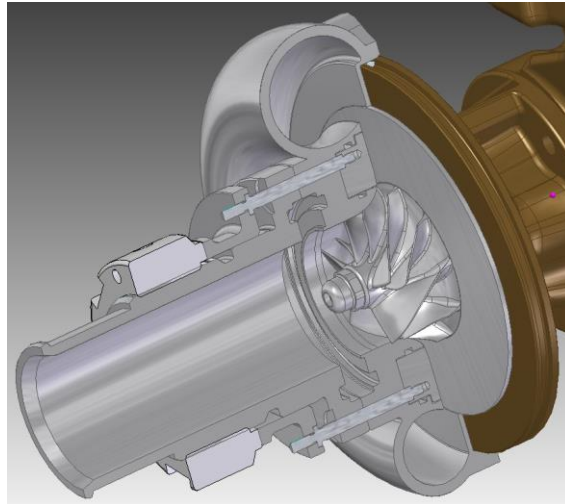


Abbildung 6.1 - VCSC-Prototyp

Basierend auf dieser Erkenntnis wird eine neue Radialverdichterstufe ausgelegt (Abb. 6.1), die sich diesen Effekt zunutze macht. Diese Verdichterstufe wird als querschnittsvariabler Radialverdichter (VCSC) bezeichnet. Für den stufenlos einstellbaren Eintrittsquerschnitt wird eine Irisblende verwendet. Die variable Diffusorbreite wird mit einer stufenlos verstellbaren Diffusorwand auf der Gehäuseseite realisiert.

Die detaillierte Auslegung der Verdichterstufe wird in Abschn. 6.1 besprochen. Anschließend wird in Abschn. 6.2 das charakteristische Betriebsverhalten numerisch und experimentell untersucht. Abschließend werden in Abschn. 6.3 die dimensionslosen Stufenkenngrößen ausgewertet und die resultierende Erweiterung des im Cordier-Diagramm abgedeckten Parameterbereichs für kleine Radialverdichter vorgestellt. Die Zielgrößen für den Basisverdichter ohne KEM sind im Folgenden aufgeführt:

- Hoher Spitzenwirkungsgrad
- Maximaler Wirkungsgrad bei Druckverhältnissen $\pi_{V,t-t} < 2,5$
- Maximaler Massenstrom $\dot{m}_{V,max} = 0,16 \text{ kg/s}$ bei 55 % isentropem Wirkungsgrad
- Maximales Druckverhältnis $\pi_{V,t-t,max} = 3$
- Druckverhältnis $\pi_{V,t-t} = 2,5$ bei einer Umfangsgeschwindigkeit von 460 m/s

Die ausgewählten geometrischen Stufenparameter sind in Tab. 6.1 zusammengefasst. Der Außendurchmesser und die axiale Länge des Laufrads basieren auf dem originalen Verdich-

terlaufrad (High-Trim Verdichter) der Rumpfgruppe. Diese Designeinschränkung wird gewählt, um eine möglichst geringe Änderung bei der Rotordynamik sicherzustellen.

Tabelle 6.1 - Geometrische Stufenparameter VCSC

		VCSC
Lauftrad-Nabendurchmesser	$d_{1,hb}$	13,2 mm
Lauftrad-Gehäusedurchmesser	$d_{1,sh}$	38,2 mm
Lauftrad-Radialspalt	ζ_1	0,3 mm
Lauftrad-Austrittsbreite	b_2	4,5 mm
Lauftrad-Axialspalt	ζ_2	0,2 mm
Lauftrad-Austrittsdurchmesser	d_2	47 mm
Diffusor-Pinch-Breite	b_3	3,6 mm
Diffusor-Austrittsdurchmesser	d_3	88,2 mm
Lauftrad-Durchmesserverhältnis	$Trim$	0,8
Lauftrad-Flächenverhältnis	EI	0,65
Lauftrad-Nabenverhältnis	IR	0,35
Diffusor-Flächenverhältnis	DE	1,5
Diffusor-Breitenverhältnis	DPR	0,8
Voluten-Flächenverhältnis	VSP	0,8
Voluten-Größenparameter	A/R	14 mm

6.1 Aerodynamische Auslegung querschnittsvariabler Radialverdichter

Für die aerodynamische Auslegung (Auslegungspunkt: $\dot{m}_{V,DP} = 0,12$ kg/s, $u_{2,DP} = 357$ m/s) des querschnittsvariablen Radialverdichters liegt der Fokus auf dem unteren Drehzahlbereich. Hier soll ein hoher Stufenwirkungsgrad erreicht werden. Um das zu gewährleisten, ist es notwendig, dass die kennfelderweiternden Maßnahmen in diesem Betriebsbereich nur in unmittelbarer Nähe zur Pumpgrenze zum Einsatz kommen.

6.1.1 Verdichter-Design

Der meridionale Strömungspfad (Abb. 6.2) setzt sich aus ellipsenförmigen Kurven an der Nabe und dem Gehäuse zusammen. Die Beschaukelung des Laufrads besteht aus fünf Voll- und fünf Teil-Schaufeln. Die Voll-Schaufel hat eine radiale Schaufelvorderkante (LE) und einen linearen Verlauf am Eintritt auf der Gehäuseseite. Die Teil-Schaufel beginnt auf der Gehäuseseite am Übergang zwischen linearer und elliptischer Schaufelspitze. Auf der Nabenseite ist die Teil-Schaufel in Richtung Laufradeintritt vorgelagert. Durch diese Anordnung soll ein Großteil des Luftdurchsatzes in Gehäusenähe stattfinden. Hierdurch kann bei Reduzierung des Eintrittsquerschnitts und niedrigen Massenströmen die Strömungsführung im unteren Laufradteil trotz der geringen Schaufelanzahl gewährleistet werden.

Um einen hohen Stufenwirkungsgrad im unteren Drehzahlbereich zu erreichen, wird ein hohes Lauftrad-Flächenverhältnis ($EI = 0,65$) gewählt, welches bei höheren Drehzahlen zulasten der stabilen Kennfeldbreite geht. Das Lauftrad-Durchmesserverhältnis ($Trim = 0,8$) wird so

dimensioniert, dass sich die Schaufelspitzen bei Umfangsgeschwindigkeiten u_2 zwischen 360 und 460 m/s im transsonischen Bereich ($0,9 \leq Ma_{1,rel,sh} \leq 1,15$) befinden. Hierdurch erreicht der Verdichter im subsonischen Betriebsbereich ($Ma_{1,rel,sh} < 0,9$) an der Stopfgrenze bereits Verdichtermassenströme von $\dot{m}_{SG,V} = 0,12 \dots 0,14$ kg/s.

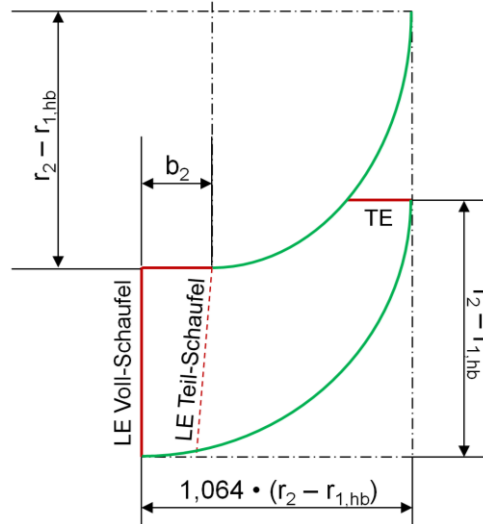


Abbildung 6.2 - Meridionaler Schaufelpfad des VCSC-Laufrads

Das Nabenverhältnis wird auf $IR = 0,35$ angehoben, um ausreichend Platz für die Schaufelfußradien zu schaffen. Dies ist notwendig, um die Resonanzstelle zwischen der ersten Voll-Schaufel-Eigenfrequenz und der fünften Rotationsharmonischen über die maximale Umfangsgeschwindigkeit von $u_2 = 550$ m/s anzuheben (Abb. 6.3).

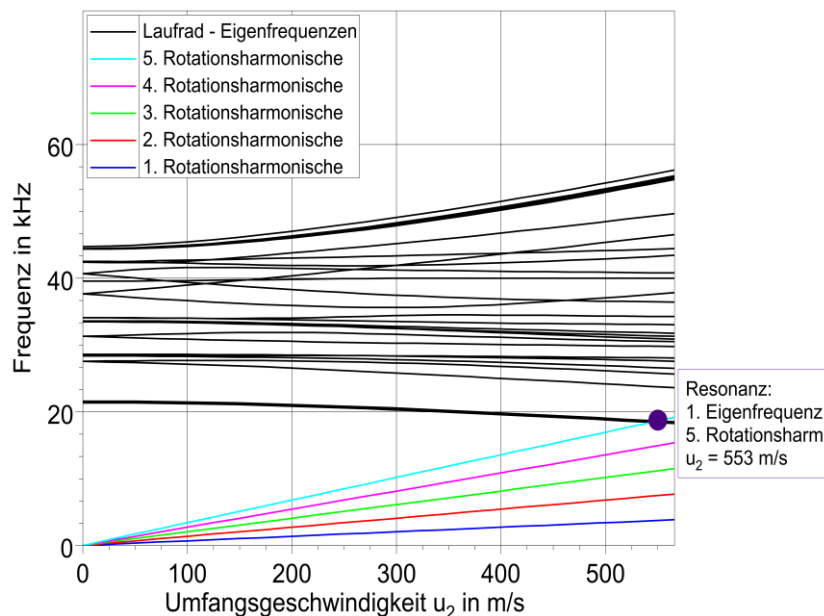


Abbildung 6.3 - Campbell-Diagramm des VCSC-Laufrads [104]

Aus dem hohen Nabenverhältnis resultiert eine Erhöhung der Strömungsverzerrung am Laufradeintritt, im Speziellen eine aus der Verdrängungswirkung der Laufradnase resultierende

Beschleunigung der Strömung im unteren Drittel der Schaufelvorderkante. Dies wird durch eine Erhöhung des Inzidenzwinkels im Bereich zwischen 25...75 % der Schaufelhöhe ausgeglichen.

Die Winkelverläufe zwischen Schaufelvorderkante (*LE*) und Schaufelhinterkante (*TE*) sind in Abb. 6.4 dargestellt. Hierbei beschreibt der Schaufelwinkel θ_{BI} den Winkel an jedem Punkt der Skelettlinie bezogen auf die axiale (Laufradeintritt) und die radiale (Laufradaustritt) Strömungsrichtung. Der Schaufelwinkel β_{BI} beschreibt den Winkel der Zylinderkoordinate jedes Punktes der Skelettlinie bezogen auf die Rotationsachse.

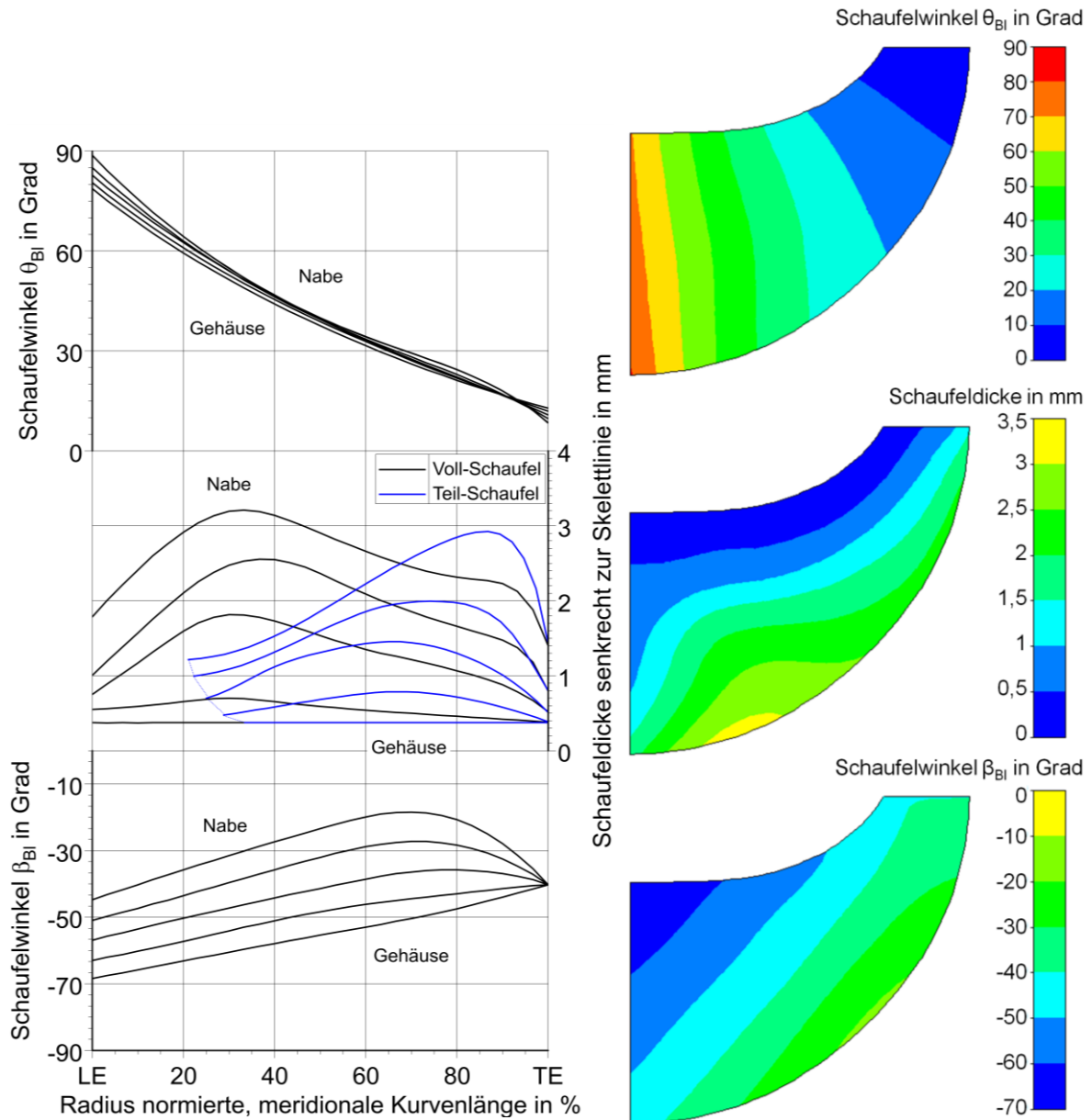


Abbildung 6.4 - Schaufelwinkel- und Schaufeldickenverteilung der Laufschaufel-Geometrie des VCSC-Laufrads (Schaufelwinkel bezogen auf die meridionale Strömungsrichtung)

Die Winkelverläufe von Voll- und Teil-Schaufel sind identisch. Lediglich bei der Schaufeldickenverteilung wird zwischen Voll- und Teil-Schaufel unterschieden. Die Schaufelvorderkanten werden im Auslegungspunkt für eine saugseitige Schaufelanströmung im oberen und unteren Schaufelbereich ($i_{hb} = -2^\circ$ und $i_{sh} = -2^\circ$) und eine druckseitige Anströmung im mittleren Schaufelteil ($i_{mean} = 2^\circ$) ausgeführt. Hierdurch wird zum einen der Halsquerschnitt vergrößert und zum anderen das Laufrad bereits für die Strömungsbeschleunigung durch die Eintrittsblende vorbereitet. Entsprechend wird auch die Geometrie der Schaufelvorderkante als Ellipse (Verhältnis 3:1) ausgeführt, was zwar zu einer geringeren Toleranz gegenüber Fehlanströmungen, dafür aber zu reduzierten Verlusten bei schaufelparalleler Anströmung führt.

Der Winkel der Schaufelhinterkante wird konstant mit $\beta_{Bl} = -40^\circ$ ausgeführt. Hierdurch wird ein großer stabiler Betriebsbereich und hoher Wirkungsgrad mit einer vertretbaren Verringerung des maximalen Stufendruckverhältnisses erreicht. Gleichzeitig werden die Schaufeln mit einer großen Winkeldifferenz von $\Delta\theta_{Bl} \approx 66...81^\circ$ zwischen Vorder- und Hinterkante konstruiert. Das verringert den Öffnungswinkel im radialen Laufradteil und reduziert so die Entstehung von Strömungsabrissen. Der resultierende, quasi orthogonale Flächenverlauf kann Abb. 6.5 entnommen werden.

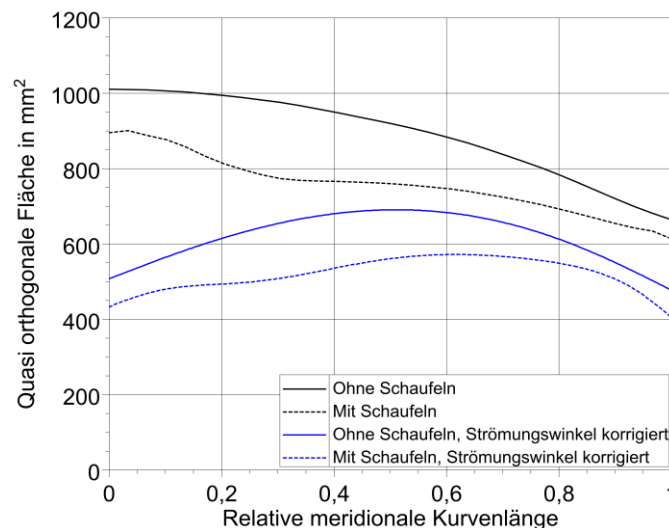


Abbildung 6.5 - Quasi orthogonaler Flächenverlauf des VCSC-Laufrads

Für den Diffusor wird zugunsten des Wirkungsgrads und zulasten der Stabilität ein Flächenverhältnis von $DE = 1,5$ verwendet. Zur Verbesserung der Stabilität wird die Diffusorbreite, bei einem Diffusordurchmesser von $d_{Pinch} = 1,2 \cdot d_2$, auf $b_3 = 0,8 \cdot b_2$ reduziert.

Die Volute wird entgegen der übrigen Komponenten für einen kleinen Massenstrom optimiert. Hierfür wird ein kleiner Größenparameter von $A/R = 14$ mm und ein geringes Flächenverhältnis von $VSP = 0,8$ verwendet. Das bedeutet, die Volute ist für den Auslegungspunkt geringfügig zu klein ausgelegt, erreicht dafür aber bei Massenströmen links des Auslegungspunkts ihr Wirkungsgradoptimum. Die Volute ist die einzige Komponente ohne eine Möglichkeit, den Querschnitt zu variieren. Aus diesem Grund ist es vorteilhaft, wenn sie

in demjenigen Kennfeldbereich optimal funktioniert, in dem in den übrigen Komponenten durch die KEM erhöhte Strömungsverluste auftreten.

Die Volutenquerschnitte werden als Kreisquerschnitte mit einem Flächenwachstum nach Aungier [23] ausgeführt:

$$A_4(\theta) = \theta \cdot SP \cdot r_c \cdot b_3 \cdot \tan \alpha_3 \quad (78)$$

Hiernach ergibt sich der Volutenquerschnitt normal zur Strömungsrichtung $A_4(\theta)$, als Funktion der Zylinderkoordinaten des Winkels θ und des Flächenschwerpunktradius r_c , zusammen mit dem Größenparameter SP , der Diffusoraustrittsbreite b_3 und dem Abströmwinkel α_3 des Diffusors im Auslegungspunkt.

6.1.2 Numerisches Modell

Das CFD-Modell der Verdichterstufe ist in Abb. 6.6 dargestellt. Es besteht aus 500 mm langen Ein- und Austrittsrohren zur Entkopplung der Simulationsrandbedingungen von der Simulationsdomäne der Verdichterstufe. Die Auswerteebenen zur Berechnung der globalen Stufenkenngrößen befinden sich am Austritt des Eintrittsrohrs und am Eintritt des Austrittsrohrs.

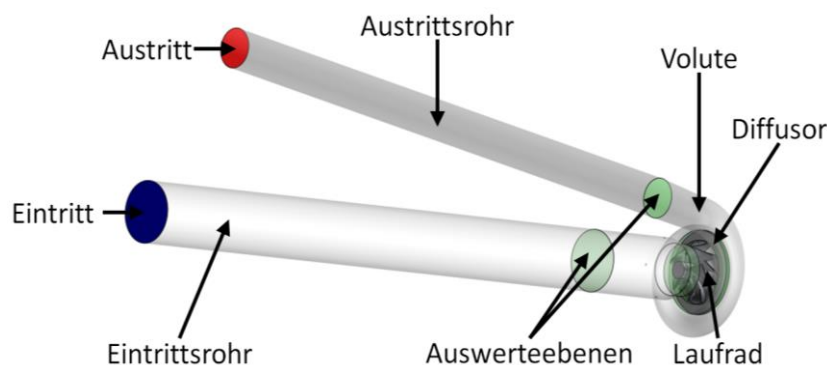


Abbildung 6.6 - CFD-Modell VCSC [104]

Die Domäne der Verdichterstufe besteht aus einem 100 mm langen Eintrittsrohr, dem Verdichterlaufrad, dem Radialdiffusor und der Volute. Die CFD-Simulationen werden mit der Software *ANSYS CFX Version 15.0* durchgeführt. Als Simulationsrandbedingungen werden der Totaldruck und die Totaltemperatur am Eintritt (Abb. 6.6, Blau) und der Verdichtermassenstrom am Austritt (Abb. 6.6, Rot) verwendet. Für die Laufraddomäne wird zusätzlich eine Rotationsgeschwindigkeit definiert. Der Übergang zwischen den stationären und den rotierenden Domänen wird mit einem *frozen rotor interface* modelliert, um die Asymmetrie der Diffusorströmung aufgrund der stromabwärts befindlichen Volute bestmöglich abzubilden. Als Turbulenzmodell wird das von Menter [112] entwickelte *k- ω -SST Turbulenzmodell* verwendet. Alle Domänen, ausgenommen die Volute, werden mit Hexaeder-Netzen diskretisiert. Für die Volute wird ein Tetraeder-Netz mit dreizehn Schichten aus Dreiecksprismen zur Auflösung der wandnahen Grenzschicht verwendet.

Die FEM-Simulationen werden mit der Software *ANSYS Mechanical Version 15.0* durchgeführt. Als Randbedingungen werden eine Umgebungstemperatur von 25 °C, eine externe

Verschiebung ($x, y, z = 0$) an der Laufradnase und eine externe Kraft an der Kontaktfläche zwischen Laufrad und Welle definiert.

Die Daten der numerischen Netze der 360°-Simulation sind in Tab. 6.2 zusammengefasst. Die Netzauflösungen basieren auf Netzunabhängigkeitsstudien (Abb. 6.7) für die Zielgrößen Stufendruckverhältnis und Wirkungsgrad für die CFD-Simulationen und der maximalen Bauteilspannung für die FEM-Simulationen. Die Netzknotenanzahl für die mechanischen Simulationen beträgt 500.000, da eine Verdoppelung der Knotenzahl zu einem unverhältnismäßig hohen Simulationsaufwand führt und lediglich eine Verbesserung der Genauigkeit von ca. 1 % verspricht. Für die Strömungssimulationen wird eine mittlere Netzgröße gewählt, da bei einer Verdreifachung der Netzknotenanzahl die Änderung der Zielgrößen unter 0,5 % liegt.

Tabelle 6.2 - Daten der numerischen Rechnernetze [104]

Domäne	Netzknotenanzahl	Mittlerer y^+ -Wert
Global	$18,2 \cdot 10^6$	
Eintrittsrohr	$2,8 \cdot 10^6$	0,2
Verdichterlaufrad	$8,6 \cdot 10^6$	3,9
Diffusor	$4,1 \cdot 10^6$	0,4
Volute	$2,2 \cdot 10^6$	1,6
Austrittsrohr	$0,5 \cdot 10^6$	37,6

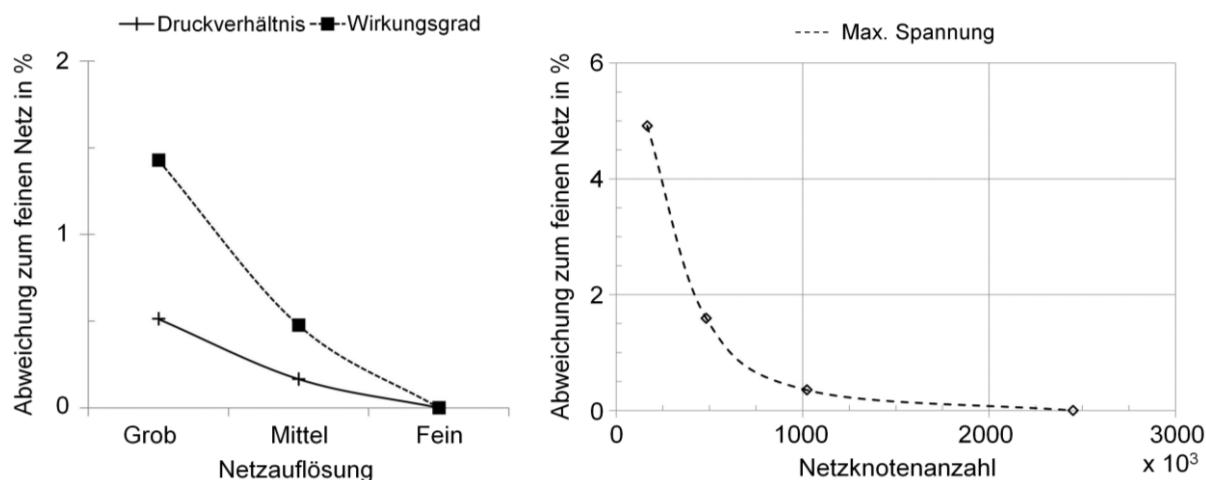


Abbildung 6.7 - Netzunabhängigkeitsstudie für die CFD-Simulationen (links) [113] und für die FEM-Simulationen (rechts) [114]

6.1.3 Kennfeldsimulation ohne Querschnittsvariabilität

Für eine erste Abschätzung des charakteristischen Betriebsverhaltens wird mit dem numerischen Vollmodell eine Kennfeldsimulation für sechs unterschiedliche Umfangsgeschwindigkeiten durchgeführt. Da sich die Pumpgrenze mit stationären CFD-Simulationen nicht bestimmen lässt, wird sie als Betriebszustand definiert, bei dem 30 % des Eintrittsquerschnitts durch die Rückströmung entlang der Gehäuseseite versperrt ist. Das Strömungsfeld, das sich in einem solchen Betriebspunkt am Verdichtereintritt einstellt, ist in Abb. 6.8 veranschaulicht.

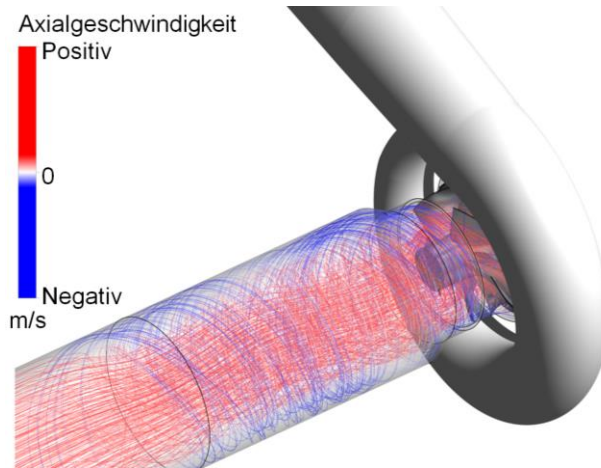


Abbildung 6.8 - Beispielhaftes Strömungsfeld für einen Betriebspunkt bei dem 30 % des Eintrittsquerschnitts durch Rückströmungen (Blau) entlang des Verdichtergehäuses versperrt ist

Das numerisch berechnete Verdichterkennfeld ist in Abb. 6.9 dargestellt. Es wird deutlich, dass die Auslegungsziele hinsichtlich der Lage des maximalen Stufenwirkungsgrads im unteren Kennfeldbereich erfüllt werden. Das maximale Druckverhältnis von $\pi_{V,t-t} = 3$ wird ebenfalls erfüllt.

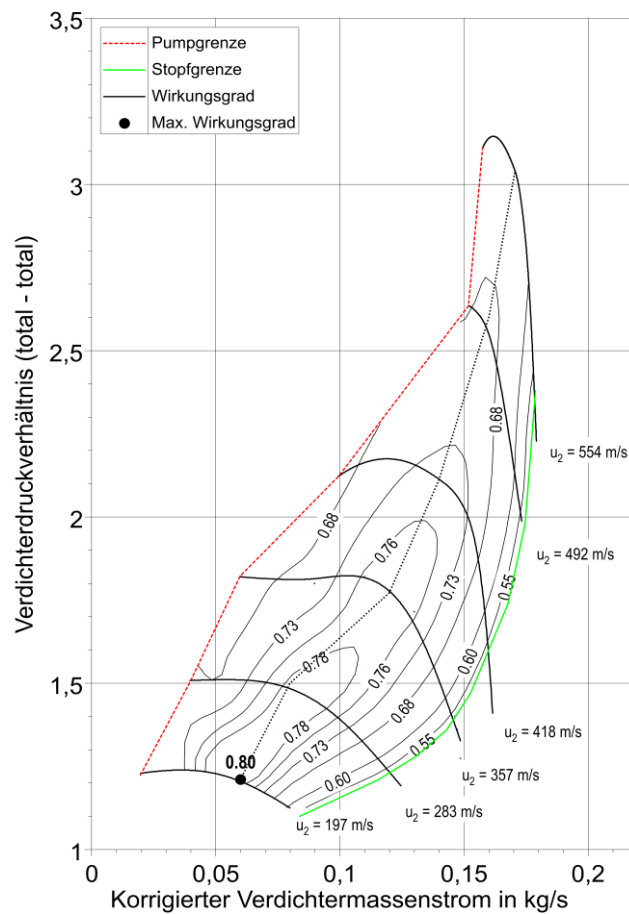


Abbildung 6.9 - Numerisches Kennfeld des VCSC

Das geforderte Druckverhältnis von $\pi_{V,t-t} = 2,5$ bei einer Umfangsgeschwindigkeit von $u_2 = 460 \text{ m/s}$ wird hingegen nicht erreicht. Das ist erfahrungsgemäß der Unterschätzung des Stufendruckverhältnisses bei transsonischer Laufradanströmung zuzuschreiben und wird daher zu diesem Zeitpunkt als unkritisch bewertet.

Der maximale Massenstrom von $\dot{m}_V = 0,16 \text{ kg/s}$ wird übertroffen. Das ist anteilig der Vergrößerung des engsten Laufradquerschnitts infolge der Vernachlässigung der Schaufelfußradien geschuldet. Außerdem sollte generell eine Sicherheitsreserve auf den maximalen Massenstrom vorgehalten werden, um die Vorhersagegenauigkeit numerischer Simulationen hinsichtlich des Stufenwirkungsgrads auszugleichen.

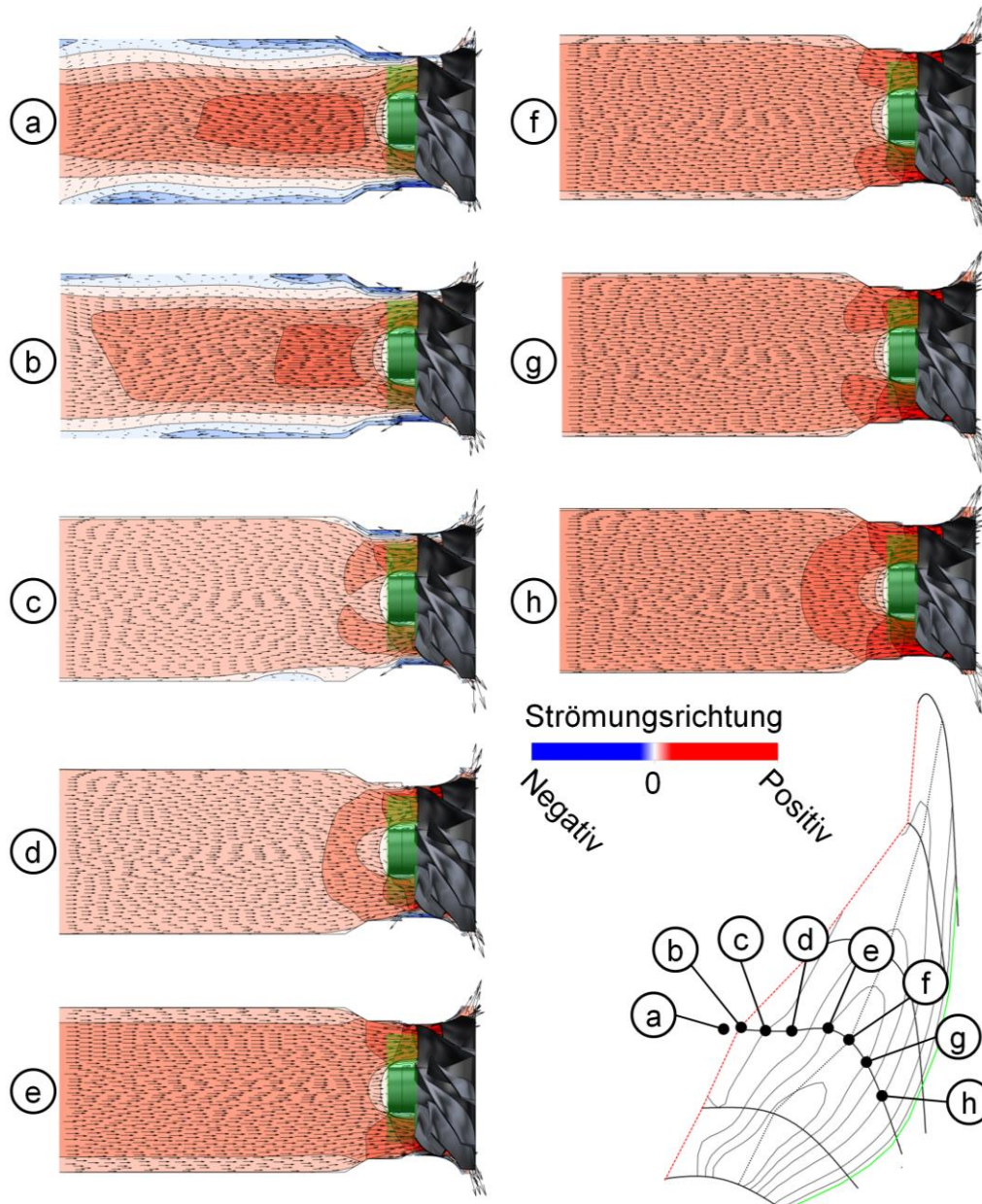


Abbildung 6.10 - Strömungsfeld am Laufradeintritt für Betriebspunkte zwischen numerischer Pump- und Stopfgrenze (70 %-Eintrittsquerschnitt grün hervorgehoben)

Abbildung 6.10 zeigt das Strömungsfeld am Verdichtereintritt für unterschiedliche Massenströme. Es ist zu erkennen, dass der charakteristische Kennlinienknick zwischen den Betriebspunkten **e** und **d** mit der beginnenden Strömungsumkehr auf der Gehäuseseite des Verdichters korreliert. Bei weiterer Reduzierung des Verdichtermassenstroms wächst dieses Rückströmgebiet weiter an, bis es sich schließlich über den gesamten Einlaufbereich erstreckt (**b** und **a**). Bei der numerischen Simulation von Betriebspunkt **a** sind über 30 % des Eintrittsquerschnittes durch die Rückströmung blockiert. Aus diesem Grund wird Betriebspunkt **b** als numerische Pumpgrenze definiert.

6.1.4 Kennfeldsimulation mit Querschnittsvariabilität

Als kennfelderweiternde Maßnahme kommen eine Irisblende am Verdichtereintritt und eine variable Diffusorwand zu Einsatz. Die Potenzialbewertung und die strömungsmechanische Beurteilung werden auf Basis von CFD-Simulationen durchgeführt.

Die numerische Simulation der Verdichterkennlinie bei einer Umfangsgeschwindigkeit von $u_2 = 357 \text{ m/s}$ (Abb. 6.11) verdeutlicht die Kennfeldbeeinflussung durch die Querschnittsvariabilität. Die Verkleinerung des Eintrittsquerschnitts verursacht eine Reduzierung des Stufendruckverhältnisses auf der gesamten Kennfeldbreite. Die Verringerung der Diffusorbreite hat keinen signifikanten Einfluss auf den Verlauf der Betriebskennlinie.

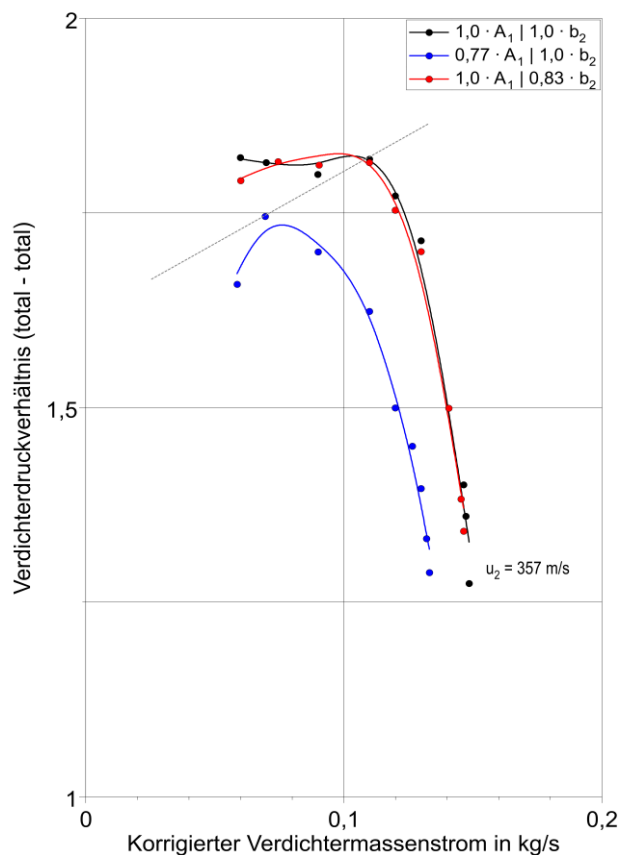


Abbildung 6.11 - Numerische Drehzahlkurven ($u_2 = 357 \text{ m/s}$) des querschnittsvariablen Verdichters für die Referenzgeometrie (Schwarz), einen um 23 % reduzierten Eintrittsquerschnitt (Blau) und einer um 17 % reduzierten Diffusorbreite (Rot)

Das beginnende Auftreten von rotierenden Ablösungen wird durch den Betriebspunkt gekennzeichnet, bei dem mit Reduzierung des Verdichtermassenstroms das Stufendruckverhältnis zu sinken beginnt (Abb. 6.11, gestrichelte Linie). Anhand dieses charakteristischen Betriebspunkts wird die potentielle Kennfelderweiterung durch die variable Irisblende offensichtlich. Die Lage des Umschlagpunktes wird im Vergleich zur Referenzgeometrie von $\dot{m}_V = 0,11 \text{ kg/s}$ nach $\dot{m}_V = 0,07 \text{ kg/s}$ verschoben.

Um diesen Zusammenhang zu veranschaulichen, ist in Abb. 6.12, für alle drei Varianten, die axiale Komponente der Strömungsgeschwindigkeit im Verdichtereintritt bei einem Verdichtermassenstrom von $\dot{m}_V = 0,07 \text{ kg/s}$ dargestellt. In diesem Betriebspunkt erstreckt sich die Rückströmung entlang der Gehäuseseite für die Referenzgeometrie bereits über das gesamte Eintrittsrohr. Durch die Verringerung der Diffusorbreite um 17 % wird die Ausprägung des Rückströmgebiets minimal reduziert. Mit einer Verringerung des Eintrittsquerschnitts um 23 % kann das Rückströmgebiet stromaufwärts zur Irisblende komplett unterdrückt werden. Demgegenüber wird deutlich, dass die Versperrung infolge der gehäuseseitigen Rückströmung stromabwärts zur Irisblende anwächst. Das resultiert aus dem von der Irisblende generierten Staupunkt. Dieser erzwingt unmittelbar vor der Laufradvorderkante eine Umlenkung der gehäuseseitigen Rückströmung. Hierdurch vergrößert sich die Kanalversperrung im Laufrad.

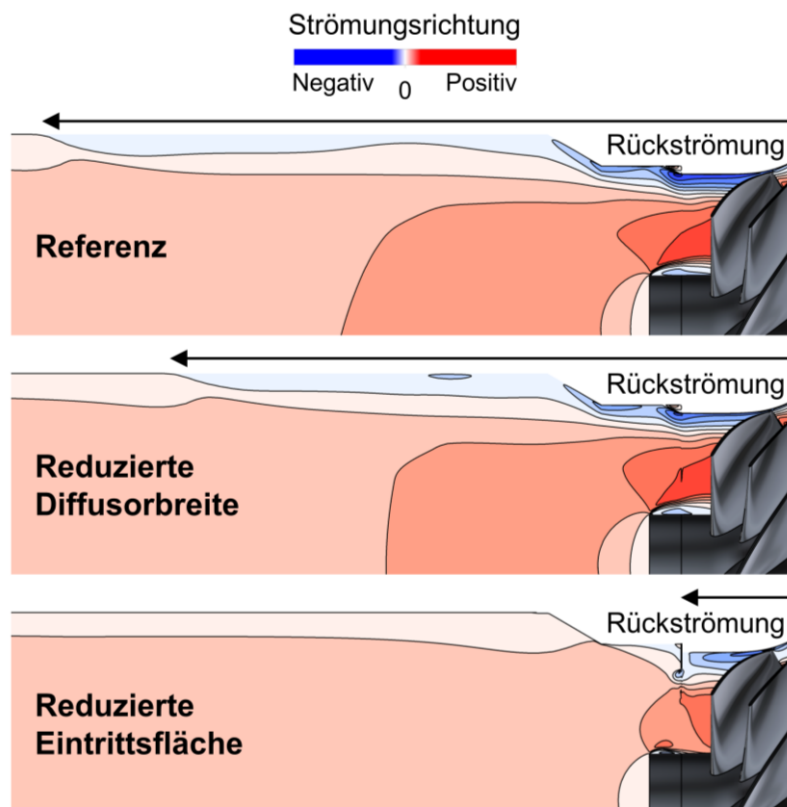


Abbildung 6.12 - Rückströmung entlang des Verdichtergehäuses bei einem Betriebspunkt nahe der Pumpgrenze des Verdichters mit und ohne KEM ($\dot{m}_V = 0,07 \text{ kg/s}$)

6.1.5 Komponenten der Strömungsgeschwindigkeit am Laufradeintritt

Die Geschwindigkeitskomponenten der Strömung an verschiedenen Positionen innerhalb der Verdichterstufe werden im Folgenden für drei Betriebspunkte zwischen der Pumpgrenze und dem Auslegungspunkt analysiert. Diese zweidimensionale Betrachtungsweise verdeutlicht das Wirkprinzip der beiden kennfelderweiternden Maßnahmen.

Am Eintritt des Verdichterlaufrads führt eine verringerte Diffusorbreite (Abb. 6.13, Grün), im Vergleich zur Referenzgeometrie (Abb. 6.13, Blau), an der Pumpgrenze ($\dot{m}_V = 0,07 \text{ kg/s}$) zu einer Reduzierung des Luftdurchsatzes im Bereich zwischen 15 und 70 % der Kanalbreite. Der Durchsatz oberhalb von 70 % Kanalbreite steigt hierdurch an und der Bereich der Rückströmung wird in der Folge reduziert. Das bedeutet, dass die Verringerung der Diffusorbreite bei einem Betriebspunkt nahe der Pumpgrenze dazu führt, dass die Schaufelvorderkante homogener angeströmt wird. Hierdurch wird der Inzidenzwinkel im Gehäusebereich reduziert und in der Folge die maximale Schaufelbelastung. Mit einer homogeneren Schaufelbelastung wird eine Verbesserung des Energieumsatzes im axialen Teil des Verdichterlaufrads erreicht und somit eine Steigerung des Laufradwirkungsgrads.

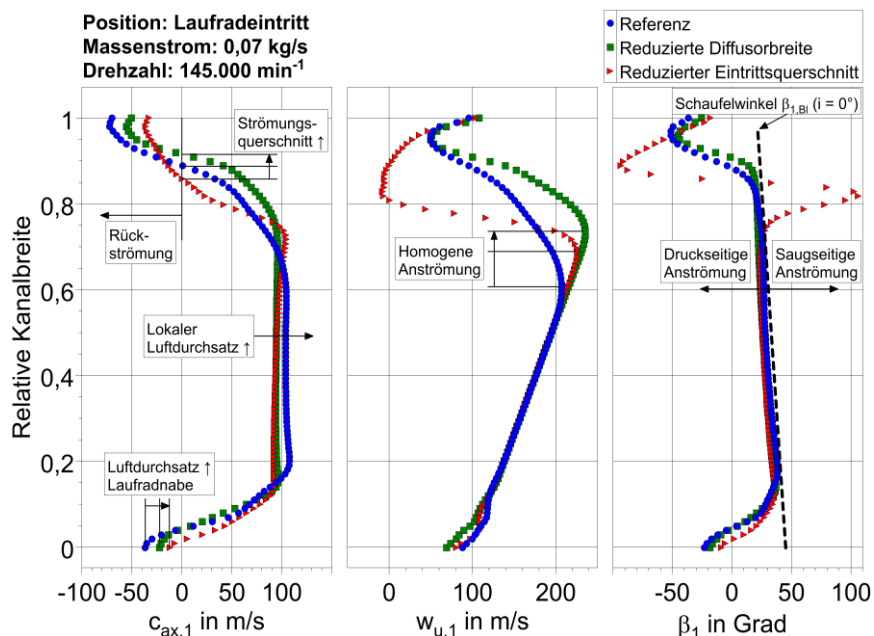


Abbildung 6.13 -Komponenten der relativen Strömungsgeschwindigkeit am Laufradeintritt für einen Betriebspunkt an der Pumpgrenze ($\dot{m}_V = 0,07 \text{ kg/s}$, $u_2 = 357 \text{ m/s}$)

Die Reduzierung des Querschnitts am Laufradeintritt (Abb. 6.13, Rot) führt im Bereich der Pumpgrenze ($\dot{m}_V = 0,07 \text{ kg/s}$) zu einer Reduzierung der axialen Komponente der Strömungsgeschwindigkeit zwischen 15 und 70 % der Kanalbreite. Zwischen 70 und 78 %, sowie zwischen 0 und 15 % Kanalbreite wird, im Vergleich zu den übrigen Geometrievarianten, eine Steigerung der Axialgeschwindigkeit erreicht. Eine deutliche Reduzierung der axialen Komponente der Strömungsgeschwindigkeit oberhalb von 78 % der Kanalbreite verursacht eine saugseitige Anströmung ab 75% Kanalbreite.

Bei einer Erhöhung des Verdichtermassenstroms auf $\dot{m}_V = 0,09 \text{ kg/s}$ wird mit verringerter Diffusorbreite (Abb. 6.14, Blau) ein minimal höherer Luftdurchsatz im Bereich zwischen 5 und 90 % der Kanalbreite erreicht. Hierdurch wird der Inzidenzwinkel, insbesondere im äußeren Laufradteil verringert.

Die Reduzierung des Eintrittsquerschnitts (Abb. 6.14, Rot) bei einem Verdichtermassenstrom von $\dot{m}_V = 0,09 \text{ kg/s}$ führt zu einer Verbesserung der Schaufelanströmung im Bereich zwischen der Laufradnabe und 75 % Kanalbreite. Dies geschieht zulasten des Energieumsatzes im oberen Laufradteil, wodurch der Stufendruckaufbau insgesamt geringer ausfällt.

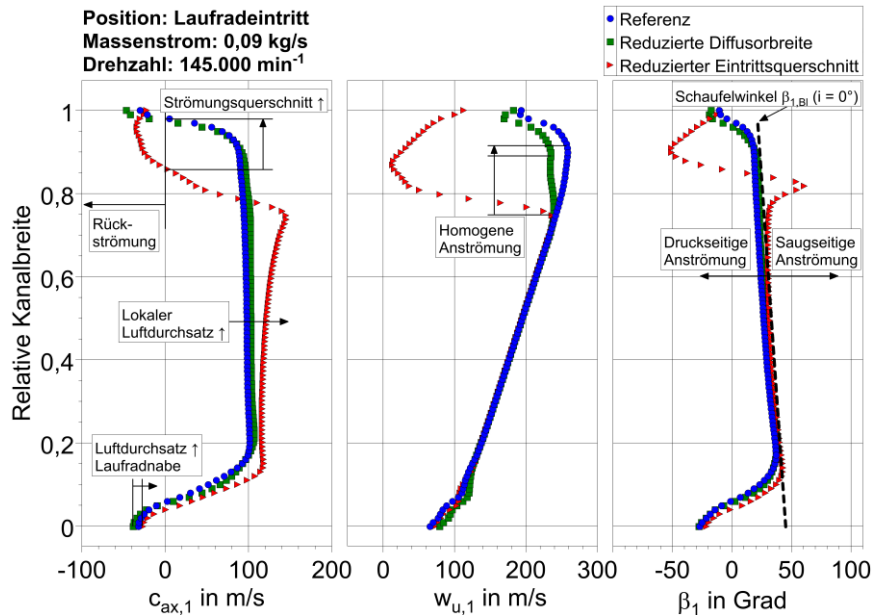


Abbildung 6.14 - Komponenten der relativen Strömungsgeschwindigkeit am Laufradeintritt für einen Betriebspunkt zwischen der Pumpgrenze und dem Auslegungspunkt ($\dot{m}_V = 0,09 \text{ kg/s}$, $u_2 = 357 \text{ m/s}$)

Im Auslegungspunkt des Verdichters ($\dot{m}_V = 0,12 \text{ kg/s}$) ist kein Unterschied zwischen der Laufradanströmung mit reduzierter Diffusorbreite (Abb. 6.15, Blau) und der Referenzgeometrie (Abb. 6.15, Grün) vorhanden. In diesem Betriebsbereich wird kein Vorteil durch die Verringerung der Diffusorbreite erzielt.

Bei der Reduzierung des Eintrittsquerschnitts (Abb. 6.15, Rot) im Auslegungspunkt ($\dot{m}_V = 0,12 \text{ kg/s}$) wird die Schaufelvorderkante stärker saugseitig angeströmt. Verursacht wird das durch die starke Beschleunigung der axialen Strömungskomponente unterhalb der Blende. Daraus resultieren Inzidenzwinkel von $i \leq -6^\circ$ im Bereich oberhalb des EULER-Radius. In der Folge sinkt der Energieumsatz im Laufrad. Dieser Effekt wird durch die Abschirmung des äußeren Laufraddurchmessers, in welchem im Auslegungspunkt der größte Anteil des Energieumsatzes stattfindet, weiter verstärkt.

Zusammenfassend lässt sich für den Laufradeintritt festhalten, dass eine Reduzierung des Eintrittsquerschnitts das Potenzial für eine Verschiebung der Pumpgrenze aufzeigt. Eine Reduzierung der Diffusorbreite hingegen hat das Potenzial für eine Erhöhung des Energieumsatzes bei Massenströmen unterhalb des Auslegungspunkts.

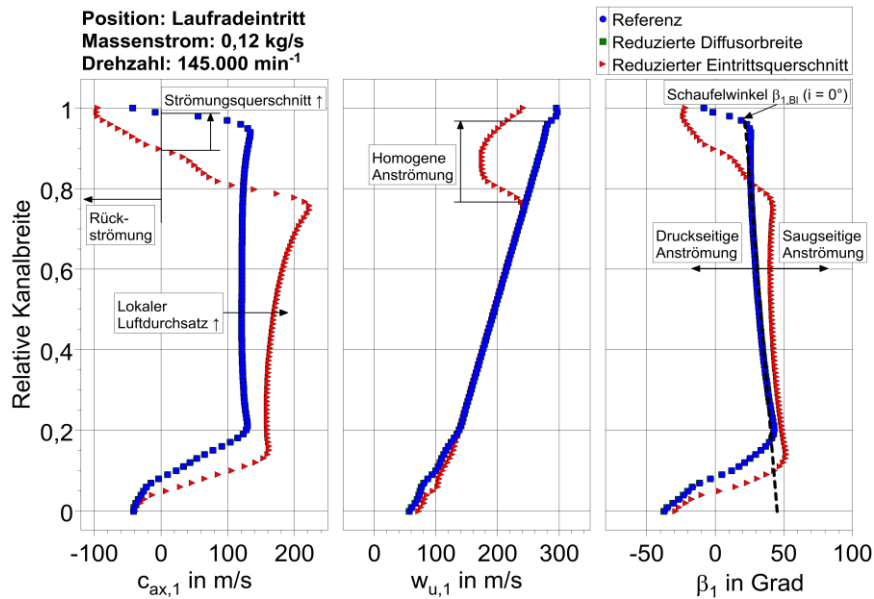


Abbildung 6.15 -Komponenten der relativen Strömungsgeschwindigkeit am Laufradeintritt im Auslegungspunkt des Verdichters ($\dot{m}_v = 0,12 \text{ kg/s}$, $u_2 = 357 \text{ m/s}$)

6.1.6 Komponenten der Strömungsgeschwindigkeit am Laufradaustritt

Für die Bewertung des Energieumsatzes im Verdichterlaufrad werden die Geschwindigkeitsdreiecke am Laufradaustritt betrachtet. An der Pumpgrenze resultiert aus dem reduzierten Eintrittsquerschnitt (Abb. 6.16, Rot) eine Erhöhung des Durchsatzes zwischen der Laufradnabe und 55 % Kanalbreite. Im Bereich zwischen 55 und 85 % Kanalbreite ist eine Verringerung des Fluiddurchsatzes zu verzeichnen. Oberhalb von 85 % Kanalbreite treten Rückströmungen auf (Abb. 6.16, oben).

Bei der Reduzierung des Eintrittsquerschnitts tritt an der Pumpgrenze ab einer Kanalbreite von 50 % eine Erhöhung der Umfangskomponente und damit eine Reduzierung des Winkels der relativen Strömungsgeschwindigkeit auf. Das bedeutet, dass die Minderumlenkung der Strömung in diesem Bereich ansteigt (Abb. 6.16, oben).

Als Folge der Minderumlenkung sinkt die Umfangskomponente der absoluten Strömungsgeschwindigkeit in der oberen Kanalhälfte deutlich. Das führt zwar kurzzeitig zu einer zunehmend radialen ($\alpha_2 \downarrow$) Diffusoreinströmung, aber schnell auch zu einem Auftreten von rotierenden Ablösungen, welche schlussendlich eine Rückströmung an der Gehäuseseite auslösen. Außerdem wird im Vergleich zu den übrigen Varianten eine geringere Strömungsarbeit (Enthalpiedifferenz) erreicht (Abb. 6.16, unten).

Die Verdichtergeometrie mit reduzierter Diffusorbreite (Abb. 6.16, Blau) bildet eine Stoßkante ab einer Kanalbreite von 84 %. Bei einer Kanalbreite zwischen 50 und 95 % ist eine Reduzierung der Umfangskomponente und eine Erhöhung des Winkels der relativen Strömungsgeschwindigkeit sichtbar. Dementsprechend ist die Minderumlenkung der Strömung im Bereich 50...95 % Kanalbreite deutlich reduziert (Abb. 6.16, oben).

Durch eine geringere Minderumlenkung steigen die Umfangskomponente der absoluten Strömungsgeschwindigkeit und hierdurch die Strömungsarbeit. Weiterhin bildet sich in Ge-

häusenähe eine tangentialere ($\alpha_2 \uparrow$) Diffusoreinströmung aus. Daraus resultiert ein geringerer Druckgradient in Gehäusenähe, wodurch die Diffusorströmung stabilisiert und Strömungsablösungen am Diffusorgehäuse reduziert werden (Abb. 6.16, unten).

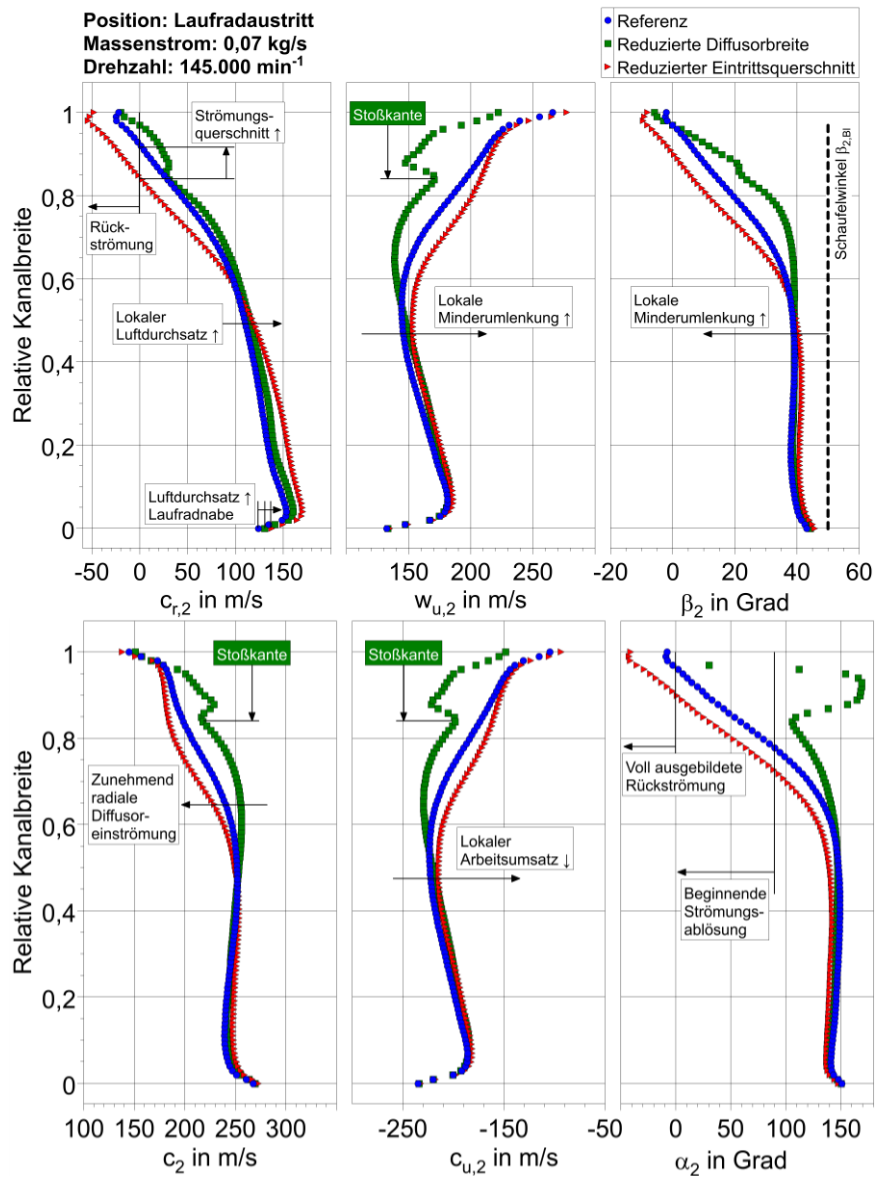


Abbildung 6.16 - Komponenten der relativen und absoluten Strömungsgeschwindigkeit am Laufradaustritt für einen Betriebspunkt an der Pumpgrenze ($\dot{m}_V = 0,07 \text{ kg/s}$, $u_2 = 357 \text{ m/s}$)

Abbildung 6.17 (oben) lässt erkennen, dass eine Erhöhung des Verdichtermassenstroms ($\dot{m}_V = 0,09 \text{ kg/s}$) dazu führt, dass der Fluiddurchsatz am Gehäuse für die Referenzgeometrie (Abb. 6.17, Blau) und die Geometrie mit reduziertem Eintrittsquerschnitt (Abb. 6.17, Rot) ansteigt. Bei der Variante mit reduzierter Diffusorbreite (Abb. 6.17, Grün) bleibt der Durchsatz in Gehäusenähe infolge der Stoßkante unverändert. Unterhalb von 84 % Kanalbreite steigt der Durchsatz analog zu den übrigen Varianten. Mit einer reduzierten Diffusorbreite wird in diesem Betriebspunkt ebenfalls eine Reduzierung der Minderumlenkung im Bereich

zwischen 50 und 90 % Kanalbreite realisiert. Im Gegensatz zu dem Betriebspunkt an der Pumpgrenze erreichen die übrigen Varianten eine geringere Minderumlenkung auf einer Kanalbreite von 90...100 %.

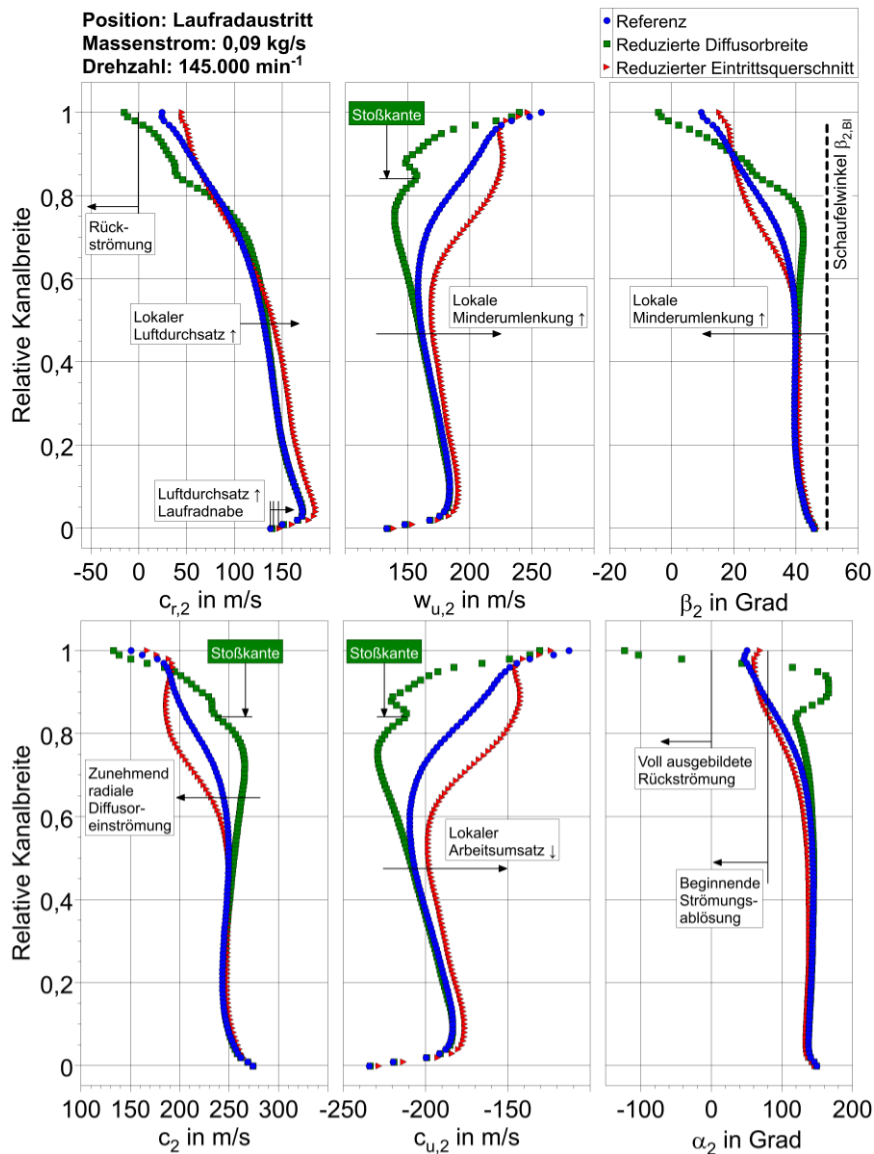


Abbildung 6.17 -Komponenten der relativen und absoluten Strömungsgeschwindigkeit am Laufradaustritt für einen Betriebspunkt zwischen der Pumpgrenze und dem Auslegungspunkt ($\dot{m}_v = 0,09 \text{ kg/s}$, $u_2 = 357 \text{ m/s}$)

Abbildung 6.17 (unten) verdeutlicht anhand der Umfangskomponente der absoluten Strömungsgeschwindigkeit, dass die Variante mit reduzierter Diffusorbreite die höchste Strömungsarbeit leistet. Die zweithöchste Strömungsarbeit wird mit der Referenzgeometrie erreicht. Hinsichtlich des absoluten Strömungswinkels am Diffusoreintritt gibt es keinen signifikanten Unterschied zwischen der Referenzgeometrie und dem reduzierten Eintrittsquerschnitt. Die Variante mit reduzierter Diffusorbreite generiert infolge der Stoßkante eine

tangentialere Strömungsrichtung auf Kanalbreiten oberhalb von 75 %. Aus diesem Grund stellt sich einzig bei dieser Variante eine minimale Rückströmung an der Gehäuseseite ein.

Im Auslegungspunkt des Verdichters erzeugt die geringere Diffusorbreite (Abb. 6.18, Grün) eine Durchsatzerhöhung im unteren Laufradteil. Daraus resultiert, im Vergleich mit der Referenzgeometrie (Abb. 6.18, Blau), eine größere Minderumlenkung an der Schaufelhinterkante. Der reduzierte Eintrittsquerschnitt (Abb. 6.18, Rot) führt infolge des geringeren Stufendruckaufbaus auf der gesamten Kanalbreite zu einer erhöhten radialen Strömungskomponente. Hierdurch fällt die Minderumlenkung geringer aus, als bei den übrigen Varianten.

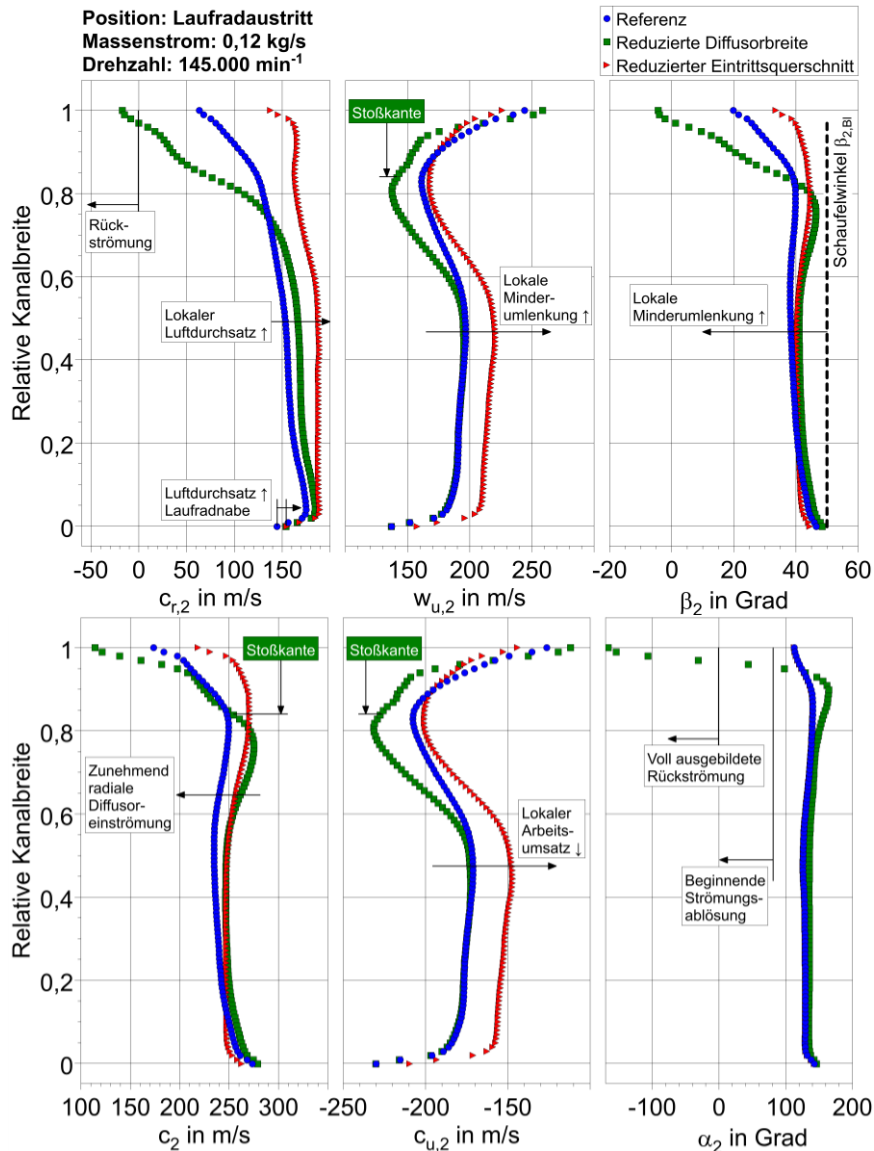


Abbildung 6.18 -Komponenten der relativen und absoluten Strömungsgeschwindigkeit am Laufradaustritt im Auslegungspunkt des Verdichters ($\dot{m}_v = 0,12 \text{ kg/s}$, $u_2 = 357 \text{ m/s}$)

Die Variante mit geringerer Diffusorbreite (Abb. 6.18, Grün) erreicht ab einer Kanalbreite von 50 % eine Steigerung der Strömungsarbeit. Die Verringerung des Eintrittsquerschnitts führt bei Kanalbreiten unterhalb von 80 % zu einer deutlichen Reduzierung der Umfangs-

komponente der absoluten Strömungsgeschwindigkeit und folglich der Strömungsarbeit. Der absolute Strömungswinkel am Diffusoreintritt der Referenzgeometrie und der Variante mit reduziertem Eintrittsquerschnitt sind identisch. Die Verringerte Diffusorbreite führt erneut zu einer flachen Diffusoreinströmung auf Kanalbreiten über 80 % und einer minimalen Rückströmung auf der Gehäuseseite (Abb. 6.18, unten).

6.1.7 Komponenten der Strömungsgeschwindigkeit im Diffusor-Pinch

Auf dem Durchmesser des Diffusor-Pinch, dem Eintritt in den parallelwandigen Plattendiffusor, tritt an der Pumpgrenze bei allen Varianten eine gehäuseseitige Rückströmung auf. Bei der Geometrievariante mit reduziertem Eintrittsquerschnitt (Abb. 6.19, Rot) stellt sich ab einer Kanalbreite von 80 % eine negative radiale Komponente der Strömungsgeschwindigkeit ein. Bei der Referenzgeometrie (Abb. 6.19, Blau) tritt die Rückströmung ab einer Kanalbreite von 86 % auf. Die Rückströmung bei der Geometrievariante mit reduzierter Diffusorbreite (Abb. 6.19, Grün) stellt sich ab einer Kanalbreite von 89 % ein. Anhand des Strömungswinkels lässt sich die verlustarm durchströmte Diffusorbreite mit Winkeln $\alpha_{Pinch} \geq 90^\circ$ identifizieren ($\alpha \leq 90^\circ \triangleq$ Drehrichtungsumkehr; $\alpha \leq 0^\circ \triangleq$ Rückströmung). Dieser Bereich beträgt 75 % für den reduzierten Eintrittsquerschnitt, 80 % für die Referenz und 86 % für die reduzierte Diffusorbreite.

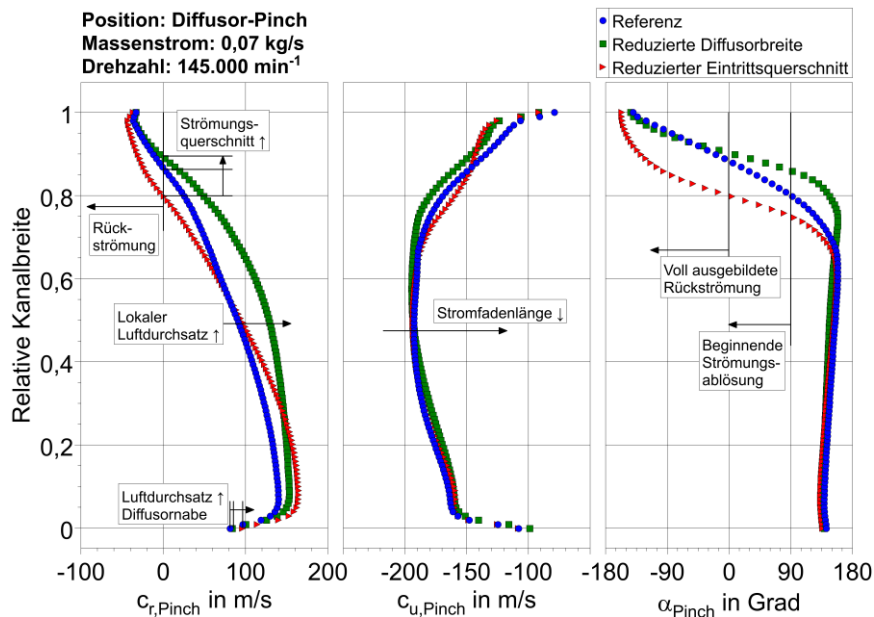


Abbildung 6.19 -Komponenten der Strömungsgeschwindigkeit im Diffusor-Pinch für einen Betriebspunkt an der Pumpgrenze ($\dot{m}_V = 0,07 \text{ kg/s}$, $u_2 = 357 \text{ m/s}$)

Abbildung 6.20 lässt erkennen, dass sich mit der Erhöhung des Verdichtermassenstroms auf $\dot{m}_V = 0,09 \text{ kg/s}$ bei allen Varianten der Bereich negativer Radialgeschwindigkeiten verkleinert. Das größte Rückströmungsgebiet (Kanalbreite $\geq 93 \%$) entsteht bei der Reduzierung des Eintrittsquerschnitts. Die nutzbare Diffusorbreite beträgt bei dieser Variante und der Referenzgeometrie 86 % der Kanalbreite. Das größere Rückströmungsgebiet resultiert aus dem

stärker abfallenden Strömungswinkel, oberhalb von 86 % Kanalbreite bei der Variante mit reduziertem Eintrittsquerschnitt.

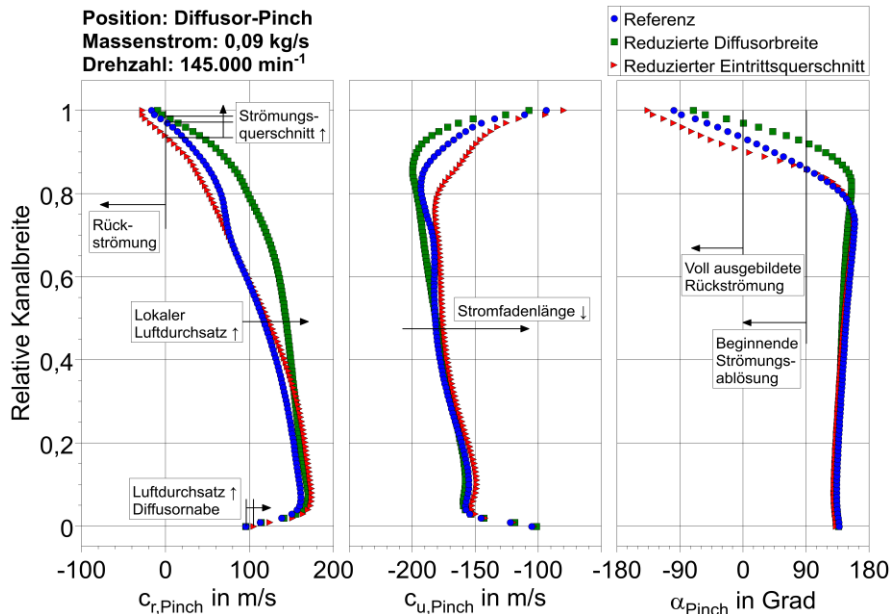


Abbildung 6.20 - Komponenten der Strömungsgeschwindigkeit im Diffusor-Pinch für einen Betriebspunkt zwischen der Pumpgrenze und dem Auslegungspunkt ($\dot{m}_V = 0,09 \text{ kg/s}$, $u_2 = 357 \text{ m/s}$)

Im Auslegungspunkt (Abb. 6.21) ist bei keiner der Varianten eine gehäuseseitige Rückströmung vorhanden. Die radiale Komponente der Strömungsgeschwindigkeit ist bei der Variante mit verringertem Eintrittsquerschnitt, infolge des geringeren Druckaufbaus und damit größeren Volumenstroms, erhöht und entspricht der Größenordnung der Radialgeschwindigkeit der Variante mit reduzierter Diffusorbreite.

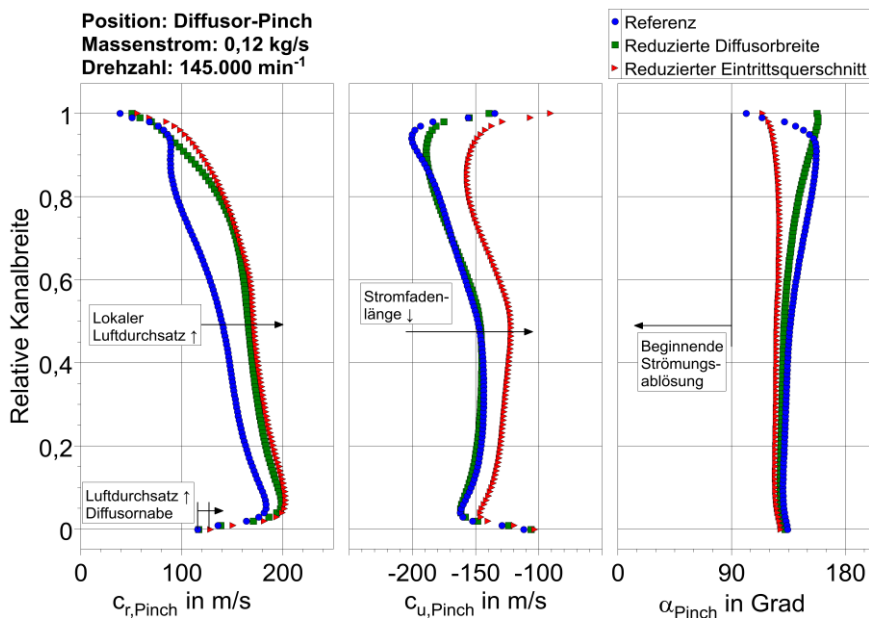


Abbildung 6.21 - Komponenten der Strömungsgeschwindigkeit im Diffusor-Pinch im Auslegungspunkt des Verdichters ($\dot{m}_V = 0,12 \text{ kg/s}$, $u_2 = 357 \text{ m/s}$)

Die Größenordnung der Umfangskomponenten der Strömungsgeschwindigkeit ist wiederum bei der Referenz und der Variante mit verringerter Diffusorbreite ähnlich und für den reduzierten Eintrittsquerschnitt fällt diese auf der gesamten Diffusorbreite geringer aus. Daraus resultiert für den geringeren Eintrittsquerschnitt der kürzeste Strömungsweg im Diffusor. Die Strömungswinkel der übrigen Varianten sind erneut ähnlich, allerdings zeigt sich bei der Referenzgeometrie bereits eine beginnende Instabilität an der Gehäuseseite oberhalb von 95 % Kanalbreite (Abb. 6.21).

6.1.8 Komponenten der Strömungsgeschwindigkeit am Diffusoraustritt

Am Austritt des Diffusors (Abb. 6.22) tritt an der Pumpgrenze keine Rückströmung auf. Die Strömungsprofile der Radialgeschwindigkeit sind bei der Referenz und der verkleinerten Diffusorbreite weitestgehend kontinuierlich. Bei der Variante mit verringertem Eintrittsquerschnitt ist, im Vergleich zum Mittenschnitt, ein erhöhter Durchsatz an der Nabe und am Gehäuse sichtbar. Im Hinblick auf das Strömungsprofil der Umfangsgeschwindigkeit stellt sich mit reduzierter Diffusorbreite die ideale Form ein. Als Konsequenz beträgt die nutzbare Diffusorbreite in diesem Betriebspunkt 100 % der Kanalbreite. Die übrigen Varianten erreichen ab 92...94 % Kanalbreite Strömungswinkel von $\alpha_3 \leq 90^\circ$.

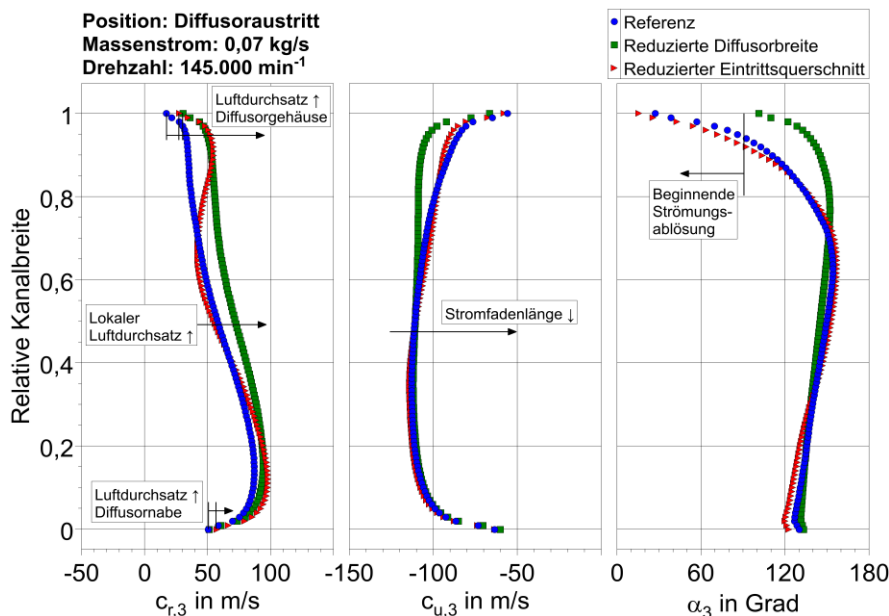


Abbildung 6.22 -Komponenten der Strömungsgeschwindigkeit am Diffusoraustritt für einen Betriebspunkt an der Pumpgrenze ($\dot{m}_V = 0,07$ kg/s, $u_2 = 357$ m/s)

Bei einem Verdichtermassenstrom von $\dot{m}_V = 0,09$ kg/s (Abb. 6.23) bildet sich bei allen Varianten für die radiale Geschwindigkeitskomponente ein ideales Strömungsprofil aus. Die Erhöhung des Fluiddurchsatzes findet primär auf der Nabenseite des Diffusors statt. Das hat zur Folge, dass bei der Referenzgeometrie und der Variante mit reduziertem Eintrittsquerschnitt die gehäuseseitige radiale Strömungskomponente zum Stillstand kommt. Somit werden nur 92 % der Diffusorbreite effektiv genutzt. Bei einer Reduzierung der Diffusorbreite tritt dieser

Effekt nicht auf und es werden 99 % der Diffusorbreite für den statischen Druckaufbau genutzt.

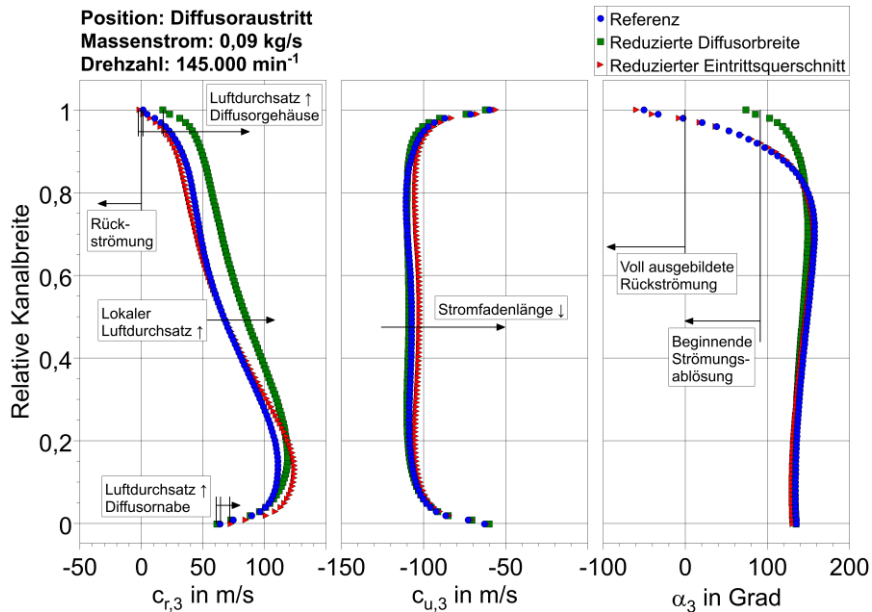


Abbildung 6.23 -Komponenten der Strömungsgeschwindigkeit am Diffusoraustritt für einen Betriebspunkt zwischen der Pumpgrenze und dem Auslegungspunkt ($\dot{m}_v = 0,09$ kg/s, $u_2 = 357$ m/s)

Im Auslegungspunkt des Verdichters (Abb. 6.24) stellen sich bei der Geometrievariante mit reduziertem Eintrittsquerschnitt der höchste Wert für die radiale Komponente der Strömungsgeschwindigkeit und der geringste Strömungswinkel am Austritt des Radialdiffusors ein. Das deckt sich mit der Erkenntnis, dass diese Variante einen deutlich reduzierten Druckaufbau im Auslegungspunkt des Verdichters erzielt.

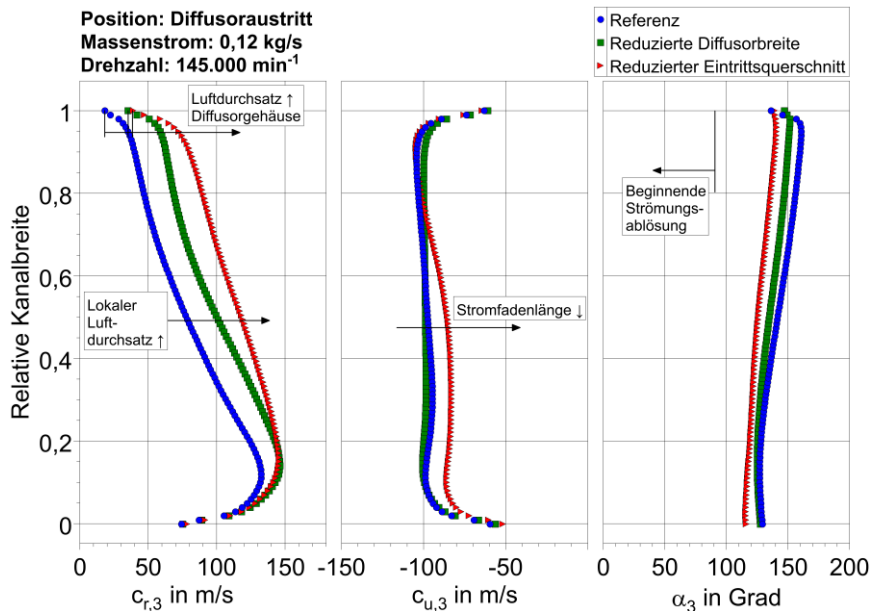


Abbildung 6.24 -Komponenten der Strömungsgeschwindigkeit am Diffusoraustritt im Auslegungspunkt des Verdichters ($\dot{m}_v = 0,12$ kg/s, $u_2 = 357$ m/s)

Bei der Variante mit verringerter Diffusorbreite resultiert ein ähnlicher Verlauf der Umfangskomponente der Strömungsgeschwindigkeit wie bei der Referenzgeometrie. Durch die Reduktion des Strömungsquerschnitts steigt die radiale Komponente der Strömungsgeschwindigkeit. Das führt zu einem geringeren Strömungswinkel und somit zu einer reduzierten Länge des Strömungspfads im Diffusor. Zusätzlich sinken hierdurch die meridionale Strömungsgeschwindigkeit und somit die verfügbare kinetische Energie in der Volute. Daraus resultiert ein etwas geringerer Stufendruckaufbau im Vergleich mit der Referenzgeometrie (Abb. 6.24).

Zusammenfassend lassen sich folgende Erkenntnisse aus den Ergebnissen der CFD-Simulationen ziehen:

- Die Reduktion des Eintrittsquerschnitts
 - ...hat das größte Potenzial hinsichtlich einer Erweiterung des stabilen Betriebsbereichs.
 - ...verursacht einen reduzierteren Stufendruckaufbau auf der gesamten Kennlinie.
 - ...wirkt sich negativ auf die Stabilität der Diffusorströmung aus.
 - ...führt zu einer Verschiebung der Stopfgrenze zu niedrigeren Massenströmen.
- Die Verringerung der Diffusorbreite
 - ...hat nur ein geringes Potenzial in Bezug auf die Erweiterung des stabilen Betriebsbereichs.
 - ...stabilisiert die Diffusorströmung im gesamten Kennfeldbereich.
 - ...führt zu einem reduzierten Stufendruckaufbau bei hohen Massenströmen.

6.1.9 Betriebsfestigkeit

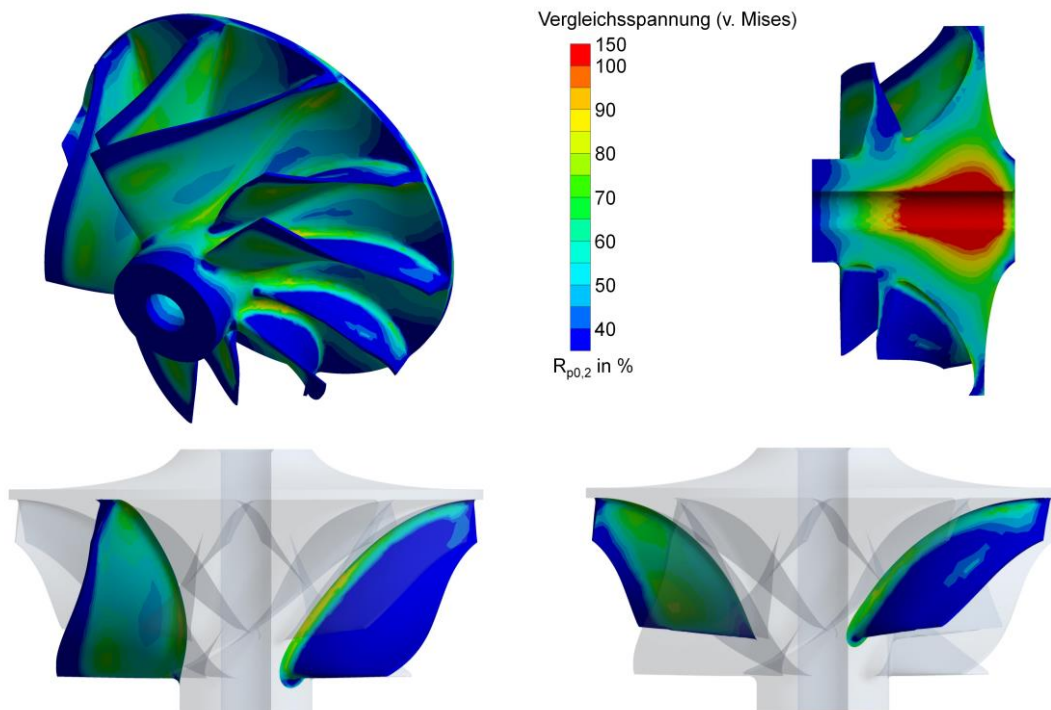


Abbildung 6.25 -Vergleichsspannungen des VCSC-Laufrads bei einer Umfangsgeschwindigkeit von $u_2 = 566$ m/s [104]

Abschließend werden FEM-Simulationen des Laufrads bei einer Umfangsgeschwindigkeit von $u_2 = 566 \text{ m/s}$ durchgeführt. Die resultierenden Laufradspannungen sind in Abb. 6.25 dargestellt. Die Vergleichsspannung wird der Übersicht halber mit der 0,2 %-Dehngrenze normiert. Basierend auf dieser letzten Überprüfung des Verdichterlaufrads wird bestätigt, dass die zulässigen Bauteilspannungen (Tab. 4.2) nicht überschritten werden und das Laufrad somit für die Fertigung freigegeben ist.

6.2 Charakteristisches Betriebsverhalten

Der Prototyp des querschnittsvariablen Radialverdichters ist in Abb. 6.26 abgebildet. Bei der Umsetzung der variablen KEM wird aus Kostengründen auf Aktuatoren verzichtet. Außerdem muss eine effiziente, dynamische Betriebsstrategie zunächst auf Basis stationärer Prüfstandsmessungen entwickelt werden.

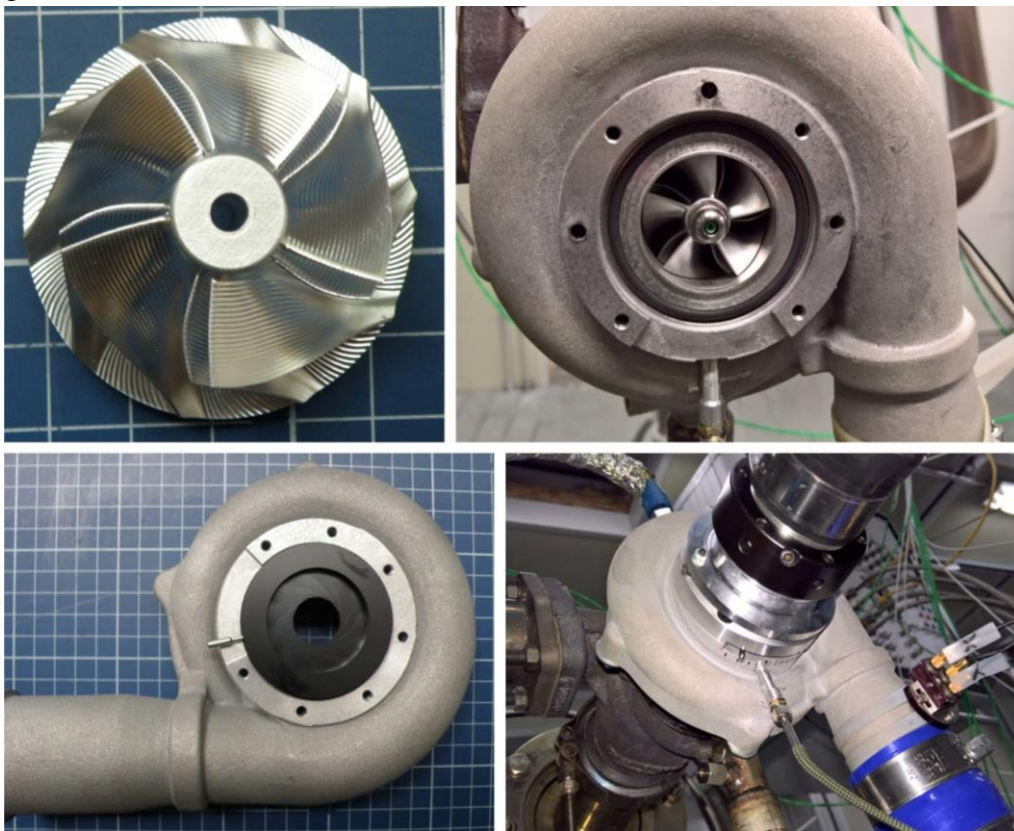


Abbildung 6.26 - VCSC-Prototyp, von oben-links nach unten-rechts: Verdichterlaufrad, Volute, Volute mit Irisblende am Eintritt, Prüfstandsaufbau

Die Variabilität der KEM erhöht die Anzahl möglicher Kreuzkombinationen im Vergleich zu den statischen Einsätzen der Sensitivitätsstudie. Zur Reduzierung des Versuchsumfangs wird die Variantenanzahl mittels einer statistischen Versuchsplanung auf Basis der Ergebnisse der Voruntersuchung reduziert. Als detaillierte Pfade werden hierbei die separate Untersuchung der KEM am Verdichtereintritt und am Verdichteraustritt, sowie die Kombination beider KEM bei 73 % Eintrittsquerschnitt oder 72 % Diffusorbreite betrachtet.

Das Ziel der separaten Untersuchung der KEM besteht darin, die Charakteristik der Kennfeldbeeinflussung für jede der beiden Maßnahmen einzeln zu analysieren. Die Kombination beider KEM für eine Variation der Diffusorbreite mit einem konstanten $Trim = 0,7$ ($0,73 \cdot A_1$) wird basierend auf dem Ergebnis der Sensitivitätsstudie aus Abschn. 5.5 ausgewählt. Die Verringerung des Laufrad-Durchmesserhältnisses um 12,5 % ist nach der Messung des High-Trim Verdichters optimal für einen dimensionslosen Pumpgrenzabstand $SM = 0,25$. Bei der Variation des Laufrad-Durchmesserhältnisses wird für eine konstante Diffusorbreite ($0,73 \cdot b_2$) des Laufrad-Flächenverhältnis vom Wert der Basisgeometrie des High-Trim Verdichters ($EI = 0,47$) sukzessive vergrößert. Die gewählten Kombinationen der KEM lassen eine signifikante Verschiebung der Pumpgrenze und eine vergleichsweise geringe Reduktion des Verdichterwirkungsgrads erwarten. Hierdurch kann das optimale Potenzial der kombinierten KEM mit einer sehr kleinen Schrittweite bewertet werden. Die resultierende Versuchsmatrix ist in Tab. 6.3 dargestellt.

Tabelle 6.3 - Versuchsmatrix für die KEM-Kombinationen am Verdichtereintritt und -austritt

$b_{2,KEM}$	b_2		$0,93 \cdot b_2$		$0,86 \cdot b_2$		$0,79 \cdot b_2$		$0,72 \cdot b_2$		$0,65 \cdot b_2$		$0,58 \cdot b_2$		$0,44 \cdot b_2$		$0,31 \cdot b_2$	
$A_{1,KEM}$	Trim	EI	Trim	EI	Trim	EI	Trim	EI	Trim	EI	Trim	EI	Trim	EI	Trim	EI	Trim	EI
A_1	0,80	0,65	0,80	0,61	0,80	0,56	0,80	0,51	0,80	0,47	0,80	0,42	0,80	0,38	0,80	0,29	-	-
$0,93 \cdot A_1$	0,78	0,70	-	-	0,78	0,60	-	-	0,78	0,50	-	-	0,78	0,41	0,78	0,31	-	-
$0,81 \cdot A_1$	0,73	0,80	-	-	-	-	-	-	0,73	0,58	-	-	-	-	-	-	-	-
$0,73 \cdot A_1$	0,70	0,89	0,70	0,83	0,70	0,77	0,70	0,71	0,70	0,64	0,70	0,58	0,70	0,52	0,70	0,39	0,70	0,28
$0,65 \cdot A_1$	0,67	1,00	-	-	-	-	-	-	0,67	0,72	-	-	-	-	-	-	-	-
$0,57 \cdot A_1$	0,63	1,14	-	-	0,63	0,98	-	-	0,63	0,82	-	-	0,63	0,66	-	-	-	-
$0,51 \cdot A_1$	0,60	1,28	-	-	-	-	-	-	0,60	0,92	-	-	-	-	-	-	-	-
$0,45 \cdot A_1$	0,58	1,45	-	-	0,58	1,25	-	-	0,58	1,04	-	-	0,58	0,84	0,58	0,64	-	-
$0,34 \cdot A_1$	0,52	1,92	-	-	-	-	-	-	0,52	1,38	-	-	-	-	-	-	-	-

6.2.1 Betriebsverhalten ohne kennfelderweiternde Maßnahmen

In einem ersten Schritt wird das Referenzkennfeld (Abb. 6.27) des Verdichters mit deaktivierten KEM gemessen. Es bestätigen sich die Annahmen hinsichtlich der Überschätzung des maximalen Massenstroms und der Unterschätzung des maximalen Stufendruckverhältnisses durch das numerische Modell, die während der Auslegung getroffen wurden. Der maximale Massenstrom bei maximaler Umfangsgeschwindigkeit und 55 % Stufenwirkungsgrad, reduziert sich um 7 % gegenüber der numerischen Kennfeldrechnung. Der geforderten maximale Massenstrom von $\dot{m}_{V,max} = 0,16$ kg/s wird dennoch erreicht. Der Stufendruckaufbau im transsonischen Betriebsbereich liegt um ca. 3 % höher als vorhergesagt, womit das Zieldruckverhältnis von $\pi_{V,t-t} = 2,5$ bei einer Umfangsgeschwindigkeit von $u_2 = 460$ m/s erfüllt wird. Zusätzlich werden ein maximales Stufendruckverhältnis von $\pi_{V,t-t} = 3,2$ und ein Spitzenwirkungsgrad von 75 % realisiert.

Der Pumpgrenzverlauf entspricht der antizipierten Charakteristik. Im unteren Kennfeldbereich wird bereits ohne Nutzung der KEM eine hohe Kennfeldbreite von $FR > 0,64$ erreicht.

Mit dem Erreichen der transsonischen Laufradanströmung sinkt die stabile Kennfeldbreite rapide bis auf $FR = 0,14$ bei maximaler Umfangsgeschwindigkeit.

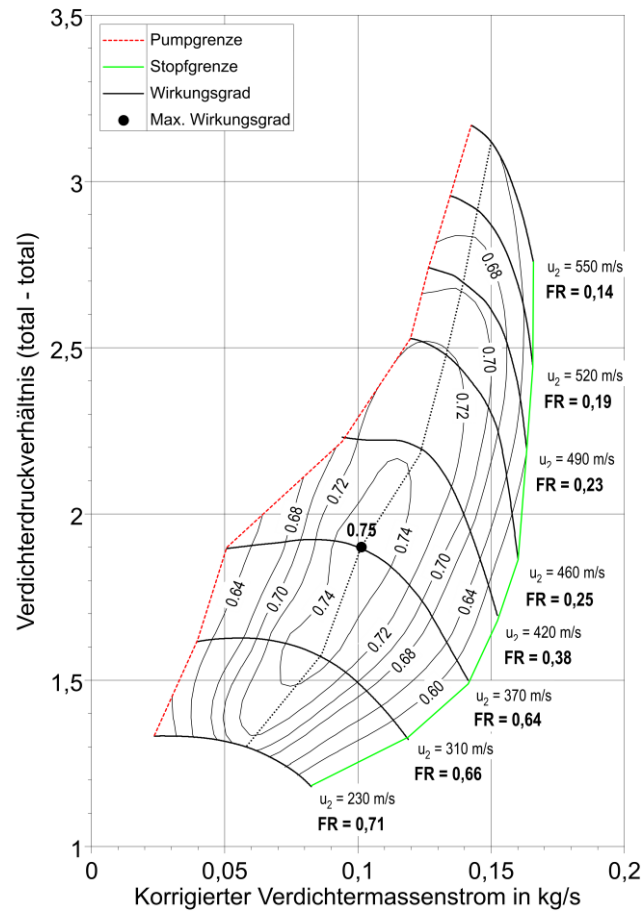


Abbildung 6.27 - Referenzkennfeld VCSC ohne KEM

Zur Illustration der verschiedenen Pumpgrenzbereiche sind in Abb. 6.28 die Verläufe der charakteristischen Betriebsgrenzen auf Basis des VCSC-Referenzkennfelds ausgewiesen. Ausgehend von der *theoretischen Pumpgrenze* erreicht der Verdichter bei einer Laufradanströmung im Unterschallbereich den minimalen Massenstrom an der *subsonischen Pumpgrenze*. Das Erreichen der *theoretischen Pumpgrenze* wird in diesem Bereich durch die Ausbildung von rotierenden Ablösungen, die schlussendlich zu einem vollständigen Zusammenbruch der Passagenströmung führen, verhindert. Aufgrund der geringen Anström-Mach-Zahl könnte der Betriebsbereich durch eine minimale Reduzierung des Inzidenzwinkels (saugseitige Schaufelanströmung) im Auslegungspunkt vergrößert werden. Um das zu erreichen, müsste der Metallwinkel (β_{Bl}) vergrößert werden. Damit der maximale Massenstrom nicht infolge der Verkleinerung des engsten Strömungsquerschnitts sinkt, müsste gleichzeitig die Winkeländerung zur Maschinenachse ($\Delta\theta_{Bl}$) reduziert werden. Das wiederum würde zu einer Reduzierung des maximalen Stufenwirkungsgrads infolge der Erhöhung des quasi orthogonalen Flächenwachstums im radialen Laufradteil führen.

Bei einer transsonischen Laufradanströmung ($Ma_{1,rel,sh,PG} \geq 0,9$) beginnt der zulässige Inzidenzwinkel zunehmend abzufallen, wodurch der Pumpgrenzmassenstrom ansteigt und sich der Verlauf der transsonischen Pumpgrenze ergibt. In diesem Betriebsbereich wäre eine große Erhöhung des Inzidenzwinkels im Auslegungspunkt erforderlich, um den stabilen Betriebsbereich zu erweitern. Die beschriebenen Folgen hinsichtlich maximalem Massenstrom und Spitzenwirkungsgrad würden entsprechend größer ausfallen.

Mit dem Erreichen einer Anström-Mach-Zahl von $Ma_{1,rel,sh,PG} \geq 1,15$ hat der zulässige Inzidenzwinkel sein Minimum erreicht. In der Folge stabilisiert sich der Verlauf der Pumpgrenze in unmittelbarer Nähe zur Linie des maximalen Stufenwirkungsgrads. In diesem Kennfeldbereich ist nur noch ein sehr schmaler stabiler Betriebsbereich zu verzeichnen.

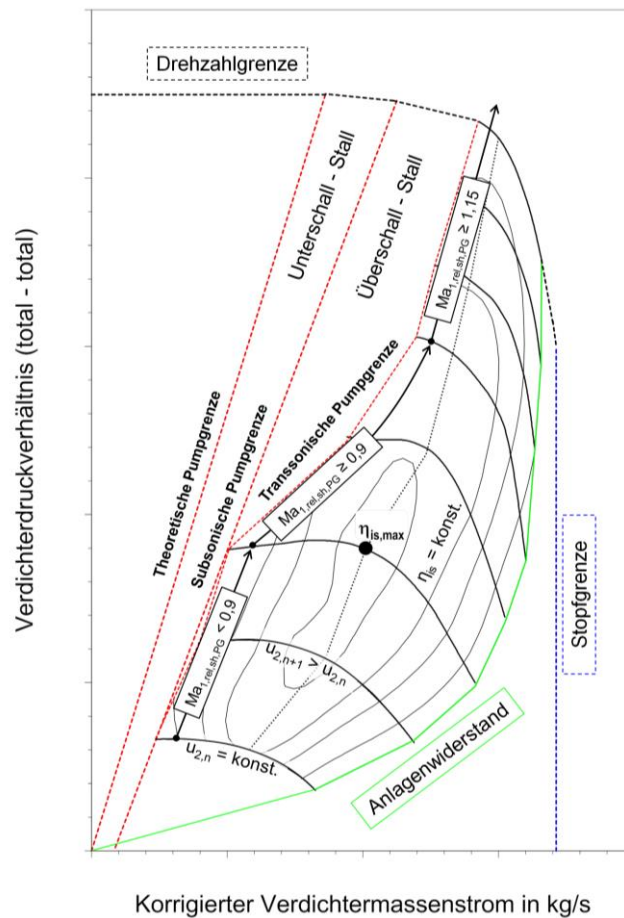


Abbildung 6.28 - Charakteristische Betriebsgrenzen VCSC

6.2.2 Betriebsverhalten mit kennfelderweiternden Maßnahmen

Im zweiten Schritt wird untersucht, inwieweit sich die beschriebene Kennfeldcharakteristik mit einer Querschnittsvariabilität am Laufradeintritt und -austritt beeinflussen lässt. Bedingt durch die limitierte Tragfähigkeit des Axiallagers der Basis-Rumpfgruppe, können die Kennfeldmessungen mit KEM lediglich bis zu einer maximalen Umfangsgeschwindigkeit von $u_2 = 460$ m/s durchgeführt werden.

Die Ursache hierfür liegt zum einen in der für den VCSC-Massenstrombereich etwas zu gering dimensionierten Turbinenstufe des Basisturboladers, wodurch auf dem Heißgasprüfstand hohe Turbinendruckverhältnisse erforderlich sind, um eine ausreichende Wellenleistung zur Verfügung zu stellen. Zum anderen generiert das Androsseln der Verdichterstufe mit dem variablen Eintrittsquerschnitt einen Druckabfall am Laufradeintritt. Das führt zu einem überproportionalen ansteigt des Axialschubs in Richtung der Turbinenseite bei hohen Massenströmen und in Richtung der Verdichterseite bei kleinen Massenströmen und reduziertem Eintrittsquerschnitt. Die Inbetriebnahme-Messungen haben gezeigt, dass die Tragfähigkeit des Axiallagers bei Umfangsgeschwindigkeiten $u_2 \geq 490$ m/s für eine Reduzierung des Strömungsquerschnitts nicht ausreichend ist.

Aus den gesammelten Kennfeldmessungen wird, analog zu den Voruntersuchungen, ein Gesamtkennfeld für die Verdichterstufe mit variabler KEM gebildet. Die hierbei verwendeten Diffusorbreiten-Eintrittsblenden-Kombinationen sind in Tab. 6.4 grün markiert. Es wird deutlich, dass auch der querschnittsvariable Radialverdichter die effizienteste Kennfelderweiterung mit einer Kombination aus beiden Maßnahmen erreicht. Im Gegensatz zu den High- und Low-Trim Verdichterstufen ergibt sich in keinem Kennfeldbereich ein Vorteil aus der alleinigen Reduzierung des Eintrittsquerschnitts. Weiterhin zeigt sich, dass die Reduzierung der Diffusorbreite ohne den Einsatz der Eintrittsblende beim querschnittsvariablen Radialverdichter in bestimmten Kennfeldbereichen zu bevorzugen ist. Dieser Zusammenhang wird im folgenden Abschnitt genauer beleuchtet.

Tabelle 6.4 - Blenden-Diffusor-Kombinationen zur Erstellung des VCSC-Kennfelds mit aktiver KEM (Grün)

$b_{2,KEM}$	b_2		$0,93 \cdot b_2$		$0,86 \cdot b_2$		$0,79 \cdot b_2$		$0,72 \cdot b_2$		$0,65 \cdot b_2$		$0,58 \cdot b_2$		$0,44 \cdot b_2$		$0,31 \cdot b_2$	
$A_{1,KEM}$	Trim	EI	Trim	EI	Trim	EI	Trim	EI	Trim	EI	Trim	EI	Trim	EI	Trim	EI	Trim	EI
A_1	0,80	0,65	0,80	0,61	0,80	0,56	0,80	0,51	0,80	0,47	0,80	0,42	0,80	0,38	0,80	0,29	-	-
$0,93 \cdot A_1$	0,78	0,70	-	-	0,78	0,60	-	-	0,78	0,50	-	-	0,78	0,41	0,78	0,31	-	-
$0,81 \cdot A_1$	0,73	0,80	-	-	-	-	-	-	0,73	0,58	-	-	-	-	-	-	-	-
$0,73 \cdot A_1$	0,70	0,89	0,70	0,83	0,70	0,77	0,70	0,71	0,70	0,64	0,70	0,58	0,70	0,52	0,70	0,39	0,70	0,28
$0,65 \cdot A_1$	0,67	1,00	-	-	-	-	-	-	0,67	0,72	-	-	-	-	-	-	-	-
$0,57 \cdot A_1$	0,63	1,14	-	-	0,63	0,98	-	-	0,63	0,82	-	-	0,63	0,66	-	-	-	-
$0,51 \cdot A_1$	0,60	1,28	-	-	-	-	-	-	0,60	0,92	-	-	-	-	-	-	-	-
$0,45 \cdot A_1$	0,58	1,45	-	-	0,58	1,25	-	-	0,58	1,04	-	-	0,58	0,84	0,58	0,64	-	-
$0,34 \cdot A_1$	0,52	1,92	-	-	-	-	-	-	0,52	1,38	-	-	-	-	-	-	-	-

Das Betriebskennfeld des querschnittsvariablen Radialverdichters mit aktiver KEM ist in Abb. 6.29 (links) dargestellt. Es zeigt sich, dass mit dem Einsatz der KEM die stabile Kennfeldbreite signifikant erweitert wird:

Der querschnittsvariable Radialverdichter mit aktiver KEM erreicht eine stabile, dimensionslose Kennfeldbreite $FR = 0,76 \dots 0,82$, das entspricht einer maximalen Kennfelderweiterung durch die KEM von $\Delta FR = 0,51$ (Abb. 6.30). Bei Umfangsgeschwindigkeiten von $u_2 \geq 420$ m/s wird durch den Einsatz der KEM sowohl der Druckaufbau, als auch der isen-

trope Wirkungsgrad auf der gesamten Kennfeldbreite um bis zu 2 % gesteigert. Für Umfangsgeschwindigkeiten von $u_2 \leq 420$ m/s wird an der Pumpgrenze eine Wirkungsgradsteigerung von über 4 % und an der Stopfgrenze von maximal 1 % erreicht (Abb. 6.29, rechts).

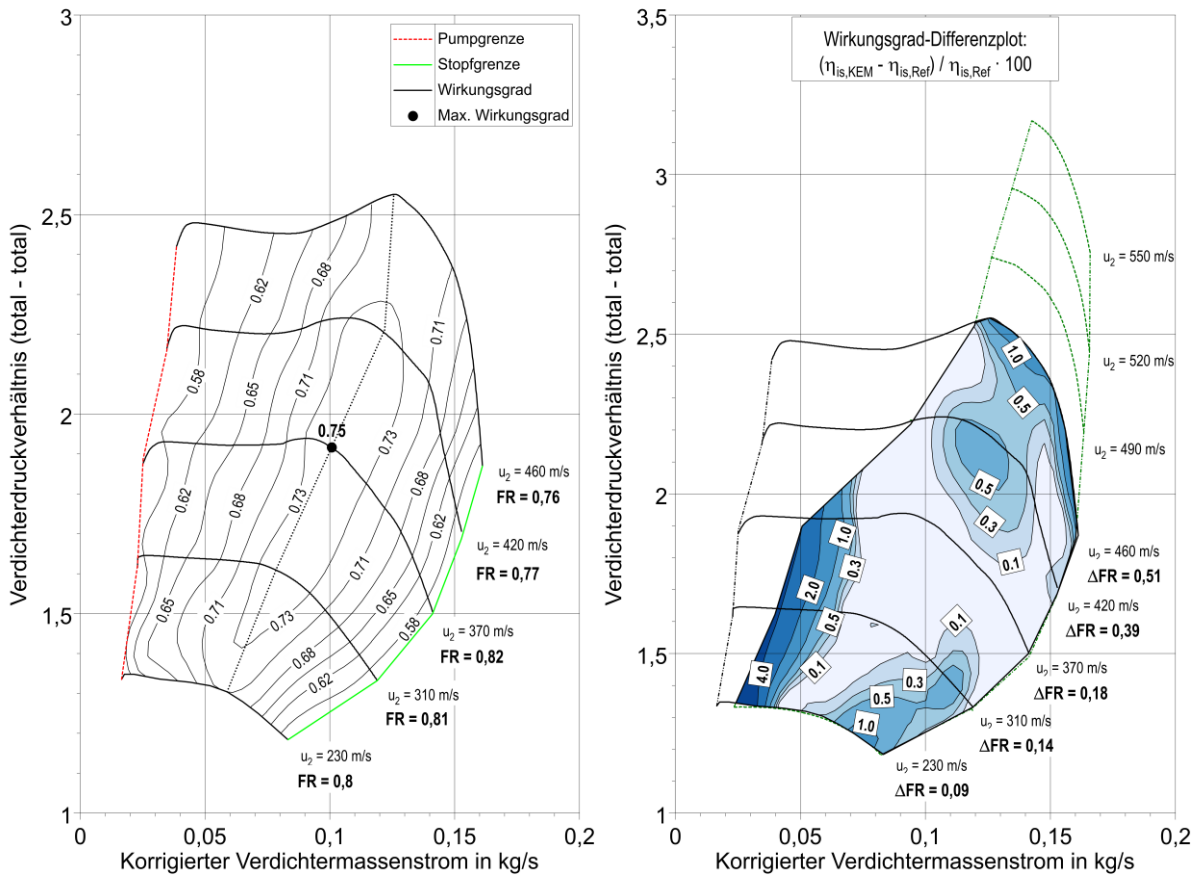


Abbildung 6.29 - VCSC-Kennfeld mit aktiver kennfelderweiternder Maßnahme inklusive der dimensionslosen Kennfeldbreiten FR für jede Linie konstanter Umfangsgeschwindigkeit (links) und Vergleich mit dem Referenzkennfeld ohne KEM inklusive der dimensionslosen Kennfelderweiterung ΔFR (rechts)

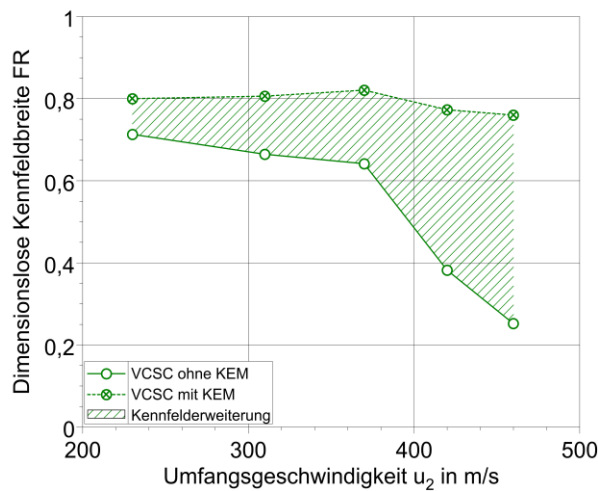


Abbildung 6.30 - Dimensionslose Kennfeldbreite VCSC mit und ohne KEM

Daraus ergeben sich folgende Erkenntnisse für den querschnittsvariablen Radialverdichter:

- Das Potenzial für eine Kennfelderweiterung mittels variabler Querschnitte am Laufraudeintritt und -austritt ist weitgehend unabhängig von dem charakteristischen Betriebsverhalten des Basisverdichters.
- Bei subsonischer Schaufelanströmung ($Ma_{1,rel,sh} \leq 0,9$) lässt sich mit der KEM eine stabile Kennfeldbreite von $FR \geq 0,8$ erreichen.
- Bei transsonischer Schaufelanströmung ($Ma_{1,rel,sh} \geq 0,9$) lässt sich mit der KEM eine stabile Kennfeldbreite von $FR \geq 0,75$ darstellen.
- Das Potenzial zur Kennfelderweiterung steigt zusammen mit der Anström-Mach-Zahl auf $\Delta FR \geq 0,5$ an.
- Bei einer konsequenten Auslegung der Verdichterstufe auf den unteren Kennfeldbereich lässt sich im oberen Kennfeldbereich ($Ma_{1,rel,sh} \geq 0,9$) das Betriebsverhalten auf der gesamten Kennfeldbreite zwischen Pump und Stopfgrenze mit Hilfe der KEM positiv beeinflussen.
- Im unteren Kennfeldbereich ($Ma_{1,rel,sh} \leq 0,9$) kann der Stufenwirkungsgrad an der Pumpgrenze um mehr als 4 % gesteigert werden.

Wird die Querschnittsvariabilität getrennt nach Maßnahme am Eintritt oder Austritt des Verdichterlaufrads betrachtet, wird deutlich, dass sich das Wirkprinzip grundlegend unterscheidet. Abbildung 6.31 zeigt alle gemessenen Kennfelder mit einer reinen Reduzierung des Eintrittsquerschnitts mittels der variablen Irisblende (links) und der alleinigen Verringerung der Diffusorbreite durch die variable Diffusorwand (rechts).

Bei der Reduzierung des Eintrittsquerschnitts reduziert sich das Durchmesser Verhältnis, während das Flächenverhältnis des Verdichterlaufrads ansteigt. Jede Flächenreduzierung führt zu einer Verringerung des Inzidenzwinkels an der Pumpgrenze und damit zu einer Verschiebung der Pumpgrenze zu kleineren Massenströmen über den gesamten Betriebsbereich ($u_2 = 230 \dots 460$ m/s). Gleichzeitig wird durch die Strömungsbeschleunigung vor dem Laufraudeintritt zusätzlich statischer Druck abgebaut. Daraus resultiert ein Abfall des Totaldrucks und damit bei identischem Stufendruckaufbau eine zunehmende Reduzierung des Stufen druckverhältnisses. Weiterhin fällt der Stufenwirkungsgrad infolge des Anstiegs des Totaldruckverlusts zu hohen Massenströmen stärker ab. Das hat eine signifikante Verschiebung der Stopfgrenze, welche üblicherweise im Bereich $\eta_{is,V} = 0,5 \dots 0,55$ angenommen wird (vgl. Abschn. 2.2) und in der vorliegenden Dissertation bei einem isentropen Verdichterwirkungsgrad von $\eta_{is,V} = 0,55$ definiert ist, zu niedrigeren Massenströmen zur Folge (Abb. 6.31, links).

Dem gegenüber stellt sich der kennfelderweiternde Effekt durch die variable Diffusorbreite erst bei Umfangsgeschwindigkeiten $u_2 > 370$ m/s ein. Bei dieser Umfangsgeschwindigkeit liegt die Umfangs-Mach-Zahl bei $Ma_{u,2} > 0,9$, weshalb die absolute Komponente der Strömungsgeschwindigkeit im Diffusoreintritt schon bei kleinen Massenströmen im Überschallbereich liegt. In diesem Betriebsbereich haben Strömungsinstabilitäten innerhalb des Diffusors einen großen Anteil an dem Zusammenbruch der Verdichterströmung beim Erreichen der

Pumpgrenze. Die Kennfeldbeeinflussung durch die variable Diffusorbreite teilt sich in drei Bereiche auf, die anhand von Abb. 6.31 (rechts) im Folgenden erörtert werden.

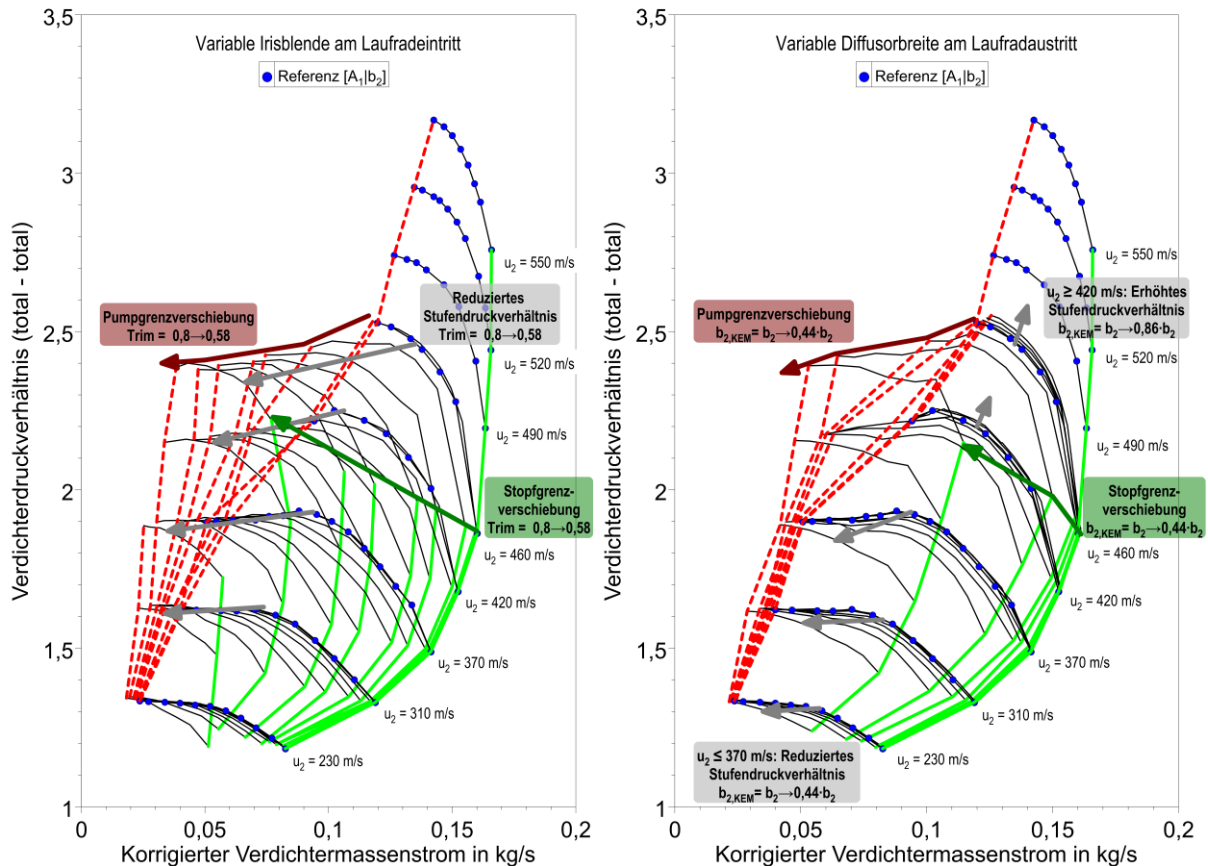


Abbildung 6.31 - Kennfeldbeeinflussung mit einer variablen Irisblende am Laufradeintritt (links) und mit einer variablen Diffusorbreite am Laufradaustritt (rechts)

Bis zu einer Reduzierung der Diffusorbreite auf $b_{2,KEM} \geq 0,79 \cdot b_2$ ist kein Einfluss auf die Pump- oder Stopfgrenzlage vorhanden. Allerdings kann mit dieser Breitenreduktion ab einer Umfangsgeschwindigkeit $u_2 \geq 420$ m/s eine Steigerung des Stufendruckverhältnisses erzielt werden indem die Diffusorbreite auf $b_{2,KEM} = 0,86 \cdot b_2$ reduziert wird.

Diffusorbreiten zwischen $0,72 \cdot b_2 \geq b_{2,KEM} \geq 0,65 \cdot b_2$ erreichen bei einer Umfangsgeschwindigkeit von $u_2 = 420$ m/s eine deutliche Verschiebung der Pumpgrenze. Bei höheren Umfangsgeschwindigkeiten ist nur eine sehr geringe Kennfelderweiterung zu verzeichnen. Bei diesen Diffusorbreiten fällt das Stufendruckverhältnis zusehends mit abnehmender Drehzahl. Weiterhin beginnt eine mit sinkender Diffusorbreite zunehmende Verschiebung der Stopfgrenze in Richtung geringerer Massenströme.

Wird die Diffusorbreite weiter reduziert ($0,58 \cdot b_2 \geq b_{2,KEM} \geq 0,44 \cdot b_2$) kann das Kennfeld auch bei maximaler Umfangsgeschwindigkeit ($u_2 = 460$ m/s) merklich zu niedrigeren Massenströmen erweitert werden. Gleichzeitig tritt eine deutliche Verringerung des Stufendruckaufbaus und des maximalen Massenstroms auf.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass die Irisblende im Vergleich mit der variablen Diffusorbreite die größere Kennfeldverschiebung erreicht, aber auch den höheren Verlust an Stufendruckaufbau und maximalem Massenstrom verursacht. Insgesamt lässt sich mit dieser Maßnahme eine Erweiterung des gesamten Betriebskennfelds zu niedrigen Massenströmen realisieren.

Die variable Diffusorbreite als KEM kann erst ab einer Umfangs-Mach-Zahl $Ma_{u,2} > 0,9$ eine merkliche Kennfeldverschiebung erreichen und zusätzlich tritt eine Verbesserung des Stufendruckaufbaus im restlichen Kennfeld ein. Die Druckverluste bei der Pumpgrenzverschiebung im Vergleich zur Irisblende fallen minimal geringer aus.

Um das Zusammenspiel beider Maßnahmen zu veranschaulichen, werden die resultierenden Verdichterkennfelder für ähnliche Laufradflächenverhältnisse verglichen. In Abb. 6.32 sind für einen ersten Vergleich die Kennfelder für zwei KEM Stellungen und die Referenzkonfiguration ($[A_1|b_2]$, $[0,73 \cdot A_1|0,72 \cdot b_2]$ und $[0,45 \cdot A_1|0,44 \cdot b_2]$) dargestellt.

Mit dieser KEM-Kombination kann zum einen der Verlust des Stufendruckverhältnisses bei der Pumpgrenzverschiebung gesenkt werden (Abb. 6.32, links), zu anderen wird im unteren Drehzahlbereich eine Wirkungsgradsteigerung an der Pumpgrenze von über 4 % erzielt (Abb. 6.32, rechts).

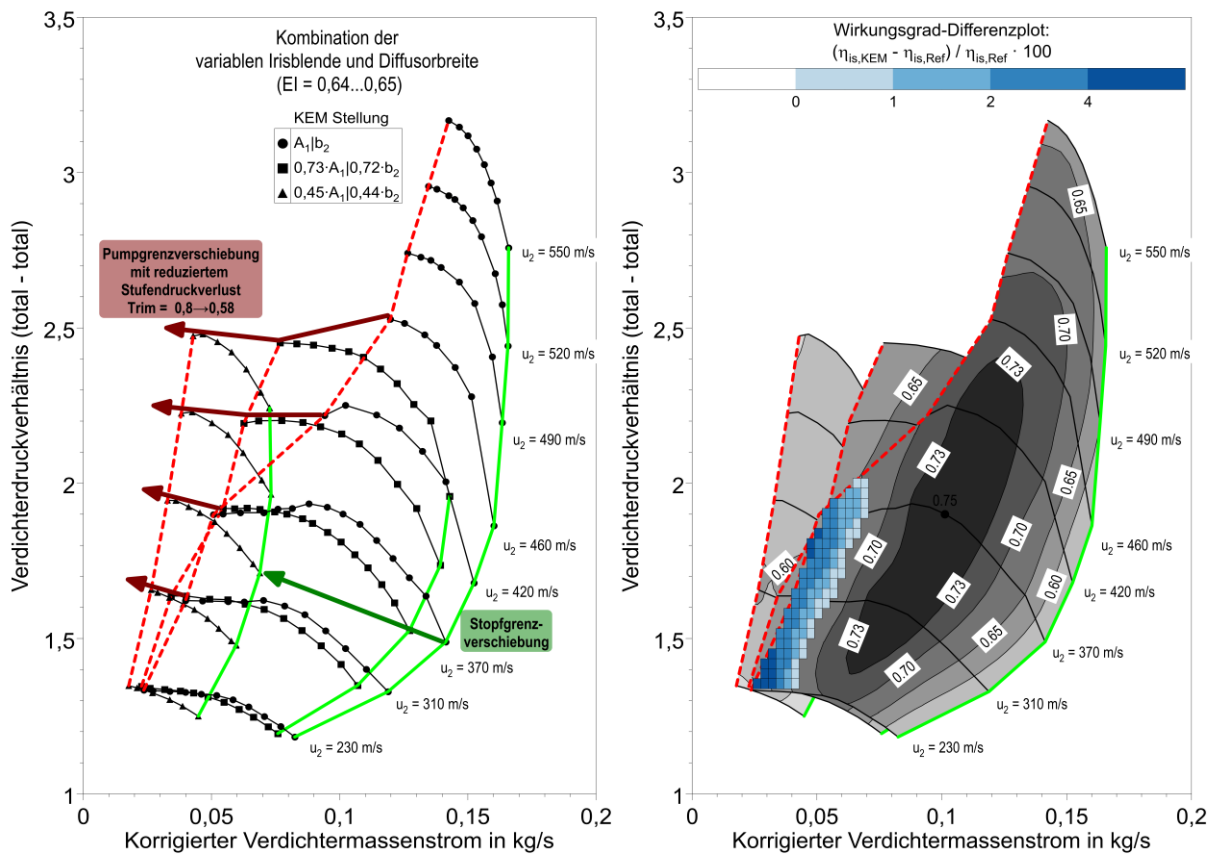


Abbildung 6.32 - Kennfeldbeeinflussung mit einer Kombination der variablen Irisblende und Diffusorbreite für ein ähnliches Laufrad-Flächenverhältnis von $EI = 0,64 \dots 0,65$

Wird das Laufrad-Flächenverhältnis mit den KEM gesenkt, reduziert sich ebenfalls die Kennfelderweiterung, wie in Abb. 6.33 (links) zu sehen ist. Hier werden die Kennfelder für zwei KEM mit reduziertem Flächenverhältnis mit der Referenzkonfiguration verglichen ($[A_1|b_2]$, $[A_1|0,86 \cdot b_2]$ und $[0,81 \cdot A_1|0,72 \cdot b_2]$). Bei der Betrachtung der Wirkungsgraddifferenz zwischen dem Referenzkennfeld und einer auf $b_{2,KEM} = 0,86 \cdot b_2$ reduzierten Diffusorbreite (Abb. 6.33, rechts) zeigt sich, dass der isentrope Wirkungsgrad im oberen Kennfeldbereich ($u_2 = 420 \dots 460$ m/s) um 1...2 % gesteigert werden kann. An der Pumpgrenze wird mit der Kombination eines Eintrittsquerschnitts von $A_{1,KEM} = 0,81 \cdot A_1$ und einer Diffusorbreite von $b_{2,KEM} = 0,72 \cdot b_2$ ebenfalls eine Wirkungsgradsteigerung von 1...2 % erreicht.

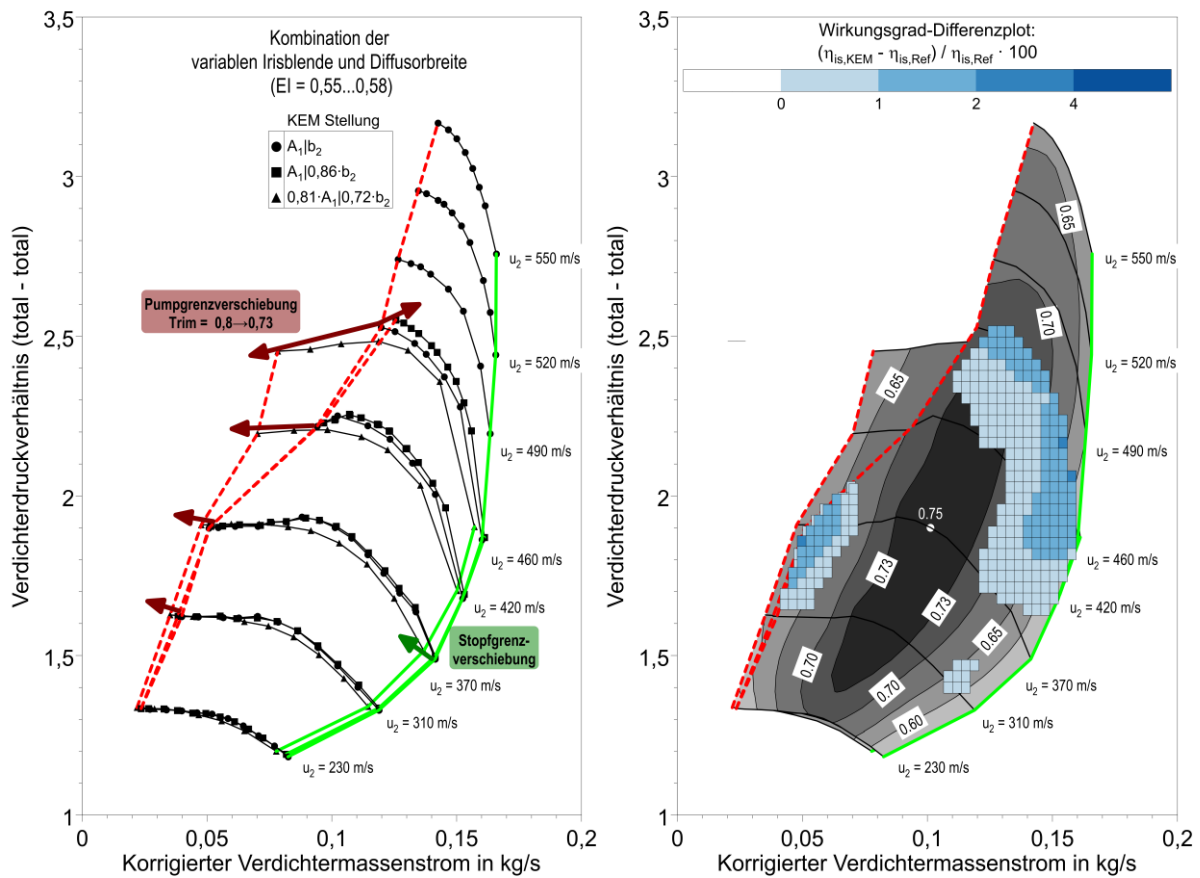


Abbildung 6.33 - Kennfeldbeeinflussung mit einer Kombination der variablen Irisblende und Diffusorbreite für ein ähnliches Laufrad-Flächenverhältnis von $EI = 0,55 \dots 0,58$

Zusammenfassend verdeutlichen die Kennfeldmessungen mit KEM, dass die Kombination beider Querschnittsvariabilitäten nicht nur eine signifikante Kennfelderweiterung realisiert, sondern auch eine Verbesserung des Betriebsverhaltens (Druckverhältnis und Wirkungsgrad) in großen Kennfeldbereichen abseits des Auslegungspunkts erreicht. Hierbei hat die variable Eintrittsblende ihre Stärke im Bereich der Pumpgrenzverschiebung im gesamten Kennfeld. Die variable Diffusorbreite erreicht eine Kennfelderweiterung nur bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten, hat aber insbesondere den Vorteil, dass sie in der Lage ist, das Stufendruckverhältnis im gesamten Kennfeld zu erhöhen. In Kombination erreichen die KEM eine

Verbesserung des Stufenwirkungsgrads an der Pump- und Stopfgrenze, sowie auf der gesamten Kennfeldbreite bei Umfangsgeschwindigkeiten von $u_2 \geq 420$ m/s.

6.3 Dimensionslose Stufenkenngrößen

Die Ergebnisse aus der Messkampagne des querschnittsvariablen Verdichters zeigen, dass das Durchmesser- und das Flächenverhältnis eines Verdichterlaufrads primär für das Betriebsverhalten verantwortlich sind. Die optimale Kombination aus beiden Stufenkenngrößen variiert im Verdichterkennfeld abhängig von der Lage des betrachteten Betriebspunkts.

Werden die dimensionslosen Stufenkenngrößen der optimalen KEM-Stellungen des Verdichters im Betriebsbereich zwischen Pump und Stopfgrenze betrachtet (Abb. 6.34, links), zeigt sich, dass das optimale Laufrad-Durchmesser Verhältnis (*Trim*) in Richtung der Pumpgrenze abfällt. Eine Reduzierung des *Trim* ist beim VCSC bereits bei einem Pumpgrenzabstand von $SM=0,7$ vorteilhaft. Im Gegensatz zum Ergebnis der Voruntersuchung gibt es keinen eindeutigen Trend das Laufrad-Flächenverhältnis (*EI*) Richtung Pumpgrenze zu reduzieren. Erst bei der maximalen Umfangsgeschwindigkeit ($u_2 = 490$ m/s) stellt sich dieser Zusammenhang zwischen Pumpgrenzabstand und reduziertem Flächenverhältnis ein.

Werden die Ergebnisse drehzahlgemittelt und das optimale Flächenverhältnis bei relativen Anström-Mach-Zahlen von $Ma_{1,rel,sh} < 1,15$ und $Ma_{1,rel,sh} \geq 1,15$ separat betrachtet, ergibt sich der Zusammenhang in Abb. 6.34 (rechts). Hieraus lässt sich eine Regelstrategie für die KEM ableiten. Ab einem dimensionslosen Pumpgrenzabstand von $SM = 0,6$ wird das Durchmesser Verhältnis kontinuierlich von $Trim = 0,8$ auf $Trim = 0,58$ reduziert. Hierbei wird bei Anström-Mach-Zahlen unter 1,15 mit der variablen Diffusorbreite das Flächenverhältnis konstant auf $EI = 0,65$ gehalten.

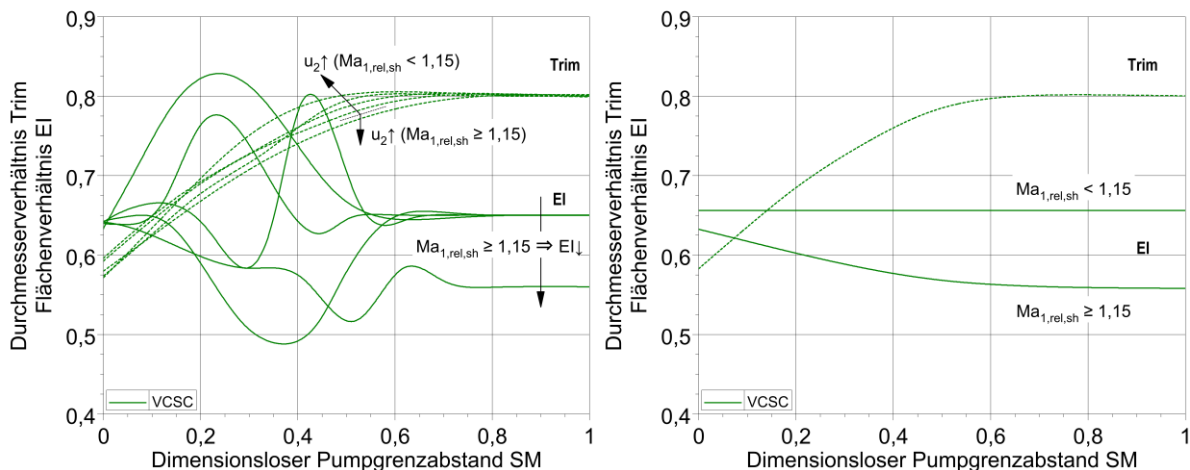


Abbildung 6.34 - Betriebspunktabhängig verwendete Stufenkenngrößen für verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten (links) und Ableitung optimaler Durchmesser- (*Trim*) und Flächenverhältnisse (*EI*) (rechts) im Betriebsbereich zwischen Pump- und Stopfgrenze

Wird ein Betriebspunkt mit einer Anström-Mach-Zahl $Ma_{1,rel,sh} \geq 1,15$ angefahren wird in dem Betriebsbereich rechts des Auslegungspunkts ($SM = 0,6 \dots 1$) die Diffusorbreite, bei kom-

plett geöffneter Irisblende, auf $b_2 = 0,86$ reduziert. Bei einem dimensionslosen Pumpgrenzabstand von $SM \leq 0,6$ wird der variable Diffusor und gleichzeitig die Irisblende geschlossen. Hierbei wird das Durchmesser Verhältnis kontinuierlich auf $Trim = 0,58$ gesenkt, während das Flächenverhältnis bis auf $EI = 0,65$ angehoben wird.

Mit dieser Regelungsstrategie wird ein dynamischer Betrieb des querschnittsvariablen Verdichters ermöglicht. Die bisherigen Ergebnisse lassen darauf schließen, dass sich mit einer kontinuierlichen, kennfeldbasierten Regelung das Wirkungsgradpotenzial der vorgestellten Maßnahmen weiter vergrößert.

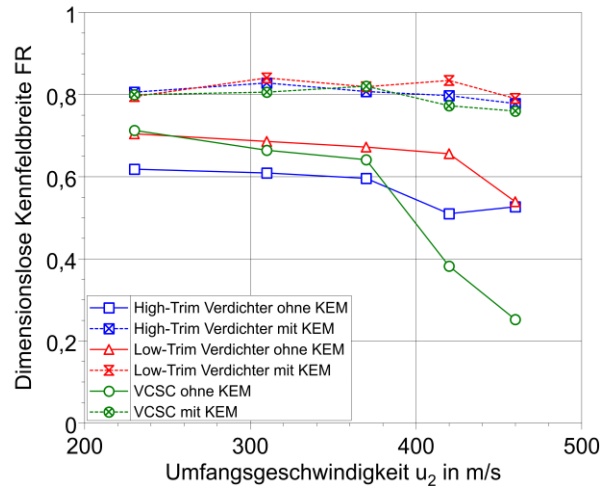


Abbildung 6.35 - Vergleich der stabilen Kennfeldbreiten von allen experimentell gemessenen Verdichtern mit und ohne Querschnittsvariabilität am Laufradein- und Austritt

Die Kennfelderweiterung, die alle drei untersuchten Verdichterstufen bei einem statischen Einsatz der Querschnittsvariabilität nachgewiesen haben, ist in Abb. 6.35 dargestellt. Auf dieser Grundlage darf davon ausgegangen werden, dass eine stabile Kennfeldbreite von $FR \geq 0,8$, mit einer Vielzahl unterschiedlicher Verdichterstufen erreicht wird, wenn eine kontinuierlich geregelte, variable Eintrittsblende in Kombination mit einer kontinuierlich geregelten, variablen Diffusorbreite eingesetzt wird.

Abschließend werden die experimentell ermittelten Daten der drei Verdichterstufen mit KEM dafür genutzt das Cordier-Diagramm, für die in dieser Arbeit betrachtete typische Verdichterbaugröße kleiner Downsizing-Ottomotoren, zu erweitern. In Abb. 6.36 ist das Cordier-Diagramm aus Abb. 4.2 [100], um diese Verdichterbaugröße erweitert, dargestellt.

Es zeigt sich, dass alle drei Verdichter außerhalb des empfohlenen Anwendungsbereichs für Turboverdichter liegen. Da alle drei den angesetzten, maximalen Wirkungsgrad der Verdrängerverdichter übertreffen, kann der Bereich der Turboverdichter entsprechend erweitert werden. Die Linie maximalen Verdichterwirkungsgrads kann auf Grundlage dieser Datenbasis ebenfalls korrigiert werden. Es fällt auf, dass diese kleinen Radialverdichter eine neue Linie für das optimale Verhältnis aus Durchmesserzahl δ und spezifischer Drehzahl n_s definieren. Die geringe Datenstreuung zwischen den drei Verdichterstufen verdeutlicht, dass bei der Auslegung kleiner hochdrehender Radialverdichter nicht ohne weiteres auf die Datenbasis

großer Radialverdichter zurückgegriffen werden kann. Vielmehr ist es notwendig, bestehende Korrelationen zu überprüfen, und für die Bauart der in hohen Stückzahlen produzierten kleinen Downsizing-Verdichter kontinuierlich zu erweitern.

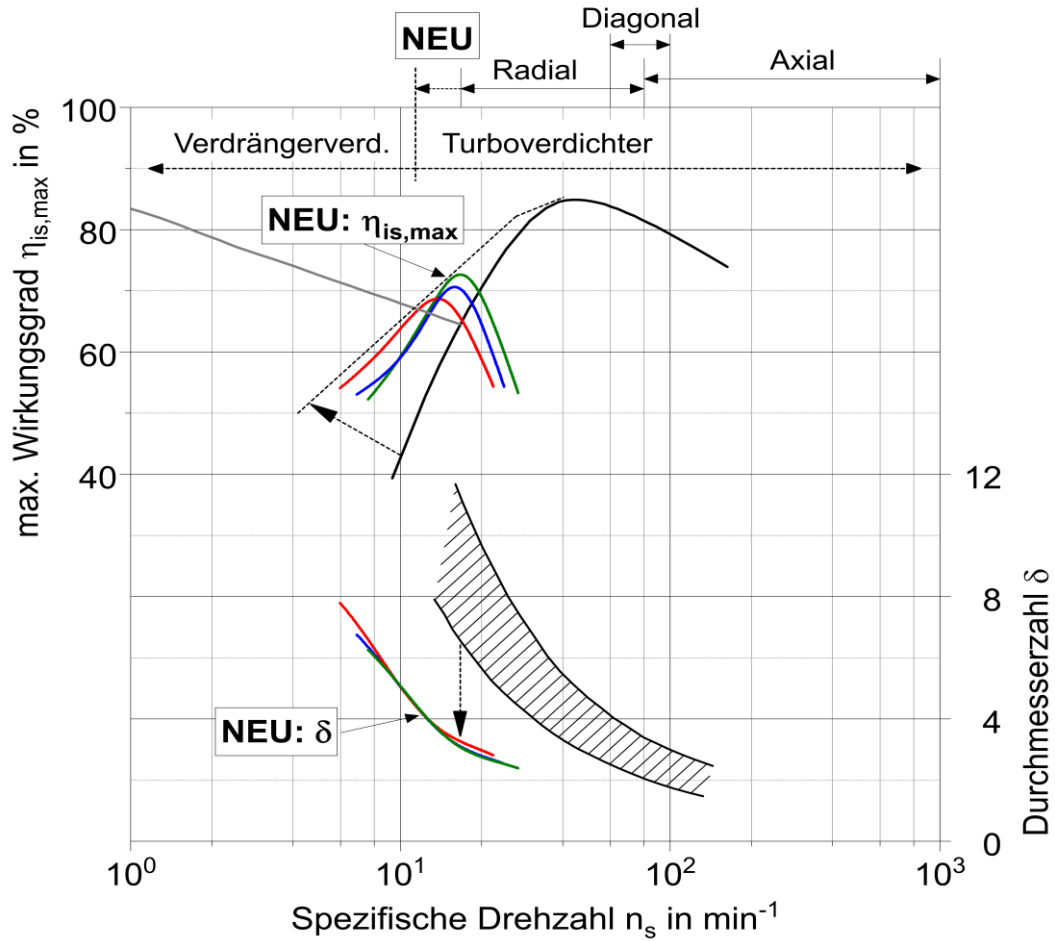


Abbildung 6.36 - Erweitertes Cordier-Diagramm für kleine hochdrehende Turboverdichter

7 Schlussfolgerungen und Ausblick

7.1 Schlussfolgerungen

Angepasste Ladungswechselstrategien moderner Downsizing-Motoren der ersten und zweiten Generation stellen neue Anforderung an die Entwicklung kleiner Radialverdichter. Die Forderung nach hohen Kennfeldbreiten und der Maximierung des Verdichterwirkungsgrads im Teillastbereich erfordern eine Weiterentwicklung konventioneller Auslegungsstrategien. Insbesondere durch die Applizierung von aktiven kennfelderweiternden Maßnahmen eröffnen sich neue Freiheitsgrade bei der Stufenauslegung.

In der vorliegenden Arbeit wurde eine Verdichterstufe mit den Zielen eines großen stabilen Betriebsbereichs und eines hohen Spitzenwirkungsgrads im Teillastbereich ausgelegt und experimentell gemessen. Die Auswahl der dimensionslosen Stufenparameter wurde hierbei bewusst zulasten des stabilen transsonischen Betriebsbereichs getroffen. Durch diese Strategie konnte ein maximaler isentroper Verdichterwirkungsgrad von 75 % und eine stabile mit dem Massenstrom an der Stopfgrenze normierte Kennfeldbreite $FR = 0,64...0,71$ im unteren Kennfelddrittel erreicht werden. Im überwiegenden Teil des transsonischen Verdichterkennfelds wurden ebenfalls isentrope Wirkungsgrade zwischen 70...74 % bei einem maximalen Druckverhältnis von $\pi_{V,t-t} = 3,2$ realisiert, wobei sich die stabile Kennfeldbreite wie erwartet, auf $FR = 0,14...0,38$ reduzierte.

Für die Erweiterung des stabilen Betriebsbereichs wurden eine Irisblende am Verdichtereintritt und eine variable Diffusorwand appliziert. Diese Bauform ermöglichte die Realisierung einer großen Erweiterung des stabilen Betriebsbereichs ohne Einbußen beim Spitzenwirkungsgrad und beim maximalen Massenstrom. Mithilfe der aktiven kennfelderweiternden Maßnahme konnte die prognostizierte Erweiterung des stabilen Betriebsbereichs im gesamten untersuchten Verdichterkennfeld von $FR = 0,25...0,71$ auf $FR = 0,76...0,82$ experimentell validiert werden. Die Übertragbarkeit der kennfelderweiternden Maßnahme wurde für zwei kommerzielle Verdichterstufen nachgewiesen. Bei diesen Messungen wurden die stabilen Kennfeldbreiten beider Verdichterstufen von $FR = 0,51...0,70$ auf $FR = 0,78...0,83$ erweitert.

Basierend auf den experimentellen Untersuchungen konnte aufgezeigt werden, dass beide Maßnahmen alleine bereits das Potenzial für eine signifikante Erweiterung des stabilen Betriebsbereichs hatten. Mit der Kombination beider Querschnittsvariabilitäten wurde, bei subsonischer Laufradanströmung, eine Steigerung des isentropen Wirkungsgrads an der Pumpgrenze von über 4 % gegenüber der Referenz erzielt. Bei transsonischer Laufradanströmung konnte der isentrope Wirkungsgrad auf der gesamten Kennfeldbreite um bis zu 2 % im Vergleich zur Referenz gesteigert werden.

Anhand von numerischen Strömungssimulationen wurde das strömungsmechanische Wirkprinzip beider Maßnahmen detailliert beschrieben. Es wurde dargelegt, dass die Irisblende an der Pumpgrenze die Fehlanströmung an der Schaufelvorderkante reduzierte, wodurch

Strömungsablösungen auf der Saugseite der Laufschaufeln reduziert wurden. Diese Stabilisierung der Laufradanströmung ging zulasten des Stufendruckaufbaus und der Stabilität der Diffusorströmung. Der Einfluss der variablen Diffusorbreite auf die Laufradanströmung war gering. Allerdings konnte in einem großen Kennfeldbereich die Diffusorströmung stabilisiert und die Minderumlenkung im Laufradaustritt reduziert werden. Hierdurch wurden der Stufenwirkungsgrad und Druckaufbau bei hohen Umfangs-Mach-Zahlen verbessert.

Abschließend wurde mit der untersuchten Geometrievariation eine Betriebsstrategie für eine Regelung der aktiven kennfelderweiternden Maßnahmen entwickelt, wobei das Laufrad-Flächenverhältnis abhängig von der relativen Anström-Mach-Zahl eingestellt wurde. Zusätzlich wurde auf Basis der gesammelten Daten eine Erweiterung des Cordier-Diagramms für kleine, hochdrehende Turboverdichter erarbeitet. Hierbei konnte der empfohlene Parameterbereich der Radialverdichter in Richtung niedriger spezifischer Drehzahlen von $\delta = 16,4$ auf $\delta = 11,4$ erweitert werden. Das entspricht einer Erweiterung des Optimalbereichs für Radialverdichter im Cordier-Diagramm um ca. 8 %. Weiterhin wurde aufgezeigt, dass der Optimalbereich der Durchmesserzahl für diese Baugröße um einen Faktor 2...3 geringer ist, als bei großen Radialverdichtern.

Zusammenfassend konnte in der vorliegenden Arbeit der Nachweis erbracht werden, dass mit der vorgestellten ganzheitlichen Auslegungsstrategie für kleine querschnittsvariable Radialverdichter heutige Anforderungen an Turboverdichter, für Downsizing-Motoren der ersten und zweiten Generation hinsichtlich stabiler Kennfeldbreite und Spitzenwirkungsgrad erfüllt werden können, ohne auf ein zweistufiges Aufladeaggregat zurückgreifen zu müssen. In diesem kostengetriebenen Hubraumsegment bis 2 Liter kann mit dem entwickelten Verdichter-Design eine erhebliche Bauraum- und Kostenreduktion für das Aufladesystem realisiert werden.

7.2 Ausblick

Die Kennfeldmessungen mit aktiven kennfelderweiternden Maßnahmen waren in der vorliegenden Arbeit durch das Turbinenschluckvermögen und die Tragfähigkeit des Axiallagers begrenzt. Als Folge konnten mit reduziertem Querschnitt keine Betriebspunkte mit einer Umfangsgeschwindigkeit über 460 m/s angefahren werden. Auch wenn der Trend der erzielten Pumpgrenzverschiebung nicht darauf schließen lässt, dass Einschränkungen bei den höheren Drehzahlen zu erwarten sind, sollte dieser Bereich mit einer ausreichend dimensionierten Turbine und einem verstärkten Axiallager validiert werden.

Weiterhin sollte das dynamische Betriebsverhalten des querschnittsvariablen Verdichters mit einer variablen Turbinengeometrie untersucht werden. Hierbei kann eine kennfeldbasierte Regelung entsprechend der in Abschn. 6.3 vorgestellten Regelstrategie für die KEM appliziert werden. Auf dieser Basis müssen die Regelstrategien der KEM und der VTG aufeinander abgestimmt werden. Es empfiehlt sich im ersten Schritt einen Closed-Loop Aufbau mit möglichst geringem Rohrleitungsvolumen zwischen Verdichter und Turbine zu verwenden. Im zweiten Schritt sollte die Regelstrategie auf einem Motorenprüfstand finalisiert werden.

Der Fokus der Kennfeldmessungen sollte auf dynamischen Lastwechseln des ATL liegen. Hierbei müsste zum einen die Trägheit der Luftsäule zwischen Verdichteraustritt und Turbineneintritt analysiert werden. Weiterhin muss die dynamische Axiallagerbelastung quantifiziert und das Axiallager gegebenenfalls an die erhöhte Belastung angepasst werden. Am Motor sollten vor allem Lastwechsel zwischen Voll- und Teillast hinsichtlich des Ansprechverhaltens betrachtet werden. Auf Basis dieser Untersuchungen können die notwendigen Stellzeiten definiert und die Aktuatoren entsprechend entwickelt werden. Das Aufschwingen der Luftsäule, infolge der gegenseitigen Interaktion zwischen den verschiedenen Regelorganen (KEM, VTG, variabler Ventiltrieb und Drosselklappe), muss dabei zwingend vermieden werden.

Abschließend sollte untersucht werden, ob sich die Drosselklappe mit einer vergleichbaren Dynamik durch das anteilige Schließen der KEM ersetzen lässt. Hierbei steigt die Komplexität der Betriebsstrategie hinsichtlich einer Begrenzung des Axialschubs und der Vermeidung von Pumpereignissen. Weiterhin muss die Werkstoffauswahl der Verdichterstufe hinsichtlich der deutlich erhöhten Betriebstemperaturen, die durch die erzwungene Rückströmung des verdichteten Fluids auftreten, bewertet und gegebenenfalls angepasst werden.

Literaturverzeichnis

- [1] Daimler, G. (1885): Gas- bzw. Petroleum-Kraftmaschine, Patentschrift, Kaiserliches Patentamt, 3. April 1885, No. 34926
- [2] Fersen, O. (1986): Ein Jahrhundert Automobiltechnik - Personenwagen, VDI Verlag, ISBN 3-18-400620-4
- [3] Roots, P.H. (1860): Blower, Patentschrift, United States Patent Office, 25. Sep. 1860, No. 30157
- [4] Hack, G.; Langkabel, G.I. (2003): Turbo- und Kompressormotoren, Motorbuch Verlag, ISBN 3-613-01950-7
- [5] Büchi, A. (1905): Verbrennungskraftmaschinenanlage, Patentschrift, Kaiserliches Patentamt, 16. Nov. 1905, No. 204630
- [6] Claus Rothe (1989): Deutsche Seebäderschiffe 1830 bis 1939, Transpress VEB Verlag für Verkehrswesen, Berlin, ISBN 3-344-00393-3
- [7] Umweltbundesamt (2016): Grenzwerte für Schadstoffemissionen von PKW, www.umweltbundesamt.de/themen/verkehr-laerm/emissionsstandards/pkw-leichte-nutzfahrzeuge, 20.04.2019 22:41 Uhr
- [8] van Basshuysen, R.; Schäfer, F. (2007): Handbuch Verbrennungsmotor - Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven, 4. Aufl., Vieweg & Sohn Verlag, ISBN 978-3-8348-0227-9
- [9] ICCT - The International Council on Clean Transportation (2018): Passenger car CO2 emissions and fuel consumption, normalized to NEDC, <https://www.theicct.org/chart-library-passenger-vehicle-fuel-economy>, 23.02.2020 16:29 Uhr
- [10] Grohe, H.; Russ, G. (2007): Otto- und Dieselmotoren - Arbeitsweise, Aufbau und Berechnung von Zweitakt- und Viertakt-Verbrennungsmotoren, 14. Aufl., Vogel Buchverlag, ISBN 978-3-8343-3078-9
- [11] RICHTLINIE 2008/50/EG (2008): Luftqualität und saubere Luft für Europa, DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES, 21. Mai 2008
- [12] Hiereth, H.; Prennunger, P. (2003): Charging the Internal Combustion Engine, Springer-Verlag, ISBN 978-3-211-33033-3
- [13] Pucher, H.; Zinner, K. (2012): Aufladung von Verbrennungsmotoren - Grundlagen, Berechnungen, Ausführungen, 4. Aufl., Springer-Verlag, ISBN 978-3-642-28990-3
- [14] Reif, K. (2016): Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik im Überblick - Konventioneller Antrieb, Hybridantriebe, Bremsen, Elektrik und Elektronik, 2. Aufl., Springer Vieweg, ISBN 978-3-658-04962-1
- [15] Baehr, H.D.; Kabelac, S. (2006): Thermodynamik - Grundlagen und technische Anwendungen, 13. Aufl., Springer-Verlag, ISBN 978-3-540-32513-0
- [16] SAE International (1995): Turbocharger Nomenclature and Terminology, SAE IC Powertrain Committee, J922_201106, 13. Juni 2011
- [17] Merker, G.P.; Baumgarten, C. (2000): Fluid- und Wärmetransport Strömungslehre, B. G. Teubner GmbH, ISBN 3-519-06385-9
- [18] Müller, D.; Grigoriadis, P. (2007): Dynamische Pumpgrenze - Dynamisches Verhalten von Turboladern nahe der Pumpgrenze, FVV Abschlussbericht, H833 - 2007, Vorhaben Nr. 845
- [19] Whitfield, A.; Baines, N.C. (1990): Design of Radial Turbomachines, Longman Group, ISBN 0-582-49501-6
- [20] Cumpsty, N.A. (2004): Compressor Aerodynamics, Longman Group, ISBN 1-57524-247-8

- [21] Baines, N.C. (2005): Fundamentals of Turbocharging, Concepts ETI, ISBN 0-933283-14-8
- [22] Japikse, D. (1996): Centrifugal Compressor Design and Performance, Concepts ETI, ISBN 0-933283-03-2
- [23] Aungier R.H. (2000): Centrifugal Compressors - A Strategy for Aerodynamic Design and Analysis, ASME Press, ISBN 978-0-7918-0093-5
- [24] Watson, N.; Janota, M.S. (1982): Turbocharging the Internal Combustion Engine, macmillan press, ISBN 978-0-333-24290-2
- [25] Fischer, T.; kleine Sextro, T.; Flinte, J.; Eilts, P.; Seume, J.R. (2018): Flow Range of Variable Cross-Section Compressors, Proceedings of 13th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, 16.-17.May 2018, London, UK
- [26] Semper, T. (2016): Fairer Vergleich durch ganzheitliche Betrachtung, auto motion, IAV-Kundenmagazin, 02/2016
- [27] Golloch, R.; Merker, G.P. (2005): Downsizing bei Verbrennungsmotoren - Grundlagen, Stand der Technik und zukünftige Konzepte, MTZ 2/2005, Vol. 66
- [28] Golloch, R. (2005): Downsizing bei Verbrennungsmotoren - Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung, Springer-Verlag, ISBN 3-540-23883-2
- [29] Königstein, A.; Grebe, U.D.; Wu, K.-J.; Larsson, P.-I. (2008): Differenzierte Analyse von Downsizing-Konzepten, MTZ 06/2008, Vol. 69
- [30] Schamel, A.; Pingen, B.; Limbach, S.; Foulkes, D. (2002): BDE Downsizing – Ist der Markt bereit?, VDI-Berichte, Nr. 1704
- [31] Willand, J.; Daniel, M.; Montefrancesco, E.; Geringer, B.; Hofmann, P.; Kieberger, M. (2009): Grenzen des Downsizing bei Ottomotoren durch Vorentflammungen, MTZ 05/2009, Vol. 70
- [32] Clenci, A.C.; Descombes, G.; Podevin, P.; Hara, V. (2007): Some aspects concerning the combination of Downsizing with turbocharging, variable compression ratio, and variable intake valve lift, Proc. IMechE, Vol. 221, Part D, J. Automobil Engineering
- [33] Bollig, C.; Habermann, K.; Schwaderlapp, M.; Yapici, K.I. (2001): Variable Verdichtung – Ein Weg zur effizienten Hochaufladung, MTZ 12/2001, Vol. 62
- [34] Pischinger, S.; Habermann, K.; Yapici, K.I.; Baumgarten, H.; Kemper, H. (2003): Der Weg zum konsequenten Downsizing – Motor mit kontinuierlich variablem Verdichtungsverhältnis in einem Demonstrationsfahrzeug, MTZ 05/2003, Vol. 64
- [35] Buchner, F.; Wedowski, S.; Sehr, A.; Glück, S.; Schernus, C. (2011): In-vehicle Optimization of 2-stage Turbocharging for Gasoline Engines, Int. J. of Automotive Engineering, Vol. 2, S. 143-148
- [36] Lotterman, J.; Kares, V.; Jeckel, D.; Di Martino, P. (2012): New Turbocharger Concept – for Gasoline Engines, MTZ 06/2012, Vol. 73
- [37] Heiduk, T.; Kuhn, M.; Stichmeir, M.; Unselt, F. (2011): Der neue 1,8-L-TFSI-Motor von Audi – Teil 2: Gemischbildung, Brennverfahren und Aufladung, MTZ 07-08/2011, Vol. 72
- [38] Medicke, M.; Brenner, A.; Günther, M. (2017): Ladungsbewegungskonzepte für moderne Brennverfahren, Springer Vieweg, Proc. Ladungswechsel im Verbrennungsmotor 2017, DOI 10.1007/978-3-658-22671-8_1
- [39] Scheidt, M.; Brands, C.; Kratzsch, M.; Günther, M. (2014): Kombinierte Miller-Atkinson-Strategie für Downsizing-Konzepte, MTZ 05/2014, Vol. 75
- [40] Scheidt, M.; Brands, C.; Lang, M.; Kratzsch, M.; Günther, M.; Elsner, N.; Spannaus, T.; Vogler, C. (2014): Kombinierte Miller-Atkinson-Strategie für zukünftige Downsizing-Konzepte, Springer Vieweg, Proc. Int. Motorenkongress 2014, DOI 10.1007/978-3-658-05016-0_16
- [41] Demmelbauer-Ebner, W.; Persigehl, K.; Görke, M.; Werstat, E. (2017): Der neue 1,5-l-

- Vierzylinder-TSI-Motor von Volkswagen, MTZ 02/2017, Vol. 78
- [42] Lang, O.; Habermann, K.; Wittler, M. (): Verbesserung des Betriebsverhaltens von Turbomotoren durch Verdichtervariabilitäten, 11. Aufladetechnische Konferenz, 21./22. September 2006, Dresden
- [43] Grigoriadis, P.; Benz, A.; Sens, M. (2011): Variable Trim Compressor - Ein neuer Ansatz für eine variable Verdichtergeometrie, 16. Aufladetechnische Konferenz, Dresden, S. 249–261
- [44] Grigoriadis, P.; Müller, S.; Benz, A.; Sens, M. (2011): Variable Trim Compressor - a new approach to variable compressor geometry, 10th Int. Conf. On Turbochargers and Turbocharging, Dresden, S. 111-120, DOI 10.1533/9780857096135.3a.111
- [45] Grigoriadis, P.; Böttcher, L.; Binder, E.; Sens, M. (2012): Advanced boosting technologies for future SI engine concepts, Proc. 11th Int. Conf. On Turbochargers and Turbocharging, Dresden, S. 41-52, DOI 10.1533/978081000342.41
- [46] Bogner, M.; Heldmann, M.; Artinger, A.; Ehrhard, J.; Beer, J. (2017): Turboladerverdichter mit variablem Einlass zur Realisierung hocheffizienter Antriebskonzepte, Springer Vieweg, Proc. Ladungswechsel im Verbrennungsmotor 2017, DOI 10.1007/978-3-658-22671-8_8
- [47] Flinte, J.; Eilts, P.; kleine Sextro, T.; Seume, J. (2017): Verdichtervariabilität zur Reduzierung des Scavenging im Low-End-Torque-Bereich eines einstufigen aufgeladenen Ottomotors, Springer Vieweg, Proc. Ladungswechsel im Verbrennungsmotor 2017, DOI 10.1007/978-3-658-22671-8_10
- [48] Flinte, J.; Sextro, T.; Eilts, P.; and Seume, J. (2018): Potentials of Variable Cross Section Compressor Regarding Surge Line and Compressor Efficiency Using Engine Test Bench Measurements and Engine Process Simulation, SAE Technical Paper 2018-37-0004, DOI 10.4271/2018-37-0004.
- [49] Gravdahl, J.T.; Egeland, O.; Vatland, S.O. (2001): Active surge control of centrifugal compressors using drive torque, Proc. IEEE Conference on Decision and Control, Vol. 2, S. 1286-1291, DOI 10.1109/.2001.981067
- [50] Ballis, C.; Barthelet, P.; Morreale, C. (2002): Elektronisch unterstützte Turboaufladung - Einfluss auf Downsizing und Übergangsmoment, MTZ 09/2002, Vol. 63
- [51] Frei, S.A.; Guzzella, L.; Onder, C.H.; Nizzola, C. (2006): Improved dynamic performance of turbocharged SI engine power trains using clutch actuation, Control Engineering Practice, Vol. 14(4), S. 363-373, DOI 10.1016/j.conengprac.2005.01.014
- [52] Dehner, R.; Selamet, A.; Steiger, M.; Sun, H.; Hanna, D.; Hu, L. (2016): Acoustic measurements from an automotive centrifugal compressor with a switchable dual-port casing treatment for extended operating range, Porc. ASME Turbo Expo, 13-17 June, Seoul, South Korea, GT2016-56705
- [53] Burgmann, S.; Fischer, T.; Rudersdorf, M.; Seume, J.R. (2016): Entwicklung eines Radialgebläses mit querschnittsvariablem Diffusor und Volute zur Wirkungsgradsteigerung im Teillastbetrieb, Proc. Lasermethoden in der Strömungsmesstechnik, 6-8 Sept., Cottbus
- [54] Fischer, T.; Burgmann, S.; Rudersdorf, M.; kleine Sextrom, T.; Seume, J.R. (2016): Investigation of a diffuser-volute combination with variable cross-sectional area for centrifugal fans, Proc. ASME Turbo Expo, 13-17 June, Seoul, South Korea, GT2016-56299
- [55] Jiao, K.; Sun, H.; Li, X.; Wu, H.; Krivitzky, E.; Schram, T.; Larosiliere, L.M. (2009): Numerical simulation of air flow through turbocharger compressors with dual volute design, J. Applied Energy, Vol. 86, S. 2494-2506, DOI 10.1016/j.apenergy.2009.02.019
- [56] Skoch, G.J. (2005): Experimental Investigation of Diffuser Hub Injection to Improve Centrifugal Compressor Stability, J. of Turbomachinery, Vol. 127, S. 107-117
- [57] Otani, K.; Aoki, Y. (2015): Suppression of Rotating Stall in a Low Speed Centrifugal Com-

- pressor by Fluid Injection from Variable Heights and Yaw Angles, Proc. Int. Gas Turbine Congress, 15-20 Nov., Tokyo, Japan, ISBN 978-4-89111-008-6
- [58] Whitfield, A.; Wallace, F.J.; Atkey, R.C. (1976): The effect of Variable Geometry on the Operating Range and Surge Margin of a Centrifugal Compressor, ASME Paper, 76-GT-98
- [59] Ishino, M.; Iwakiri, Y.; Bessho, A.; Uchida, H. (1999): Effects of Variable Inlet Guide Vanes on Small Centrifugal Compressor Performance, ASME Paper, 99-GT-157
- [60] Mohtar, H.; Chesse, P.; Yammine, A.; Hetet, J.F. (2008): Variable Inlet Guide Vanes in a Turbocharger Centrifugal Compressor: Local and Global Study, SAE Technical Paper, 2008-01-0301
- [61] Tan, J.; Wang, X.; Qi, D.; Wang, R. (2011): The effects of radial inlet with splitters on the performance of variable inlet guide vanes in a centrifugal compressor stage, Proc. IMechE, Vol. 225, Part C: J. Mechanical Engineering Science, DOI 10.1177/0954406211407799
- [62] Krivitzky, E.M.; Larosiliere, L.M. (2017): Novel centrifugal compressor architecture for wide-range operation: A feasibility assessment, Proc. ASME Turbo Expo, 26-30 June, Charlotte, NC, GT2017-65062
- [63] kleine Sextro, T.; Steglich, T.; Seume, J.R. (2015): Variable inlet guide vane device for a turbocharger compressor, Proc. Int. Gas Turbine Congress, 15-20 Nov., Tokyo, Japan, ISBN 978-4-89111-008-6
- [64] Sezal, I.; Lang, M.; Aalborg, C.; Chen, N.; Erhard, W.; Del Greco, A.S.; Tapinassi, L. (2015): Introduction of circumferentially non-uniform variable guide vanes in the inlet plenum of a centrifugal compressor for minimum losses and flow distortion, Proc. ASME Turbo Expo, 15-19 June, Montreal, Canada, GT2015-43467
- [65] Saad Eldin, K.M. (2001): Active stabilization of centrifugal compressor using adjustable geometry impeller, Proc. DETC'01, 9-12 Sep., Pittsburgh, PA, DETC2001/VIB-21736
- [66] Sorokes, J.M.; Welch, J.P. (1992): Experimental Results on a Rotatable Low Solidity Vaned Diffuser, ASME Paper, 92-GT-19
- [67] Ziegler, K.U.; Gallus, H.E.; Niehuis, R. (2003): A Study on Impeller-Diffuser Interaction - Part I: Influence on the Performance, J. Turbomachinery, Vol. 125, S. 173-182
- [68] Ziegler, K.U.; Gallus, H.E.; Niehuis, R. (2003): A Study on Impeller-Diffuser Interaction - Part II: Detailed Flow Analysis, J. Turbomachinery, Vol. 125, S. 183-192
- [69] Siva Reddy, T.Ch.; Ramana Murty, G.V.; Mukkavilli, P.; Reddy, D.N. (2004): Effect of the setting angle of a low-solidity vaned diffuser on the performance of a centrifugal compressor stage, Proc. IMechE, Vol. 218, Part A: J. Power and Energy, DOI 10.1243/0957650042584294
- [70] Ferrara, G.; Ferrari, L.; Baldassarre, L. (2005): Adaptive vaned diffuser for centrifugal compressor, Proc. ASME Turbo Expo, 6-9 June, Reno-Tahoe, Nevada, GT2005-69036
- [71] Siva Reddy, T.Ch.; Ramana Murty, G.V.; Prasad, M.V.S.S.M.; Reddy, D.N. (2007): Experimental studies on the effect of impeller width on centrifugal compressor stage performance with low solidity vaned diffusers, Proc. IMechE, Vol. 221, Part A: J. Power and Energy, DOI 10.1243/09576509JPE373
- [72] Fischer, T.; Burgmann, S.; Rudersdorf, M.; Seume, J.R. (2016): Partially vaned diffuser with variable cross-section for centrifugal fans, Proc. ASME Turbo Expo, 26-30 June, Charlotte, NC, GT2017-63965
- [73] Tange, H.; Ikeya, N.; Takanashi, M.; Hokari, T. (2003): Variable Geometry Diffuser of Turbocharger Compressor for Passenger Vehicles, SAE Technical Paper, 2003-01-0051, DOI 10.4271/2003-01-0051
- [74] Wöhr, M.; Müller, M.; Leweux, J. (2017): Variable geometry compressors for heavy duty

- truck engine turbochargers, Proc. ASME Turbo Expo, 26-30 June, Charlotte, NC, GT2017-64178
- [75] Blanchini, F.; Giannattasio, P.; Micheli, D.; Pinamonti, P. (2002): Experimental Evaluation of a High-Gein Control for Compressor Surge Suppression, *J. Turbomachinery*, Vol. 124, S. 27-35
- [76] Hunziker, R.; Dickmann, H.-P.; Emmrich, R. (2001): Numerical and experimental investigation of a centrifugal compressor with an inducer casing bleed system, Proc. IMechE, Vol. 215, Part A
- [77] Yin, J.; Li, P.; Pees, S. (2009): Optimization of turbocharger ported shroud compressor stages, Proc. ASME Turbo Expo, 8-12 June, Orlando, Florida, GT2009-59248
- [78] Mohtar, H.; Chesse, P.; Chalet, D. (2010): Effect of map width enhancement system on a turbocharger centrifugal compressor performance and surge margin, Proc. IMechE, Vol. 225, Part D: J. Automobile Engineering, DOI 10.1177/2041299110393191
- [79] Gancedo, M.; Guillou, E.; Gutmark, E. (2014): Bleed slot benefits on turbocharger centrifugal compressor stability, Proc. ASME Turbo Expo, 16-20 June, Düsseldorf, Germany, GT2014-27185
- [80] Sakaguchi, D.; Tun, M.T.; Numakura, R.; Wang, B.T. (2016): Global optimization of recirculation flow type casing treatment in centrifugal compressors of turbochargers, Proc. IMechE, Part C: J. Mechanical Engineering Science, DOI 10.1177/0954406216679435
- [81] Bareiß, S.; Vogt, D.M.; Chebli, E. (2015): Investigation on the impact of circumferential grooves on aerodynamic centrifugal compressor performance, Proc. ASME Turbo Expo, 15-19 June, Montreal, Canada, GT2015-42211
- [82] Gao, C.; Gu, C.; Wang, T.; Yang, B. (2009): Passive control of rotating stall in vaneless diffuser with radial grooves: Detailed numerical study, Proc. ASME Turbo Expo, 8-12 June, Orlando, Florida, GT2009-59323
- [83] Ferrara, G.; Ferrari, L.; Mengoni, C.P.; De Lucia, M.; Baldassarre, L. (2002): Experimental investigation and characterization of the rotating stall in a high pressure centrifugal compressor: Part I: Influence of diffuser geometry on stall inception, Proc. ASME Turbo Expo, 3-6 June, Amsterdam, Netherlands, GT2002-30389
- [84] Ferrara, G.; Ferrari, L.; Mengoni, C.P.; De Lucia, M.; Baldassarre, L. (2002): Experimental investigation and characterization of the rotating stall in a high pressure centrifugal compressor: Part II: Influence of diffuser geometry on stage performance, Proc. ASME Turbo Expo, 3-6 June, Amsterdam, Netherlands, GT2002-30390
- [85] Yamaguchi, S.; Yamaguchi, H.; Goto, S.; Nakano, H.; Nakamura, F. (2002): The development of effective casing treatment for turbocharger compressors, Proc. 7th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, 14-15 May, London, UK
- [86] Harley, P.X.L.; Starke, A.; Bamba, T.; Filsinger, D. (2017): Axial groove casing treatment in an automotive turbocharger centrifugal compressor, Proc. IMechE, Part C: J. Mechanical Engineering Science, DOI 10.1177/0954406216688495
- [87] Barton, M.T.; Mansour, M.L.; Liu, J.S.; Palmer, D.L. (2006): Numerical Optimization of a Vaned Shroud Design for Increased Operability Margin in Modern Centrifugal Compressors, *J. Turbomachinery*, Vol. 128, S. 627-631
- [88] Mingyang, Y.; Martinez-Botas, R.; Yangjun, Z. (2013): Inlet Duct Treatment for Stability Improvement on a High Pressure Ratio Centrifugal Compressor, Proc. ASME Turbo Expo, 3-7 June, San Antonio, Texas, GT2013-95189
- [89] Wang, C.; Zhang, Y.; Zheng, X.; Chen, J.; Wang, Z.; Xing, W. (2014): Off-design analysis and flow control of centrifugal compressor for vehicle engine turbocharger, Proc. ASME Turbo

- Expo, 16-20 June, Düsseldorf, Germany, GT2014-25815
- [90] Tamaki, H.; Unno, M.; Tanaka, R.; Yamaguchi, S.; Ishizu, Y. (2015): Enhancement of centrifugal compressor operating range by control of inlet recirculation with inlet fins, Proc. ASME Turbo Expo, 15-19 June, Montreal, Canada, GT2015-42154
- [91] Li, X.; Spence, S. (The impact of the multiple reference frame interface on modelling the interaction between IGVs and the impeller in turbocharger compressors, Proc. ASME Turbo Expo, 26-30 June, Charlotte, NC, GT2017-63499
- [92] Willers, O.; kleine Sextro, T.; Fischer, T.; Seume, J.; Valstar, F.; Flinte, J.; Eilts, P. (2019): Erhöhung des Low-End-Torque eines Ottomotors durch Querschnittsvariation des Turboladerverdichters, Springer Vieweg, Proc. Experten-Forum Powertrain: Ladungswechsel und Emissionierung 2019, S. 57-70, DOI 10.1007/978-3-658-28709-2_5
- [93] Eynon, P.A.; Whitfield, A. (1997): The effect of low-solidity vaned diffusers on the performance of a turbocharger compressor, Proc. IMechE, Vol. 211, Part C
- [94] Engeda, A. (2001): The design and performance results of simple flat plate low solidity vaned diffusers, Proc. IMechE, Vol. 2015, Part A: J. Power and Energy, S. 109-118, DOI 10.1243/0957650011536471
- [95] Oh, J.; Buckley, C.W.; Agrawal, G.L. (2008): Numerical investigation of low solidity vaned diffuser performance in a high-pressure centrifugal compressor - Part II: Influence of vane stagger, Proc. ASME Turbo Expo, 9-13 June, Berlin, Germany, GT2008-50178
- [96] Steglich, T.; Kitzinger, J.; Seume, J.R.; Van den Braembussche, R.A.; Prinsier, J. (2008): Improved Diffuser/Volute Combinations for Centrifugal Compressors, J. Turbomachinery, Vol. 130, DOI 10.1115/1.2749296
- [97] Jiao, K.; Sun, H.; Li, X.; Wu, H.; Krivitzky, E.; Schram, T.; Larosiliere, L.M. (2009): Numerical investigation of the influence of variable diffuser vane angles on the performance of a centrifugal compressor, Proc. IMechE, Vol. 223, Part D: J. Automobile Engineering, DOI 10.1243/09544070JAUTO1202
- [98] Oh, J.; Buckley, C.W.; Agrawal, G.L. (2008): Numerical investigation of low solidity vaned diffuser performance in a high-pressure centrifugal compressor - Part III: Tandem vanes, Proc. ASME Turbo Expo, 6-10 June, Vancouver, British Columbia, GT2011-45382
- [99] Galloway, L.; Spence S.; Kim, S.I.; Rusch, D.; Vogel, K.; Hunziker, R. (2017): An investigation of the stability enhancement of a centrifugal compressor stage using a porous throat diffuser, J. Turbomachinery, TURBO-17-1157, DOI 10.1115/1.4038181
- [100] Grabow, G. (2002): Optimalbereiche von Fluidenergiemaschinen-Pumpen und Verdichter, Springer-Verlag, Forschung im Ingenieurwesen, Vol. 67, DOI 10.1007/S10010-002-0084-1
- [101] Chen, H. (2010): Recent challenges in the aerodynamic development of turbocharger compressors for gasoline passenger cars, Proc. 9th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, 19-20 May, London, UK
- [102] Jaatinen, A.; Grönman, A.; Turunen-Saaresti, T.; Rönttö, P. (2011): Effect of vaneless diffuser width on the overall performance of centrifugal compressor, Proc. IMechE, Part A: J. Power and Energy, DOI 10.1177/0957650911399828
- [103] Turunen-Saaresti, T.; Grönman, A.; Jaatinen, A. (2011): Experimental study of pinch in vaneless diffuser of centrifugal compressor, Proc. ASME Turbo Expo, 8-12 June, Orlando, Florida, GT2009-60162
- [104] Fischer, T.; Seume, J.R. (2017): Low-inertia centrifugal compressor wheels: Aerodynamic and mechanical design, J. Advances in Mechanical Engineering, Vol. 9(2), S. 1-14; DOI 10.1177/1687814017690695

- [105] Chen, T.; Zhang, Y.; Zheng, X.; Zhuge, W. (2010): Compressor design for multi-point operating conditions of turbocharged gasoline engines, Proc. ASME Turbo Expo, 14-18 June, Glasdow, UK, GT2010-22283
- [106] Schleer, M.; Abhari, R.S. (2006): Clearance effects on the evolution of the flow in the vaneless diffuser of a centrifugal compressor at part load condition, Proc. ASME Turbo Expo, 8-11 May, Barcelona, Spain, GT2006-90083
- [107] Schleer, M.; Song, S.J.; Abhari, R.S. (2006): Clearance Effects on the Onset of Instability in a Centrifugal Compressor, J. Turbomachinery, Vol. 130, DOI 10.1115/1.2776956
- [108] Menter, F.R. (2009): Review of the shear-stress transport turbulence model experience from an industrial perspective, Int. J. of Computational Fluid Dynamics, Vol. 23(4), S. 305-316, DOI 10.1080/10618560902773387
- [109] Boothroyd, G. (1994): Product design for manufacture and assembly, J. Computer-Aided Design, Vol. 26, DOI 10.1016/0010-4485(94)90082-5
- [110] kratzer AUTOMATION (2016): Thermodynamic Module TDM 3.0 - Documentation of computational thermodynamics for PAtools software applications, Dokumentation 17203-03, Ver. 1,0, 23.05.2016
- [111] <https://www.garrettmotion.com/de/racing-and-performance/performance-turbos/>, 21.08.2013 14:12
- [112] Menter, F.R. (1994): Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, AIAA Journal, Vol. 32, No. 8, S. 1598-1605
- [113] Fischer, T.; Raetz, H.; Peters, M.; Seume, J.R. (2016): Low inertia centrifugal compressor wheels: Influence of back disk cavity on aerodynamic losses and axial thrust load, Proc. 12th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, 17-18 May, London, UK
- [114] Fischer, T.; Peters, M.; Seume, J.R. (2015): Low Inertia Centrifugal Compressor Wheels: Back Disk Geometry Optimization, Proc. Int. Gas Turbine Congress, 15-20 Nov., Tokyo, Japan, ISBN 978-4-89111-008-6

Anhang

A1 Kennfelder High-Trim Verdichter

Tabelle A1 - Geometrievariation High-Trim Verdichter

Diffusorbreite	b_2		$0,9 \cdot b_2$		$0,7 \cdot b_2$		$0,5 \cdot b_2$	
Eintrittsfläche	Trim	EI	Trim	EI	Trim	EI	Trim	EI
A_1	0,76	0,47	-	-	-	-	-	-
$0,94 \cdot A_1$	0,74	0,5	0,74	0,45	0,74	0,35	0,74	0,25
$0,8 \cdot A_1$	0,68	0,58	0,68	0,53	0,68	0,41	0,68	0,29
$0,6 \cdot A_1$	0,6	0,78	0,6	0,7	0,6	0,55	0,6	0,39
$0,4 \cdot A_1$	0,5	1,17	0,5	1,05	0,5	0,82	0,5	0,58

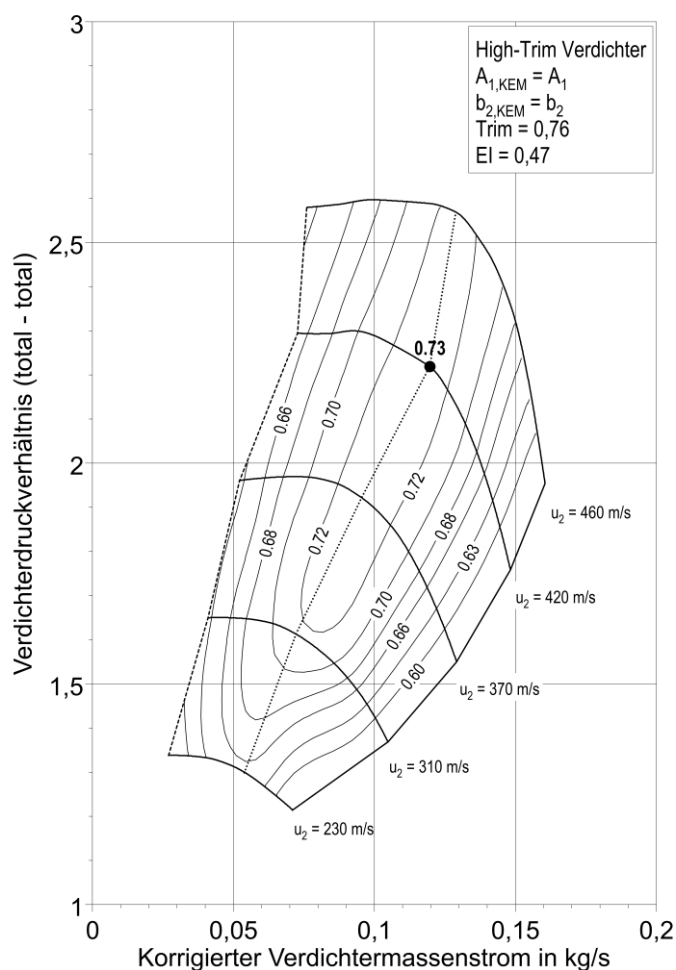


Abbildung A1 - Kennfeld High-Trim Verdichter (Trim = 0,76; EI = 0,47)

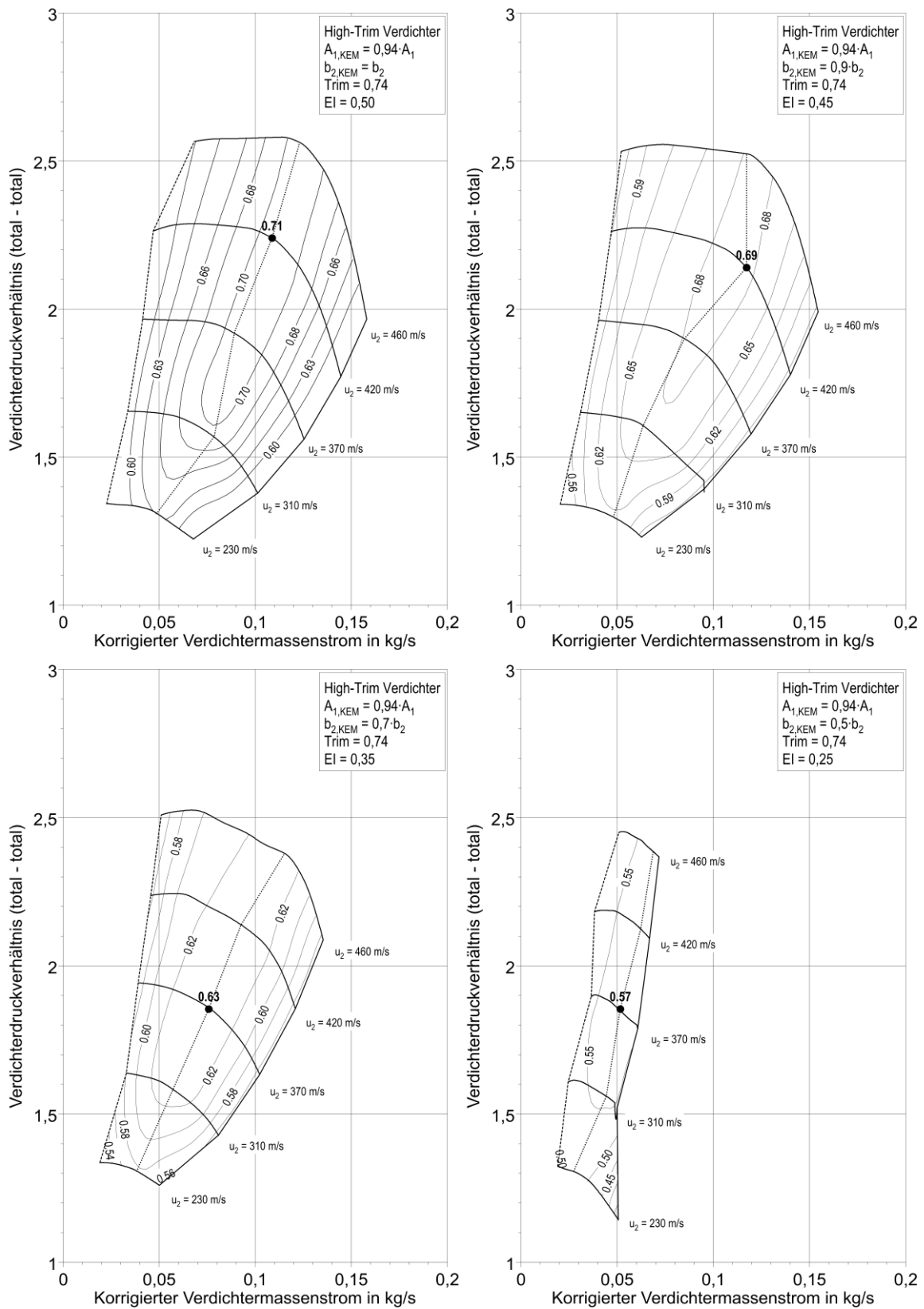


Abbildung A2 - Kennfelder High-Trim Verdichter (Trim = 0,74; EI = 0,25...0,5)

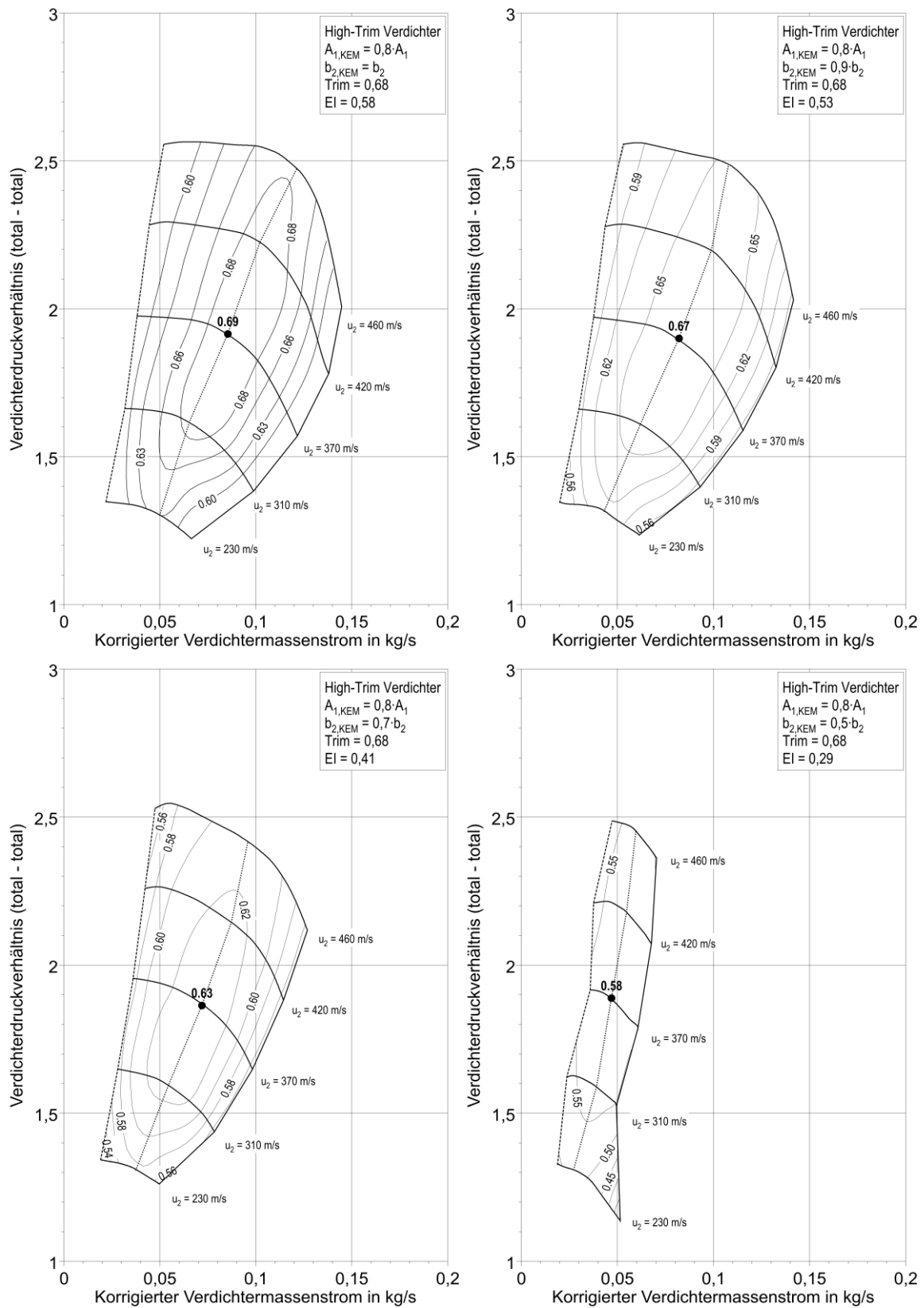


Abbildung A3 - Kennfelder High-Trim Verdichter (Trim = 0,68; EI = 0,29...0,58)

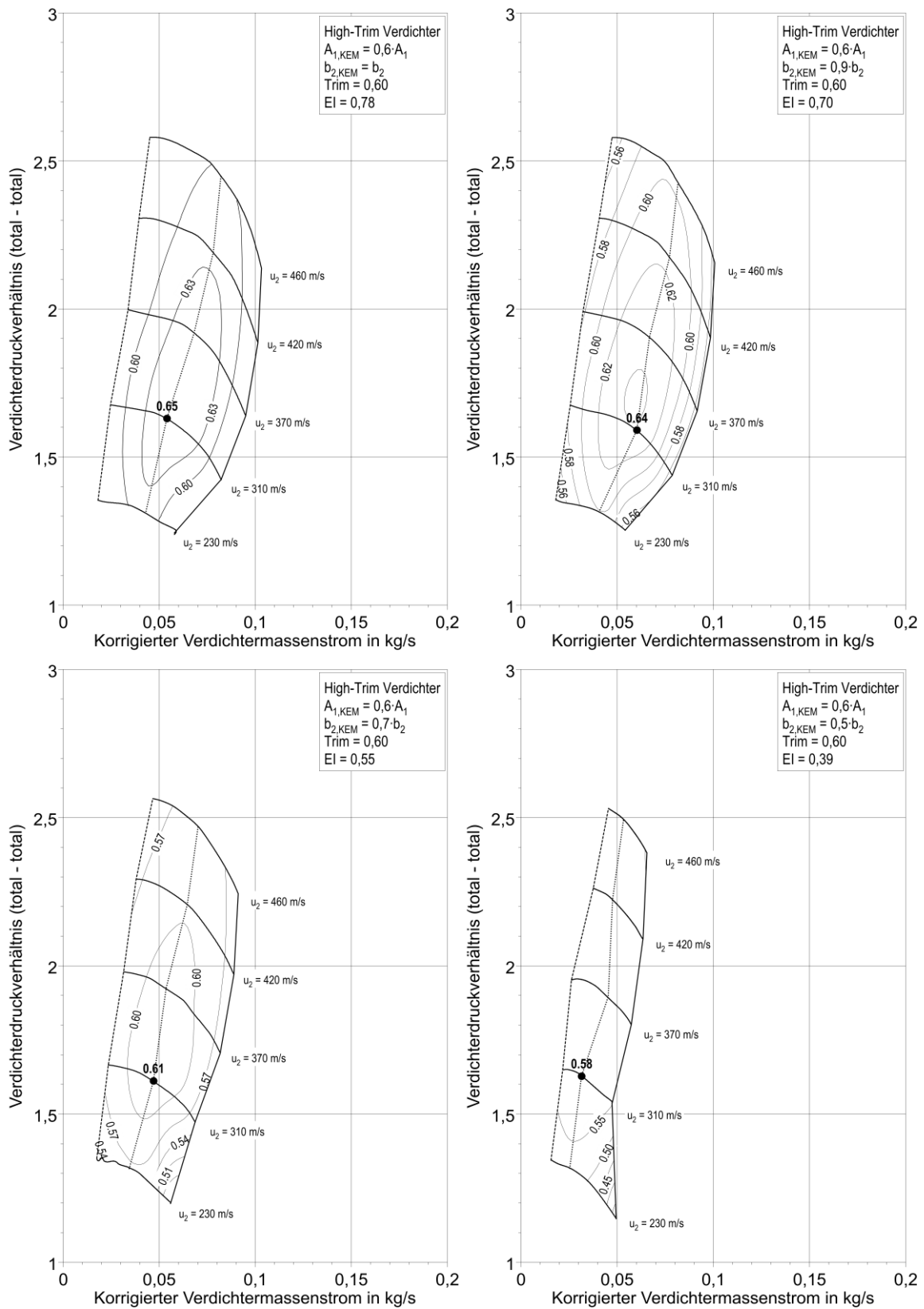


Abbildung A4 - Kennfelder High-Trim Verdichter (Trim = 0,6; EI = 0,39...0,78)

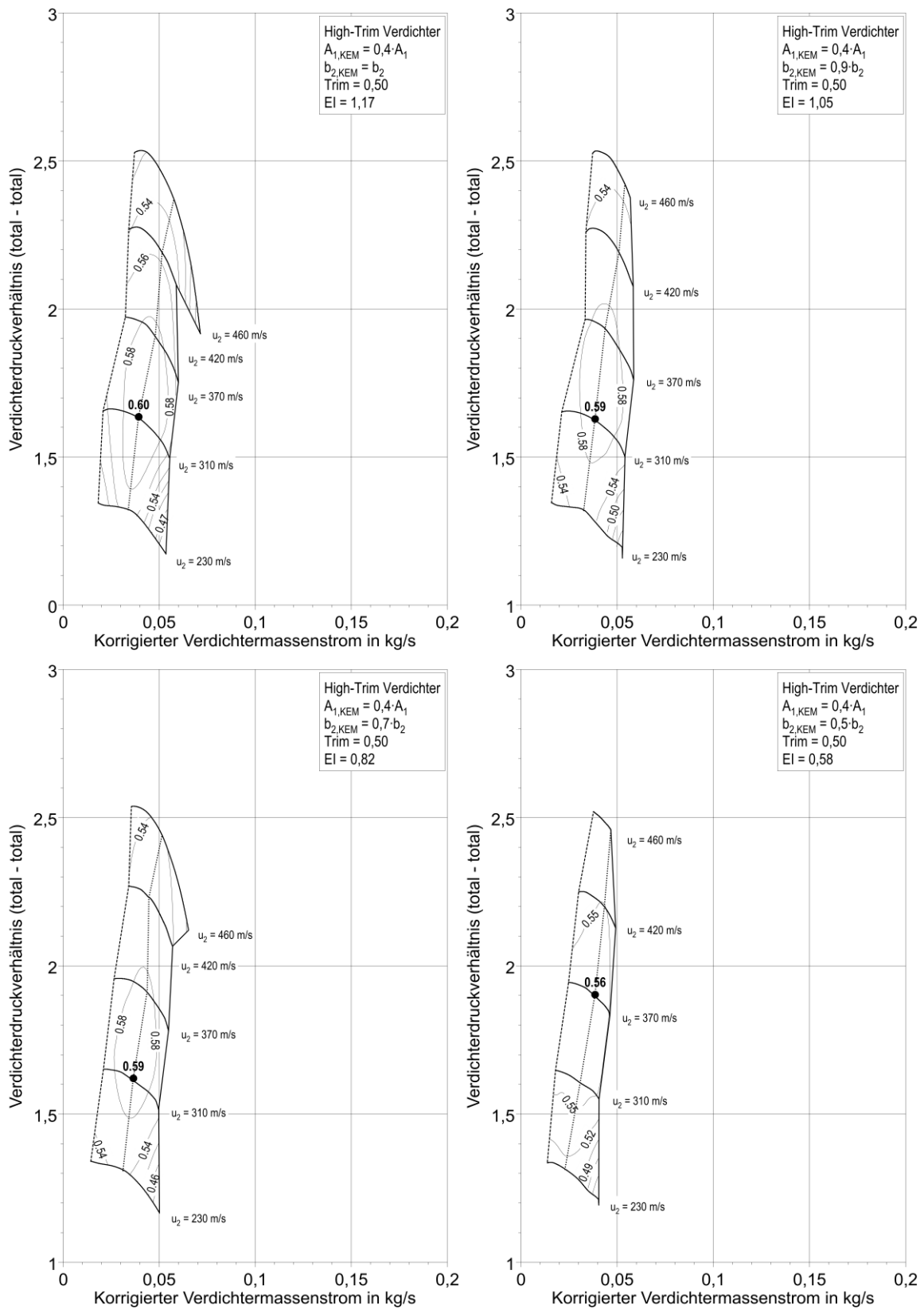


Abbildung A5 - Kennfelder High-Trim Verdichter (Trim = 0,5; EI = 0,58...1,17)

A2 Kennfelder Low-Trim Verdichter

Tabelle A2 - Geometrievariation Low-Trim Verdichter

Diffusorbreite	b_2		$0,9 \cdot b_2$		$0,7 \cdot b_2$		$0,5 \cdot b_2$	
Eintrittsfläche	Trim	EI	Trim	EI	Trim	EI	Trim	EI
A_1	0,66	0,43	-	-	-	-	-	-
$0,94 \cdot A_1$	0,65	0,45	0,65	0,41	0,65	0,32	0,65	0,23
$0,8 \cdot A_1$	0,6	0,53	0,6	0,48	0,6	0,37	0,6	0,27
$0,6 \cdot A_1$	0,53	0,71	0,53	0,64	0,53	0,5	0,53	0,36
$0,4 \cdot A_1$	0,44	1,07	0,44	0,96	0,44	0,75	0,44	0,53

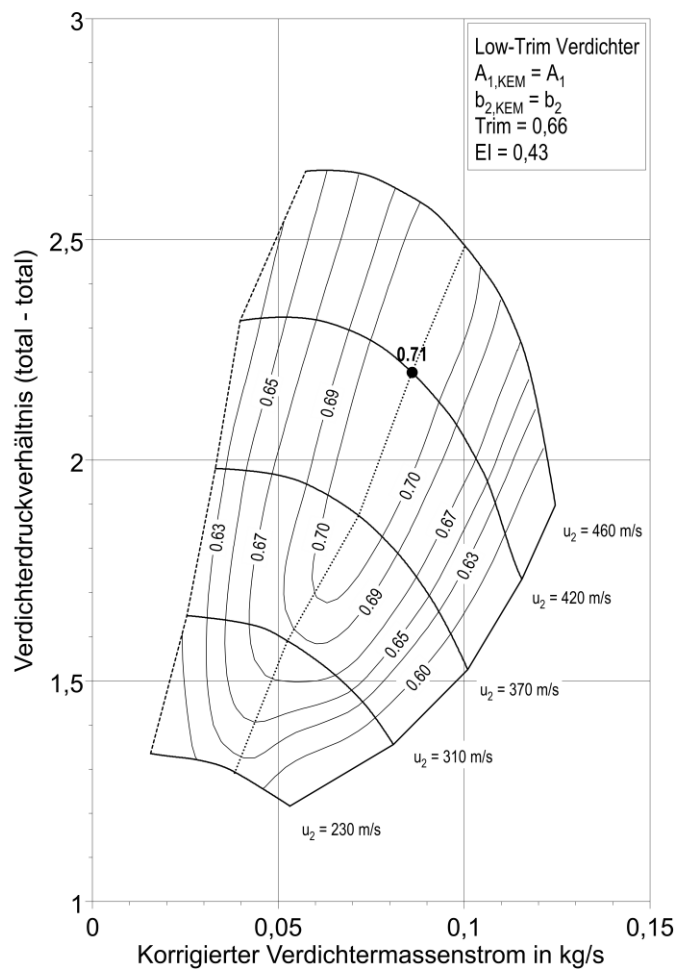


Abbildung A6 - Kennfeld Low-Trim Verdichter (Trim = 0,66; EI = 0,43)

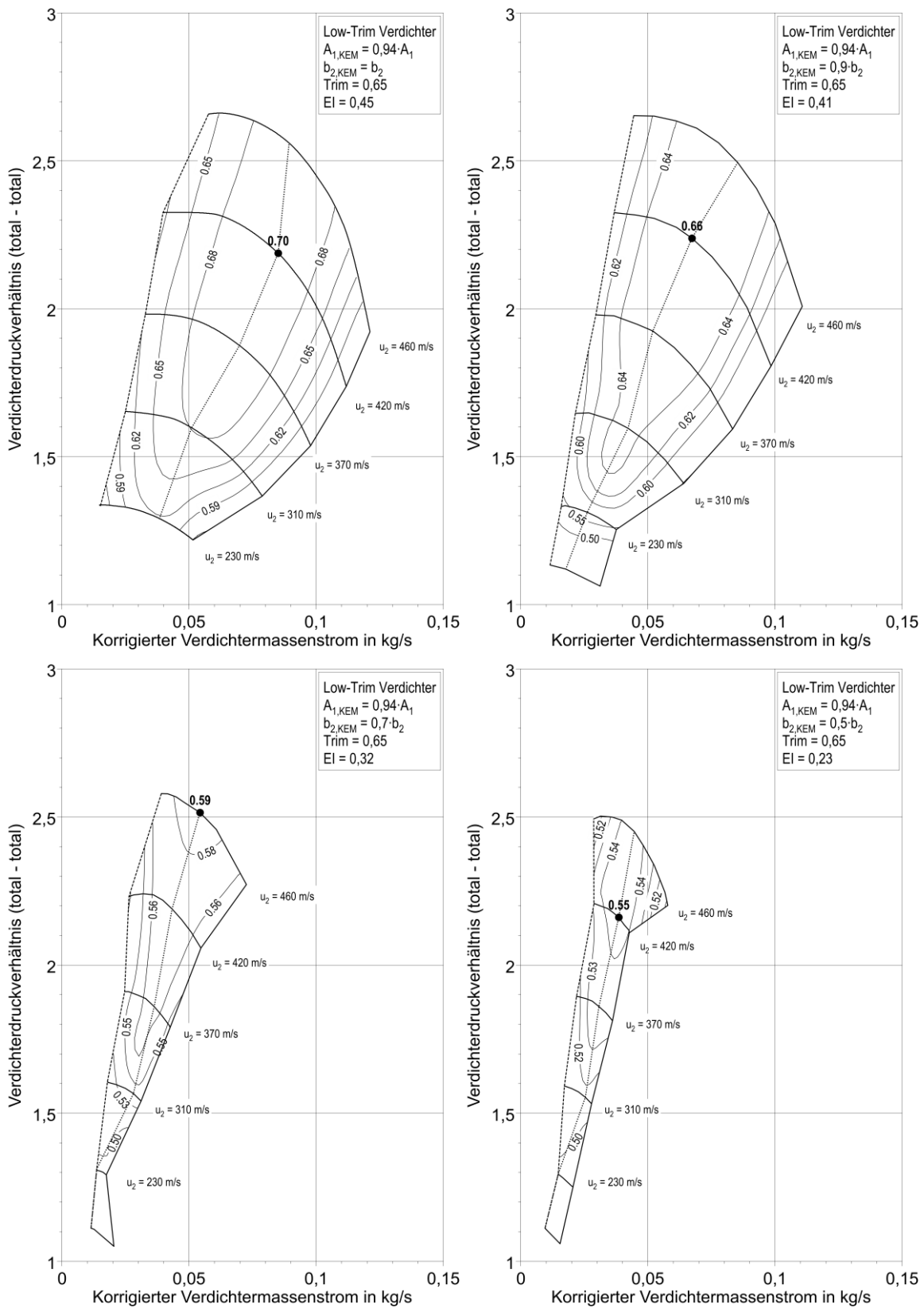


Abbildung A7 - Kennfelder Low-Trim Verdichter (Trim = 0,65; EI = 0,23...0,45)

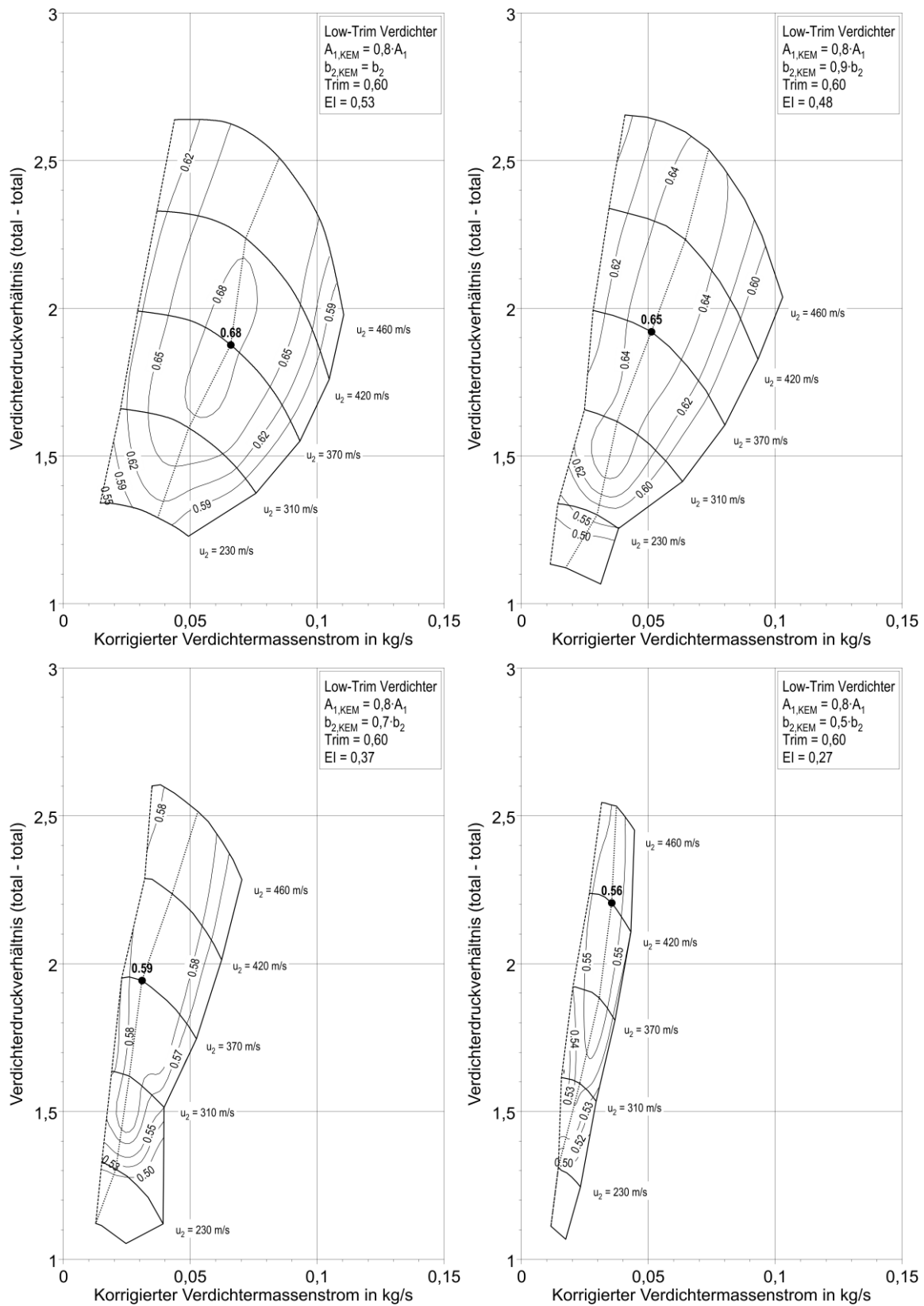


Abbildung A8 - Kennfelder Low-Trim Verdichter (Trim = 0,60; EI = 0,27...0,53)

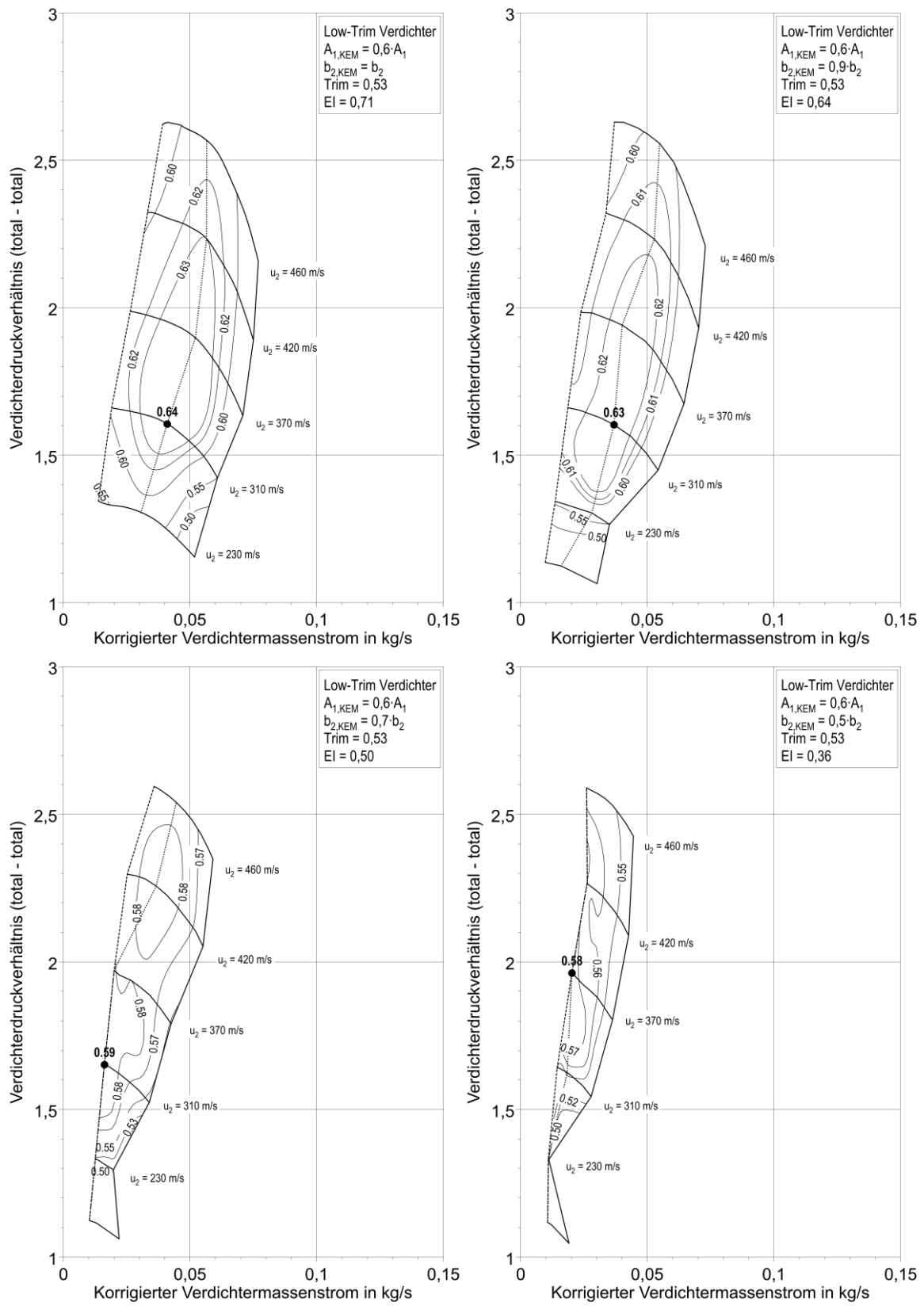


Abbildung A9 - Kennfelder Low-Trim Verdichter (Trim = 0,53; EI = 0,36...0,71)

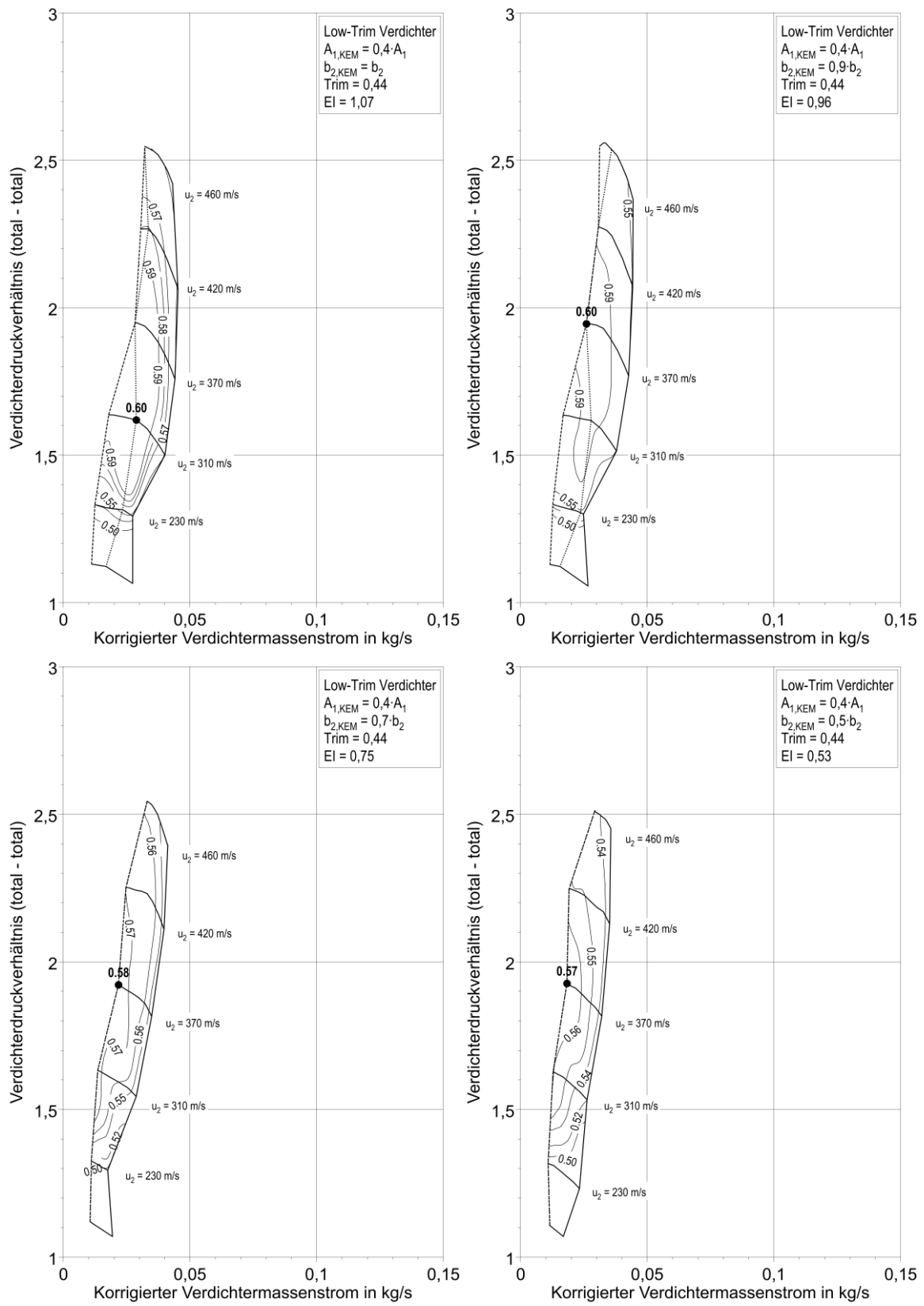


Abbildung A10 - Kennfelder Low-Trim Verdichter (Trim = 0,44; EI = 0,53...1,07)

A3 Kennfelder querschnittsvariabler Radialverdichter

Tabelle A3 - Geometrievariation VCSC

$b_{2,KEM}$	b_2	$0,93 \cdot b_2$		$0,86 \cdot b_2$		$0,79 \cdot b_2$		$0,72 \cdot b_2$		$0,65 \cdot b_2$		$0,58 \cdot b_2$		$0,44 \cdot b_2$		$0,31 \cdot b_2$		
$A_{1,KEM}$	Trim	El	Trim	El	Trim	El	Trim	El	Trim	El	Trim	El	Trim	El	Trim	El	Trim	El
A_1	0,80	0,65	0,80	0,61	0,80	0,56	0,80	0,51	0,80	0,47	0,80	0,42	0,80	0,38	0,80	0,29	-	-
$0,93 \cdot A_1$	0,78	0,70	-	-	0,78	0,60	-	-	0,78	0,50	-	-	0,78	0,41	0,78	0,31	-	-
$0,81 \cdot A_1$	0,73	0,80	-	-	-	-	-	-	0,73	0,58	-	-	-	-	-	-	-	-
$0,73 \cdot A_1$	0,70	0,89	0,70	0,83	0,70	0,77	0,70	0,71	0,70	0,64	0,70	0,58	0,70	0,52	0,70	0,39	0,70	0,28
$0,65 \cdot A_1$	0,67	1,00	-	-	-	-	-	-	0,67	0,72	-	-	-	-	-	-	-	-
$0,57 \cdot A_1$	0,63	1,14	-	-	0,63	0,98	-	-	0,63	0,82	-	-	0,63	0,66	-	-	-	-
$0,51 \cdot A_1$	0,60	1,28	-	-	-	-	-	-	0,60	0,92	-	-	-	-	-	-	-	-
$0,45 \cdot A_1$	0,58	1,45	-	-	0,58	1,25	-	-	0,58	1,04	-	-	0,58	0,84	0,58	0,64	-	-
$0,34 \cdot A_1$	0,52	1,92	-	-	-	-	-	-	0,52	1,38	-	-	-	-	-	-	-	-

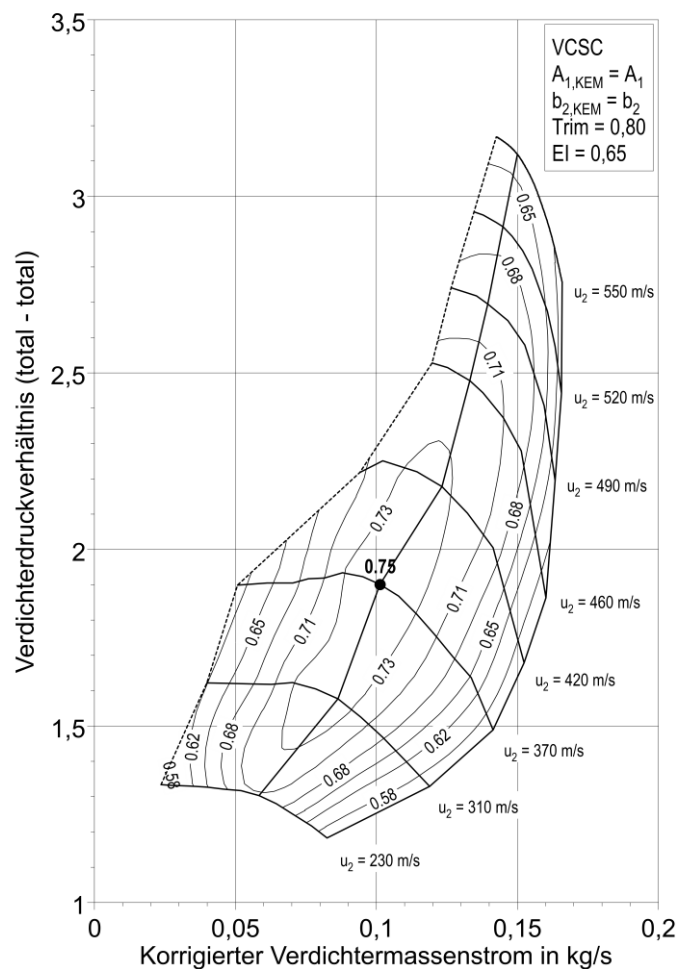


Abbildung A11 - Referenzkennfeld VCSC (Trim = 0,80; EI = 0,65)

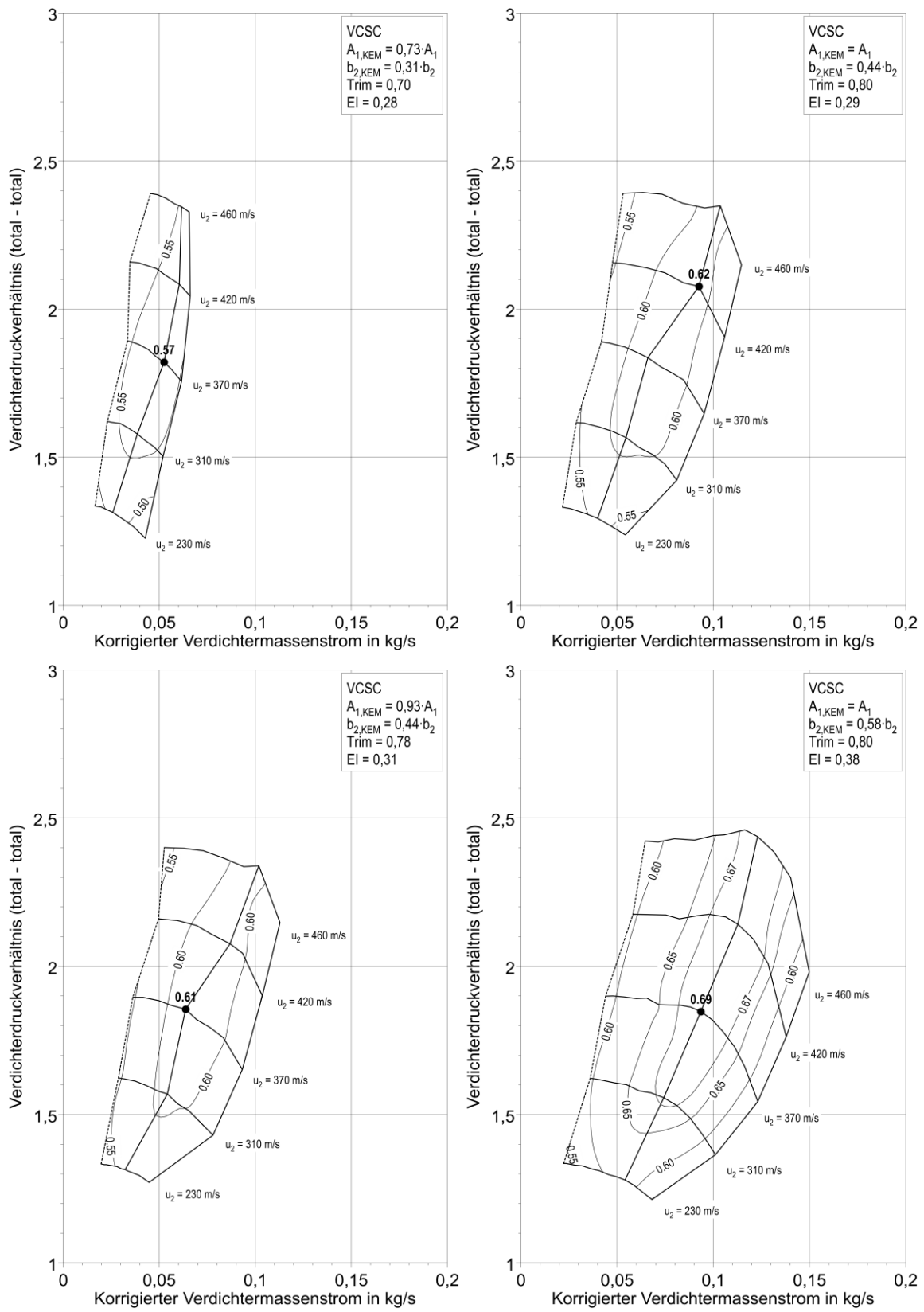


Abbildung A12 - Kennfelder VCSC (EI = 0,28...0,38)

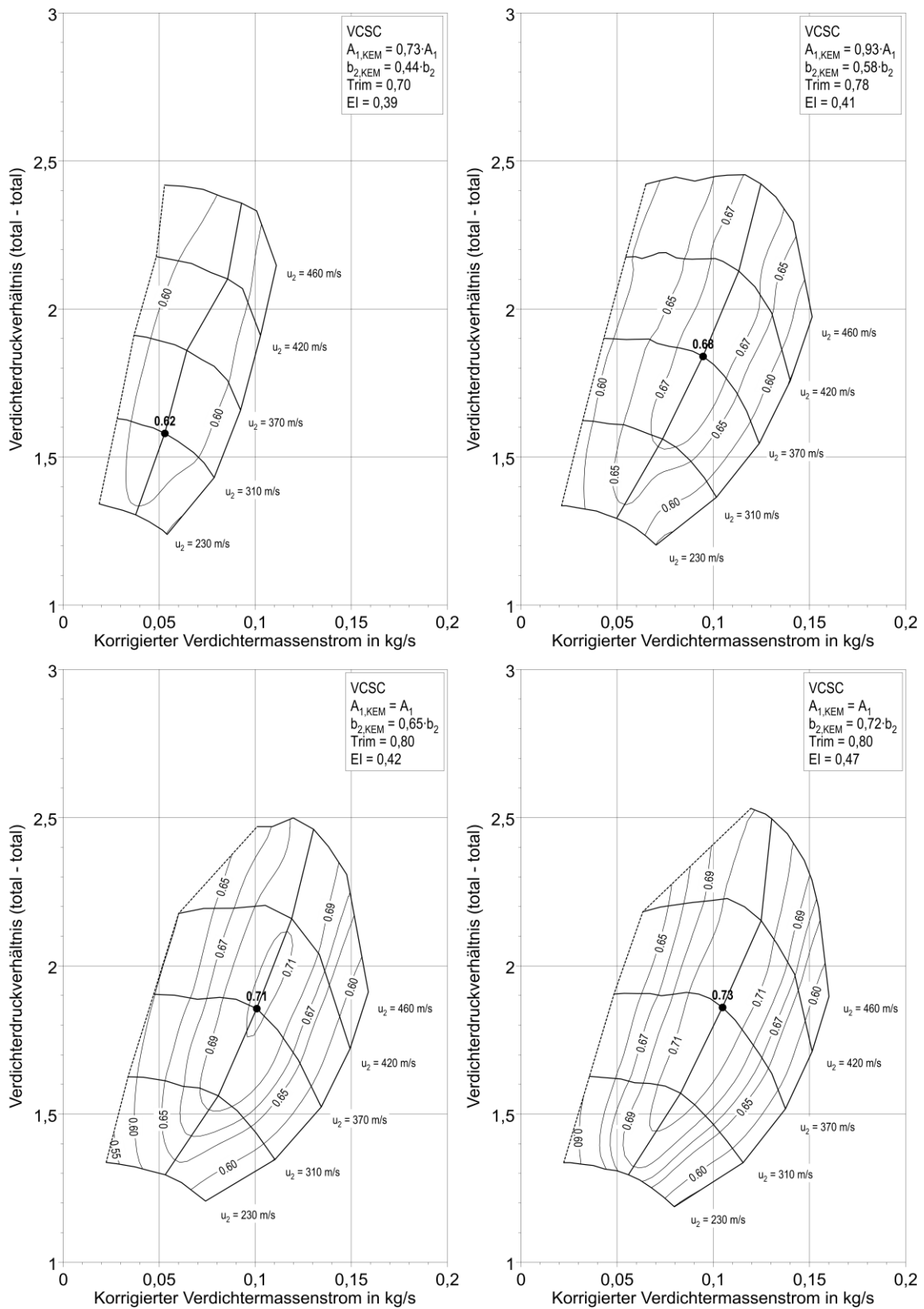


Abbildung A13 - Kennfelder VCSC (EI = 0,39...0,47)

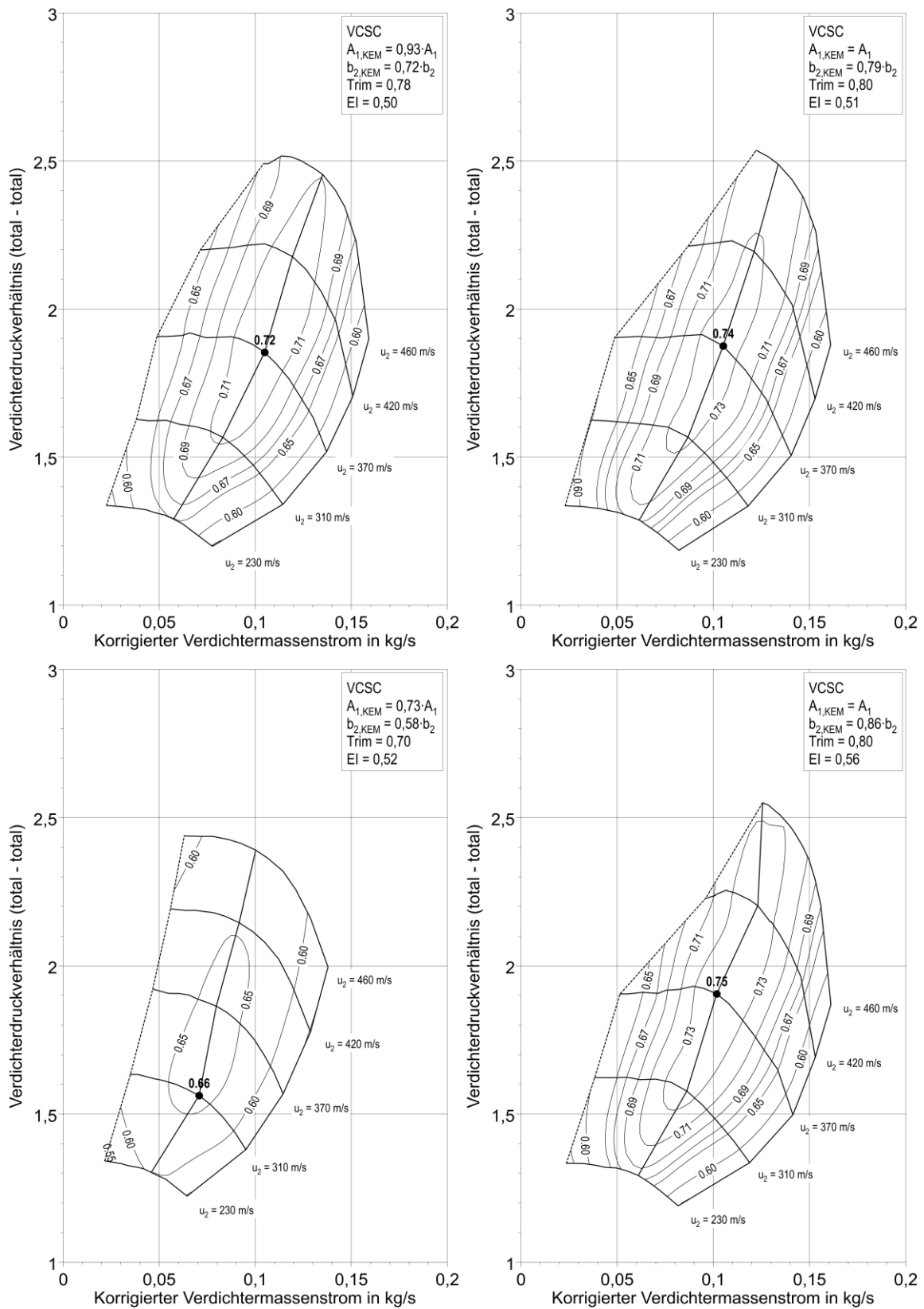


Abbildung A14 - Kennfelder VCSC (EI = 0,5...0,56)

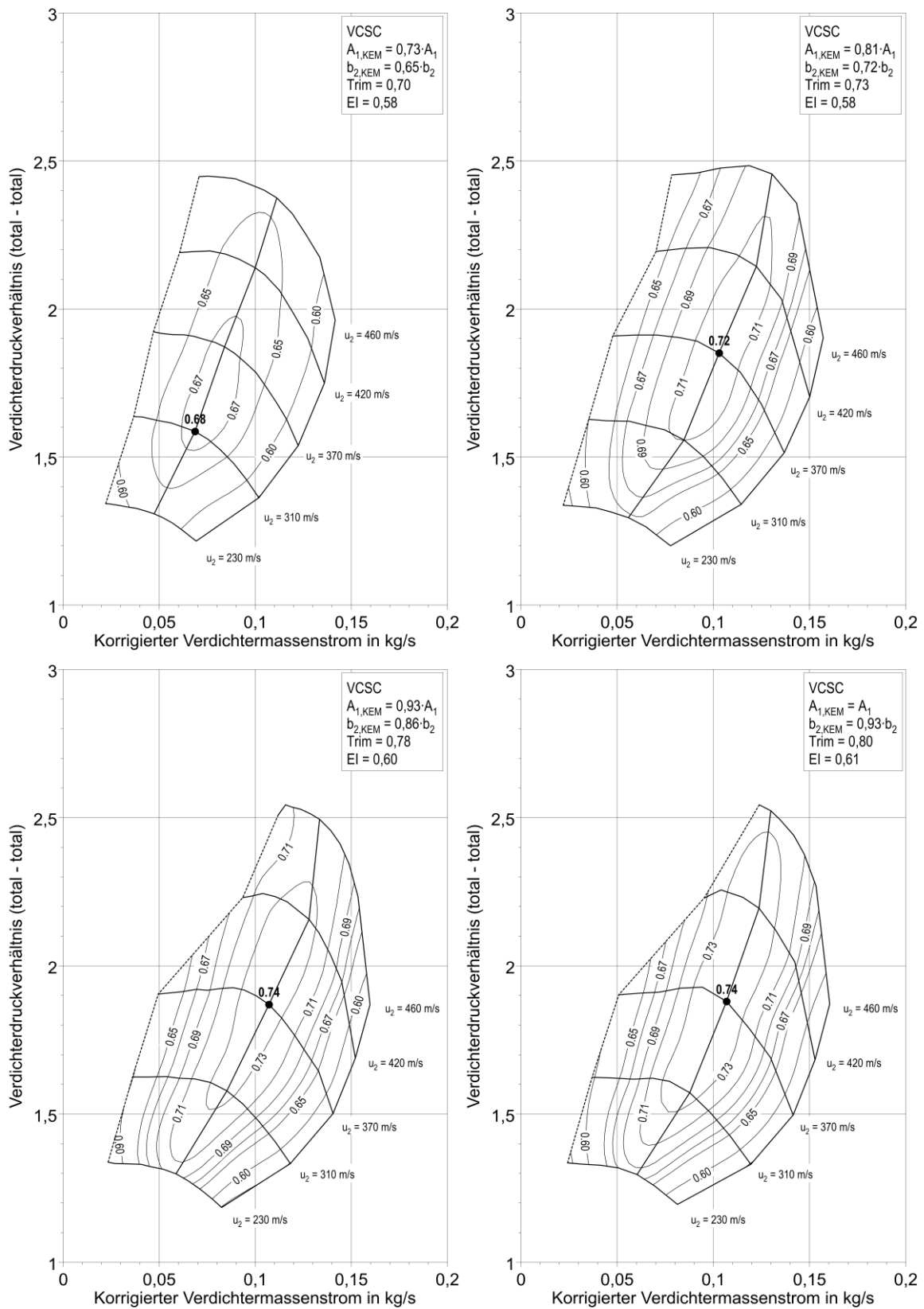


Abbildung A15 - Kennfelder VCSC (EI = 0,58...0,61)

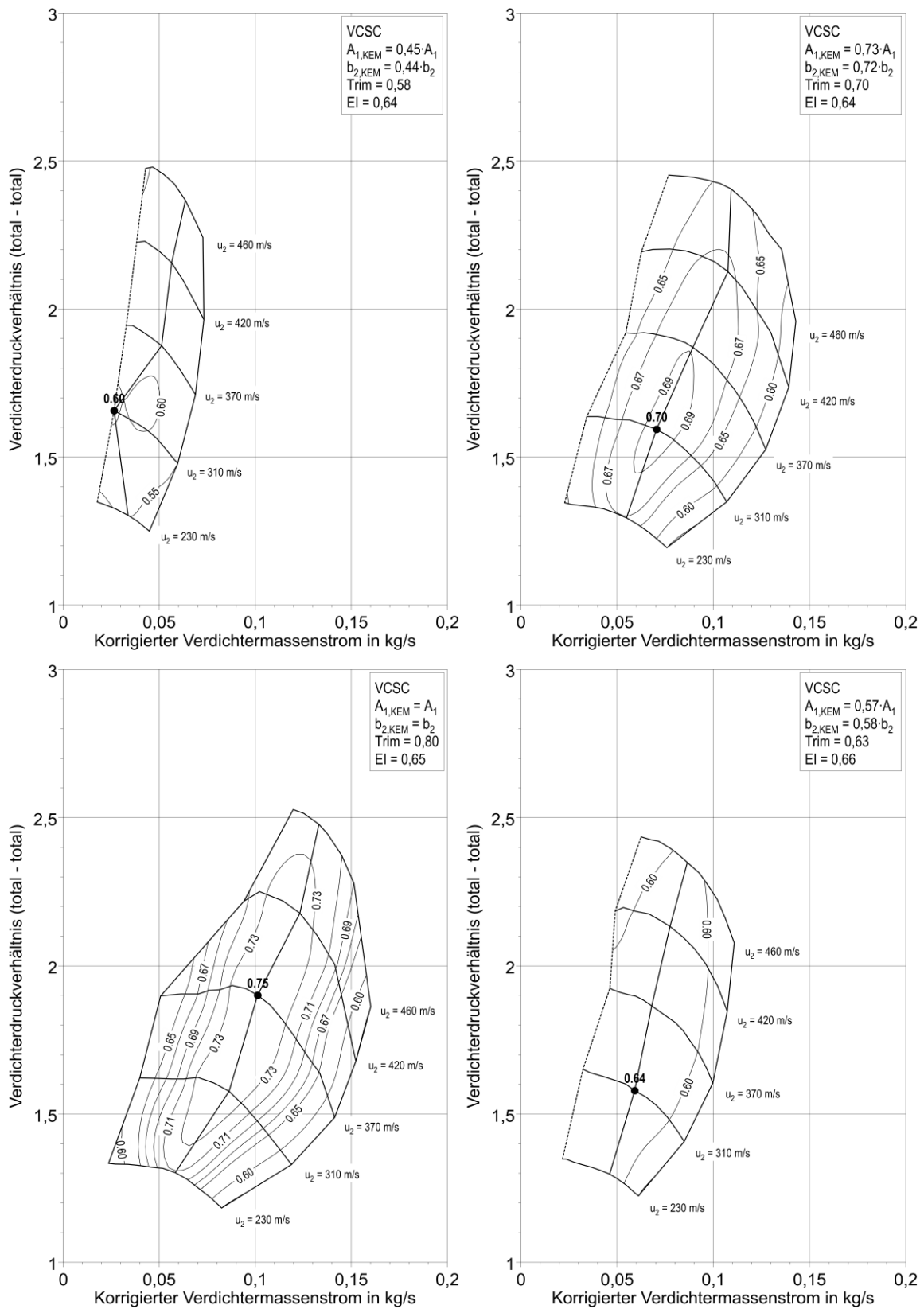


Abbildung A16 - Kennfelder VCSC (EI = 0,64...0,66)

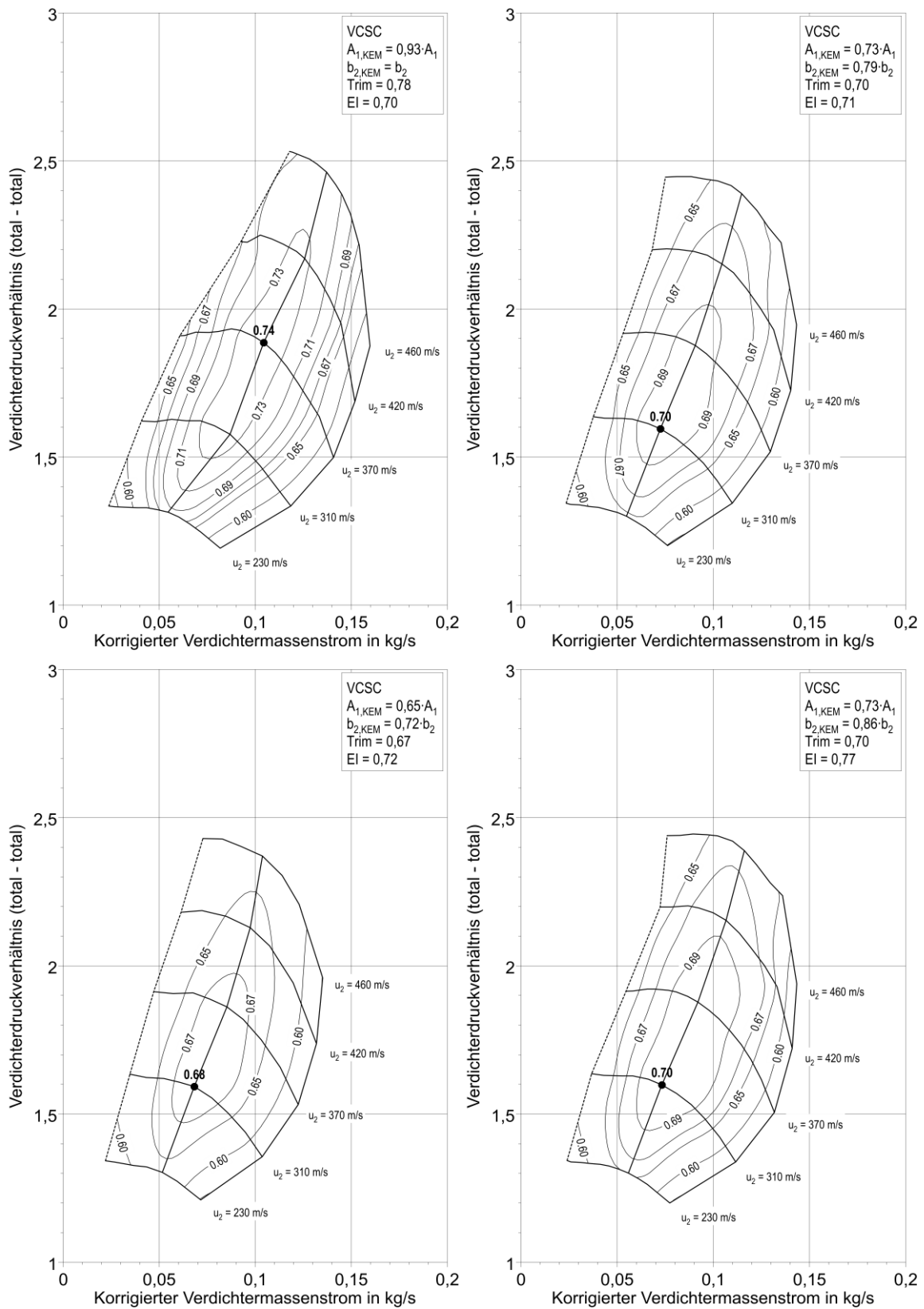


Abbildung A17 - Kennfelder VCSC (EI = 0,7...0,77)

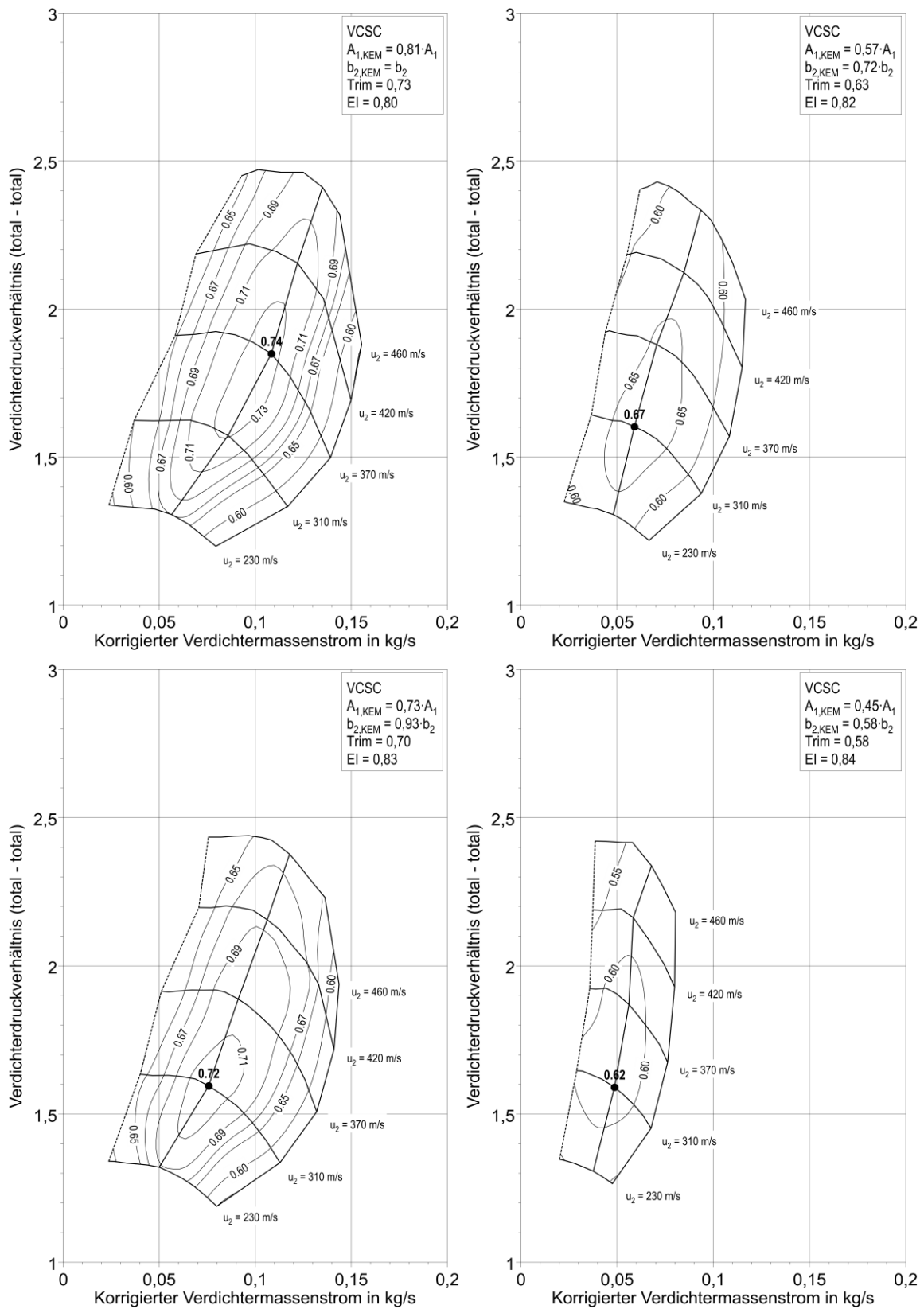


Abbildung A18 - Kennfelder VCSC (EI = 0,8...0,84)

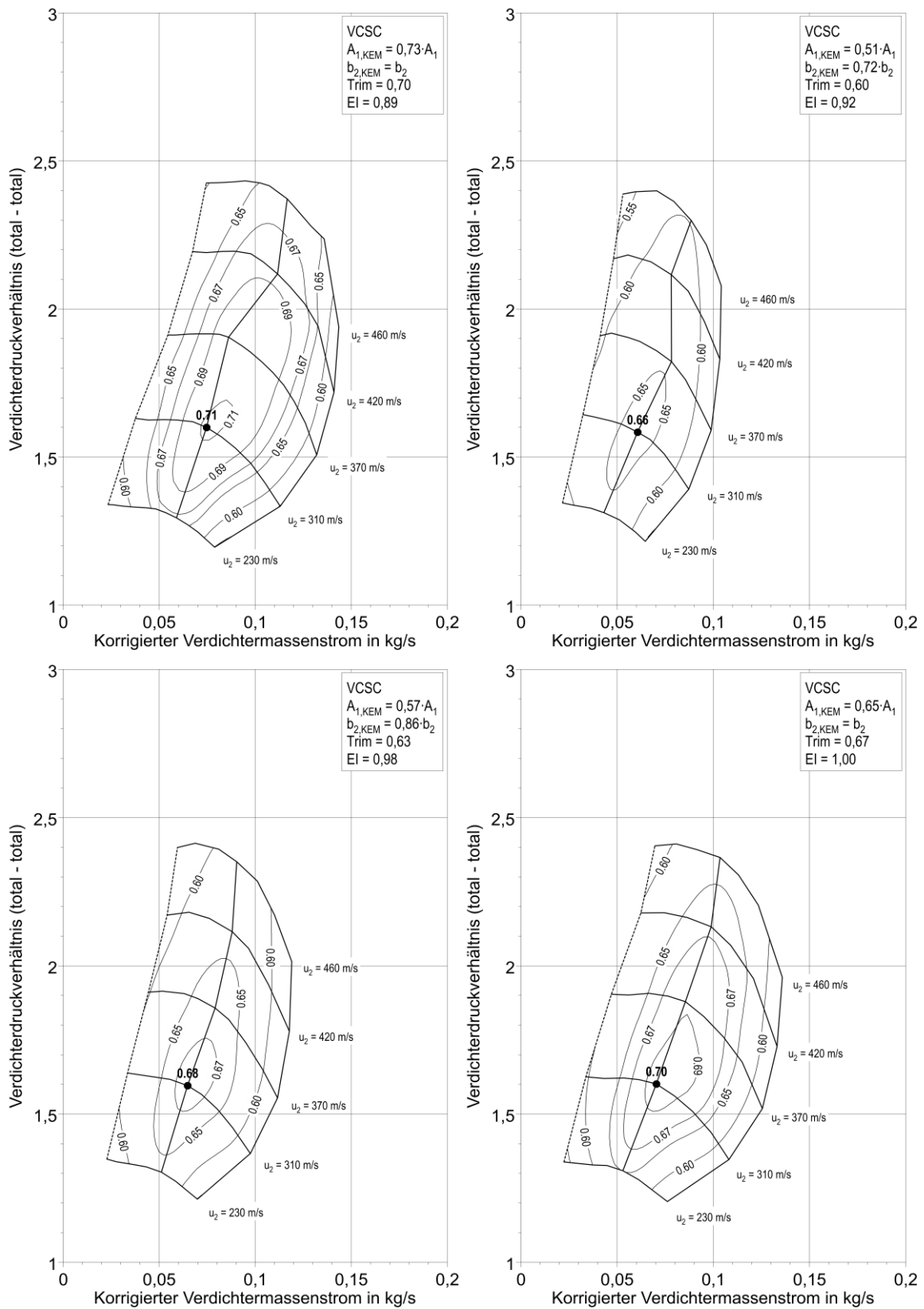


Abbildung A19 - Kennfelder VCSC (EI = 0,89...1)

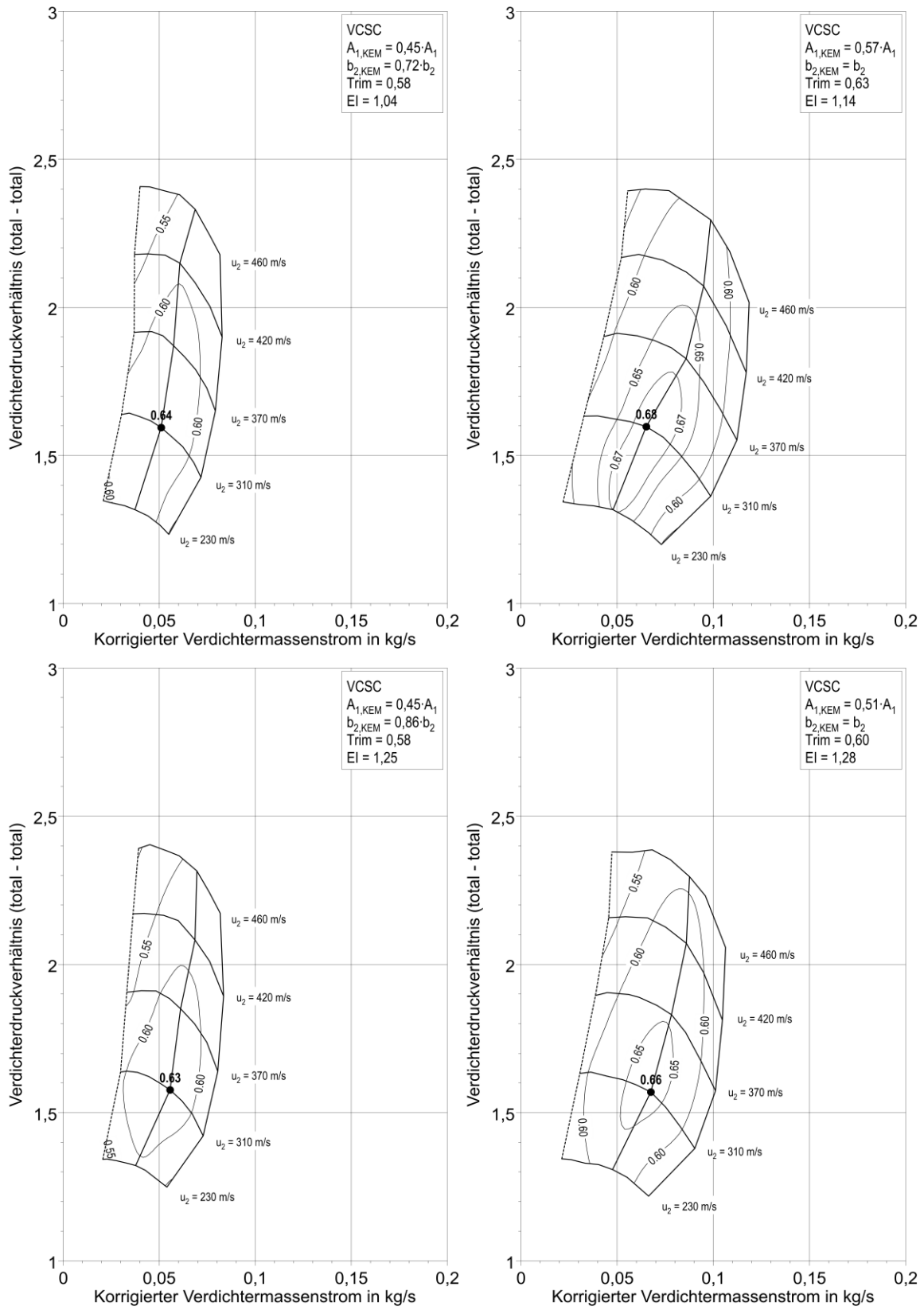


Abbildung A20 - Kennfelder VCSC (EI = 1,04...1,28)

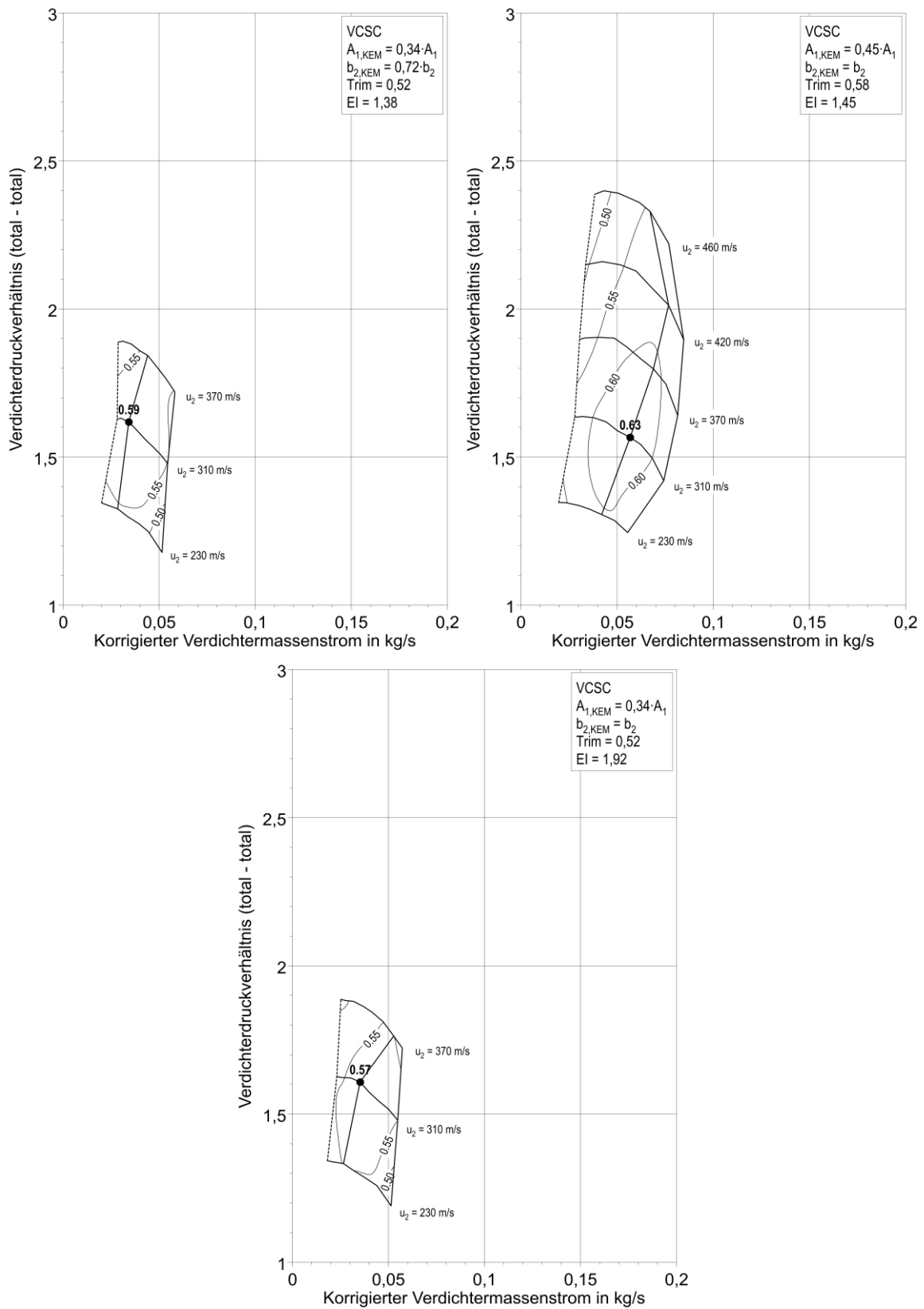


Abbildung A21 - Kennfelder VCSC (EI = 1,38...1,92)

B1 Gitterdaten VCSC-Laufrad

System Parameters

Path 0: (0:1:0)

Corrected Throat Area = 509.391

Throat Surface Area = 578.319

Path 1: (0:0)

Corrected Throat Area = 543.492

Throat Surface Area = 617.221

Layer: Span: 0.0000

Layer Parameters (using M vs R*T system)

(coordinates shown in cylindrical coordinates $\langle r,t,z \rangle$, with t in radians)

B2B Throat Length 0 = 3.54077

Segment 0: 0:(7.05576,2.56056,-13.674) to 1:(7.29324,2.75233,-12.7817) = 1.65622

Segment 1: 1:(7.17955,2.96854,-13.1845) to 0:(7.38713,3.20645,-12.4752) = 1.88288

Crv Throat Length 0 = 3.5391

B2B Throat Length 1 = 4.31831

Segment 0: 0:(6.68674,2.75768,-15.8326) to 0:(7.03225,3.30873,-13.7745) = 4.30761

Crv Throat Length 1 = 4.30761

LE Pitch = 8.26867

TE Pitch (S) = 29.531

Centroid:Z = -6.2225

Centroid:R = 10.9282

Centroid:T = 113.2

Centroid:Mp = 1.58999

Centroid:M = 12.5125

Airfoil Area = 75.5023

Blade & Layer Parameters (using M vs T-Prime system)

3D Meanline Length = 30.9119

Camber Length = 30.9126

Cord Length (C) = 30.639

Meridional Length (M) = 26.9785

Stagger Angle = -28.3

Solidity (C/S) = 1.03752

Pitch Cord Ratio (S/C) = 0.963837

Layer: Data 00

Layer Parameters (using M vs R*T system)

(coordinates shown in cylindrical coordinates $\langle r,t,z \rangle$, with t in radians)

B2B Throat Length 0 = 6.79

Segment 0: 0:(9.84011,2.55342,-14.9904) to 1:(10.2854,2.7917,-12.8914) = 3.21457

Segment 1: 1:(10.2183,2.92878,-13.1388) to 0:(10.7669,3.22333,-11.4361) = 3.56717

Crv Throat Length 0 = 6.78174

B2B Throat Length 1 = 7.29187

Segment 0: 0:(9.6588,2.71916,-16.8535) to 0:(10.3192,3.31982,-12.772) = 7.25239

Crv Throat Length 1 = 7.25239

LE Pitch = 12.1077

TE Pitch (S) = 29.531

Centroid:Z = -7.73116

Centroid:R = 12.7422

Centroid:T = 115.0

Centroid:Mp = 0.998108

Centroid:M = 10.5807

Airfoil Area = 53.4476
 Blade & Layer Parameters (using M vs T-Prime system)
 3D Meanline Length = 29.2479
 Camber Length = 29.2485
 Cord Length (C) = 29.0334
 Meridional Length (M) = 23.625
 Stagger Angle = -35.5
 Solidity (C/S) = 0.98315
 Pitch Cord Ratio (S/C) = 1.01714

Layer: Data 01

Layer Parameters (using M vs R*T system)
 (coordinates shown in cylindrical coordinates $\langle r, t, z \rangle$, with t in radians)
 B2B Throat Length 0 = 9.28654
 Segment 0: 0:(12.7363,2.61507,-16.3554) to 1:(13.215,2.81662,-13.0978) = 4.20218
 Segment 1: 1:(13.2336,2.88632,-13.0214) to 0:(14.1899,3.18715,-10.2212) = 5.06842
 Crv Throat Length 0 = 9.2706
 B2B Throat Length 1 = 9.62026
 Segment 0: 0:(12.6971,2.68984,-17.2223) to 0:(13.6711,3.27267,-11.54) = 9.55186
 Crv Throat Length 1 = 9.55186
 LE Pitch = 15.9467
 TE Pitch (S) = 29.531
 Centroid:Z = -9.3071
 Centroid:R = 14.6308
 Centroid:T = 117.8
 Centroid:Mp = 0.651867
 Centroid:M = 8.67049
 Airfoil Area = 35.409
 Blade & Layer Parameters (using M vs T-Prime system)
 3D Meanline Length = 28.1054
 Camber Length = 28.106
 Cord Length (C) = 27.9168
 Meridional Length (M) = 20.4108
 Stagger Angle = -43.0
 Solidity (C/S) = 0.945339
 Pitch Cord Ratio (S/C) = 1.05782

Layer: Data 02

Layer Parameters (using M vs R*T system)
 (coordinates shown in cylindrical coordinates $\langle r, t, z \rangle$, with t in radians)
 B2B Throat Length 0 = 11.0849
 Segment 0: 0:(15.7522,2.63024,-17.1127) to 1:(16.1276,2.78217,-13.0767) = 4.72134
 Segment 1: 1:(16.1633,2.81116,-12.8918) to 0:(17.5355,3.08878,-8.82297) = 6.34009
 Crv Throat Length 0 = 11.0614
 B2B Throat Length 1 = 11.2988
 Segment 0: 0:(15.7469,2.65623,-17.4399) to 0:(17.0575,3.15828,-9.86311) = 11.2115
 Crv Throat Length 1 = 11.2115
 LE Pitch = 19.7858
 TE Pitch (S) = 29.531
 Centroid:Z = -10.4805
 Centroid:R = 16.8192
 Centroid:T = 119.1
 Centroid:Mp = 0.454602
 Centroid:M = 7.30678

Airfoil Area = 15.0788
Blade & Layer Parameters (using M vs T-Prime system)
3D Meanline Length = 27.3611
Camber Length = 27.3616
Cord Length (C) = 27.152
Meridional Length (M) = 17.4143
Stagger Angle = -50.1
Solidity (C/S) = 0.919441
Pitch Cord Ratio (S/C) = 1.08762

Layer: Shr Offset: LE:0.3000 - TE:0.2000

Layer Parameters (using M vs R*T system)
(coordinates shown in cylindrical coordinates $\langle r,t,z \rangle$, with t in radians)
B2B Throat Length 0 = 11.5704
Segment 0: 0:(18.8026,2.60941,-17.32) to 1:(18.919,2.71407,-12.903) = 4.83932
Segment 1: 1:(18.9373,2.72864,-12.6889) to 0:(20.211,2.95865,-7.87924) = 6.70747
Crv Throat Length 0 = 11.5468
B2B Throat Length 1 = 11.6634
Segment 0: 0:(18.8012,2.62599,-17.5146) to 0:(19.832,3.01818,-8.76461) = 11.5935
Crv Throat Length 1 = 11.5935
LE Pitch = 23.6248
TE Pitch (S) = 29.534
Centroid:Z = -11.0754
Centroid:R = 19.1607
Centroid:T = 117.4
Centroid:Mp = 0.350361
Centroid:M = 6.61623
Airfoil Area = 10.0437
Blade & Layer Parameters (using M vs T-Prime system)
3D Meanline Length = 27.2691
Camber Length = 27.2695
Cord Length (C) = 27.0113
Meridional Length (M) = 14.9442
Stagger Angle = -56.4
Solidity (C/S) = 0.914583
Pitch Cord Ratio (S/C) = 1.09339

Layer: Span: 1.0000

Layer Parameters (using M vs R*T system)
(coordinates shown in cylindrical coordinates $\langle r,t,z \rangle$, with t in radians)
B2B Throat Length 0 = 11.5639
Segment 0: 0:(19.1012,2.60685,-17.3278) to 1:(19.1894,2.70623,-12.8848) = 4.83409
Segment 1: 1:(19.2069,2.71986,-12.6714) to 0:(20.4922,2.94467,-7.83193) = 6.70582
Crv Throat Length 0 = 11.5399
B2B Throat Length 1 = 11.6365
Segment 0: 0:(19.1007,2.62278,-17.5091) to 0:(20.1126,3.00346,-8.70161) = 11.5666
Crv Throat Length 1 = 11.5666
LE Pitch = 24.0018
TE Pitch (S) = 29.5354
Centroid:Z = -11.2436
Centroid:R = 19.3893
Centroid:T = 117.5
Centroid:Mp = 0.336367
Centroid:M = 6.44354

Airfoil Area = 9.7389
Blade & Layer Parameters (using M vs T-Prime system)
3D Meanline Length = 27.173
Camber Length = 27.1735
Cord Length (C) = 26.9192
Meridional Length (M) = 14.591
Stagger Angle = -57.2
Solidity (C/S) = 0.911422
Pitch Cord Ratio (S/C) = 1.09719

Wissenschaftlicher Werdegang

PERSÖNLICHE DATEN

Name: Tore Fischer
Geburtsdatum, -ort: 8. Januar 1985, Hamburg
Staatsangehörigkeit: deutsch
E-Mail: tore.fischer@outlook.com

AUSBILDUNG

Seit 2013 Promotionsstudium Maschinenbau
Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover

2005 – 2012 Diplomstudium Maschinenbau
Komponenten der Energietechnik und Fahrzeugsysteme
Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover
Abschluss: Dipl.-Ing.

1997 – 2004 Wilhelm-Raabe-Schule Hannover
Abschluss: Allgemeine Hochschulreife

1991 – 1997 IGS Roderbruch Hannover
Grund- und Orientierungsstufe

BERUFLICHER WERDEGANG

Seit 2020 Abteilungsleiter Industrialisierung
FISCHER Fuel Cell Compressor AG

2018 – 2020 Abteilungsleiter Industrialisierung Verdichter
FISCHER AG Präzisionsspindeln

2013 – 2017 Wissenschaftlicher Mitarbeiter (Turbolader und Radialverdichter)
Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik (TFD)

2011 – 2012 Praktikum (Vorentwicklung und Motorsport)
Honeywell Turbo Technologies Brno

2009 – 2012 Studentische Hilfskraft (Turbolader und Radialverdichter)
Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik (TFD)

2008 – 2008 Praktikum
Volkswagen Nutzfahrzeuge Hannover

2004 – 2005 Zivildienst
Henriettenstiftung Hannover

Bern, 02.04.2020