

1-DIMENSIONALER, STUFENWEISER MODELLIERUNGSANSATZ ZUR SIMULATION DES PUMP- UND STALLVERHALTENS VON MEHRSTUFIGEN AXIALVERDICHTERSYSTEMEN

M. Haake
 Rolls-Royce Deutschland
 Engine Performance Department
 Eschenweg 11
 15827 Blankenfelde-Mahlow
 Deutschland

S. Staudacher
 Universität Stuttgart
 Institute für Luftfahrtantriebe
 Pfaffenwaldring 6
 70569 Stuttgart, Deutschland

R. Fiola
 Rolls-Royce Deutschland
 Engine Performance Department
 Eschenweg 11
 15827 Blankenfelde-Mahlow
 Deutschland

1 Übersicht

Ein 1-dimensionaler, stufenweiser Modellansatz für mehrstufige Axialverdichter wurde entwickelt, um Post-Stall Operationen wie Pumpen und „rotierende Ablösung“ zu simulieren. Der Modellansatz sieht eine Diskretisierung vom Verdichtereintritt bis zum Brennkammeraustritt vor. Entlang der Diskretisierung werden die nichtlinearen, konservativen Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie unter Berücksichtigung der Quellterme für Einlauf, Verdichter und Brennkammer numerisch gelöst. Die Verdichterquellterme wie Schaufel-, Gehäusekräfte und Wellenarbeit werden über quasistationäre Druck- und Temperaturcharakteristiken modelliert. Die Gültigkeit der Charakteristiken umfasst Pre- und Post-Stall Betriebsbereiche. Die Charakteristiken sind mit Verzögerungsgliedern versehen, um das dynamische Verdichterstufenverhalten wiederzugeben. Die Validierung des 1-dimensionalen, stufenweisen Modellansatzes erfolgte an stationären und instationären Daten von zwei niedrigbelasteten 3-stufigen Axialverdichtern und an stationären Daten eines hochbelasteten 10-stufigen Axialverdichters.

2 Formelsymbole und Abkürzungen

ρ	Dichte
ψ_P^{co}	Temperaturkoeffizient nach Copenhaver
ψ_P^{co}	Druckkoeffizient nach Copenhaver
ψ^T	Temperaturkoeffizient
ψ^P	Druckkoeffizient
ϕ	Volumenzahl nach Greitzer
ϕ_{GA}	Volumenzahl nach Gamache
ϕ_{CO}	Volumenzahl nach Copenhaver
$\psi^{P,S-S}_{GA}$	Druckkoeffizient: Statisch-Statich nach Gamache
$\psi^{P,T-T}_{GA}$	Druckkoeffizient: Total-Total nach Gamache
$\psi^{P,ST1}_{GA}$	Druckkoeffizient: Stufe1 nach Gamache
$\psi^{T,ST1}_{GA}$	Temperaturkoeffizient: Stufe1 nach Gamache
$\psi^{P,T-S}$	Druckkoeffizient: Total-Statisch nach Greitzer
τ	Zeitkonstante
A	Fläche
A_c	Verdichterfläche nach Greitzer
L_c	Verdichterlänge nach Greitzer
a	Schallgeschwindigkeit
e	spezifische innere Energie

F	Flussvektor
F_x	Schaufel- und Gehäusekraft
F_{xs}	stationäre Schaufel- und Gehäusekraft
F_p	Reibung
G	Quelltermvektor
H_b	Totalenthalpie der Zapfluft
Mn	Machzahl
P_s	statischer Druck
P_T	Totaldruck
Q_c	Wärmezufuhr in der Brennkammer
Q_h	Wärmeaustausch
R_i	Innenradius
R_o	Außenradius
R	spezifische Gaskonstante
SW	Wellenarbeit
t	Zeit
u	Umfangsgeschwindigkeit
U	Lösungsvektor
C_x	Axiale Geschwindigkeit
V_p	Plenumvolumen
V_c	Verdichtervolumen
W_b	Zapfluftmassenstrom
$WRTP$	Massenstromparameter
X	Axiale Koordinate

3 Einleitung

Das Verständnis über das stationäre und das instationäre Verdichterverhalten während Pre- und Post-Stallvorgängen (Pumpen, rotierende Ablösung') von Flugtriebwerken ist eine elementare Voraussetzung für die Triebwerkszertifizierung. In diesem Zusammenhang muss der Triebwerkshersteller u.a. folgendes demonstrieren:

- ausreichend stabiles Betriebsverhalten der Verdichter während stationärer und instationärer Manöver innerhalb des vereinbarten Operationsbereich des Flugzeuges (C-SE 500, [1])
- Wiederanlegen der Strömung im Hochdruckverdichter nach einem Pumpstoß durch Vogelschlag (C-SE 800, [1])
- Post-Stallverhalten des Hochdruckverdichters nach einem Wellenbruch und Auswirkung auf die resultierende Maximaldrehzahl der Turbine (C-SE 850, [1])

Die erforderlichen Nachweise für die Triebwerkszertifizierung resultieren aus Triebwerkstests oder aus Triebwerkssimulationen mit Leistungsrechnungsprogrammen nach [2] oder linearisierten Echtzeitmodellen nach [3].

Innerhalb des Pre-Stalls erfolgt die Simulation des stationären und instationären Verdichterverhaltens durch Leistungsrechnungsprogramme. Außerhalb des Pre-Stalls ist der Einsatz der Leistungsrechnungsprogramme durch einen Mangel an Verdichtercharakteristiken für Post-Stall sowie durch die Konvergenzkriterien des numerischen Lösers begrenzt. Aussagen über das Verdichterbetriebsverhalten in Post-Stall resultieren hauptsächlich aus Triebwerkstests oder stammen aus konservativen Extrapolationen der Leistungsrechnungsergebnisse. Eine Vorhersage des Verdichterverhaltens in Post-Stall ist somit im Hinblick auf die Optimierung der Triebwerkszertifizierung sowie Triebwerksauslegung von essentieller Bedeutung.

Bestehende mathematische Modelle zur Verdichtersystemmodellierung (stufenweise oder Modular) wie nach [4,5] sind auf die Simulation von Pre-Stall Operationen beschränkt, vernachlässigen Kompressibilitätseffekte [6,8] oder die Validierung der Modelle beschränkte sich auf inkompressible Testdaten von niedrigbelasteten Verdichtern, [9,10,11]. Der in diesem Aufsatz beschriebene Modellansatz basiert auf einer stufenweisen Verdichtersystemmodellierung zur Simulation des stationären und instationären Betriebsverhaltens in Pre- und Post-Stall. In der Formulierung der Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie werden Kompressibilitätseffekte berücksichtigt. Die Validierung erfolgte an stationären und transienten Testdaten von zwei niedrigbelasteten 3-stufigen Axialverdichtern [7,12] und an stationären Testdaten eines hochbelasteten 10-Stufigen Axialverdichters [13].

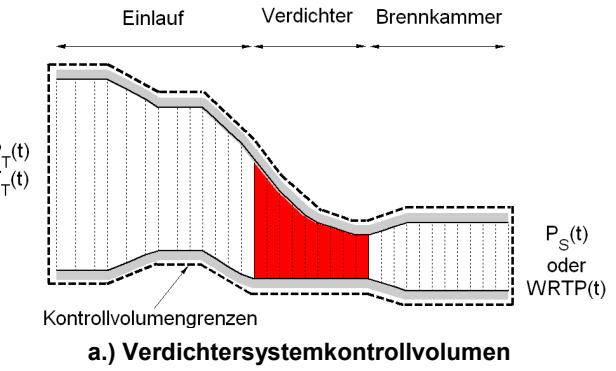
4 1-D Verdichterstufenmodell

4.1 Modellbeschreibung

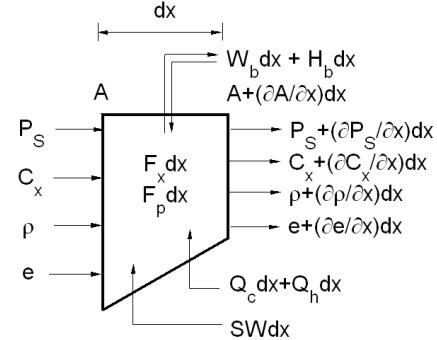
Der 1-dimensionale, stufenweise Modellansatz zur Verdichtersystemsimulation basiert auf einer numerischen finite Differenzen-Methode. Die Methode löst simultan die nichtlinearen, konservativen Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie mit Quelltermen für den Einlauf, den Verdichter und die Brennkammer (Zapfluft, Schaufel- und Gehäusekräfte, Wellenarbeit, Wärmezufuhr, Wärmeaustausch, Druckverluste).

In BILD 1 ist ein einwelliges axiales Verdichtersystem beispielhaft dargestellt. Das Verdichtersystem enthält neben dem Verdichtervolumen Teile des Einlauf- und Brennkammervolumens. Die Komponenten des Verdichtersystems werden durch ein einziges Kontrollvolumen modelliert, BILD 1a. Bei Vorwärtsdurchströmung des Verdichtersystems ist die Eintrittsrandbedingung durch die zeitabhängige Vorgabe des Totaldrucks und der Totaltemperatur festgelegt. Die Austrittsrandbedingung ist bestimmt durch den zeitabhängigen statischen Druck oder durch die Vorgabe des Massenstromparameters. Bei Rückwärtsdurchströmung werden die Eintrittsrandbedingungen durch die Austrittsbedingung mit statischem Umgebungsdruck ersetzt. Während eines Pumpzyklusses des Axialverdichters funktionieren somit beide Randbedingungen als Austrittsrandbedingungen.

Das Kontrollvolumen wird in finite Elementkontrollvolumen aufgeteilt BILD 1b. Das verwendete Gleichungssystem zur Modellierung des Verdichtersystems resultiert aus der Anwendung der Erhaltungssätze für Masse, Impuls und



a.) Verdichtersystemkontrollvolumen



b.) Elementkontrollvolumen
BILD 1: Verdichtersystem- und Elementkontrollvolumen

Energie auf das finite Elementkontrollvolumen. Die Wirkungsweise des Verdichters, der Brennkammer oder des Einlaufs auf das Fluid wird durch Quellterme modelliert. Quellterme beschreiben Kraftverteilungen innerhalb der Kontrollvolumen oder Arbeits-, Energie- und Massenströme, die die Systemgrenzen überschreiten.

Im Verdichterabschnitt repräsentiert jedes Elementkontrollvolumen eine Verdichterstufe. In Abhängigkeit der Verfügbarkeit von Daten besteht eine Verdichterstufe aus Rotor und Stator oder Stator und Rotor. Auf das Fluid wirkt die Kraftverteilung F_x , die die Schaufel- und Gehäusekräfte modelliert.

Die am Fluid verrichtete Wellenarbeit wird durch den Quellterm SW beschrieben. Die Wärmezufuhr in der Brennkammer wird durch den Quellterm Q_c repräsentiert. Mittels der Quellterme F_p und Q_h werden die Druckverluste des axialen Verdichtersystems sowie den instationären Wärmeaustausch zwischen Gehäuse, Schaufeln und dem Fluid abgebildet. Die Entnahme oder Zuführung von Masse und Energie durch Zapfluft oder Kühlluft wird durch die Quellterme W_b und H_b beschrieben.

Das resultierende Gleichungssystem der Erhaltungsgleichungen mit Quelltermen wird beschrieben durch

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial F}{\partial x} = G . \quad (1)$$

Für den Lösungsvektor U und den Flussvektor F gilt

$$U = \begin{Bmatrix} \rho A \\ \rho C_x A \\ eA + \frac{1}{2} C_x^2 A \end{Bmatrix} \quad F = \begin{Bmatrix} \rho C_x A \\ \rho C_x^2 A + P_S A \\ \rho C_x A \left(e + \frac{P_S}{\rho} + \frac{1}{2} C_x^2 \right) \end{Bmatrix}$$

während für den Quelltermvektor G folgendes gilt

$$G = \begin{Bmatrix} W_b \\ F_x + F_p \\ Q_c + Q_h + SW + H_b \end{Bmatrix}.$$

Die Modellierung der Quellterme für die Schaufel- sowie Gehäusekräfte F_x und für die Wellenarbeit SW basieren auf quasistationären Verdichterstufenkennfeldern. Die Kennfelder beschreiben das stationäre Druck- und Temperaturverhalten der Verdichterstufen in Abhängigkeit von stationären Volumenzahlen. In BILD 2 sind typische Stufenkennfelder für 3-stufige, niedrigbelastete Axialverdichter abgebildet wie diese nach [15] beschrieben und in [12, 13] gemessen wurden.

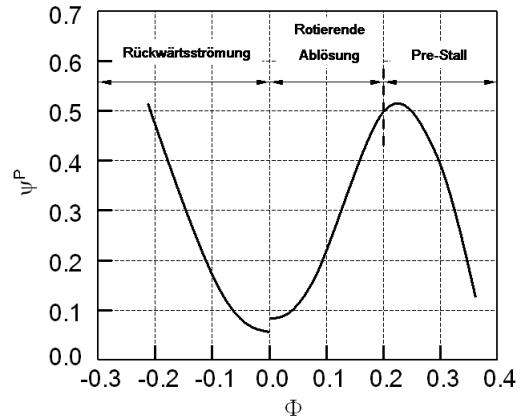
Die Kennfelder sind in drei Bereiche unterteilt: „Pre-Stall“, „Rotierende Ablösung“ und „Rückwärtsströmung“. „Pre-Stall“ definiert das Betriebsverhalten der Stufe ohne Ablösung an den Verdichterschaufeln. Der Kennfeldabschnitt „Rotierende Ablösung“ beschreibt das Stufenbetriebsverhalten in Abhängigkeit von vollständig entwickelten rotierenden Ablöseblasen. Der Kennfeldbereich „Rückwärtsdurchströmung“ spezifiziert den Stufendruckverlust und die Stufentemperaturerhöhung bei vollständiger Umkehr der Verdichterströmung. Die Unstetigkeit der Stufenkennfelder bei $\Phi=0$ wurde experimentell in [12, 13] nachgewiesen.

Während instationärer Verdichtervorgänge wie der Entwicklung von „rotierender Ablösung“ werden die abgeleiteten, stationären Schaufel- und Gehäusekräfte mit einem Verzögerungsglied erster Ordnung wie nach Gleichung 2 versehen.

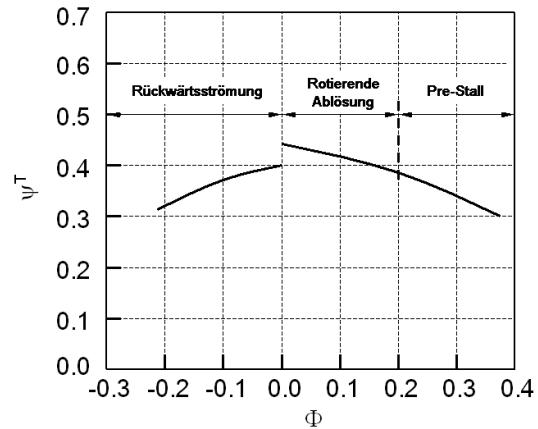
$$\tau \frac{dF_x}{dt} + F_x = F_{xs}. \quad (2)$$

Das Verzögerungsglied simuliert das Wachstum und Abklingen der Ablöseblasen und wird nur im Kennfeldabschnitt „rotierende Ablösung“ berücksichtigt. Die Zeitkonstante τ wird zur Kalibrierung des Verzögerungsgliedes verwendet.

Das Gleichungssystem zur Modellierung des Verdichtersystems wird numerisch durch ein explizites MacCormack Verfahren zweiter Ordnung für finite Differenzen nach [16] gelöst. Die Randbedingungen wie die Totalzustände am Eintritt und der statische Druck oder Massenstromparameter am Austritt sind über eine Charakteristikenmethode nach [17] mit dem MacCormack-Verfahren verknüpft.



a.) Druckkennfeld



b.) Temperaturkennfeld
BILD 2: Verdichterstufenkennfelder

4.2 Modellvalidierung

Zur Validierung des 1-dimensionalen, stufenweisen Ansatzes wurden mit der zuvor beschriebenen Modellierungstechnik, Modelle für Düsen sowie für 3-stufige und 10-stufige Verdichtersysteme erstellt.

Anhand der Düsenmodelle wurde die Implementierung und Funktionalität des MacCormack-Verfahrens zur Lösung des Gleichungssystems geprüft. Die Prüfung basierte auf dem Vergleich von analytisch berechneten Düsenströmungsparametern zu simulierten Düsenströmungsparametern.

Die Fähigkeit des Modellansatzes zur Berechnung von Pre-Stall und Post-Stall Verdichterbetriebsverhalten wurde anhand der Verdichtersystemmodelle geprüft. Als Eingabeparameter für den Modellansatz dienten die Geometrie und die experimentell bestimmten Stufenkennfelder der Verdichtersysteme. Die Validierung basierte dann auf dem Vergleich des experimentell bestimmten Verdichterkomponentenverhaltens im Vergleich zu dem simulierten Verdichterkomponentenverhalten. Die benötigten Datensätze für die Validierung standen für zwei 3-stufige Axialverdichter nach Gamache [12] und Greitzer [7] sowie für einen 10-stufigen Axialverdichter nach Copenhagen [13] zur Verfügung.

4.2.1 Validierung des numerischen Lösers

Mit der im Kapitel 4.1 beschriebenen Technik wurde ein Modell für eine konvergent-divergente und eine konvergente Düse erstellt. In BILD 3a ist die Flächenkontur der konvergenten-divergenten Düse abgebildet. Die Flächenkontur der Düse folgt der Funktion

$$A(X) = 1 + 2.2(X - 1.5)^2 \quad 0.0 \leq X \leq 3.0. \quad (3)$$

In BILD 4a ist die Flächenkontur der konvergenten Düse abgebildet, die durch die folgenden Funktionen beschrieben wird

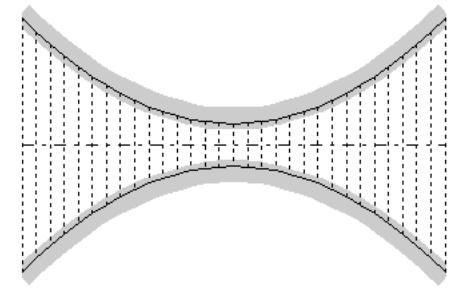
$$A(X) = 1 + 2.2(X - 1.5)^2 \quad 0.0 \leq X \leq 1.5 \quad (4)$$

$$A(X) = 1 + 0.2(X - 1.5)^2 \quad 1.5 \leq X \leq 3.0$$

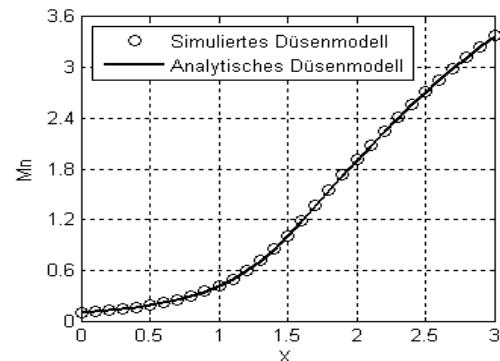
Die Düsenmodelle wurden mit jeweils 31 finite Elemente approximiert. Bei dem konvergenten-divergenten Düsenmodell wurde das dimensionslose Gegendruckverhältnis so gewählt, dass sich eine überkritische Durchströmung am Düsenaustritt einstellte. Das dimensionslose Gegendruckverhältnis des konvergenten Düsenmodells hingegen wurde so eingestellt, dass sich eine unterkritische Durchströmung am Düsenaustritt einstellte. In BILD 3b und BILD 4b ist jeweils exemplarisch der simulierte Machzahlverlauf zusammen mit dem analytisch berechneten Machzahlverlauf abgebildet. Die analytische Berechnung der Düsenströmungen erfolgte nach [17]. Der Vergleich zeigt sowohl für die konvergent-divergente also auch für die konvergente Düse gute Übereinstimmung zwischen simuliertem und analytischem Düsenmodell.

4.2.2 Stationäres Verdichtermodell nach Gamache

Gamache untersuchte das stationäre Betriebsverhalten eines niedrigbelasteten Axialverdichters bei Rückwärtsdurchströmung, [12]. Der Axialverdichter bestand aus drei Repetierstufen mit konstanter Querschnittsfläche sowie einem ‚hub-to-tip‘ Verhältnis von 0.88. Der Axialverdichter war für eine Drehzahl von 5926 rpm und einem Druckverhältnis von 1.49 ausgelegt. Der Versuchsstand von Gamache war so konfiguriert, dass die Drehzahl konstant gehalten werden konnte, während eine Rückwärtsdurchströmung des Verdichters erzwungen wurde. Auf diese Weise gelang die Messung des stationären Verdichterkomponentenkennfeldes sowie der stationären Verdichterstufenkennfelder für Rückwärtsströmung. Zusammen mit den Ergebnissen von Eastland [14] existierte somit ein vollständiger, stationärer Satz von Verdichterkomponenten- und Verdichterstufenkennfeldern für Pre- und Post-Stall Operationen. Das zur Validierung des 1-dimensionalen, stufenweisen Ansatzes verwendete Modell ist in BILD 5 dargestellt. Der konstante Ringkanal wurde in 15 finite Elemente unterteilt. Die schraffierten Flächen markieren die drei Stufen des Axialverdichters. Das Stufendruck- und Temperaturkennfeld der ersten Stufe wird exemplarisch in BILD 6 gezeigt. Die Kreise markieren die Messergebnisse von Gamache. Die Linie repräsentiert die Approximation der Messungen, wie diese als Eingabeparameter im Modell verwendet wird. Zapfluft- oder Kühlluftentnahmen waren im Versuchsstand von Gamache nicht vorgesehen.

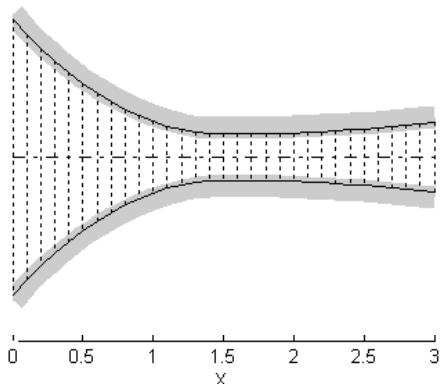


a.) Flächenkontur

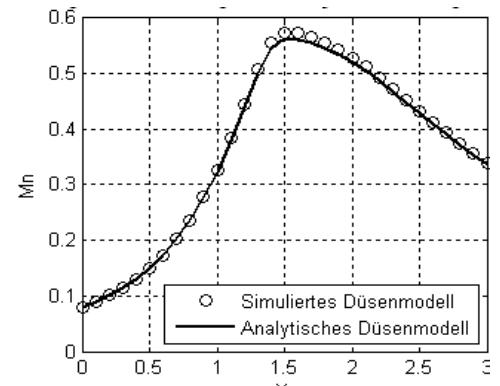


b.) Vergleich simulierte/analytische Düsenmodell

BILD 3: Konvergent-Divergente Düsenmodell



a.) Flächenkontur



b.) Vergleich simulierte/analytische Düsenmodell

BILD 4: Konvergentes Düsenmodell

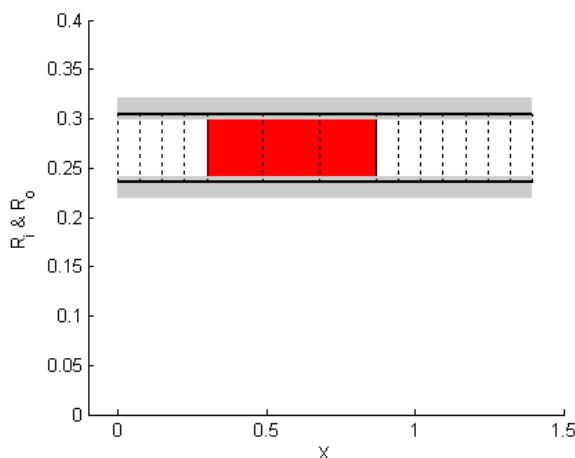
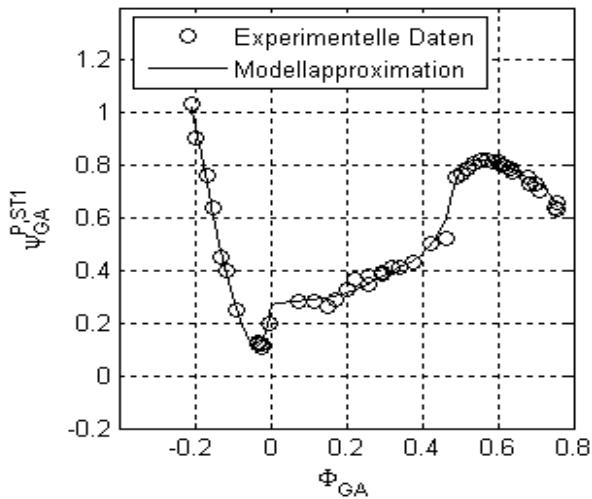


BILD 5: 3-Stufen Axialverdichtermodell

Für die Modellierung von Druckverlusten standen keine Daten zur Verfügung. Gamache dokumentierte neben den Verdichterstufenkennfeldern, dass stationäre Verdichterkomponentenverhalten in der Form von Totaldruckdifferenzen $\psi_{GA}^{P,T-T}$ und statischen Druckdifferenzen $\psi_{GA}^{P,S-S}$ in Abhängigkeit der Verdichterdurchströmung ϕ_{GA} . Der Vergleich zwischen experimentell ermitteltem und simuliertem Verdichterkomponentenverhalten ist in BILD 7 dokumentiert. Die Kreise markieren die experimentell bestimmten Daten, während die Linie das Simulationsergebnis repräsentiert. Das simulierte Verdichterdruckkomponentenverhalten wurde durch eine quasistationäre Erhöhung bzw. Absenkung des Ausgangsmassenstromparameters ermittelt.

Die Gegenüberstellung zeigt, dass der 1-dimensionale, stufenweise Ansatz das inkompressible, stationäre Pre-Stall und Post-Stall Verdichterbetriebsverhalten mit hoher Genauigkeit wiedergibt.



a.) Druckkennfeld: Stufe 1

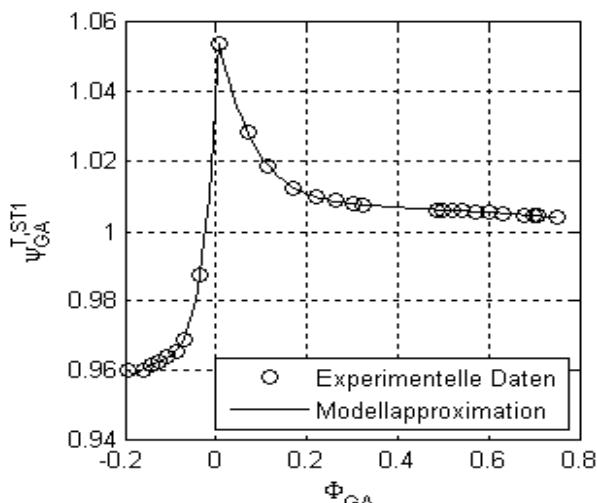
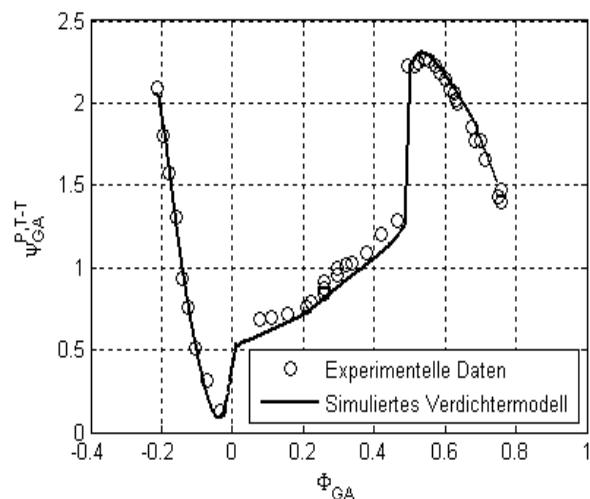


BILD 6: Stufenkennfelder nach Gamache und Modellapproximation



a.) Verdichterdruckkennfeld: Total-Total

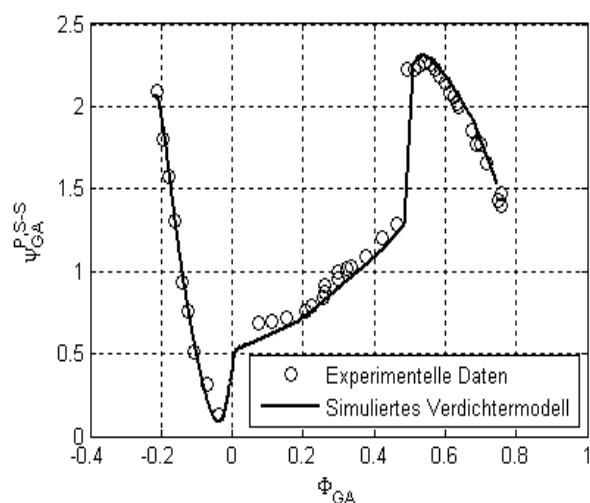


BILD 7: Messergebnisse nach Gamache und Ergebnisse der stationären Verdichtersimulation

4.2.3 Stationäres Verdichtermodell nach Copenhaver

Copenhaver untersuchte und dokumentierte das stationäre Verdichterverhalten für einen 10-stufigen, hochbelasteten Axialverdichter für die Betriebsbereiche Pre-Stall und „Rotierende Ablösung“, [13]. Der Axialverdichter war für eine Drehzahl von 10913rpm und ein Druckverhältnis von 8.3 ausgelegt. Die Versuchseinrichtung von Copenhaver war dafür ausgelegt die Drehzahl konstant zu halten, während der Axialverdichter im Pre-Stall und während der Ausbildung von rotierender Ablösung stabilisiert wurde. Die Dokumentation umfasste Verdichterstufen- und Verdichterkomponentenkennfelder für 49.8%, 59.7%, 67.7%, 74.5% und 78.5% Auslegungsdrehzahl.

Das Modell des 10-stufigen Axialverdichters zur Validierung des 1-dimensionalen, stufenweisen Ansatzes ist in BILD 8 dargestellt. Der Verdichter sowie Teile des Einlaufes und des Austritts wurden in 40 finite Elemente unterteilt. Die schraffierte Fläche beschreibt die Position der 10-Stufen. Das Stufendruck- und Temperaturkennfeld der Stufe 6-10 wird exemplarisch in BILD 9 für 67.7% Auslegungsdrehzahl gezeigt. Die Symbole beschreiben die Messungen von Copenhaver. Die gestrichelten Linien repräsentieren die Eingabe in das Axialverdichtermodell. Zapfluft- oder Kühlluftentnahmen waren im Versuchsstand von Copenhaver nicht vorgesehen. Für die Modellierung von Druckverlusten standen keine Daten zur Verfügung.

Copenhaver dokumentierte das Verdichterkomponentenverhalten als Verdichterdruckverhältnis ψ_{co}^P und Verdichtertemperaturverhältnis ψ_{co}^T in Abhängigkeit der Durchströmung ϕ_{co} und Drehzahl. BILD 10 zeigt den Vergleich von gemessenen zu simuliertem Verdichterkomponentenverhalten am Beispiel der Daten für 67.7% Auslegungsdrehzahl. Für die Simulation wurde das Modell zunächst im Pre-Stall stabilisiert. Anschließend wurde der Austrittsmassenstrom quasistationär verringert bis das Ende der Stufenkennfelder im Betriebsbereich „rotierende Ablösung“ erreicht war.

Der Vergleich zeigt, dass der 1-dimensionale, stufenweise Ansatz das stationäre, kompressible Verdichterkomponentenverhalten in Pre-Stall und im Operationsbereich „rotierende Ablösung“ korrekt und mit guter Genauigkeit berechnet.

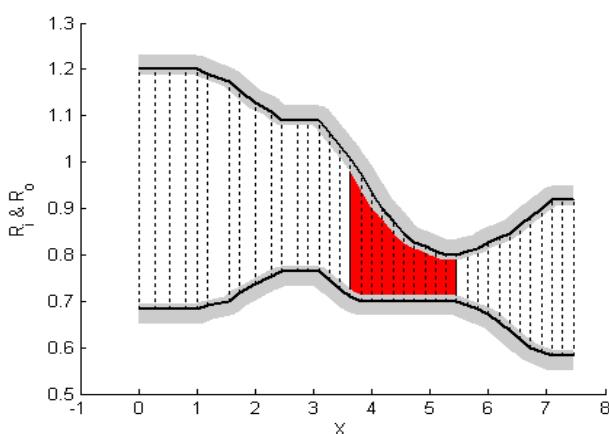
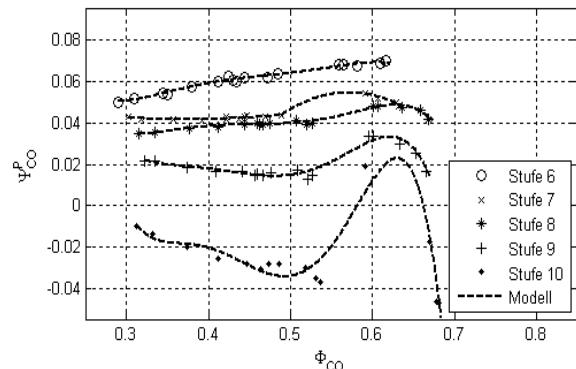
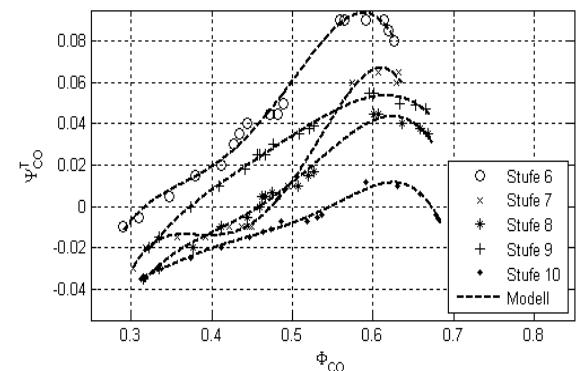


BILD 8: 10-Stufen Axialverdichtermodell

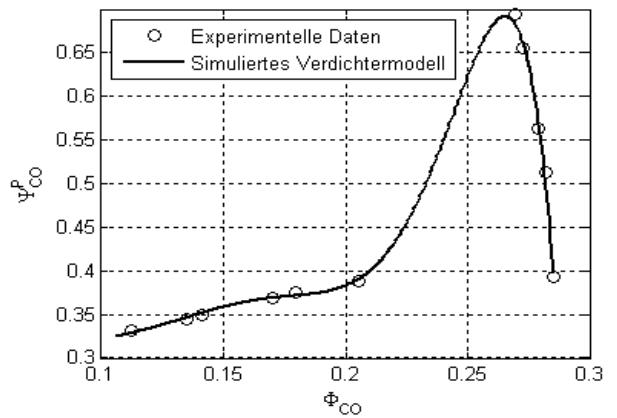


a.): Druckkennfeld Stufe 6-10

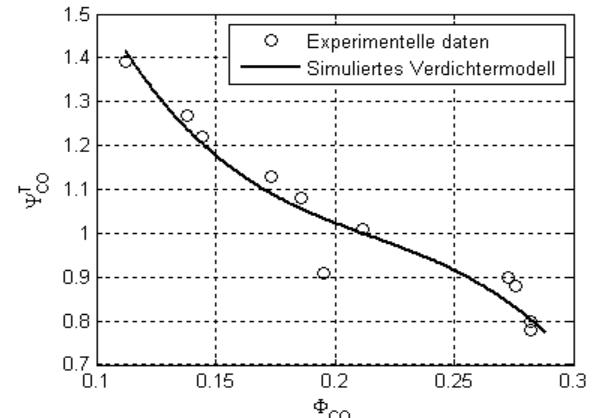


b.): Temperaturkennfeld Stufe 6-10

BILD9: Stufenkennfelder nach Copenhaver und Modellapproximation



a.): Verdichterdruckkennfeld



b.): Temperaturkennfeld

BILD10: Messergebnisse nach Copenhaver und Ergebnisse der stationären Verdichtersimulation

4.2.4 Instationäres Verdichtermodell nach Greitzer

Greitzer untersuchte in [6, 7] theoretisch und experimentell, das instationäre Betriebsverhalten eines 3-stufigen, niedrigbelasteten Axialverdichters während Post-Stalloperationen. Der von Greitzer abgeleitete B Parameter

$$B = \frac{U}{2a} \left[\frac{V_p}{A_c L_c} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

beschreibt das Antwortverhalten des Verdichtersystems, nachdem dieses instabil wurde. Bei einem B Parameter kleiner als 0.7 stabilisiert das System im Verdichteroperationsbereich 'Rotierende Ablösung'. Bei einem B Parameter größer als 0.7 antwortet das Verdichtersystem mit Pumpzyklen.

Greitzer validierte experimentell die Funktionalität des B Parameters. Der Versuchsstand von Greitzer bestand aus einem Einlauf, einem 3-stufigen Axialverdichter mit einem konstanten Querschnitt und einem Plenum. Durch Anpassung der Verdichterdrehzahl und des Plenumvolumens konnten verschiedene B Parameter eingestellt werden. Greitzer dokumentierte auf diese Weise das Verdichterverhalten bei $B=0.65, 0.84, 1.00, 1.03$ und 1.58 .

Zur Validierung des 1-dimensionalen, stufenweisen Ansatzes wurde der Versuchsstand von Greitzer nachgebildet. Das Versuchsstandsmodell ist in BILD 11 dargestellt. Der schraffierte Bereich zeigt die Position der Stufen des Axialverdichters. Der Axialverdichter bestand aus drei Repetierstufen der NACA 400 Serie mit einem konstanten 'hub-to-tip' Verhältnis von 0.88. Die Stufenkennfelder des Axialverdichters waren nicht dokumentiert. Um dennoch den 1-dimensionalen, stufenweisen Ansatz anhand der Greitzer Daten qualitativ validieren zu können, wurden die Stufenkennfelder nach Gamache, Kapitel 4.2.2 verwendet. Zapflluft-, Kühlluftentnahmen oder Druckverluste wurden von Greitzer nicht dokumentiert.

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Simulation für die B Parameter 0.65, 1.00 und 1.58 mit den experimentellen Daten von Greitzer verglichen.

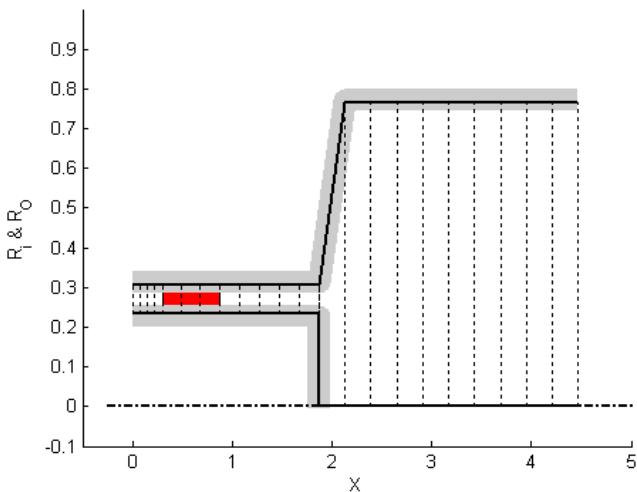


BILD 11: Versuchsstandmodell nach Greitzer

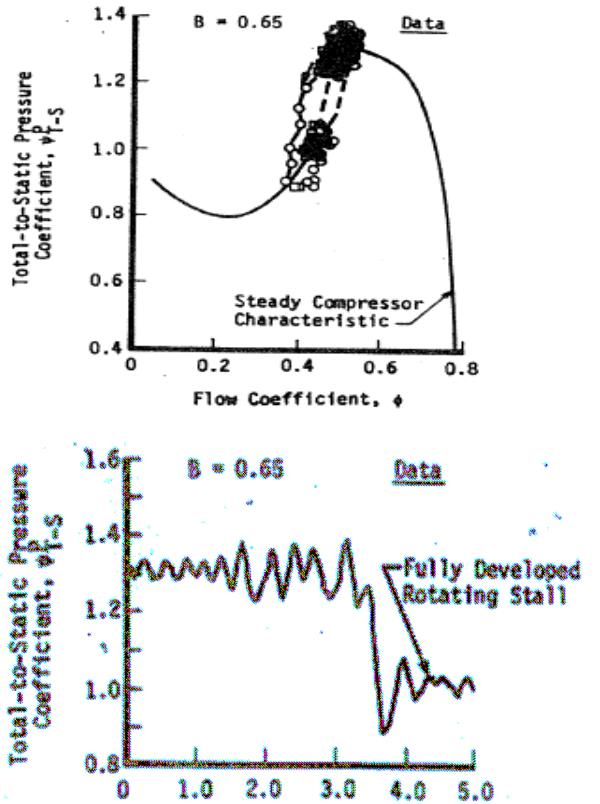


BILD 12: B=0.65: Verdichterverhalten nach Greitzer

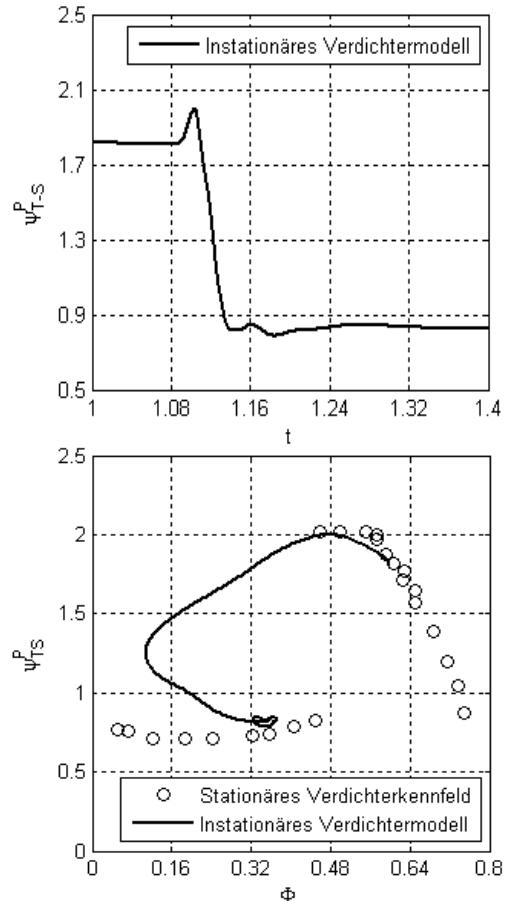


BILD 13: B=0.65: Simulierte Verdichterreaktion

B=0.65

Greitzer drosselte den Axialverdichter bis zum Beginn der Instabilität. Das Verdichtersystem wurde instabil und stabilisierte anschließend im Verdichteroperationsbereich 'rotierende Ablösung', BILD 12.

Im Modell des Versuchstandes wurde die Androsselung des Axialverdichters bis zum Erreichen der Instabilität durch eine Reduktion des Austrittsmassenstroms simuliert. Anschließend wurde der Austrittsmassenstrom konstant gehalten. Die simulierte Antwort des Versuchstandsmodells ist in BILD 13 dargestellt. Der Vergleich zeigt gute Übereinstimmung zwischen simuliertem und experimentell bestimmten Verdichterverhalten.

B=1.00

BILD 14 zeigt die Versuchsergebnisse von Greitzer bei einer Konfiguration des Verdichtersystems für B=1.00. Es wurden Pumpzyklen mit einer Frequenz von 1.5Hz aufgezeichnet.

Das Versuchsstandsmodell wurde ebenfalls auf B=1.00 konfiguriert. Das Antwortverhalten des Verdichtersystems ist in BILD 15 dargestellt. Das Modell berechnete Pumpzyklen. Frequenz und Amplitude des Druckkoeffizienten sind ähnlich im Vergleich zu den Ergebnissen von Greitzer. Gute Übereinstimmung zeigt auch das simulierte Verdichterkomponentenverhalten in Abhängigkeit des Druckkoeffizienten ψ_{T-S}^P und der Volumenzahl ϕ .

B=1.58

Greitzer untersuchte das Antwortverhalten des Verdichtersystems bis zu einem maximalen B Parameter von 1.58. Bei dieser Konfiguration dokumentierte Greitzer ein verändertes Pumpverhalten im Vergleich zu einem B Parameter von 1.00. BILD 16 zeigt, dass die Auslenkung des Pumpzyklusses bei der Annäherung an $\phi=0$ größer wird.

In BILD 17 ist das Ergebnis der Simulation des Versuchsstandsmodells für B=1.58 abgebildet. Der simulierte Pumpzyklus zeigt in ähnlicher Weise die vergrößerte Auslenkung bei Annäherung an $\phi=0$ wie die Versuchsergebnisse von Greitzer.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Ein 1-dimensionaler, stufenweiser Modellansatz für mehrstufige Axialverdichter wurde entwickelt um Post-Stall Operationen wie Pumpen und 'rotierende Ablösung' zu simulieren. Der Ansatz löst durch ein finites Differenzen Verfahren die Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie. Die Erhaltungsgleichungen werden durch Quellterme ergänzt, die die Eigenschaften von Turbomaschinenkomponenten auf das Fluid berücksichtigen.

Die Quellterme des Verdichters wie Wellenarbeit und Schaufel- und Gehäusekräfte werden durch stationäre Stufencharakteristiken modelliert. Die Stufencharakteristiken beschreiben das Verdichterbetriebsverhalten während Pre-Stall und Post-Stall Operationen. Das dynamische Verdichterbetriebsverhalten bei Pumpzyklen oder bei der Ausbildung von 'rotierender Ablösung' wird durch ein Verzögerungsglied erster Ordnung berücksichtigt.

Der Modellansatz wurde an stationären und instationären experimentellen Daten von zwei 3-stufigen und einem 10-stufigen Axialverdichter validiert. Die Ergebnisse der Si-

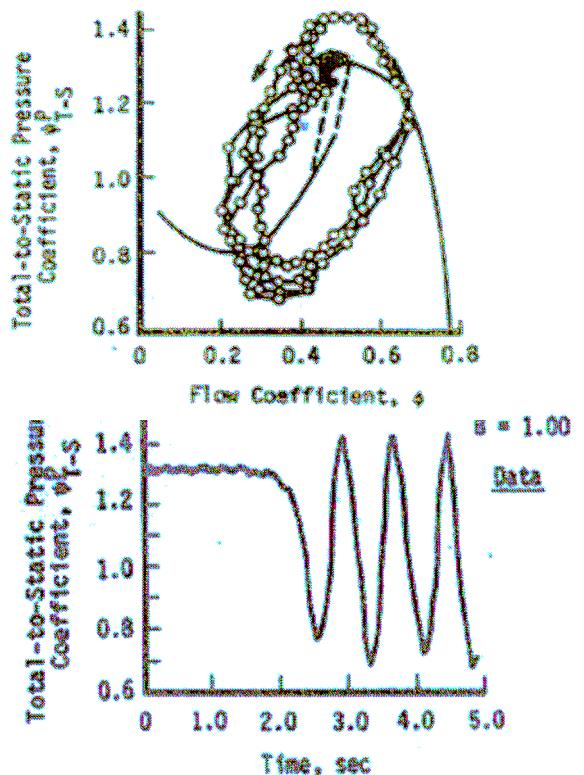


BILD 14: B=1.00: Verdichterverhalten nach Greitzer

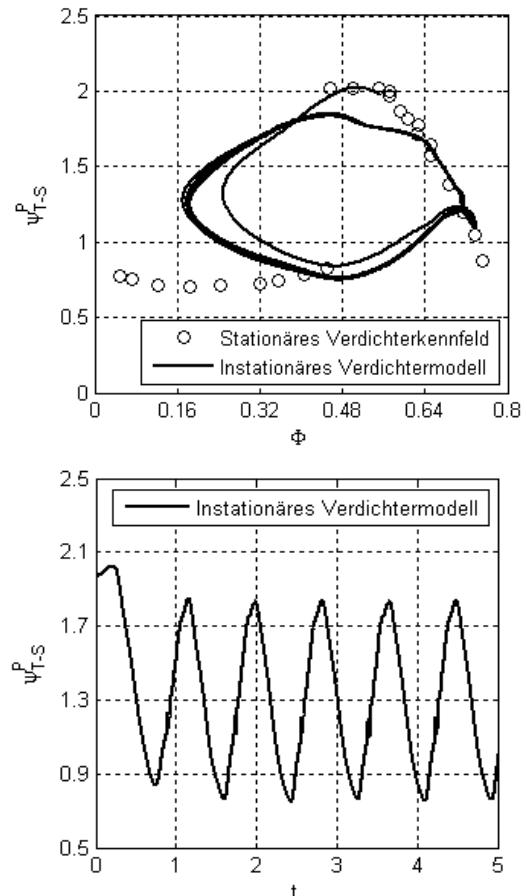


BILD 15: B=1.00: Simuliertes Verdichterverhalten

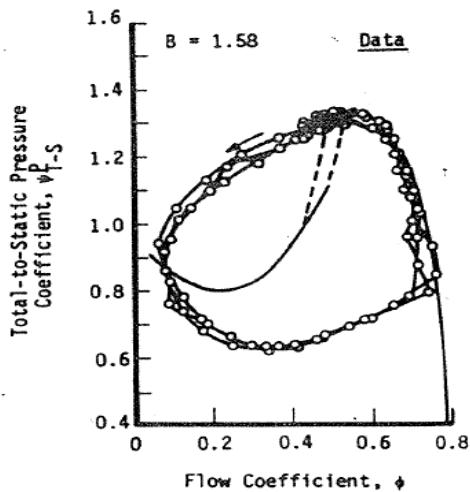


BILD 16: B=1.58: Verdichterverhalten nach Greitzer

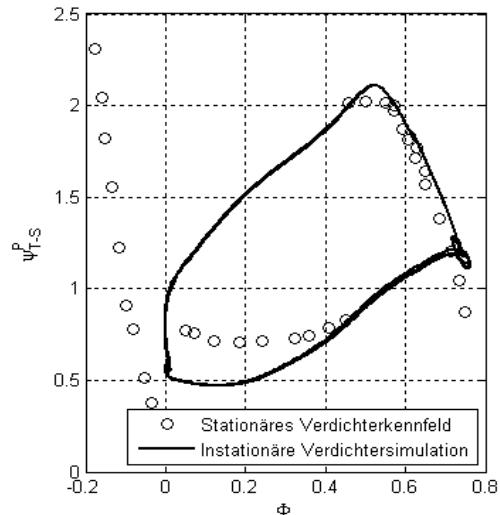


BILD 17: B=1.58: Simuliertes Verdichterverhalten

mulation zeigten gute Übereinstimmung mit den Messdaten sowohl für das Verdichterbetriebsverhalten im Pre-Stall als auch im Post-Stall.
Die Eigenschaft des Modellansatzes das Pre-Stall und Post-Stall Verdichterbetriebsverhalten korrekt vorherzusagen, prädestinieren den Ansatz zur Unterstützung von Simulation wie Wellenbruch, Stabilität oder Vogelschlag.

6 Danksagung

Dieses Modell wurde in Zusammenarbeit mit der Firma Rolls-Royce Deutschland entwickelt. Die Autoren danken der Firma Rolls-Royce Deutschland für die Möglichkeit der Veröffentlichung.

7 Literatur

- [1] European Aviation Safety Agency: Decision No.2003/9/RM of the Executive Director of the Agency of 24 October 2003 on certification specifications, including airworthiness codes and acceptable means of compliance, for engines (C-SE), 2003
- [2] D. Therkorn, Fortschrittliches Leistungs- berechnungsverfahren für luftatmende Turbotriebwerke, Dissertation, Institut für Luftfahrtantriebe, Universität Stuttgart, 1997.
- [3] G.G. Kulikov, H.A. Thompson, Dynamic Modelling of Gas Turbines, Springer-Verlag London, 2004
- [4] M.W. Davis, A Stage-by-Stage Dual Spool Compression System Modelling Technique, ASME Gas Turbine Conference, ASME Paper 82-GT-189, 1982
- [5] W.A. Tschech, W.G. Steenken, Blade Row Dynamic Digital Compressor Program, Vol I, J85, Clean Inlet Flow and Parallel Compressor Models, NASA CR-134978, Lewis Research Centre, 1972
- [6] E.M. Greitzer, Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors-Part I: Theoretical Compression System Model, ASME Journal of Engineering Power, Vol. 98, 1976, pp. 190-198
- [7] E.M. Greitzer, Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors-Part II: Experimental Results and Comparison With Theory, ASME Journal of Engineering Power, Vol. 98, 1976, pp. 199-217
- [8] F.K. Moore, E.M. Greitzer, A Theory of Post-Stall Transients in Axial Compression Systems: Part I – Development of Equations, 30th International Gas Turbine Conference, ASME Paper 55-GT-171, 1985
- [9] M.W. Davis, A Stage-by-Stage Dual Spool Compression System Modelling Technique: Methodology, Validation and Application, PhD Dissertation, Virginia Polytechnic Inst. and State University, 1986
- [10] G.D. Garrad, ATEC: The aerodynamic Turbine engine Code for the analysis of transient and Dynamic Gas turbine Engine System Operations- Part I: Model Development, ASME Paper 96-GT-193, 1996
- [11] G.D. Garrad, ATEC: The aerodynamic Turbine engine Code for the analysis of transient and Dynamic Gas turbine Engine System Operations-part II: Numerical Simulations, ASME Paper 96-GT-194, 1996
- [12] R.N. Gamache, Axial Compressor Reversed flow Performance, PhD Dissertation, Massachusetts Institute of Technology, 1985
- [13] W.W Copenhaver, Stage Effects on Stalling and Recovery of a High-speed 10-stage Axial-Flow Compressor, PhD Dissertation, Iowa State University, 1988
- [14] A.H.J Eastland, Investigation of Compressor Performance in Rotating Stall: I-Facility Design and Construction and Initial Steady State Measurement, MIT Gas Turbine and Plasma Dynamics Lab. Rept. 164, 1982
- [15] S.G. Koff, Stalled Flow Characteristics for Axial Compressors, S.M Thesis, Massachusetts Institute of Technologie, 1983
- [16] D.A. Anderson, Computational Fluid Dynamics, McGraw-Hill Inc., 1995
- [17] D.J. Anderson, Fundamentals of Aerodynamics, McGraw-Hill Inc., 2001