

# GRUNDLAGENUNTERSUCHUNGEN ZUM SYSTEMVERSTÄNDNIS EINES EINBLASESYSTEMS ZUR AKTIVEN BEKÄMPFUNG VON VERDICHTERINSTABILITÄTEN IN TURBOSTRAHLTRIEBWERKEN UND ABLEITEN EINER OPTIMIERTEN SYSTEMKONFIGURATION

R. Schindler, S. Bindl, R. Niehuis

Institut für Strahltriebwerke, Universität der Bundeswehr München  
Werner-Heisenberg-Weg 39, 85577 Neubiberg  
Deutschland

## Abstract

Ziel dieser Arbeit war es die Wirkung eines Einblasystems auf das Betriebsverhalten eines ZTL-Triebwerk praktisch zu untersuchen. Hierzu sollte zunächst grundlegendes Verständnis darüber erlangt werden, wie das Einblasystem das Stabilitätsverhalten des Triebwerks beeinflusst. Anschließend galt es herauszufinden, wie sich eine Variation von Einblasemassenstrom, -geschwindigkeit und -impuls qualitativ auf die Wirk samkeit der Einblasung auswirkt und anhand dessen der entscheidende Parameter für die Dimensionierung eines Einblasystems gefunden werden.

Als Versuchsträger diente hierbei ein zweiwelliges Zweistromturbolufttriebwerk vom Typ LARZAC 04. Zwischen Einlauf und erster Verdichterstufe war ein Einblasystem mit zehn über den Umfang verteilten Einblasdüsen eingefügt. Es bewirkte eine Stabilisierung der Strömung an den Schaufelspitzen der ersten Stufe des Niederdruckverdichters, die besonders ablösegefährdet ist. Für die Versuche standen zwei Sätze von Einblasdüsen zur Verfügung, die sich durch unterschiedliche Austrittsflächen unterschieden.

Mit diesem Versuchsaufbau wurde zunächst das Kennfeld des Niederdruckverdichters ohne Einblasung aufgenommen, auf dessen Basis das drehzahlabhängige Ablöseverhalten des Niederdruckverdichters in drei Bereiche unterteilt werden konnte. Aus jedem Bereich wurde anschließend je eine charakteristische Drehzahl ausgewählt, bei denen die Versuche mit Einblasung durchgeführt wurden. Hierbei wurden für die beiden Düsenätze mit der Ventilöffnung der eingeblasene Massenstrom und mit Verdrehung der Düsen der Einblaswinkel variiert.

## 1. VERWENDETE SYMBOLE UND INDIZES

$a$	Schallgeschwindigkeit
$c$	Absolutgeschwindigkeit
$\dot{m}$	Massenstrom
$M$	Machzahl
$n_{\text{rel}}$	Drehzahlparameter, relative Drehzahl
$p$	Statischer Druck
$p_t$	Totaldruck
$R$	Spezifische Gaskonstante, wenn nicht anders angegeben: $R = 287 \text{ J/(kg K)}$ für Luft
$T$	Statische Temperatur
$T_t$	Totaltemperatur
$\ddot{u}$	Umfangsgeschwindigkeit
$V$	Volumen
$\bar{w}$	Relativgeschwindigkeit
$\kappa$	Isentropenexponent, wenn nicht anders angegeben $\kappa = 1,4$ für Luft
$\Pi_{\text{NDV}}$	Totaldruckverhältnis des Niederdruckverdichters
$BL$	Arbeitspunkt auf der Betriebslinie
$C$	Auf Einlaufbedingungen korrigierte Werte
$ebi$	Einblasung
$PG$	Letzter stabiler Arbeitspunkt vor der Pumpgrenze
$INA$	Internationale Norm-Atmosphäre

## 2. ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS

BK	Brennkammer
BPR	Nebenstromverhältnis, engl. Bypass Ratio
HDT	Hochdrukturbine
HDV	Hochdruckverdichter
ISA	Institut für Strahltriebwerke
NDT	Niederdrukturbine
NDV	Niederdruckverdichter
PGA	Pumpgrenzabstand, engl. Surge Margin
$\Delta$ PGA	Verbesserung des Pumpgrenzabstandes
TVA	Triebwerkversuchsanlage
ZTL	Zweistrom-Turbo-Luft

## 3. EINLEITUNG

Die Entwicklung von Triebwerksverdichtern ist davon geprägt, ein möglichst hohes Verdichterdruckverhältnis zu erzielen, was dem inneren Wirkungsgrad des Triebwerks zugute kommt und somit den Brennstoffverbrauch und die Schadstoffemissionen reduziert. Das hohe Druckverhältnis soll jedoch mit zunehmend weniger Stufen erreicht werden, um die Komplexität, den Wartungsaufwand, die Bau länge und das Gewicht des Triebwerks gering zu halten. Somit wurde mit jeder neuen Triebwerksgeneration die Arbeitsumsetzung pro Stufe und damit das Stufendruckverhältnis gesteigert. Ein Beispiel hierfür ist die konsequente Erhöhung der Drehzahlen und damit der Umfangsgeschwindigkeiten, was schließlich zur Konstruktion trans

sonischer Verdichter führte. Durch moderne Profilgestaltung kann zudem die Strömungsumlenkung vergrößert werden, wodurch die aerodynamische Belastung der Verdichterschaufeln gesteigert wird.

Beim Betrieb des Verdichters muss jedoch darauf geachtet werden, dass diese aerodynamische Belastung nicht zu groß wird, um einen Strömungsabriss im Verdichter zu vermeiden. Deshalb wird in der Auslegung von Verdichtern darauf geachtet, dass ausreichend Sicherheitsabstand zur Pumpgrenze in sämtlichen Arbeitsbereichen herrscht. Bei der Wahl des Pumpgrenzabstandes müssen dynamische Lastwechsel, Abnutzungsscheinungen und Einlaufstörungen berücksichtigt werden, da diese Effekte die Lage des aktuellen Betriebspunktes zur Pumpgrenze hin verschieben oder die Pumpgrenze als solche absenken. Die notwendigen Sicherheitsreserven gehen jedoch zu Lasten des erzielbaren Druckverhältnisses. Aus diesem Grund ist man bestrebt, den Pumpgrenzabstand so gering wie möglich zu halten. In kritischen Betriebsbereichen helfen passive Maßnahmen, genügend Sicherheitsreserven zu wahren. Diese kommen meist drehzahlgesteuert in Form von verstellbaren Vorleitträgern, Statorschaufeln oder Abblasventilen zum Einsatz. Der tatsächliche Betriebszustand des Verdichters findet bei Einsatz dieser Maßnahmen jedoch keine Berücksichtigung, was deren Wirksamkeit beschränkt.

Eine Möglichkeit diese Schwierigkeiten zu umgehen, bietet die geregelte Einblasung hoch verdichteter Luft in den Bereich der Spitzen von Rotorschaufeln, wo moderne Verdichter besonders ablösungsgefährdet sind. Die eingesetzte Luft kann es dem Verdichter sogar erlauben in ansonsten instabilen Bereichen zu operieren. Die komprimierte Luft wird dabei von einer weiter stromab gelegenen Verdichterstufe entnommen. Dieses Umblasen von Luft sollte nur erfolgen, wenn instabiles Verdichterverhalten droht, da die rezirkulierte Luft nicht in Schub umgesetzt werden kann. Es gilt somit die umgeblasene Luftmenge gering zu halten, indem sie möglichst wirksam eingesetzt wird. Hieraus ergibt sich das Ziel dieser Arbeit, welches darin besteht herauszufinden, welche Parameter maßgeblich die Wirksamkeit der Einblasung bestimmen.

Die Triebwerksversuchsanlage am Institut für Strahlantriebe bietet die Möglichkeit, theoretische Betrachtungen am zweitwelligen Strahltriebwerk vom Typ LARZAC 04 experimentell zu verifizieren. Dieser Aspekt gewinnt besonders dadurch an Bedeutung, dass das Institut für Strahlantriebe als Kompetenzzentrum der MTU Aero Engines einen modernen Versuchsträger erhalten wird, an dem die Einblasversuche fortgesetzt werden sollen. Hierfür wird auch eine Neukonstruktion des Einblasystems erforderlich, wobei die in dieser Arbeit gewonnenen Ergebnisse Anwendung finden werden.

## 4. THEORETISCHE GRUNDLAGEN

### 4.1. Betriebsverhalten eines Verdichters

#### 4.1.1. Verdichterkennfeld

Das Betriebsverhalten eines Strahltriebwerks wird im Wesentlichen durch das Verdichterkennfeld bestimmt. Damit dieses unabhängig vom Umgebungszustand gültig ist, werden sämtliche verwendete Größen auf Machzahlähn-

lichkeit korrigiert. Hierzu werden die Größen für Temperatur und Druck unter INA-Bedingungen auf Meereshöhe herangezogen:

$$T_{INA} = 288,15 \text{ K} \quad p_{INA} = 101325 \text{ Pa}$$

Für die korrigierten Größen ergeben sich aus der Forderung nach Mach'scher Ähnlichkeit folgende Definitionen, die in dieser Arbeit Anwendung finden:

$$\Pi_{NDV} = \frac{p_{t13}}{p_{t2}} \quad \dot{m}_C = \dot{m} \cdot \frac{p_{INA}}{p_{t2}} \cdot \sqrt{\frac{T_{t2}}{T_{INA}}} \\ n_{rel, C} = \frac{n}{n_{Auslegung}} \cdot \sqrt{\frac{T_{INA}}{T_{t2}}} \cdot 100\%$$

Im Verdichterkennfeld wird das Totaldruckverhältnis, das der Verdichter liefert, über dem korrigierten Massenstrom aufgetragen. Im Versuch wird es durch Fahren mehrerer Linien mit konstantem Drehzahlparameter ermittelt. Das Triebwerk wird langsam angedrosselt und dabei die benötigten Werte aufgenommen. Es kann soweit angedrosselt werden, bis der Verdichter instabiles Verhalten zeigt. Der letzte stabile Betriebspunkt stellt somit das obere Ende der Drehzahlkurve dar. Die Verbindung dieser Punkte aller Drehzahlkurven wird als Pumpgrenze oder Stabilitätsgrenze bezeichnet und unterteilt das Verdichterkennfeld somit in einen stabilen und einen instabilen Betriebsbereich.

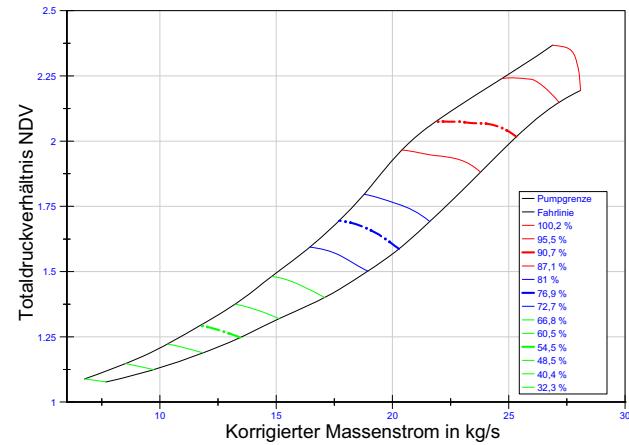


BILD 1. NDV-Kennfeld vom LARZAC 04 mit Unterteilung in Drehzahlbereiche

Eine Fahr- oder auch Betriebslinie ergibt sich aus Versuchen mit konstanter Drosselstellung durch Variation der Drehzahl. Die stationären Fahrlinie ist dabei die Verbindung aller stationären Betriebspunkte ohne Androsselung des Triebwerks. BILD 1 zeigt das NDV-Kennfeld des Versuchsträgers LARZAC 04 mit der Unterteilung der Drehzahlkurven in einen unteren, mittleren und oberen Bereich. Durch Strich-Punkt-Linien sind die charakteristischen Drehzahlkurven markiert, auf denen die Einblasversuche stattfanden.

#### 4.1.2. Pumpgrenzabstand

Ein international gebräuchlicher, dimensionsloser Parameter, der die Sicherheitsreserven zur Pumpgrenze quantifiziert, ist der Pumpgrenzabstand (engl. Surge Margin). Für diesen lassen sich in der Literatur zahlreiche Definitionen finden. Wird nur eine einzelne Drehzahlkurve betrachtet, so ist es sinnvoll den Pumpgrenzabstand über die reduzierten

Massenströme zu definieren:

$$PGA = \frac{\dot{m}_{c, BL} - \dot{m}_{c, PG}}{\dot{m}_{c, BL}}$$

Die Massenströme können hierbei für eine konstante Verdichterdruckverhältnis oder einen konstanten Drehzahlparameter ermittelt werden. Letztere Variante findet in der vorliegenden Arbeit Anwendung. Die Bewertung der Wirksamkeit der Einblasung erfolgt über die Pumpgrenzabstandsverbesserung ( $\Delta PGA$ ). Diese ist über das Verhältnis der Pumpgrenzabstände mit aktiver Einblasung zum Normalfall ohne Einblasung definiert:

$$\Delta PGA = \left( \frac{PGA_{abl}}{PGA} - 1 \right) \cdot 100\%$$

## 4.2. Ausgeprägte Verdichterinstabilitäten

### 4.2.1. Rotierende Ablösung

Wird im Verdichter eine Instabilität hervorgerufen, bildet sich in der Regel zunächst eine rotierende Ablösung (engl. rotating stall) aus. Eine Verdichterinstabilität lässt sich gut anhand des starken Einbruchs des Totaldruckverhältnisses, das der Verdichter liefert, erkennen (siehe Day [7]). Durch die Ablösung wird der Schaufelkanal zumindest teilweise versperrt, wodurch die anströmende Luft zu den benachbarten Kanälen hin ausweichen muss. Hierdurch verringert sich der Anstellwinkel der nächsten in Rotor-drehrichtung liegenden Schaufel, während sich der Anstellwinkel der nächsten entgegen Rotordrehrichtung liegenden Schaufel vergrößert. In Folge dessen pflanzt sich die Ablösezelle im Relativsystem gegen die Drehrichtung fort, woraus sich die Bezeichnung rotierende Ablösung ableitet. Das Phänomen der rotierenden Ablösung ist an sich gut verstanden, genaue Vorhersagen über die Größe und Fortpflanzungsgeschwindigkeit sind jedoch schwer zu treffen. Im Absolutsystem läuft die Ablösezelle mit 30%-80% der Rotordrehzahl gleichsinnig um, wobei die Umlaufgeschwindigkeit nach Borys [3] für die meisten Verdichter im Bereich von 50% der Rotordrehzahl liegt. Generell kann festgehalten werden, dass mit der Umfangsausdehnung einer Ablösezelle auch deren Umlaufgeschwindigkeit abnimmt.

Das Strömungsverhalten wird durch eine rotierende Ablösung in einzelnen Schaufelkanälen zwar instationär, so lange sich die rotierende Ablösung nicht weiter vergrößert, kann der Verdichter jedoch als Gesamtsystem quasistabil weiterbetrieben werden. Allerdings nehmen hierdurch Wirkungsgrad des Verdichters, Massendurchsatz sowie das erzielbare Druckverhältnis ab, was zu einer Schubminderung führt. Zusätzlich werden durch die wechselnden Belastungen die Schaufeln periodisch belastet, wodurch Schwingungen angeregt werden können. Die daraus folgende Materialermüdung verkürzt die Lebensdauer der Schaufeln.

### 4.2.2. Verdichterpumpen

Ist im Falle des Instabilwerdens des Verdichters die stromab gespeicherte Energie groß (hohes Volumen und große Druckdifferenz), so kommt es zum Verdichterpumpen. Dem Pumpen geht fast immer eine rotierende Ablösung voraus (siehe Day [7]). Durch die Versperrungswir-

kung dieser Ablösezelle kann nicht mehr genügend Luft gegen das hohe Druckniveau gefördert werden. Das Pumpen setzt ein, wenn die stromab gesammelte Luftmenge, im Falle eines Triebwerks in der Brennkammer, nicht schnell genug entweichen kann. Somit wird die Luft, die durch den Verdichter strömt abgebremst (engl. classic surge). Hierbei kann der Massenstrom im Verdichter sogar negativ werden (engl. deep surge). Der Verdichter wird zunächst entlastet und kann solange erneut Luft fördern, bis die kritische Druckdifferenz wieder erreicht ist. Wurde inzwischen nicht genügend Pumpgrenzabstand geschaffen, wiederholt sich der Vorgang periodisch mit einer Frequenz von 5-30 Hz.

Die Auswirkungen auf das Triebwerk durch Verdichterpumpen sind erwartungsgemäß deutlich gravierender als im Falle der rotierenden Ablösung. Neben den niederfrequenten mechanischen Belastungen großer Amplitude steigt auch die thermische Belastung besonders für den Verdichter im Falle einer Rückströmung. Falls es zu einem Erlöschen der Brennkammer kommt, kann unverbrannter Treibstoff in die Turbine gelangen, der beim Wiederzünden dort verbrennt und die Temperaturen in der Turbine über die zulässigen Werte ansteigen lässt. All diese Auswirkungen verkürzen die Lebensdauer des Triebwerks und sind somit auch mit hohen Kosten verbunden, weswegen solch ein Ereignis in jedem Falle zu verhindern ist. Um einen Verdichter trotz drohender Instabilitäten nahe der Pumpgrenze betreiben zu können, ist es erforderlich Vorläufererscheinungen auszumachen und bereits diese zu bekämpfen. Als Vorläufer von Instabilitäten sind Spikes und Modalwellen bekannt, die in nachfolgendem Abschnitt behandelt werden.

## 4.3. Vorläufer von Verdichterinstabilitäten

### 4.3.1. Spikes

Nach der Arbeit von Camp und Day [4] wird unter einem Spike das dreidimensionale Zusammenbrechen des Strömungsfeldes an den Schaufelspitzen verstanden. Sie treten plötzlich mit großer Amplitude auf und haben eine geringe räumliche Ausdehnung und sind somit auf eine oder wenige benachbarte Schaufeln begrenzt. Spikes entstehen dann, wenn ein bestimmter Rotoranstellwinkel überschritten wird und lösen somit lokal eine Instabilität aus. In der englischsprachigen Literatur ist dieser Zusammenhang unter „critical incidence theory“ (siehe Day [7]) bekannt.

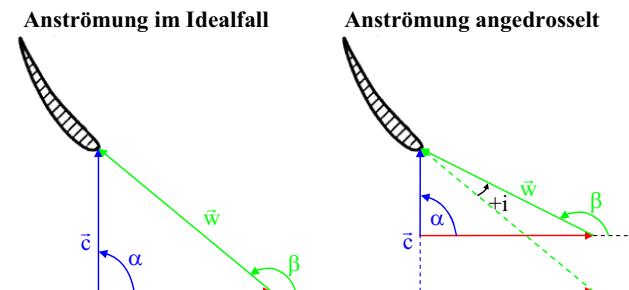


BILD 2. Rotorzuströmung im Idealfall und angedrosselt

Durch das Androsseln reduziert sich die axiale Strömungsgeschwindigkeit. Bei gleich bleibender Drehzahl vergrößert sich somit der Zuströmwinkel im Relativsystem. Da durch den erhöhten Zuströmwinkel der Abströmwinkel

nur wenig beeinflusst wird, steigt die Strömungsumlenkung und damit die aerodynamische Belastung. BILD 2 verdeutlicht diesen Zusammenhang.

Spikes laufen im Absolutsystem mit 60-80% der Rotorfrequenz um. Je geringer deren räumliche Ausdehnung ist, desto größer fällt die Umlaufgeschwindigkeit aus. Die für die Entstehung verantwortliche Benachteiligung kann mehrere Ursachen haben. Beispiele hierfür sind: Bauteiltoleranzen, Beschädigungen oder Einlaufstörungen. In der englischsprachigen Literatur ist diese Art des Vorläufers als short lengthscale perturbation bekannt, da dieser eine Ablösezelle kleiner räumlicher Ausdehnung verursacht, die nach der Entstehung weiter wächst und in der Umlaufgeschwindigkeit abnimmt.

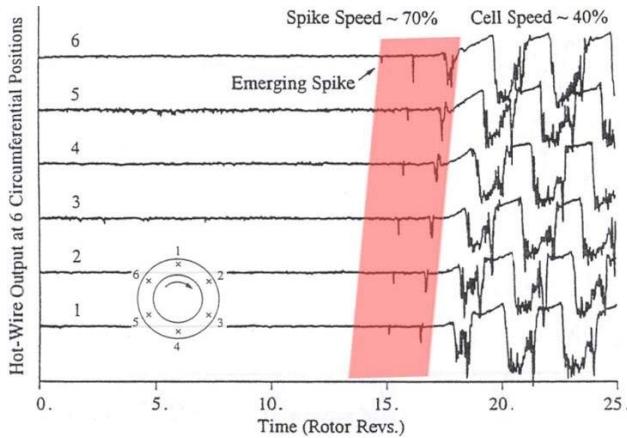


BILD 3. Spike als Verdichterinstabilitätsvorläufer [4]

BILD 3 zeigt das Ergebnis einer Hitzdrahtmessung an sechs über den Umfang verteilten Stellen. Die Zeit ist in Anzahl von Rotorumdrehungen aufgetragen. Auffällig ist, dass der aufgetretene Spike innerhalb weniger Rotorumdrehungen zu einer ausgeprägten Instabilität anwächst. Vor Auftreten des Spikes sind in den Zeitverläufen keinerlei Anzeichen des Instabilwerdens des Verdichters auszumachen.

Vo [13] nennt in seiner Arbeit zwei Kriterien, die erfüllt sein müssen, damit es zur Entstehung eines Spikes kommt: Zum einen muss sich die Spaltwirbelbahn hin zur Schaufelvorderkante verlagern. Kurz vor Erreichen der Stabilitätsgrenze trifft diese auf die benachbarte Schaufelvorderkante (siehe BILD 4). Als zweites Kriterium muss eine Hinterkantenumströmung auftreten, die auf die Druckseite der benachbarten Schaufel trifft.

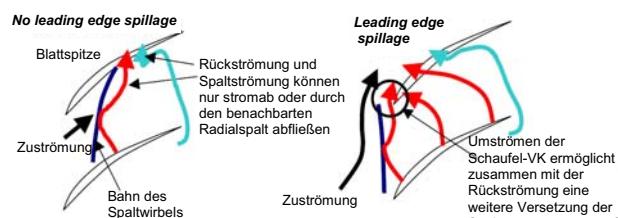


BILD 4. Strömungsbedingungen zur Entstehung eines Spikes [13]

Die numerischen Simulationen von Vo zeigten, dass beide Strömungsbedingungen bei unterschiedlichen Drosselgraden auftreten, sich ein Spike aber erst dann ausbildet, wenn beide Bedingungen gleichzeitig erfüllt sind. In die-

sem Fall ist der Strömungskanal im Bereich der Schaufel spitze versperrt.

#### 4.3.2. Modalwellen

In der Erforschung von instabilem Verdichterverhalten wurden zunächst Modalwellen als Auslöser für Instabilitäten ausgemacht. Als Modalwellen werden zweidimensionale Störungen bezeichnet, die das gesamte Verdichtersystem beeinflussen (Camp und Day [4]). Sie bewirken eine über den Rotorumfang schwankende axiale Geschwindigkeit.

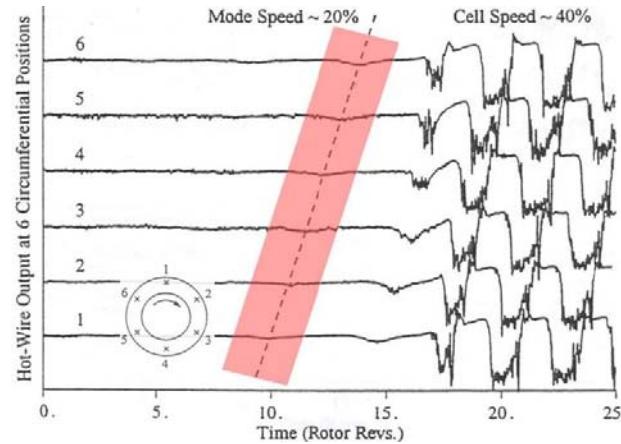


BILD 5. Modalwelle als Vorläufer einer Verdichterinstabilität [4]

BILD 5 zeigt das Ergebnis einer Hitzdrahtmessung an sechs umfangsverteilten Stellen. Die Zeit ist in Anzahl von Rotorumdrehungen aufgetragen. Moden erster Ordnung haben eine Wellenlänge, die dem Verdichterumfang entspricht, Moden zweiter Ordnung eine Wellenlänge in der Größe des halben Verdichterumfangs, usw. Im Gegensatz zu den Spikes haben sie eine weitaus größere räumliche Ausdehnung, jedoch eine kleinere Amplitude, wodurch sie für gewöhnlich mit weniger als 50% der Rotorfrequenz umlaufen.

Bei langsam laufenden Verdichtern zeigen sich lediglich inkompressible Moden, die sich dadurch auszeichnen, dass deren Phase in axialer Richtung entlang des Verdichters konstant ist. Bei schnell laufenden Verdichtern kommt mit den kompressiblen Moden ein zusätzlicher Effekt der Kompressibilität hinzu: Deren Phase ändert sich entlang der axialen Richtung. Sie werden mit einem Zahlenpaar  $[n,m]$  kategorisiert. Die erste Zahl  $n$  entspricht der Ordnung der Wellenlänge in Umfangsrichtung, während die Zahl  $m$  gleich der Ordnung der Wellenlänge in axialer Richtung ist. Bei inkompressiblen Moden ist demzufolge  $m = 0$ .

Läuft ein Verdichter unter normalen Betriebsbedingungen, so weist dieser hohe Dämpfungseigenschaften auf. Nahe der Pumpgrenze nehmen die Dämpfungseigenschaften ab, wodurch Modalwellen in der Amplitude ansteigen können. Aus [4] und [5] geht hervor, dass das Auftreten von Modalwellen auch im Verlauf der Drehzahllinien sichtbar ist: Bildet diese ein Maximum aus, kann mit modaler Aktivität gerechnet werden. Hierzu muss die Drehzahllinie vor Erreichen der Pumpgrenze eine positive Steigung aufweisen, was bei modernen Verdichtern jedoch selten der Fall ist.

Der Übergang von einer Modalwelle hin zu einer ausgeprägten Verdichterinstabilität kann auf zwei Wegen passieren: Im ersten Fall, den auch BILD 5 zeigt, geht die Modalwelle direkt in eine Verdichterinstabilität über. Dieses Verhalten identifizieren Camp und Day in [4] als eine großräumige Ablösung an der Nabe. Dieses Ablöseverhalten findet sich unter der Bezeichnung long lengthscale perturbation in der englischsprachigen Literatur. Da moderne Verdichter jedoch zur Ausbildung von Spikes neigen, ist es wesentlich wahrscheinlicher, dass es in einem Wellental mit geringer Axialgeschwindigkeit und damit hohen Rotoranstellwinkeln zur Ausbildung eines Spikes kommt.

#### 4.3.3. Auftreten der Vorläufer

Großen Einfluss auf die Ausbildung der Vorläufer von Instabilitäten haben die Rotorspaltmaße. Bei größeren Spaltmaßen treten eher Modalwellen auf. Große Spaltmaße bewirken jedoch hohe Verluste und verschlechtern das Stabilitätsverhalten, weswegen die Radialspalte möglichst gering gehalten werden. Dies stimmt mit der Beobachtung überein, dass in modernen Verdichtern selten Modalwellen als Vorläufer von Instabilitäten auftreten.

In mehrstufigen Verdichtern spielt die aerodynamische Belastungsverteilung auf die einzelnen Stufen eine noch größere Rolle. Ist diese ungleich, so findet sich eher eine benachteiligte Stelle, an der der kritische Anstellwinkel überschritten wird und es zu der Ausbildung eines Spikes kommt. Bei gleichmäßiger Stufenbelastung ist es wahrscheinlicher, dass es zu modaler Aktivität kommt, da es keine allzu stark benachteiligte Stelle gibt. Die einzelnen Stufen sind bei schnell laufenden Verdichtern abhängig von der Drehzahl ungleichmäßig belastet, was auf Effekte der Kompressibilität der Luft zurückzuführen ist. Bei geringeren Drehzahlen werden die vorderen Stufen stärker belastet, während bei höheren Drehzahlen sich die höchste Belastung zu den hinteren Stufen hin verlagert. Somit ist im mittleren Drehzahlbereich, in dem die Stufen gleichmäßig belastet sind, mit modaler Aktivität zu rechnen. Untersuchungen von Day et. al. [5] belegen dies durch Versuche an vier schnell laufenden Verdichtern.

Weiteren Einfluss auf die Art des Vorläufers hat die radiale Strömungsverteilung, da Spikes eine Ablösung an den Schaufelspitzen bewirken, Modalwellen hingegen nabenseitig zur Ablösung führen. In [4] zeigte sich, dass mit einer Strömungsumlenkung die reduzierte Axialgeschwindigkeit, hervorgerufen durch das Androsseln, ausgeglichen werden kann. Somit stabilisiert eine Strömungsumlenkung zu den Schaufelspitzen die dortige Strömung, wodurch es eher zur Ausbildung von Modalwellen kommt. Eine Strömungsumlenkung zur Nabe bewirkt hingegen ein Ablöseverhalten durch Spikes.

### 4.4. Methode der Einblasung

#### 4.4.1. Wirkungsweise

Um den Betriebsbereich eines Verdichters, der ein Ablöseverhalten durch Ausbildung von Spikes zeigt, zu erweitern, muss die Strömung an Spitzen der Rotorschaufeln beeinflusst werden. Vo nennt dazu in [13] zwei Möglichkeiten. Zum einen kann Luft mit hohem Impuls eingebracht werden, um den durch die Androsselung reduzierten Eintrittsimpuls der Zuströmung zu kompensieren und die

Vorverlagerung der Spaltwirbelbahn zu verhindern. Zum Anderen kann Luft hinter dem Rotor zur Verhinderung der Umströmung der Schaufelhinterkante abgesaugt werden. Die Methode der Einblasung entspricht hierbei der ersten Möglichkeit. Zu erwarten ist, dass mit steigendem Impuls (Produkt aus Massenstrom und Geschwindigkeit) der eingeblasenen Luft die Verbesserung des Pumpgrenzabstandes größer ausfällt. Es ist jedoch das Ziel mit einem möglichst geringem Impuls der eingeblasenen Luft auszukommen, da dieser Impuls durch das Triebwerk selbst durch Arbeitszufuhr im Verdichter erzeugt werden muss und somit nicht mehr zur Schuberzeugung zur Verfügung steht.

BILD 7 aus der numerischen Arbeit von Beheshti [1] zeigt den Einfluss einer Einblasung von Luft oberhalb der Rotor spitzen. In BILD 6 ist das Strömungsverhalten bei 95 % der Schaufelhöhe ohne Einblasystem abgebildet. Es ist zu erkennen, dass durch die Einblasung die Versperrung durch die Wirbel-Stoß-Interaktion geringer ausfällt. Wesentlich ist auch die erwünschte Verlagerung des Spaltwirbelursprungs und dessen Trajektorie weiter stromab, wie in der Arbeit von Vo [13] beschrieben.

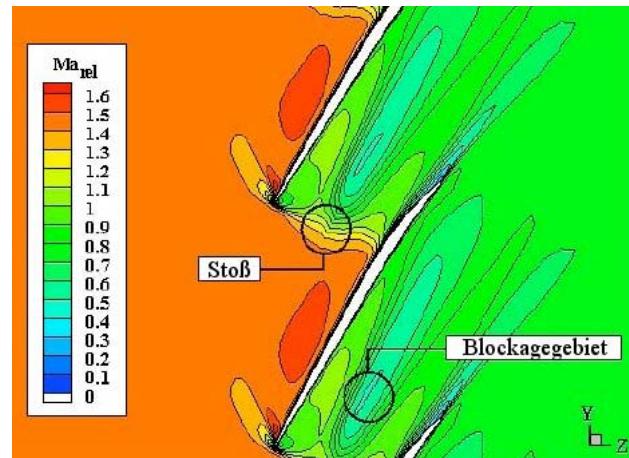


BILD 6. Machzahlverteilung nahe der Schaufelspitze ohne Einblasung [1]

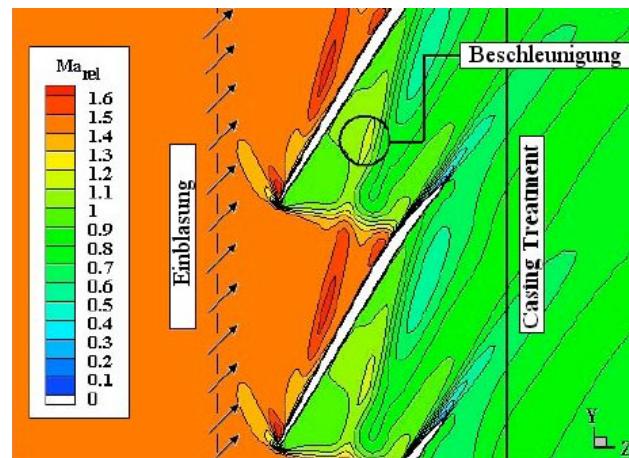


BILD 7. Machzahlverteilung nahe der Schaufelspitze mit Einblasung [1]

Im Rahmen der Theorie des kritischen Anstellwinkels bewirkt die Einblasung zudem eine Verringerung des Inzidenzwinkels, wodurch die aerodynamische Belastung der Schaufel reduziert wird und damit die Druckdifferenz zwis-

schen Druck- und Saugseite. Da diese Druckdifferenz eine der treibenden Kräfte für die Radialspaltströmung ist, wird auch die Stärke des Spaltwirbels reduziert und damit seiner Vorverlagerung zur Schaufelvorderkante nahe der Stabilitätsgrenze entgegengewirkt.

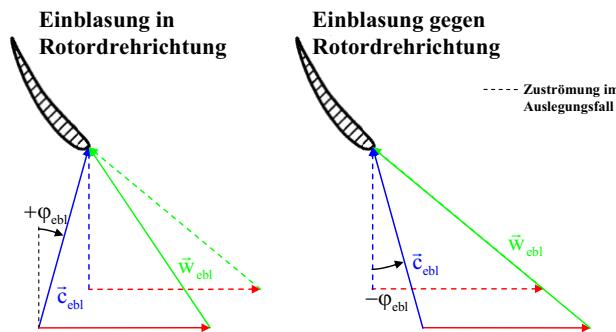


BILD 8. Vergleich zwischen Rotorzuströmung bei variiertem Einblasewinkel

Ist der Winkel der Einblasung variabel, kann dieser so eingestellt werden, dass die Zuströmung an den Schaufel spitzen inzidenzfrei erfolgt. Folgende Grafik zeigt diesen Zusammenhang unter der Annahme, dass die Einblasegeschwindigkeit höher als die Zuströmgeschwindigkeit im Absolutsystem für den Auslegungsfall ist. Dies ist bei allen in der Literatur beschriebenen Einblasesystemen, wie auch in dem an der TVA untersuchten der Fall. Bei einer Einblasung gegen die Rotordrehrichtung kann eine inzidenzfreie Zuströmung erreicht werden. Gleichzeitig ist hierbei die relative Zuströmgeschwindigkeit hoch und damit auch der eingebrachte Impuls. Bei einer Einblasung in Rotordrehrichtung wird der Anstellwinkel deutlich reduziert, wodurch die Stärke des Spaltwirbels reduziert wird. Dieser positive Effekt wird jedoch dadurch gemildert, dass durch die geringere Zuströmgeschwindigkeit der eingebrachte Impuls geringer ausfällt. Es stellt sich somit die Frage nach dem günstigsten Einblasewinkel.

#### 4.4.2. Einflüsse auf die Wirksamkeit

Für den Entwurf eines Einblasesystems ist es wichtig zu wissen, welches die entscheidenden Parameter sind, die die Wirksamkeit der Maßnahme bestimmen. Im Mittelpunkt des Interesses stehen hierbei die Parameter Massenstrom, Geschwindigkeit und Impuls als Produkt aus Geschwindigkeit und Massenstrom.

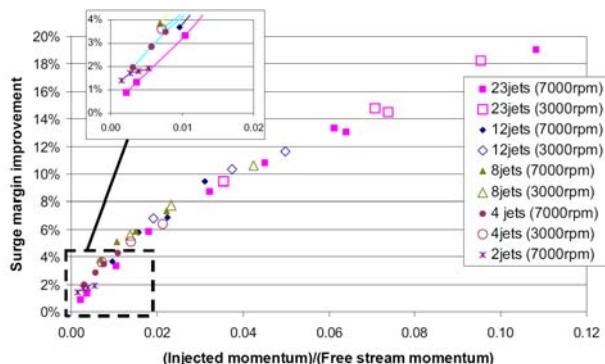


BILD 9.  $\Delta$ PGA über normierten Einblaseimpuls [9]

Interessant sind hierbei die Ergebnisse von Kefalakis [9], da es sich bei dem Versuchsobjekt um einen Niederdruck verdichter aus dem LARZAC 04 Triebwerk handelt, wie es

bei den Versuchen an der TVA verwendet wird. Kefalakis kommt zu dem Ergebnis, dass Steigerungen von Einblasemassenstrom und –geschwindigkeit den Pumpgrenzabstand verbessern. BILD 9 verdeutlicht, dass der entscheidende Parameter für die Wirksamkeit der Einblasung der durch die Einblasung eingebrachte und auf den Impuls der Hauptströmung normierte Impuls ist.

Bei der Frage nach dem günstigsten Einblasewinkel können die Ergebnisse von Beheshti [1] und Kefalakis [9] herangezogen werden. Beide identifizieren einen Einblasewinkel gegen die Rotordrehrichtung als wirksamste Variante. Hierbei zeigt eine inzidenzfreie Rotorzuströmung die größte Verbesserung im Pumpgrenzabstand.

Wird Einblasung jedoch an einem Gesamttriebwerk anstelle eines isolierten Verdichters eingesetzt, müssen weitere Effekte berücksichtigt werden (siehe Leinhos [10] und Scheidler [11]). So erhöht sich bei einer Einblasung gegen Rotordrehrichtung die Strömungsumlenkung und somit der Leistungsbedarf des Verdichters. Da die Turbine diesen nicht ohne weiteres decken kann, wird unweigerlich die Drehzahl reduziert, wodurch der Triebwerksschub abnimmt.

## 5. VERSUCHSAUFBAU

### 5.1. Triebwerk LARZAC 04

Das Versuchstriebwerk Larzac 04 wird in der Version C5 verwendet. Es handelt sich dabei um eine gegenüber dem Basistriebwerk schubgesteigerte Version, die ab 1972 von MTU und Rolls-Royce Deutschland in Lizenz gefertigt wurde. Das Triebwerk wurde hauptsächlich im Alphajet verwendet, der als Trainer und leichtes Erdkampfflugzeug konstruiert war. Das Triebwerk ist in Zwei-Wellen-Bauweise ohne Nachverbrennung ausgeführt. Der zweistufige Niederdruckverdichter wird von einer einstufigen Niederdruckturbine angetrieben. Nach dem Niederdruckverdichter wird ein Teil des Massenstroms als Nebenstrom um das Kerntriebwerk herumgeleitet. Im Hauptstrom arbeitet der Hochdruckverdichter, welcher vierstufig ausgelegt ist und von der einstufigen Hochdruckturbine angetrieben wird. Die Brennkammer ist als Ringbrennkammer konstruiert.

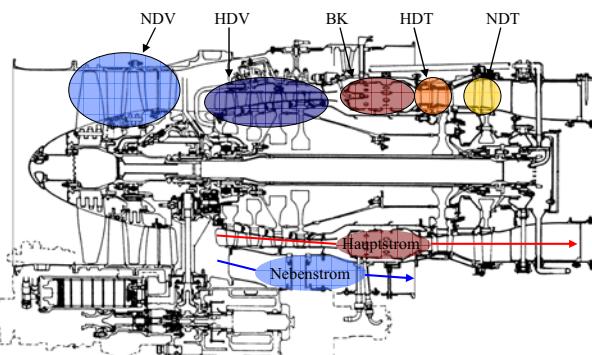


BILD 10. Schnittzeichnung LARZAC 04

Der Niederdruckverdichter ist transsonisch durchströmt. Da dieser kein Vorleitrad besitzt, ist der ersten Rotor gut zugänglich. Haupt- und Nebenstrom werden über separate Düsen entspannt, was eine gezielte Androsselung der einzelnen Kreise ermöglicht. Die Androsselung erfolgt bei

den Versuchen über den Nebenstrom. Dies hat den Vorteil, dass bei den Versuchen primär der Niederdruckverdichter belastet wird. Das Kerntriebwerk bleibt weitestgehend unbeeinflusst, was Schäden an diesem vorbeugt. Nachfolgend sind Triebwerksdaten im Auslegungsfall des Triebwerks Larzac 04 C5 im Standfall aufgeführt.

Max. Schub	13 kN
BPR	1,13
Gesamtmasseendurchsatz	27,64 kg/s
Druckverhältnis NDV	2,26
Druckverhältnis HDV	4,6
Drehzahl NDW	17500 U/min
Drehzahl HDW	22560 U/min
Turbineintrittstemperatur	1430 K
Länge	1200 mm
max. Durchmesser	760 mm
Gewicht	302 kg

TAB 1. Triebwerksdaten LARZAC 04 C5

## 5.2. Einblasevorrichtung

Die Konstruktion des Einblasesystems geht auf Leinhos [10] zurück. Für die Untersuchung eines Einblasesystems auf das Betriebsverhalten eines Verdichters, wurde der NDV aufgrund folgender Gründe gewählt:

- Der Betriebsbereich des NDV ist vornehmlich durch Ablöseerscheinungen im Schaufel spitzenbereich begrenzt (siehe Höss [8], Leinhos [10]). Somit ist eine hohe Betriebsbereichserweiterung bei Stabilisierung der Schaufel spitzenströmung zu erwarten.
- Über den gesamten Drehzahlbereich bilden sich Instabilitäten zuerst am Rotor der ersten Stufe des NDVs aus. Dies ist nach Höss [8] auf den positiven Anstieg der Stufencharakteristik der ersten NDV Stufe über den gesamten Arbeitsbereich zurückzuführen. Alleine könnte diese Stufe nicht stabil betrieben werden. Hierfür sorgt jedoch die zweite Stufe. Es muss somit nur die erste Stufe stabilisiert werden, um den Pumpengrenzabstand über den gesamten Drehzahlbereich zu verbessern.
- Der NDV ist gut zugänglich und kann über den Nebenstrom weitgehend unabhängig von den übrigen Triebwerkskomponenten angedrosselt werden.

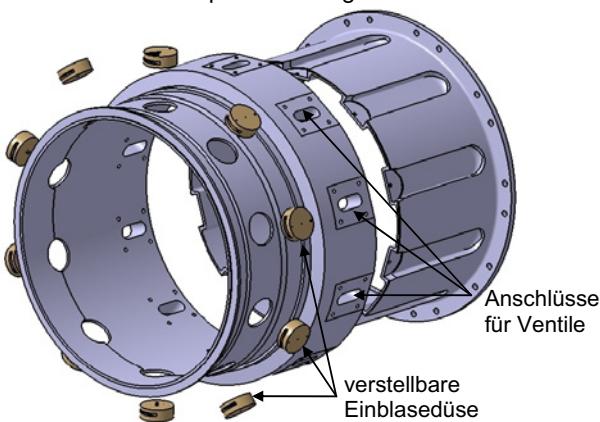


BILD 11. Einblasegehäuse in Explosionszeichnung

Bei der vorhandenen Einblasevorrichtung handelt es sich um einen überarbeiteten Entwurf von Bindl [2]. Ein Triebwerksschaden beschädigte die meisten Teile der ursprünglichen Vorrichtung. Die Neukonstruktion entspricht im Wesentlichen der alten Version, allerdings wurde konsequent darauf geachtet, scharfe Kanten und Absätze in der Strömungsführung zu vermeiden, um eine möglichst verlustarme und gleichmäßige Strömung zu gewährleisten.

Am Gehäuse befinden sich zehn Düsen, die einzeln über schnell schaltende Ventile gespeist werden. In ihrer Einblasrichtung können sie um bis zu  $\pm 30^\circ$  gegen die Triebwerksachse gedreht werden. Die Einblasedüsen wurden in drei Generationen gefertigt. Die erste Generation wurde von Leinhos [10] ausgelegt. Diese Düsen waren für Versuche mit Umlaufung ausgelegt und weisen daher einen großen Engstquerschnitt von  $360 \text{ mm}^2$  auf. Im Falle der Einblasung externer Luft ist die Temperatur der Luft jedoch deutlich geringer, wodurch die Dichte größer ist und somit die Düsen erst bei größeren Massenströmen sperren. Aus diesem Grunde wurde von Scheidler [11] eine Düsenanzahl zweiter Generation mit halbierter Austrittsfläche von  $180 \text{ mm}^2$  entworfen. Dieser wurde bei einem Triebwerksschaden beschädigt, weswegen von Bindl [2] eine dritte Düsenanzahl mit verbesserter Strömungsführung entworfen wurde, deren Engstquerschnitt ebenfalls  $180 \text{ mm}^2$  beträgt.

## 5.3. Berechnung der Kenngrößen

### 5.3.1. Verdichterdruckverhältnis

Das Verdichterdruckverhältnis ergibt sich aus der Division von  $p_{t13}$  durch  $p_{t2}$ . Der Totaldruck vor dem Verdichter wird über eine Pitotsonde relativ zur Umgebung gemessen. Der Totaldruck hinter dem Verdichter wird über eine Kammsonde gemessen. Auch hier werden die Drücke relativ zum Prüfraumdruck gemessen. Eine Mittelung über drei Sensoren erlaubt es radiale Druckunterschiede auszumitteln.

### 5.3.2. Korrigierter Massenstrom

Der Triebwerksmassenstrom wird über die Gleichung für den reduzierten Massenstrom ermittelt und mit der INA-Werten für Druck und Temperatur korrigiert. Bei bekanntem Strömungsquerschnitt erfordert dies die Kenntnis von statischem Druck und totalem Druck:

$$\dot{m}_{c,2} = A_2 \cdot \frac{p_{INA}}{\sqrt{T_{INA}}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{R}} \cdot \left( \frac{p_2}{p_{t2}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\kappa-1} \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_{t2}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}$$

Sämtliche Größen werden hierbei in der Ebene 2 vor dem Rotor ermittelt. Der statische Druck wird relativ zum Prüfraumdruck über eine Bohrung senkrecht zur Strömung im Einlauf gemessen. Die Bestimmung des Totaldrucks  $p_{t2}$  ist vorstehend beschrieben.

### 5.3.3. Absolutgeschwindigkeit

Die Absolutgeschwindigkeit vor dem Rotor lässt sich über die Kontinuitätsgleichung in Verbindung mit der Zustandsgleichung für Ideale Gase errechnen:

$$c_2 = \frac{\dot{m}_2 R T_{t,2}}{p_2^{\frac{1}{\kappa}} p_{t,2}^{\frac{1}{\kappa}} A_2}$$

Die Drücke werden, wie bereits beschrieben ermittelt. Die Totaltemperatur wird vor dem Einlauf gemessen, wobei dieser als adiabat angenommen wird.

### 5.3.4. Einblasemassenstrom

Der Einblasemassenstrom wird ähnlich wie der Triebwerksmassenstrom ermittelt. Hierbei ist jedoch anzumerken, dass aufgrund des höheren Druckniveaus in der Einblasestrecke (ca. 5 bar) das Verhältnis von statischem zu totalem Druck nahe eins liegt, was die Genauigkeit der Berechnung des Einblasemassenstroms reduziert. Eine Verbesserung kann mit einer Drosselvorrichtung zur Massenstrombestimmung erzielt werden, die aber derzeit nicht verfügbar ist.

$$\dot{m}_{ebl} = A_{Rohr} \cdot \frac{p_{t,ebl}}{\sqrt{T_{t,ebl}}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{R}} \cdot \left( \frac{p_{ebl}}{p_{t,ebl}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\kappa-1} \left[ 1 - \left( \frac{p_{ebl}}{p_{t,ebl}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}$$

### 5.3.5. Einblasegeschwindigkeit

Wenn der Einblasemassenstrom bekannt ist, kann hieraus die Geschwindigkeit des Einblasestrahls am Düsenaustritt bestimmt werden. Hierzu wird angenommen, dass die Düsenfläche senkrecht durchströmt wird.

$$c_{Düse} = \frac{\dot{m}_{ebl} R T_{Düse}}{p A_{Düse}}$$

Der statische Druck  $p$  ist im Falle einer Unterschalldurchströmung der Düse gleich dem statischen Druck  $p_1$  im Einlauf. Die statische Temperatur im Düsenaustritt wird über ein iteratives Verfahren ermittelt. Ergibt dieses Verfahren eine Überschalldurchströmung, so wird die Machzahl am Düsenaustritt auf 1 gesetzt und somit entspricht die Einblasegeschwindigkeit der lokalen Schallgeschwindigkeit.

## 6. VERSUCHSAUSWERTUNG

### 6.1. Axiale Einblasung

#### 6.1.1. Einfluss auf das Ablöseverhalten

Mit den durchgeführten Versuchen konnte die ursprüngliche Pumpgrenze bei stabilem Verdichterbetrieb deutlich überschritten werden, was auch Auswirkungen auf das Ablöseverhalten des Verdichters hatte. BILD 12 zeigt im Vergleich einen Versuch mit 5% eingeblasenem Massenstrom und einen ohne Einblasung jeweils auf der 76,9 % Drehzahllinie.

Neben dem stabilen Überschreiten der Pumpgrenze ist ein wesentlich stärker ausgeprägtes Ablöseverhalten zu erkennen. Beim Versuch mit Einblasung fällt sofort auf, dass sowohl das Totaldruckverhältnis als auch der Triebwerksmassenstrom nach Verlassen des stabilen Betriebsbereichs signifikant stärker einbrechen als im Versuch ohne Einblasung. Bei Versagen der aktiven Stabilisierung sind

somit die negativen Auswirkungen stärker, als wenn ein konventioneller Verdichter die Stabilitätsgrenze überschreitet.

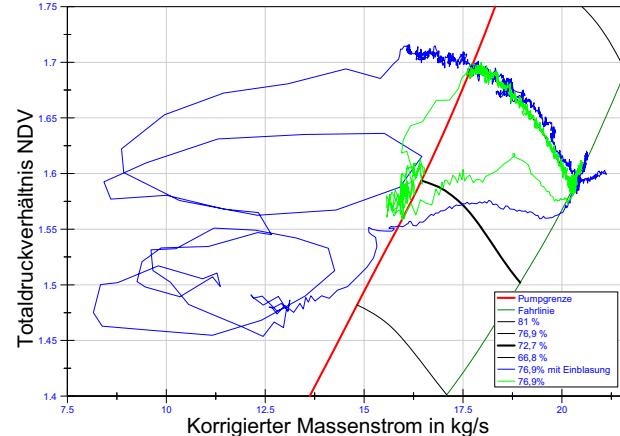


BILD 12. Kennfelddarstellung Versuche bei 76,9 %

Des Weiteren wird durch die Einblasung eine Änderung im Auftreten der Instabilitätsvorläufer vermutet. Da durch die Einblasung die Strömung an den Schaufel spitzen stabilisiert wird, ist mit zunehmender Betriebsbereichserweiterung ein Instabilwerden durch modale Aktivität zu erwarten. Dies bestätigt die Auswertung der instationären Messwerterfassung von Leinhos [10] für den oberen Drehzahlbereich. Im unteren und mittleren Drehzahlbereich wurden von Leinhos weiterhin Spikes als Vorläufer der ausgeprägten Instabilitäten ausgemacht.

### 6.1.2. Pumpgrenzabstandsverbesserung

Die Versuchen zeigten, dass die Wirksamkeit der Einblasung für den unteren und mittleren Drehzahlbereich ähnlich ist. Im oberen Drehzahlbereich fiel die Betriebsbereicherweiterung geringer aus, was mit dem Auftreten von Modalwellen zu erklären ist. Daher werden die Ergebnisse zunächst für den unteren und mittleren Drehzahlbereich dargestellt. Bei der Auswertung werden die Größen Massenstrom, Geschwindigkeit und Impuls der Einblasung bei der Auswertung auf die jeweiligen Größen der Hauptströmung normiert, um eine bessere Vergleichbarkeit der Ergebnisse bei unterschiedlichen Drehzahlen zu erreichen. Da die oben genannten Größen im Falle der Einblasung für den gesamten Versuch konstant sind, die der Hauptströmung mit zunehmenden Drosselgrad jedoch abnehmen, fallen durch unterschiedliche Wahl des Bezugspunktes die normierten Größen verschieden aus. Hierbei erwies es sich als praktikabel, den letzten stabilen Betriebspunkt kurz vor der Ablösung zur Normierung zu verwenden.

Der Vergleich zwischen den Einblasdüsen erster Generation und dritter Generation war insbesondere dahingehend von Interesse, dass durch die unterschiedlichen Querschnitte die Auswirkungen von Einblasemassenstrom und dessen Geschwindigkeit separat untersucht werden können. Bei Verwendung von nur einer Sorte und gleich bleibender Anzahl von Düsen ließen sich beide Faktoren nicht getrennt voneinander betrachten. In BILD 13 ist die erreichte Pumpgrenzabstandsverbesserung über den normierten Einblasemassenstrom aufgetragen.

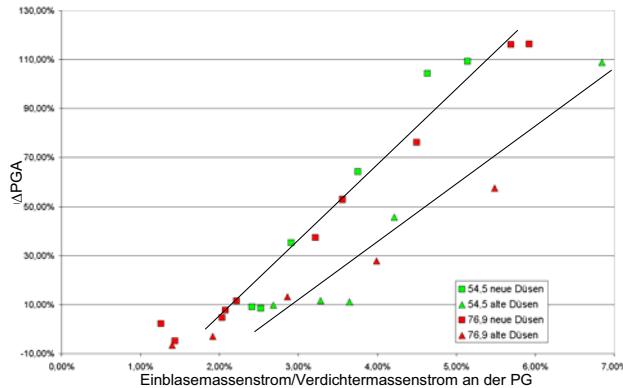


BILD 13.  $\Delta$ PGA über Einblasemassenstrom

Bei gleichem Einblasemassenstrom wird mit den neuen Einblasendüsen aufgrund der kleineren Düsenaustrittsöffnung eine größere Einblasegeschwindigkeit erreicht. BILD 13 zeigt, dass sich diese erhöhte Einblasegeschwindigkeit positiv auf die Pumpgrenzabstandsverbesserung aufwirkt.

Werden die Versuchsergebnisse über der normierten Einblasegeschwindigkeit aufgetragen, schneiden die alten Einblasendüsen besser ab. Bei gleicher Einblasegeschwindigkeit passiert diese aufgrund der größeren Düsenaustrittsöffnung ein größerer Massenstrom, welcher sich gemäß BILD 14 positiv auf die Pumpgrenzabstandsverbesserung auswirkt.

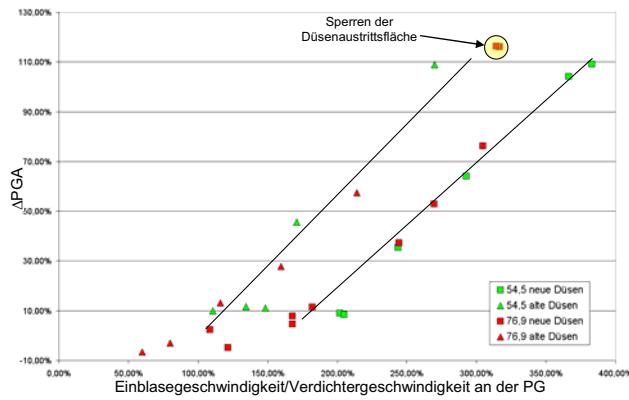


BILD 14.  $\Delta$ PGA über Einblasegeschwindigkeit

Auffällig ist das Abweichen zweier Punkte in der gewählten Darstellung. Das ist damit zu erklären, dass in diesen Fällen die Düsen gesperrt arbeiteten. Gemäß Kapitel 5.3.5 wird die Expansion und damit Beschleunigung des Freistrahls nach Verlassen der Düse nicht berücksichtigt. Dies erklärt das deutliche Abweichen der beiden Versuche von dem eingezeichneten Trend.

Da aus den bisher gezeigten Darstellungen deutlich wurde, dass sowohl eine Verbesserung von Einblasemassenstrom als auch -geschwindigkeit den Pumpgrenzabstand verbessern, liegt die Vermutung nahe, dass der normierte Einblaseimpuls die dimensionierende Größe für die Wirksamkeit der Einblasung ist. Diese Auftragung zeigt BILD 15. Eingetragen sind die Trends für die einzelnen Drehzahlbereiche. Es ist gut zu erkennen, dass in dieser Auftragung alte wie neue Düsen gleich wirksam sind, was oben genannte Vermutung bestätigt. Bei Auslegung eines Einblasesystems kann die Wirkung somit mit viel Luft

geringerer Einblasegeschwindigkeit oder mit wenig Luft hoher Einblasegeschwindigkeit erreicht werden. Kefalakis [9] kommt über einen Vergleich der zur Kompression der Einblaseluft benötigten Leistung mit der damit erzielbaren Wirkung zu dem Ergebnis, dass viel Luft mit geringer Einblasegeschwindigkeit energetisch betrachtet die günstigere Variante darstellt. Dieser Aspekt wurde hier nicht näher untersucht.

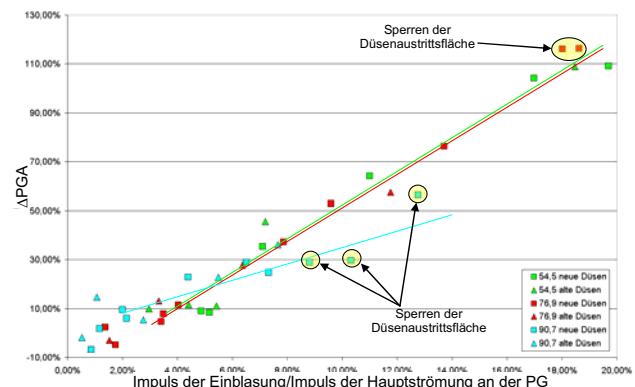


BILD 15.  $\Delta$ PGA über Einblaseimpuls

## 6.2. Nichtaxiale Einblasung

Ziel der Versuche mit nichtaxialer Einblasung war es, den günstigsten Einblasewinkel festzustellen. Hierbei kam es, wie in Kapitel 4.4.2 beschrieben, nach Aktivieren der Einblasung zu einer Änderung der NDV-Drehzahl. Es zeigte sich jedoch, dass die gewählte Normierung geeignet ist, um diese Einflüsse zu berücksichtigen. Dies ist dadurch begründet, dass sich mit dem Verschieben der Drehzahllinien im Kennfeld auch die zur Normierung verwendeten Bezugssgrößen ändern. BILD 16 zeigt die Wirksamkeit der Einblasung bei verschiedenen Einblasewinkeln. Dargestellt sind beispielhaft die Versuche mit 76,9 % relativer Drehzahl. Die Ergebnisse für die beiden anderen Drehzahlbereiche fielen, abgesehen von der im vorherigen Kapitel dargestellten geringeren Wirksamkeit der Einblasung im oberen Drehzahlbereich, gleich aus.

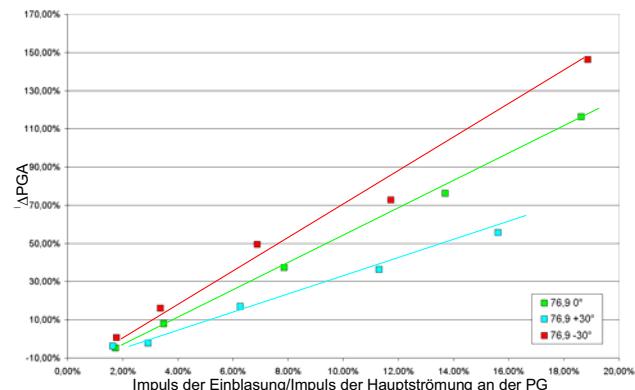


BILD 16.  $\Delta$ PGA bei verschiedenen Einblasewinkeln

Es wird deutlich, dass die Einblasung gegen Rotordrehrichtung am Wirksamsten ausfiel. Hierbei wurde eine nahezu inzidenzfreie Zuströmung der eingeblasenen Luft auf die Schaufelspitzen erreicht.

Neben der Beurteilung der Betriebsbereichserweiterung muss auch die Wirkung der Drehzahländerung auf das

Gesamtverhalten des Triebwerks berücksichtigt werden. Zwar zeigt die Einblasung gegen Rotordrehrichtung die beste Wirkung, die Verringerung der Drehzahl bewirkt aber auch eine zusätzliche Abnahme des Triebwerksschubs. In BILD 17 ist der Verlauf des Schubs über der Versuchsdauer aufgetragen.

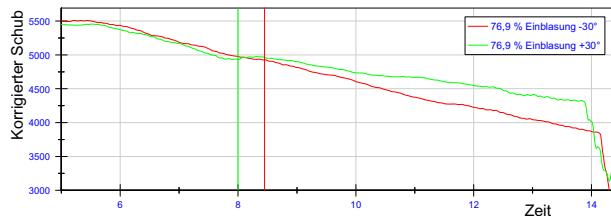


BILD 17. Schub bei verschiedenen Einblasewinkeln

Mit zunehmender Drosselung verhalten sich die Verläufe zunächst gleich. Nach Öffnen der Einblaseventile, was jeweils durch eine senkrechte Linie markiert ist, divergieren die Verläufe jedoch sichtlich. Es kommt im Falle der Einblasung in Rotordrehrichtung sogar zu einem kurzzeitigen Ansteigen des Triebwerksschubs. Dieser Effekt ist genau entgegengesetzt zur erzielbaren Betriebsbereichserweiterung und muss ebenfalls bei der Auslegung eines Einblasesystems berücksichtigt werden.

## 7. ZUSAMMENFASSUNG

Durch die Versuchsläufe mit Konstanteinblasung konnte die aus der theoretischen Betrachtung gewonnene Vermutung, dass die Wirksamkeit der Einblasung durch den eingebrachten Impuls bestimmt wird, bestätigt werden. Die Versuche mit variiertem Einblasewinkel ergaben, dass die Einblasung gegen Rotordrehrichtung am wirksamsten ausfiel. Es muss jedoch berücksichtigt werden, dass durch die Einblasung gegen Rotordrehrichtung aufgrund der verringerten Drehzahl des Niederdruckverdichters weniger Massenstrom gefördert wird, was den Triebwerksschub zusätzlich reduziert. Weiterhin bewirkte die Einblasung Änderungen im Ablöseverhalten des NDVs. Dies betrifft zum einen die vermutete Änderung der Instabilitätsvorläufer von Spikes hin zu Modalwellen im oberen Drehzahlbereich, was die Wirksamkeit der Einblasung für den oberen Drehzahlbereich beschränkt. Zum Anderen werden die Ablöseerscheinungen verstärkt. Dieser Effekt fällt umso größer aus, je weiter der Betriebsbereich durch die Einblasung erweitert wird.

Nachfolgend können Versuche mit umgeblasener Luft durchgeführt werden, um die hierdurch verursachten Einflüsse auf das Triebwerksverhalten näher zu untersuchen. Hierbei sind besonders die Auswirkungen auf den Triebwerksschub von Interesse. Wichtig ist auch eine nähere Untersuchung der Wirkung der Einblasung im oberen Drehzahlbereich, um die Ursachen der verminderten Wirksamkeit sicher zu bestimmen. Hierzu könnten Versuche mit modulierter Einblasung zur Dämpfung von Modalwellen hilfreich sein. Letztlich muss die Einblasung zur Bekämpfung von Verdichterinstabilitäten über einen Regler angesteuert werden und hierbei die Robustheit des Verfahrens getestet werden.

## 8. DANKSAGUNG

Der Autor bedankt sich an dieser Stelle bei der DGLR für

die Auszeichnung mit dem Winfried Bierhals-Stiftungspreis. Weiterer Dank geht an das technische Personal der TVA für die umfassende und tatkräftige Unterstützung bei sämtlichen praktischen Problemen.

## 9. QUELLENVERZEICHNIS

- [1] Beheshti, B. H.: A new design for tip injection in transonic axial compressors, ASME Turbo Expo 2006, GT2006-90007
- [2] Bindl, S.: Neuaufrüstung eines LARZAC 04 Triebwerkes an der Triebwerksversuchsanlage und Durchführung erster Messungen. Experimentelle Diplomarbeit, Nr 2005/5.1, Universität der Bundeswehr München, Neubiberg 2005
- [3] Borys, W.J.: Rotating Stall in Turbojet Engine Compressors, Department of Mechanical Engineering, Royal Military Collage of Canada, 1995
- [4] Camp, T.R. und Day, I. J.: A study of spike and modal stall phenomena in a low-speed axial compressor, ASME Turbo Expo 1997, 97-GT-526
- [5] Day, I. J.: Stall inception in axial flow compressors, ASME Turbo Expo 1991, 91-GT-86
- [6] Day, I. J., et. al.: Stall Inception and the prospects for active control in four high speed compressors, ASME Turbo Expo 1997, 97-GT-281
- [7] Day, I. J.: The fundamentals of stall and surge in axial compressors, VKI Lecture Series – Unsteady Flows in Turbomachinery, von Karman Institute for Fluid Dynamics, Belgium 1996
- [8] Höss, B.: Zum Einfluss von Eintrittsstörungen auf das dynamische Leistungsverhalten von Turbostrahltriebwerken unter besonderer Berücksichtigung instabiler Verdichterströmungen, Dissertation, Universität der Bundeswehr München, Neubiberg 1999
- [9] Kefalakis, M.: Active flow control for increasing the surge margin an axial flow compressor, ASME Turbo Expo 2006, GT2006-90113
- [10] Leinhos, C.: Aktive Stabilisierung der Verdichterströmung in einem Zweikreisturbostrahltriebwerk, Dissertation, Universität der Bundeswehr München, Neubiberg 2003
- [11] Scheidler, S. G.: Untersuchung der Systemaspekte stabilitiesverbessernder Maßnahmen in Gasturbinen, Dissertation, Universität der Bundeswehr München, Neubiberg 2005
- [12] Spakovszky, Z. S.: Influence of Compressor Deterioration on Engine Dynamic Behavior and Transient Stall-Margin, ASME Turbo Expo 1999, 99-GT-439
- [13] Vo, H. D., et. al.: Criteria for Spike initiated Rotating Stall, ASME Turbo Expo 2005, GT2005-68374