

# MODELLIERUNG UND SIMULATION EINES ABSAUGSYSTEMS FÜR EIN SEITENLEITWERK MIT HYBRIDER LAMINARISIERUNG

R. Bornholdt, T. Pe, F. Thielecke

Technische Universität Hamburg-Harburg, Institut für Flugzeug-Systemtechnik  
Neßpieler 5, 21129 Hamburg, Deutschland

## Zusammenfassung

Hybrid Laminar Flow Control (HLFC) ist durch den Anspruch der heutigen Zeit nach ökonomischer und ökologischer Optimierung wieder in das Rampenlicht der Luftfahrtindustrie gerückt. Die Technologie verspricht Treibstoffeinsparungen durch Reduktion des aerodynamischen Widerstandes von Oberflächen mittels Grenzschichtabsaugung. Während die aerodynamischen Effekte des HLFC-Konzeptes bereits weitgehend bekannt und verstanden sind, ist die Entwicklung einer geeigneten Systemtechnik noch nicht bis zur Marktreife fortgeschritten.

Um den Leistungsbedarf und das dynamische Verhalten eines HLFC-Systems bei variierender Flughöhe analysieren zu können, wurde im Rahmen einer Studienarbeit am Institut für Flugzeug-Systemtechnik der Technischen Universität Hamburg-Harburg ein Absaugsystem für ein Seitenleitwerk mit hybrider Laminarisierung entworfen und untersucht. Zu diesem Zweck wurde ein Systemmodell mit der Software IMAGINE.LAB AMESIM aufgebaut. Hierbei stand auch die Bewertung der Software und ihres Nutzens im Vorentwurf eines Flugzeug-Systems im Vordergrund.

In diesem Artikel wird zunächst die HLFC-Technologie vorgestellt, bevor der Aufbau des Absaugsystems und die Auswahl der notwendigen Komponenten erläutert werden. Anschließend wird auf den Aufbau des Systemmodells und die Simulation unterschiedlicher Betriebsfälle eingegangen.

## 1. NOMENKLATUR

### Formelzeichen

$d$	[m]	Durchmesser
$Ma$	[-]	Machzahl
$n$	[1/min]	Drehzahl
$p$	[Pa]	Druck
$r$	[-]	Rückgewinnfaktor
$R$	[J/(kg·K)]	spezifische Gaskonstante
$T$	[K]	Temperatur
$u$	[m/s]	Strömungsgeschwindigkeit
$\dot{V}$	[m <sup>3</sup> /s]	Volumenstrom
$X$	[-]	Skalierungsgröße
$Y_s$	[J/kg]	isentrope spezifische Stutzenarbeit
$\delta$	[-]	Durchmesserzahl
$\zeta$	[-]	Widerstandszahl
$\eta$	[-]	Wirkungsgrad
$\kappa$	[-]	Isentropenexponent
$\lambda_R$	[-]	Rohrreibungszahl
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Dichte
$\sigma$	[-]	Schnelllaufzahl
$\varphi$	[kg/(m·s <sup>2</sup> )]	spezifische dissipierte Energie

### Indizes

$\infty$	ungestörte Strömung
1	Verdichtereintritt
2	Verdichteraustritt
AP	Auslegungspunkt
c	chamber
d	duct
e	Auslass
hyd	hydraulisch
K	Krümmen
LR	Laufgrad
R	Rohrleitung
s	surface
stat	statisch

## 2. EINLEITUNG

Mehr denn je wächst der Wunsch der Fluggesellschaften nach Flugzeugen mit deutlich reduziertem Treibstoffverbrauch. Während die Treibstoffpreise in noch nie erreichte Höhen steigen [14], wächst der gesellschaftliche Druck die Emissionen auf ein Minimum zu reduzieren, um der globalen Erwärmung Einhalt zu gebieten. Das von der Europäischen Kommission erarbeitete Dokument „Vision 2020“ sieht eine Reduktion des Treibstoffverbrauchs pro Passagierkilometer und somit auch eine Minderung des Kohlenstoffdioxid-Ausstoßes um 50% sowie die Senkung der Stickstoffdioxid-Emissionen um 80% bis zum Jahr 2020 vor [1]. Nicht zuletzt aus Imagegründen werden die Fluggesellschaften versuchen die strengen Forderungen bestmöglich zu erfüllen, um sich im Kampf um den wachsenden Luftverkehrsmarkt einen Vorteil gegenüber ihren Konkurrenten zu verschaffen.

Da der Treibstoff, den es einzusparen gilt, zum großen Teil für die Kompensation des aerodynamischen Widerstandes verwendet wird, rücken reibungsverringende Technologien zunehmend in den Blickpunkt der Luftfahrtindustrie. Eine der Technologien, die durch den Anspruch der heutigen Zeit nach ökonomischer und ökologischer Optimierung wieder in das Rampenlicht gerückt ist, ist Hybrid Laminar Flow Control (HLFC).

Ziel der HLFC-Technologie ist die Vergrößerung der Lauflänge der laminaren Profilumströmung an aerodynamischen Profilen, da diese im Vergleich zu einer turbulenten Strömung einen erheblich geringeren Reibungswiderstand aufweist. Die Ursachen für die Transition von laminarer zu turbulenter Grenzschicht am gepfeilten Flügel sind die Cross-Flow-Instabilität, die Attachment Line Transition und die Tollmien-Schlichting-Wellen [11][14].

HLFC ist die Kombination von zwei Konzepten. Das erste



Konzept beschreibt eine die Laminarität fördernde Profilformgebung und wird Natural Laminar Flow (NLF) genannt. Durch die Veränderung der Profilform kann die Druckverteilung an den Tragflächen kleinerer Flugzeuge mit geringer Flügelpfeilung so beeinflusst werden, dass sich die laminar-turbulente Transition nach hinten verschiebt, siehe BILD 1b. Das zweite Konzept beschreibt, dass die verschiedenen Instabilitäten mittels Absaugung eines Teils der Grenzschicht durch eine poröse Oberfläche gedämpft werden können. Diese Technologie wird Laminar Flow Control (LFC) genannt, siehe BILD 1c.

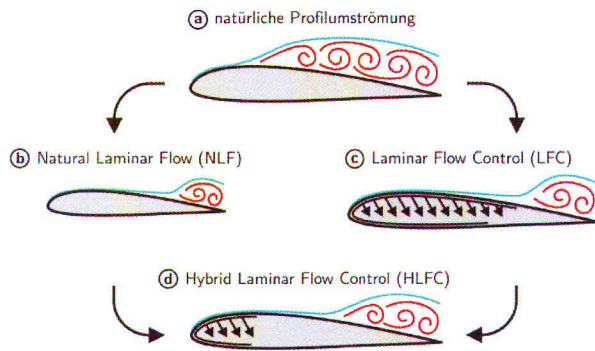


BILD 1. Laminar-Flow-Technologien

Hybrid Laminar Flow Control kombiniert das aktive LFC-Konzept mit dem passiven NLF-Konzept so, dass die unerwünschten Eigenschaften der beiden Technologien wegfallen, siehe BILD 1d. Während bei der Laminar Flow Control nahezu über dem gesamten Profil ein Teil der Grenzschicht abgesaugt wird, beschränkt sich die HLFC auf die Absaugung an den Vorderkanten der Profile. Die Lauflänge der laminaren Strömung wird anschließend durch Ansätze des NLF-Konzeptes verlängert. Der Kompromiss der hybriden Laminarisierung erzielt geringere Reibungseinsparungen als das reine LFC-Konzept, beinhaltet jedoch eine deutliche Reduktion des systemtechnischen Aufwandes. Die HLFC-Technologie ist im Gegensatz zu Natural Laminar Flow auch für größere Flugzeuge mit höherer Flügelpfeilung einsetzbar.

Die kombinierte Technologie Hybrid Laminar Flow Control verspricht eine erhebliche Verringerung des aerodynamischen Widerstandes des Profils und somit auch ein großes Treibstoffeinsparpotential [14].

Während die aerodynamischen Effekte des HLFC-Konzeptes bereits weitgehend bekannt und verstanden sind, ist die Entwicklung einer geeigneten Systemtechnik noch nicht bis zur Marktreife fortgeschritten. Bisher in Flugversuchen erprobte HLFC-Systeme wurden auf Basis experimenteller Gesichtspunkte entwickelt, um einen großen Betriebsbereich zu ermöglichen. Diese Systeme sind somit überdimensioniert und haben ein hohes Gewicht sowie einen hohen Platzbedarf. Für die kommerzielle Nutzung ist die Optimierung des Systems hinsichtlich des Gewichts und des Leistungsbedarfs erforderlich. Zusätzlich sollten die Systemkomplexität und der Platzbedarf vermindert werden.

Dieser Artikel beschreibt den Entwurf, die Modellierung und die Simulation eines Absaugsystems für ein Seitenleitwerk mit hybrider Laminarisierung. Das Seitenleitwerk eignet sich für dieses Projekt zum einen, da aus vorhergehenden Arbeiten verlässliche Daten für das System

vorliegen. Zum anderen liegt unter Annahme einer Anströmung ohne Schiebewinkel eine symmetrische Druckverteilung an dem Profil des Leitwerks vor. Dies vereinfacht die Bestimmung der erforderlichen Absaugströme.

Das Ziel dieser Arbeit ist der Aufbau eines erweiterbaren Modells für das HLFC-System des Seitenleitwerks. Das Modell soll anschließend genutzt werden, um den Einsatz des Absaugsystems unter verschiedenen Bedingungen zu testen. Zunächst wird der Aufbau des Systems erläutert.

### 3. ENTWURF DES ABSAUGSYSTEMS

Das HLFC-System des Seitenleitwerks soll hinsichtlich Leistungsbedarf, Gewicht und Bauraum optimiert werden, weshalb der Ansatz des innerhalb des ALTTA-Projektes von den Wissenschaftlern um SCHRAUF und HORSTMANN entwickelten reduzierten Absaugsystems verfolgt wird [15].

Der komplette Raum vor dem Vorderholm des Seitenleitwerks wird als Absaugkammer genutzt. Um eine geeignete Massenstromverteilung zu erlangen, wird zusätzlich zu der perforierten Außenschicht der Nasenkästen eine zweite, die Struktur tragende Innenschicht vorgesehen, so dass, wie in BILD 2b zu sehen ist, eine Doppelwandstruktur mit mehreren Kammern zwischen den Spanten entsteht. Die innere Wandung wird mit geeigneten Dosieröffnungen versehen, um in den einzelnen Kammern den jeweils erforderlichen Unterdruck herzustellen, siehe BILD 2a. Das Gewicht dieser doppelwandigen Nasenkästen ist vergleichbar mit dem Gewicht herkömmlicher Nasenkästen [15].

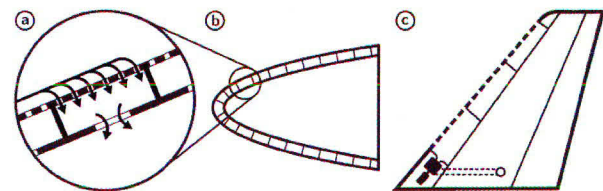


BILD 2. Layout des vereinfachten Absaugsystems, basierend auf [14]

Das neue Konzept sieht eine Integration des Verdichters in die Nasenkästen oder die angeschlossene Struktur vor. Die Integration des Verdichters in das Seitenleitwerk verringert die Systemkomplexität gegenüber bisher eingesetzten Systemen erheblich. Dieses von SCHRAUF und HORSTMANN neu entwickelte System erreicht dieselben laminaren Profilumströmungen wie frühere Systeme, wobei das Gewicht und die Komplexität deutlich reduziert werden konnten [15].

#### 3.1. Systemaufbau

Das BILD 3 zeigt den prinzipiellen Aufbau des Systems. Die Absaugung erfolgt an allen drei Nasenkästen über deren gesamte Fläche. Das System muss einen Unterdruck im Nasenkasten realisieren, um die Absaugung eines Teils der Grenzschicht zu ermöglichen. Der Unterdruck wird von einem Verdichter erzeugt, welcher zusammen mit dem die Leistung bereitstellenden Antrieb in die unter den Nasenkästen gelegene Dorsal Fin integriert wird. Vereinfachend wird angenommen, dass die verdichtete Luft noch am Seitenleitwerk wieder ausgeblasen wird. Hierzu wird ein Auslasskanal installiert, welcher den Austrittsstutzen mit dem Auslass verbindet.



Um das Absaugsystem modellieren zu können, werden im Folgenden die genannten Komponenten ausgewählt. Hierbei ist vor allem die Auswahl des Verdichters von großer Bedeutung, da diese die entscheidende Komponente des Absaugsystems ist.

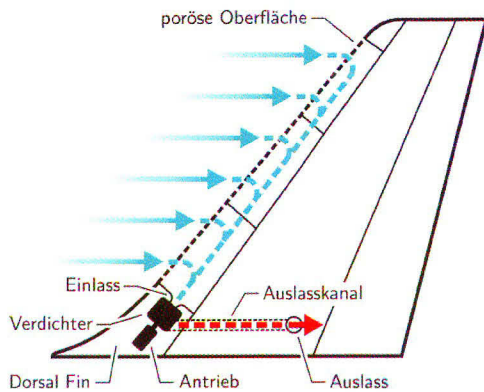


BILD 3. Aufbau des Absaugsystems

### 3.2. Auswahl eines Verdichters

Grundsätzlich können zwei Funktionsprinzipien von Verdichtern unterschieden werden. Zum einen das Verdrängerprinzip der Kolbenverdichter und rotatorischen Verdichter, welches für niedrige Volumenströme und hohe Druckverhältnisse geeignet ist. Zum anderen das Strömungsprinzip der dynamischen Verdichter, welches für große Volumenströme und vergleichsweise geringe Verdichtungsverhältnisse genutzt wird. Da dynamische Verdichter die für das Absaugsystem notwendigen hohen Volumenströme bei kleinen Abmaßen und geringem Gewicht nahezu pulsationsfrei umsetzen eignen sie sich für das HLFC-System.

Dynamische Verdichter lassen sich weiter in Strahlejektoren und Verdichter mit rotierendem Laufrad aufschlüsseln. Da Strahlejektoren jedoch einen großen Bauraum in Anspruch nehmen und einen vergleichsweise schlechten Wirkungsgrad von zumeist unter 20% aufweisen, haben sie für den Einsatz in der Luftfahrt deutliche Nachteile gegenüber den Verdichtern mit rotierendem Laufrad [9]. Die gängigsten Bauformen von Verdichtern mit rotierendem Laufrad sind Axial- und Radialverdichter. Bevor die Laufradform ausgewählt wird, werden einige theoretische Grundlagen, die Anforderungen an den Verdichter und die verwendete Methodik erläutert.

#### 3.2.1. Theoretische Grundlagen

Sowohl bei den axialen, als auch bei den radialen Verdichtern erfolgt die Umsetzung der mechanischen Wellenenergie in Strömungsenergie zwischen dem annähernd kontinuierlich strömenden Fluid und einem mit Schaufeln besetzten gleichförmig umlaufenden Rotor. Die Strömung wird an den Schaufeln umgelenkt und beschleunigt, wodurch ihr Bewegungsenergie hinzugefügt wird. In einem nachgeschalteten Leitrاد oder Diffusor wird das Fluid verzögert, wodurch ein Teil der Bewegungsenergie in Druckenergie umgewandelt wird.

Das spezifische Energiegefälle zwischen Aus- und Eintrittsquerschnitt ist als die spezifische Stutzenarbeit  $Y$  definiert. Für eine isentrope Verdichtung bei idealem Gasverhalten und konstantem Isotropenexponenten  $\kappa$  kann die spezifische Stutzenarbeit als Differenz der spezifi-

schen Enthalpie zwischen Saug- und Druckstutzen sowie einem die Strömungsgeschwindigkeiten berücksichtigenden Term ausgedrückt werden. Umgeformt kann die isentrope spezifische Stutzenarbeit als

$$(1) \quad Y_s = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$$

ausgedrückt werden [2]. Neben der erforderlichen spezifischen Stutzenarbeit sind der umzusetzende Massen- und Volumenstrom, die Ein- und Austrittsdrücke, der Wirkungsgrad sowie die Drehzahl des Verdichters für die Auswahl von Bedeutung.

Ebenfalls entscheidend ist das Betriebsverhalten der Verdichter. Das in BILD 4 gezeigte Verdichterkennfeld beschreibt das Verhalten eines Verdichters für die unterschiedlichen Betriebszustände. In das Kennfeld sind die Kurven konstanter Drehzahl und konstanten Wirkungsgrades aufgetragen. Der zulässige Massenstrom ist nach unten durch die sogenannte Pumpgrenze und nach oben durch das Sperren im engsten Querschnitt begrenzt [8][12].

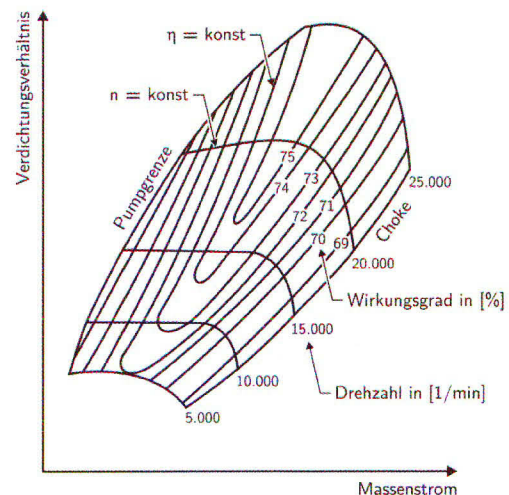


BILD 4. Verdichterkennfeld (Beispiel)

Die Größe des stabilen Arbeitsbereiches ist stark von der Laufradform abhängig. In BILD 5 sind die Kennlinien eines Axial- und eines Radialverdichters bei konstanter Drehzahl aufgetragen. Die schraffiert dargestellten Pumpgrenzen markieren den Beginn des instabilen Betriebsbereiches.

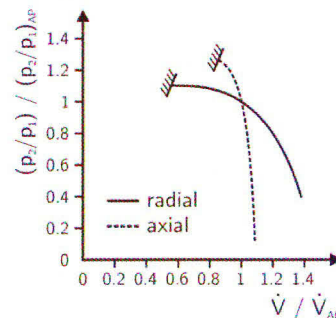


BILD 5. Kennlinien eines Radial- und eines Axialverdichters, basierend auf [10]

Radialmaschinen weisen auf Grund der Energieumsetzung durch Beschleunigung des Fluides mittels Zentrifu-



galkraft eine flach abfallende Kennlinie und somit einen breiten stabilen Arbeitsbereich auf [10]. Bei Axialverdichtern ist der Winkel mit dem das Fluid auf die rotierenden Schaufeln des Laufrades trifft von entscheidender Bedeutung. Dieser ist abhängig von der Drehzahl des Verdichters und der Zuströmgeschwindigkeit des Fluides, welche wiederum direkt von dem Volumenstrom abhängt. Ändert sich der Volumenstrom bei konstanter Drehzahl, variieren der Anströmwinkel der Schaufeln und somit auch das Betriebsverhalten. Hieraus resultieren die steile Kennlinie und der schmale nach oben und unten stark eingeschränkte Betriebsbereich der Axialverdichter [10].

### 3.2.2. Anforderungen an den Verdichter

Die Anwendung in der Luftfahrt und die Integration des Absaugsystems in das Seitenleitwerk bringen spezielle Anforderungen an den Verdichter mit sich. Neben dem Förderproblem sollte das Auslegungsziel ein geringes Gewicht, ein geringer Leistungsbedarf bei hohem Wirkungsgrad und eine kompakte Bauform sein. Um das Förderproblem, bestehend aus Volumenstrom und Druckverhältnis, formulieren zu können, werden überschlägig die Bedingungen am Verdichterein- und austritt berechnet.

Flughöhe	Geforderter Massenstrom
29000 ft	0.37 kg/s
35000 ft	0.31 kg/s

TAB 1. Anforderungen an den Verdichter

Die im Nasenkasten erforderlichen Unterdrücke und Absaugmassenströme sind die Haupteingangsparameter des Systems. Die Massenströme werden entsprechend der Werte in TAB 1 angenommen. Die Umgebungsbedingungen der Außenströmung entsprechen der International Standard Atmosphere. Der Transfer der Luft durch die Doppelwandstruktur und die zugehörige Indizierung ist in BILD 6 dargestellt.

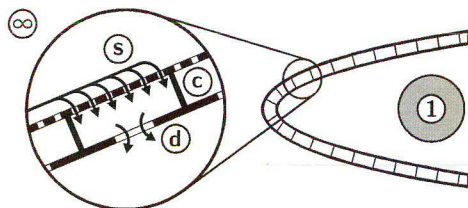


BILD 6. Absaugstruktur des Nasenkastens, basierend auf [14]

Vereinfachend wird angenommen, dass ein isothermer Übergang der Luft von der Profiloberfläche bis zum Verdichtereintritt erfolgt:

$$(2) \quad T_s \approx T_c \approx T_d \approx T_1.$$

Die Oberflächentemperatur kann durch die Gleichung

$$(3) \quad T_s = T_\infty + r \cdot T_\infty \cdot \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma_\infty^2$$

abgeschätzt werden [13]. Um die Bedingungen am Verdichtereintritt bestimmen zu können, muss die Strömung des Fluides von den wandnahen Bereichen des Nasenkastens zu dem Eintritt des Verdichters untersucht werden. Hierzu wird die Druckform der BERNOULLI-Gleichung mit dissipativen Effekten von der Innenseite der Doppelwandstruktur bis zu dem Eintrittsstutzen des Verdichters aufgestellt:

$$(4) \quad p_{1,stat} + \frac{\rho_1}{2} \cdot u_1^2 = p_{d,stat} + \frac{\rho_d}{2} \cdot u_d^2 - \rho_1 \cdot \varphi_{d1}.$$

Die spezifische dissipierte Energie  $\varphi_{d1}$  ist direkt proportional zu der kinetischen Energie der Strömung:

$$(5) \quad \varphi_{d1} = \zeta_{RE} \cdot \frac{u_1^2}{2}.$$

Da die Druckkammer einen vergleichsweise großen Strömungsquerschnitt aufweist und die Strömungsgeschwindigkeit des Fluides innerhalb des Nasenkastens sehr klein ist, wird vereinfachend angenommen, dass lediglich beim Eintreten in den Verdichter Strömungsverluste auftreten. Hier verengt sich der Strömungsquerschnitt und die Geschwindigkeit der Strömung nimmt stark zu. Der Übergang von der Druckkammer in den Eintrittsstutzen entspricht einem gut abgerundeten Rohreinlauf, für welchen aus entsprechender Literatur eine Widerstandszahl  $\zeta_{RE}$  entnommen werden kann [7]. Auf Grund der geringen Strömungsgeschwindigkeit nach dem Passieren der Doppelwandstruktur wird vereinfachend angenommen, dass der entsprechende Term in Gleichung (4) entfällt.

Mit Hilfe der Gleichungen (2) bis (5), der Gasgleichung für ideale Gase und der eindimensionalen Näherung der Kontinuitätsgleichung können die Bedingungen am Verdichtereintritt abgeschätzt werden.

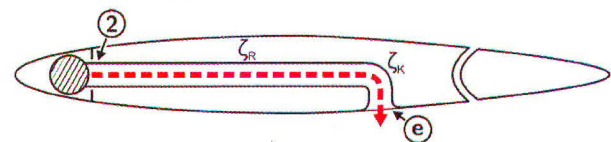


BILD 7. Gestaltung des Auslasskanals

Analog zu den Bedingungen am Verdichtereintritt erfolgt im Folgenden die überschlägige Berechnung der Bedingungen am Verdichteraustritt. Die Ausblasposition wird so gewählt, dass hier gerade der Umschlagpunkt von dem über dem Großteil des Profils herrschenden Unterdruck zu dem an der Profilhinterkante herrschenden Überdruck vorliegt, siehe BILD 7. Hierdurch kann die Annahme getroffen werden, dass an dem Systemauslass der Umgebungsdruck vorliegt. Die Druckform der BERNOULLI-Gleichung für den Transfer der Luft von dem Verdichteraustritt bis zu dem Systemauslass ist

$$(6) \quad p_{e,stat} + \frac{\rho_e}{2} \cdot u_e^2 = p_{2,stat} + \frac{\rho_2}{2} \cdot u_2^2 - \rho_{2e,m} \cdot \varphi_{2e},$$

wobei hier die spezifische dissipierte Energie mit Hilfe der Widerstandszahlen für die Rohrleitung und den Krümmer abgeschätzt wird:

$$(7) \quad \varphi_{2e} = (\zeta_K + \zeta_R) \cdot \frac{u_{2e,m}^2}{2} \quad \text{mit} \quad \zeta_R = \lambda_R \cdot \frac{L_R}{d_{hyd}}.$$

Die Strömung innerhalb des Auslasskanals wird als isotherm angenommen, sodass die Verdichteraustrittstemperatur der Auslasstemperatur entspricht. Für die Verdichteraustrittstemperatur gilt für eine isentrope Verdichtung:

$$(8) \quad T_{2,s} = T_1 \cdot \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad [2].$$

Die Gleichungen (6) bis (8), die Gasgleichung für ideale Gase und die eindimensionalen Näherung der Kontinuitätsgleichung ergeben ein Gleichungssystem, mit welchem die Bedingungen am Verdichteraustritt abgeschätzt



werden können. Zusammen mit den Bedingungen am Verdichtereintritt ergeben sich die für die Einschaltflughöhe von 29000 ft in TAB 2 dargestellten Anforderungen an den Verdichter.

Eintrittsvolumenstrom $\dot{V}$	1.148 m <sup>3</sup> /s
Verdichtungsverhältnis $p_2 / p_1$	1.358
Spezifische Stutzenarbeit $Y_s$	23441 J/kg

TAB 2. Anforderungen an den Verdichter

### 3.2.3. CORDIER-Methodik

Für die Auswahl einer geeigneten Verdichterbauart wird die auf dimensionslosen Kennzahlen basierende CORDIER-Methodik herangezogen. Diese kann genutzt werden, um Strömungsmaschinen unabhängig von ihren absoluten Betriebsgrößen miteinander vergleichen zu können [2]. Zu diesem Zweck werden die Betriebsdaten von einstufigen Fluidenergiemaschinen hinsichtlich des Volumenstroms, der spezifischen Stutzenarbeit, dem Laufraddurchmesser und der Drehzahl zusammengetragen. Hierbei werden lediglich Maschinen, die in ihrem jeweiligen Segment den höchsten Wirkungsgrad aufweisen berücksichtigt. Für den Vergleich der Strömungsmaschinen werden die Schnellaufzahl  $\sigma$  und die Durchmesserzahl  $\delta$  verwendet:

$$(9) \quad \sigma = n \cdot \frac{\sqrt{\dot{V}}}{(2 \cdot Y)^{3/4}} \cdot 2 \cdot \sqrt{\pi},$$

$$(10) \quad \delta = d_{LR} \cdot \sqrt[4]{\frac{2 \cdot Y}{\dot{V}^2}} \cdot \frac{\sqrt{\pi}}{2}.$$

Die Schnellaufzahl und die Durchmesserzahl der Strömungsmaschinen werden als Wertepaare in einem doppellogarithmischen Diagramm dargestellt [8]. Durch eine Regression kann aus den wenig streuenden Datenpunkten die CORDIER-Kurve erzeugt werden, siehe BILD 8.

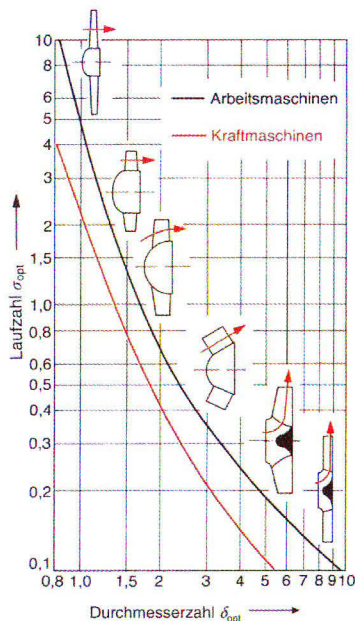


BILD 8. CORDIER-Diagramm [2]

Das CORDIER-Diagramm kann benutzt werden, um bei bekannter Drehzahl den auf den Wirkungsgrad bezogen optimalen Laufraddurchmesser zu bestimmen und umge-

kehrt [2]. Zusätzlich kann die für einen guten Wirkungsgrad empfohlene Laufradform aus dem Diagramm abgelesen werden.

Der maximale Laufraddurchmesser des Verdichters ist auf Grund des engen Bauraums innerhalb der Dorsal Fin stark eingeschränkt. Mit einem maximalen Laufraddurchmesser von  $d_{LR} = 0.205$  mm und der Gleichung (10) kann die Durchmesserzahl für das vorliegende Förderproblem bestimmt werden. Diese beträgt  $\delta = 2.5$ . Wird der Schnittpunkt mit der CORDIER-Kurve für Arbeitsmaschinen ermittelt, ergibt sich eine optimale Schnellaufzahl von  $\sigma = 0.43$ , welche nach Gleichung (9) eine bezüglich des Wirkungsgrades optimale Drehzahl von  $n = 21646$  1/min ergibt.

Nach der CORDIER-Methodik können für Durchmesserzahlen dieser Dimension Axialverdichter den höchsten Wirkungsgrad erreichen. Allerdings finden die allgemeinen Anforderungen nach einer kompakten Bauform, einem geringen Gewicht sowie geringen Kosten für Anschaffung und Wartung keinerlei Berücksichtigung in der Vorgehensweise nach CORDIER [8]. Um dieses zu kompensieren, wird eine weitere Auswahlmethodik herangezogen.

### 3.2.4. Einsatzbereich der Verdichter

Viele Hersteller von Verdichtern veröffentlichen Diagramme, welche den „typischen“ Einsatzbereich der verschiedenen Verdichterbauarten abhängig von dem zu fördernden Volumenstrom und der spezifischen Stutzenarbeit darstellen, vergleiche BILD 9. In diese Diagramme lassen die Hersteller auch Faktoren wie den Preis, das Gewicht oder die Abmaße der Strömungsmaschinen einfließen [2].

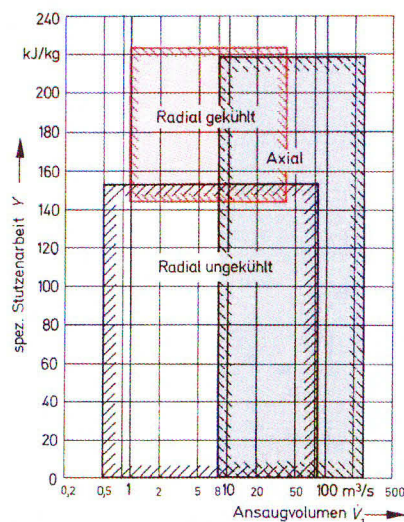


BILD 9. Einsatzbereich der Verdichterbauarten [2]

Dem Diagramm ist zu entnehmen, dass der Einsatz von Axialverdichtern erst ab einem Volumenstrom von  $\dot{V} = 8$  m³/s empfohlen wird [2][4][6]. Grund ist, dass bei kleinen Volumenströmen einige Vorteile der axialen Bauart wegfallen. Zum einen fallen bei kleinen axialen Maschinen die Leckageverluste an den sich nicht mit der Baugröße skalierenden Spaltmaßen mehr ins Gewicht, sodass sich die Wirkungsgrade verschlechtern. Zum anderen bleibt die hohe Systemkomplexität der Axialverdichter auch bei kleinen Baugrößen bestehen, sodass der Anschaffungs- und Wartungsaufwand für kleinere Maschinen stärker ins Gewicht fällt [2].



Das hier vorliegende Förderproblem liegt mit einem Volumenstrom von  $\dot{V} = 1.148 \text{ m}^3/\text{s}$  und einer spezifischen Stutzenarbeit von  $\gamma_s = 23441 \text{ J/kg}$  deutlich im Bereich der ungekühlten Radialverdichter. Es ist zu beachten, dass obwohl die Wirkungsgrade der Radialverdichter für das Förderproblem laut CORDIER-Diagramm unter denen der Axialverdichter liegen, dieses nicht bedeutet, dass bei Auswahl eines Radialverdichters ein schlechter Wirkungsgrad in Kauf genommen werden muss [3]. Laut BOHL weisen Radialverdichter mit einer Durchmesserzahl von  $\delta = 2 \dots 3$  den für die radiale Bauart besten Wirkungsgrad auf, welcher nur leicht unter den Spitzenwirkungsgraden der Axialverdichter liegt [3]. Mit einer Durchmesserzahl von  $\delta = 2.5$  liegt das hier vorliegende Förderproblem genau in diesem Bereich, sodass ein hoher Wirkungsgrad auch bei der Auswahl eines radialen Laufrades zu erwarten ist.

### 3.2.5. Auswahl der Laufradform

Vor allem der stabile Betriebsbereich, die geringe Systemkomplexität, die weniger aufwendige Wartung und die geringeren Kosten sind entscheidende Argumente den Radialverdichter zu bevorzugen. Der leicht höhere Wirkungsgrad der axialen Bauart reicht nicht aus, um die Vorteile der Radialverdichter aufzuwiegen. Somit fällt die Entscheidung zu Gunsten eines Radialverdichters aus.

### 3.3. Auswahl eines Antriebes

Die Funktion des Antriebes ist die Bereitstellung der für den Verdichter notwendigen Wellenleistung aus den im Flugzeug bereitstehenden Ressourcen. In diesem Fall soll der Ansatz des „More Electric Aircraft“ verfolgt werden. Der vermehrte Einsatz von elektrischen Systemen verspricht Vorteile im Rahmen der Wartung, einen einfacheren Systemaufbau sowie eine mögliche Verbesserung des

Sicherheitsstandards [17]. Demnach soll ein aus den verfügbaren Stromnetzen gespeister Elektromotor als Antrieb des Absaugsystems eingesetzt werden.

Auf Grund der zahlreichen Vorteile, vor allem der robuste und zuverlässige Betrieb, wird ein Asynchronmotor für das HLFC-System ausgewählt.

## 4. MODELLIERUNG DES HLFC-SYSTEMS

Für das Absaugsystem des Seitenleitwerks wird ein Systemmodell mit der Software IMAGINE.LAB AMESIM aufgebaut, um sein dynamisches Verhalten in diversen Flugzuständen simulieren zu können.

### 4.1. Einführung in IMAGINE.LAB AMESIM

Die Software IMAGINE.LAB AMESIM der Firma LMS ermöglicht das physikalische Modellieren in den Bereichen Hydraulik, Pneumatik, Elektrik, Mechanik und Steuerung [5]. Es stehen bereits mehr als 3500 validierte Modelle in diversen Bibliotheken zur Verfügung. Neue Modelle können erstellt sowie bereits vorhandene Modelle bearbeitet und erweitert werden. Den Ein- und Ausgängen der Modelle sind im Gegensatz zu Modellen anderer Simulationstools, wie etwa MATLAB/SIMULINK, Einheiten zugeordnet, sodass bei der Verknüpfung zweier Komponenten die Interoperabilität der Ein- und Ausgänge verifiziert wird. Auf Grund der vielseitigen Bibliotheken ermöglicht IMAGINE.LAB AMESIM die Simulation eines Systems schon im frühen Entwicklungsstadium ohne die Komponenten auf Basis von Differentialgleichungen komplett neu modellieren zu müssen. Diverse Schnittstellen zu anderer Software ermöglichen unter anderem die Steuerung von AMESIM aus MATLAB .m-Files, die Integration eines physikalischen AMESIM-Modells in eine MATLAB/SIMULINK-Simulation sowie den Import und Export von Daten zu VBA-Applikationen wie beispielsweise MICROSOFT EXCEL [5].

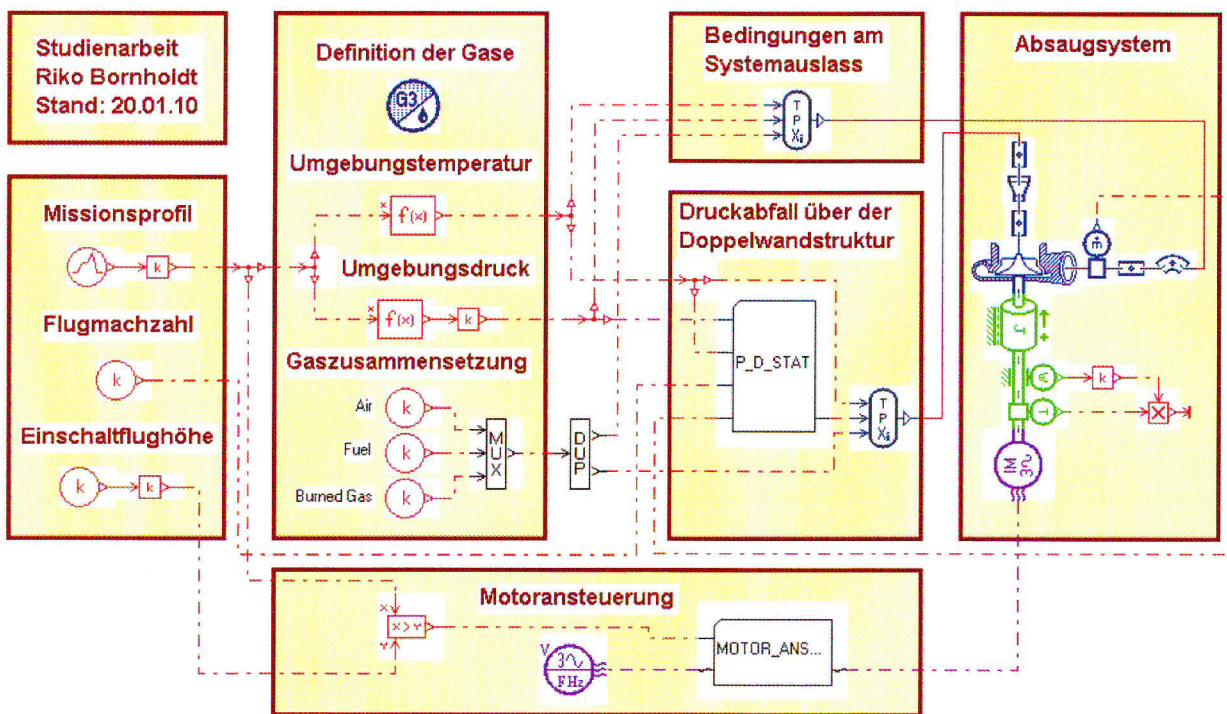


BILD 10. AMESIM-Modell des Absaugsystems



## 4.2. Modellbibliotheken

Das Ziel der Modellierung ist der Aufbau des Systemmodells mit bereits in den Bibliotheken vorhandenen Komponenten. Im Folgenden sind die Bibliotheken und ihre Komponenten sowie ihre Verwendung im Rahmen der Abbildung des Absaugsystems aufgelistet:

- Die Komponenten der „*Electric Motors and Drives Library*“ werden für die Abbildung des Asynchronmotors und des 400 Hz-Drehstromnetzes genutzt.
- Die „*Mechanical Library*“ wird verwendet, um die Welle, welche das Drehmoment des Verdichters auf den Motor überträgt, zu modellieren.
- Die „*Signal Library*“ dient der Umsetzung logischer Operationen und dem Erstellen von Signalflussplänen. In dem Modell des Absaugsystems wird diese Bibliothek für die Definition von Parametern und die Berechnung der Umgebungsbedingungen genutzt.
- In der „*Pneumatic Library*“ sind diverse Rohrleitungs- und Verdichter-Modelle hinterlegt. Weiterhin kann mit entsprechenden Modellen das physikalische Verhalten von Fluiden simuliert werden.
- Die „*IFP Engine Library*“ enthält Modelle eines Kolbenmotors, der zugehörigen Gasleitungen sowie eines Turboladers. Wie auch bei dem Absaugsystem handelt es sich bei dem Modell des Turboladers um einen Radialverdichter mit Spiralgehäuse.

Bei der genaueren Betrachtung stellt sich heraus, dass die verfügbaren Verdichter-Modelle der „*Pneumatic Library*“ für die Abbildung des Absaugsystems ungeeignet sind. Dies ist vor allem auf die Einschränkungen bei der Modellierung des dynamischen Verdichterverhaltens zurückzuführen. Das Defizit der „*Pneumatic Library*“ kann mit der „*IFP Engine Library*“ ausgeglichen werden. Das Modell des Turboladers ist gut für die Abbildung des Verdichters des Absaugsystems geeignet.

Das Absaugsystem kann mit ausreichender Genauigkeit aus Modellen der genannten Bibliotheken abgebildet werden, siehe BILD 10. Im Folgenden werden die Funktionen des Modells erklärt.

## 4.3. Beschreibung der Teilmodelle

Der Benutzer kann die Flughöhe und die Geschwindigkeit dahingehend vorgeben, dass das Steigen, Sinken oder Halten eines Flugniveaus simuliert wird. Zusätzlich kann die Höhe vorgegeben werden, bei welcher das Absaugsystem automatisch eingeschaltet werden soll. Sämtliche für die Simulation notwendigen Stoffdaten des Fördermediums sowie die Art der Approximation des Gasverhaltens sind bereits im Modell vorgegeben, können aber beliebig von dem Benutzer verändert werden. Weiterhin werden die Umgebungsbedingungen abhängig von der Flughöhe berechnet. Die hierzu hinterlegten Formeln basieren auf Approximationen der International Standard Atmosphere.

Das System enthält aus Gründen der Vereinfachung keine Drehzahlregelung des Motors, sodass sich die Ansteuerung auf das Ein- und Ausschalten des Asynchronmotors beschränkt. Es wird ein Drehstromnetz mit 115 V bei 400 Hz simuliert, welches bei Überschreitung der Einschaltflughöhe an den Motor geschaltet wird.

In dem rechten Bereich in BILD 10 ist der Teil des Modells gezeigt, welcher das physikalische Modell des Absaugsystems realisiert. Die Komponenten modellieren den Nasenkasten sowie den Verdichtereinlass, den Verdichter selbst, die Rohrleitungen bis hin zum Systemauslass und den Antriebsstrang mit Elektromotor. Von außen werden dem physikalischen Modell die Drücke nach dem Passieren der Doppelwandstruktur und am Systemauslass vorgegeben.

## 4.4. Modellierung des Druckabfalls über der Doppelwandstruktur

Ursprünglich sollten die Bedingungen nach dem Passieren der Doppelwandstruktur als Eingangsparameter für die Modellierung des Absaugsystems herangezogen werden. Dieses sollte vor allem auf Grund der komplizierten aerodynamischen Effekte, welche auf der Oberfläche des Profils und während des Durchgangs durch die poröse Oberfläche auftreten, die Modellierung des Systems vereinfachen. Um stationäre Zustände zu simulieren, ist diese Vereinfachung akzeptabel, da hierfür eine gute Datengrundlage zur Verfügung steht. Die Verhältnisse, welche sich bei konstanter Flughöhe und Geschwindigkeit nach einiger Zeit einstellen sind bekannt, nicht jedoch dynamische Effekte.

Die Untersuchung eines Anfahrvorgangs des Systems bedarf der Modellierung der dynamischen Effekte, sodass eine dynamische Beschreibung des Durchgangs der Luft durch die Doppelwandstruktur gefunden werden muss. Im Folgenden ist beschrieben, wie der entsprechende Bereich des Modells diese Aufgabe übernimmt.

Der statische Druck nach dem Passieren der Doppelwandstruktur  $p_{d,stat}$  ergibt sich aus der Differenz des Druckes an der Oberfläche des Profils und der Druckverluste über der porösen Oberfläche und der zweiten Wandung, welche die Dosieröffnungen enthält:

$$(11) \quad p_{d,stat} = p_{s,stat} - \Delta p_{sc} - \Delta p_{cd}.$$

Für den Druckabfall über den Wandungen sind aus vorherigen Projekten überschlägige Formeln gegeben, welche auch hier Verwendung finden. Der Druckabfall ist jeweils abhängig von dem Quadrat der Absauggeschwindigkeit:

$$(12) \quad \Delta p_{sc} = f(u_s, u_s^2),$$

$$(13) \quad \Delta p_{cd} = f(u_s^2).$$

Um den Anfahrvorgang des Systems simulieren zu können, muss der Druckabfall über der Doppelwandstruktur mit der Absauggeschwindigkeit skaliert werden. Anstatt die Absauggeschwindigkeit selbst als Skalierungsgröße zu verwenden, wird der zu ihr proportionale Massenstrom verwendet. Die Skalierungsgröße  $X$  bezieht den Massenstrom  $\dot{m}$  auf den Referenzmassenstrom  $\dot{m}_{ref}$ :

$$(14) \quad X = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{ref}}.$$

In den Gleichungen (12) und (13) wird die Absauggeschwindigkeit jeweils mit der Größe  $X$  skaliert, sodass sich eine Abhängigkeit des Druckabfalls von dem Massenstrom, beziehungsweise von der Absauggeschwindigkeit einstellt. Die genannten Gleichungen sind in der in BILD 10 gezeigten Komponente mit der Bezeichnung „P\_D\_STAT“ mit Hilfe der „*Signal Library*“ umgesetzt. Die Komponente gibt einen von der Flughöhe, der Flugge-



schwindigkeit und dem Massenstrom abhängigen Druck nach dem Passieren der Doppelwandstruktur  $p_{d,stat}$  aus.

#### 4.5. Modellierung des Verdichters

Die Modellierung des Verdichters ist für die Abbildung des Absaugsystems essenziell und wird deshalb in diesem Abschnitt gesondert betrachtet. In BILD 11 ist das Verdichter-Modell der „IFP Engine Library“ mit den dazugehörigen Ein- und Ausgängen gezeigt. Das Modell bildet einen Radialverdichter mit Spiralgehäuse ab und weist genug Konfigurationsmöglichkeiten auf, um es für die Abbildung des Absaugsystems zu verwenden.

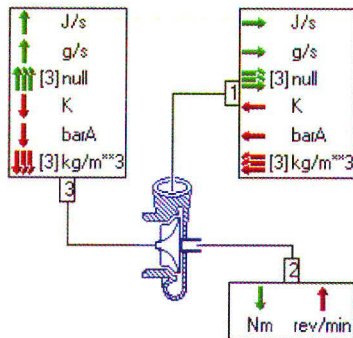


BILD 11. AMESim-Modell des Verdichters

Wie in BILD 11 zu sehen ist, werden dem Modell von außen die Ein- und Ausgangstemperatur, der Ein- und Ausgangsdruck, die Ein- und Ausgangsdichte und die Drehzahl der Welle vorgegeben. Die Aufgabe des Verdichter-Modells ist es, aus den genannten Eingangsparametern den Massenstrom, die Enthalpieänderung und das Lastmoment an der Welle zu berechnen. Das Modell vergleicht die Werte der Eingangsparameter mit zwei hinterlegten Tabellen und approximiert die Ausgangsparameter. Die Tabellen beinhalten sämtliche Informationen, die auch in einem Verdichterkennfeld enthalten sind, vergleiche Abschnitt 3.2.1.

Die Konfiguration des Verdichter-Modells erfolgt demnach hauptsächlich über die in den Tabellen gespeicherten Daten. Um die Erstellung der Tabellen zu vereinfachen, ist in der „IFP Engine Library“ ein entsprechendes Programm hinterlegt. Für dieses erstellt der Benutzer einen Datensatz mit mehreren Datenreihen, welche jeweils diverse Betriebspunkte des Verdichters bei konstanter Drehzahl enthalten. Die einzelnen Datensätze enthalten die Drehzahl, das Verdichtungsverhältnis, den Massenstrom und den korrespondierenden Wirkungsgrad. Es ist zu beachten, dass sich die durch Pumpen und Sperren im engsten Querschnitt ergebenden Betriebsgrenzen aus den jeweils ersten beziehungsweise letzten Datenpunkten einer Datenreihe gleicher Drehzahl ergeben. Das Programm iteriert nun aus den Daten Kurven des Verdichtungsverhältnisses und des Wirkungsgrades bei konstanter Drehzahl abhängig von dem Massenstrom und hinterlegt diese in den genannten Tabellen. Hierbei kann der Benutzer Einfluss auf die Genauigkeit der Iteration sowie auf die Auflösung der hinterlegten Kurven nehmen.

Ein Problem, welches aus der ursprünglichen Verwendung des Verdichter-Modells hervorgeht, muss bei der Nutzung des Iterationsprogramms berücksichtigt werden. Da von Turboladern ein vergleichsweise geringer Massenstrom umgesetzt wird, sind die Kalkulationen des Hilfsprogram-

mes auf einen Massenstrom unter 0.5 kg/s beschränkt. Um diese Limitierung auszuhebeln, werden die Datensätze vor dem Einspeisen in das Iterationsprogramm dahingehend verändert, dass der Massenstrom herunter skaliert wird. Nachdem die Iteration durchgeführt wurde, wird der Massenstrom wieder hoch skaliert.

## 5. SIMULATION DES HLFC-SYSTEMS

Basierend auf dem Systemmodell können nun verschiedene Betriebsfälle mit der Software IMAGINE.LAB AMESim simuliert werden.

### 5.1. Simulation eines Anfahrvorgangs

Zunächst wird die Simulation eines Anfahrvorgangs des Absaugsystems durchgeführt. Das Einschalten wird auf einer Flughöhe von 29000 ft bei einer Machzahl von 0.78 simuliert.

Das Diagramm in BILD 12 zeigt den Drehzahlverlauf der Welle des Elektromotors über der Zeit. Es ist zu erkennen, dass die Drehzahl nach anfänglichen Schwankungen nahezu linear ansteigt, bis sie sich auf einen Endwert einstellt. Die Schwankungen zu Beginn des Einschaltvorgangs sind auf die hohe Frequenz des elektrischen Drehstromnetzes von 400 Hz zurückzuführen. Der Motor wird ohne Frequenzumrichter oder ähnliche den Einschaltvorgang kontrollierende Maschinenelemente an das Netz geschaltet. Hierbei kann auf Grund der Trägheit des Systems das an der Welle vorliegende Moment nicht mehr von dem Elektromotor überwunden werden und die Drehzahl bricht ein. Nachdem die Trägheit überwunden ist, stellt sich eine stationäre Drehzahl ein, die auf Grund des Schlupfes unterhalb der Netzfrequenz liegt.

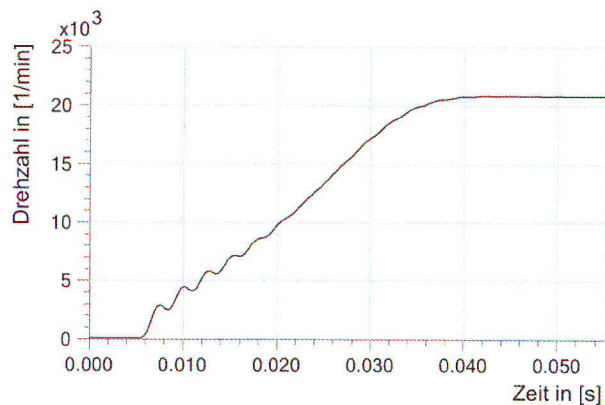


BILD 12. Drehzahl des Asynchronmotors

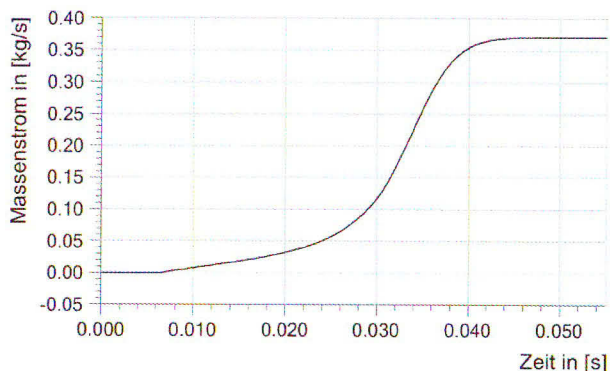


BILD 13. Massenstrom bei einem Anfahrvorgang



In das Diagramm in BILD 13 ist der Massenstrom über der Zeit aufgetragen. Nach Einschalten des Motors erhöht sich der Massenstrom zuerst allmählich, bevor die Kurve stark ansteigt und bei Erreichen der Betriebsdrehzahl abflacht. Als stationärer Endwert stellt sich ein leicht oberhalb des für diese Flughöhe geforderten Wertes von 0.37 kg/s liegender Massenstrom ein.

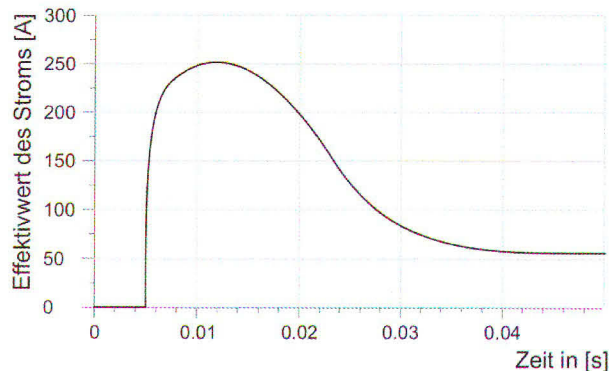


BILD 14. Effektivwert des Stroms eines Drehstromleiters

Wie bereits erwähnt, wird der Asynchronmotor ohne Frequenzumrichter angefahren. Hierdurch entstehen hohe Anfahrströme, welche üblicherweise bei etwa dem Achtfachen des Stroms bei stationärem Betrieb liegen [16]. Das Diagramm in BILD 14 zeigt den durch einen der Drehstromleiter fließenden Effektivwert des Stroms bei einem Anfahrvorgang. Der Effektivwert des Einschaltstroms ist etwa fünfmal höher als der des Nennstroms. Damit liegen die Ströme unterhalb den für andere Systeme üblichen Anfahrströmen. Um dennoch hohen Strömen und eventuellen negativen Rückkopplungen auf das Drehstromnetz sowie auf weitere elektrische Verbraucher entgegenzuwirken, können entsprechende Maßnahmen getroffen werden. Hierfür ist der Einsatz eines Frequenzumrichters oder einer Anfahrerschaltung sinnvoll [16].

## 5.2. Simulation einer Flugmission

Im Folgenden soll eine Flugmission simuliert werden. Das Absaugsystem soll sich bei dem Überschreiten einer Flughöhe von 29000 ft automatisch ein- und bei dem Unterschreiten derselben Flughöhe wieder ausschalten. Die relevanten Abschnitte der Flugmission sind demnach nur der Reiseflug sowie das Steigen und Sinken unmittelbar vor und nach diesem. Die Alternate- und Hold-Manöver finden auf niedrigeren Flugniveaus statt. Die Simulation wird auf einer Flughöhe von 28000 ft gestartet.

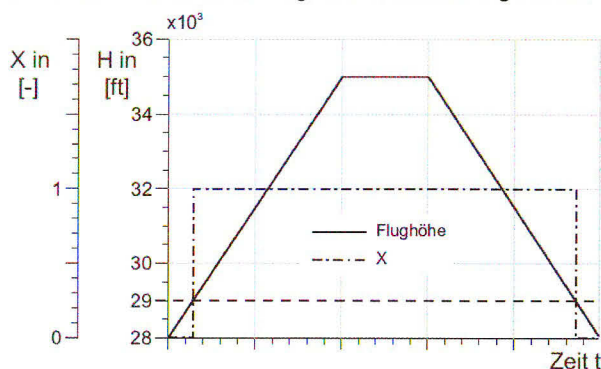


BILD 15. Flughöhe und Ausgabewert der Einschaltlogik

Anschließend wird das Steigen auf 35000 ft simuliert. Dieses Flugniveau wird gehalten, bevor der Sinkflug zurück auf 28000 ft simuliert wird. Die Flugmachzahl soll hierbei konstant bei 0.78 liegen.

Das Diagramm in BILD 15 zeigt die Flughöhe sowie den Ausgabewert der Einschaltlogik. Der Wert der Einschaltlogik springt bei dem Überschreiten der Flughöhe 29 000 ft auf den Wert „1“ und bei dem Unterschreiten der genannten Flughöhe zurück auf „0“.

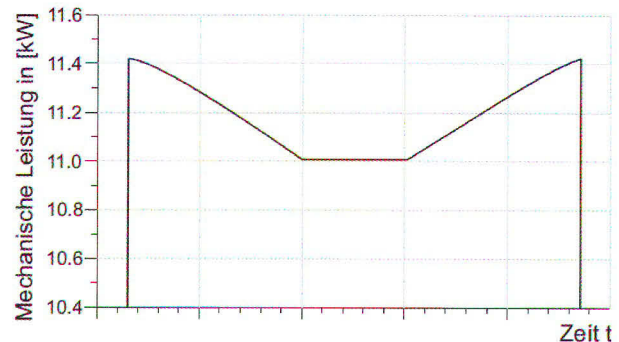


BILD 16. Leistungsbedarf des Verdichters

In dem Diagramm in BILD 16 ist der Leistungsbedarf des Verdichters über der Zeit aufgetragen. Wie erwartet springt die Kurve bei dem Einschalten des Systems auf ihren Maximalwert, bevor sie bei weiter steigendem Flugzeug absinkt. Die Kurve steigt wieder an, sobald das Flugzeug in den Sinkflug übergeht. Anschließend fällt die umgesetzte Leistung auf Grund der Abschaltung des Systems schlagartig ab. Da der Leistungsbedarf mit steigender Flughöhe abfällt, dimensionieren die Bedingungen auf Einschaltflughöhe das HLFC-System.

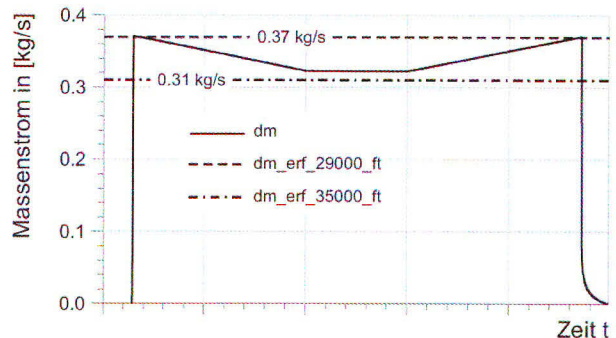


BILD 17. Umgesetzter Massenstrom

Das Diagramm in BILD 17 zeigt den von dem Absaugsystem umgesetzten Massenstrom über der Zeit. Nach dem Einschalten des Systems springt die Kurve auf etwa 0.37 kg/s und fällt dann bei weiter steigendem Flugzeug ab. Der Massenstrom erreicht beim Halten der Reiseflughöhe einen stationären Wert von etwa 0.325 kg/s und liegt damit leicht über den geforderten 0.31 kg/s. Anschließend steigt während des Sinkflugs der Massenstrom wieder an, bevor er bei dem Ausschalten des Systems zu Null abfällt.

Die Simulation der Flugmission zeigt, dass die geforderten Massenströme auf beiden Flugniveaus auch ohne Drehzahlregelung umgesetzt werden. Jedoch könnte sich eine Regelung während des Anfahrens als sinnvoll erweisen, um hohe Anfahrströme und eventuelle Rückwirkungen auf das Spannungsnetz zu vermeiden.



## 6. ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Hybrid Laminar Flow Control verspricht Treibstoffeinsparungen durch Reduktion des Widerstandes der aerodynamischen Profile. Zu diesem Zweck wird ein Teil der Grenzschicht abgesaugt, um den Umschlagpunkt von laminarer und somit reibungsarmer zu turbulenter Strömung zu verschieben. Während die aerodynamischen Effekte des HLFC-Konzeptes bereits weitgehend bekannt und verstanden sind, ist die Entwicklung einer geeigneten Systemtechnik noch nicht bis zur Marktreife fortgeschritten.

Um den Leistungsbedarf und das dynamische Verhalten eines HLFC-Systems bei variierender Flughöhe analysieren zu können, wurde im Rahmen einer Studienarbeit am Institut für Flugzeug-Systemtechnik der Technischen Universität Hamburg-Harburg ein Absaugsystem für ein Seitenleitwerk mit hybrider Laminarisierung entworfen und untersucht.

Auf Basis des von den Wissenschaftlern um SCHRAUF und HORSTMANN entwickelten reduzierten Absaugsystems wurden die für das Absaugsystem notwendigen Komponenten identifiziert, auf ihre grundlegenden Parameter hin untersucht und ausgewählt. Besonderen Wert wurde auf die Auswahl eines geeigneten Verdichters gelegt. Hierzu wurde auf die theoretischen Grundlagen von Verdichtern eingegangen und die Methodik zur Auswahl der Laufradform untersucht und angewandt. Um die Anforderungen an den Verdichter zu bestimmen, wurde überschlägig der Druckverlust in den Rohrleitungen vor und nach dem Verdichter berechnet. Vor allem auf Grund des stabileren Betriebsbereiches, der geringen Systemkomplexität und des geringen Wartungsaufwandes fiel die Entscheidung zu Gunsten eines Radialverdichters aus. Als Antrieb des Absaugsystems wurde ein Asynchronmotor ausgewählt.

Die Erstellung des HLFC-Modells konnte mit den bereits bestehenden Bibliotheken der Software IMAGINE.LAB AMESIM durchgeführt werden. Anders als bisher vorgesehen musste zusätzlich der Druckabfall über der Doppelwandstruktur modelliert werden, um auch dynamische Betriebsbedingungen simulieren zu können. Es gelang zwar eine vorerst zufriedenstellende Approximation des aerodynamischen Verhaltens der Strömung bei dem Durchgang durch die poröse Oberfläche, jedoch besteht hier viel Spielraum für Verbesserungen. Im Rahmen der Arbeit ist ein funktionsfähiges und erweiterbares Systemmodell für ein HLFC-Absaugsystem entwickelt worden. Dieses kann genutzt werden, um erste Untersuchungen bezüglich der Systemkomponenten und ihres dynamischen Verhaltens während einer Flugmission durchzuführen.

Anhand der Simulation eines Anfahrvorgangs konnte gezeigt werden, dass der geforderte Massenstrom auf einer Flughöhe von 29000 ft vom Absaugsystem umgesetzt werden kann. Die Simulation einer Flugmission zeigte, dass das System auch auf höheren Flugniveaus den geforderten Massenstrom realisiert. Das HLFC-System wird durch die Bedingungen auf Einschaltflughöhe dimensioniert. Das Zusammenspiel der Betriebsverhalten des Verdichters und des Antriebes sollte genauer betrachtet werden, um die Notwendigkeit eines Ansteuerungs- und Regelungskonzeptes untersuchen zu können.

In folgenden Arbeiten sollte das AMESIM-Modell des Absaugsystems für das Seitenleitwerk um entsprechende Systeme für die Tragflächen und die Triebwerksgondeln

erweitert werden. Zudem ist die Simulation von Störquellen und Fehlerfällen sinnvoll. Im nächsten Schritt sollte eine quantitative Betrachtung des Systemgewichts erfolgen. Hierzu ist eine Datenbank mit entsprechenden Gewichtsdaten der einzelnen Komponenten des Absaugsystems zu erstellen. Wünschenswert ist zudem der generische Aufbau eines automatisierten Auslegungsverfahrens bezüglich der einzelnen Komponenten, sodass schon im frühen Flugzeugentwurf Aussagen über das Gewicht, den Leistungsbedarf sowie über das Einsparpotential eines entsprechenden HLFC-Systems getroffen werden können.

## 7. LITERATUR

- [1] *A Vision for 2020*. Luxembourg: European Commission, Januar 2001
- [2] BOHL, Willi: *Strömungsmaschinen 1, Aufbau und Wirkungsweise*. 9. Aufl. Würzburg: Vogel Buchverlag, 2004
- [3] BOHL, Willi: *Strömungsmaschinen 2, Berechnung und Kalkulation*. 7. Aufl. Würzburg: Vogel Buchverlag, 2005
- [4] BROWN, Royce N.: *Compressor, Selection and Sizing*. 2. Aufl. Houston: Gulf Professional Publishing, 1997
- [5] DOMI, Anthony: *Getting started with the LMS IMAGINE.LAB AMESIM SUITE*, Training AME1. München: LMS Imagine Division, 2008
- [6] FORSTHOFFER, William E.: *Rotating Equipment Handbooks 3, Compressors*. Washington: Elsevier Science & Technology Books, 2005
- [7] HERWIG, Heinz: *Strömungsmechanik*. 2. Aufl. Berlin: Springer-Verlag, 2006
- [8] JOOS, Franz: *Antriebstechnik 1, Strömungsmaschinen*. 4. Aufl. Hamburg: Helmut-Schmidt-Universität, 2005
- [9] KÖHLER, J.; RICHTER, C.; TEGETHOFF, W.; TISCHENDORF, C.: *Experimental and Theoretical Study of a CO<sub>2</sub> Ejector Refrigeration Cycle*. In: VDA Winter Meeting. Saalfelden, 2007
- [10] MENNY, Klaus: *Strömungsmaschinen, Hydraulische und thermische Kraft und Arbeitsmaschinen*. 5. Aufl. Wiesbaden: Teubner, 2006
- [11] OWEN, P.R.; RANDALL, D.G.: *Boundary Layer Transition on a Sweptback Wing*. In: RAE Technical Memorandum No Aero 277 (1952)
- [12] PFLEIDERER, Carl ; PETERMANN, Hartwig: *Strömungsmaschinen*. 7. Aufl. Berlin: Springer Verlag, 2005
- [13] SCHLICHTING, H.; GERSTEN, K.: *Grenzschicht-Theorie*. 10. Aufl. Berlin: Springer-Verlag, 2006
- [14] SCHRAUF, Géza: *Status and perspectives of laminar flow*. In: The Aeronautical Journal (2005), Dezember, S. 639–644
- [15] SCHRAUF, Géza; HORSTMANN, Karl H.: *Simplified Hybrid Laminar Flow Control*. In: ECCOMAS 2004. Jyväskylä, July 2004
- [16] SCHRÖDER, Dierk: *Elektrische Antriebe, Grundlagen*. 3. Aufl. Berlin: Springer-Verlag, 2007
- [17] TOOLEY, Mike; WYATT, David: *Aircraft Electrical and Electronic Systems, Principles, Operation and Maintenance*. 1. Aufl. Oxford: Elsevier, 2009