

**INSTITUT FÜR
ENERGIETECHNIK
UND THERMODYNAMIK**
Institute of Energy Systems and Thermodynamics

Diplomarbeit

Turbofantriebwerke mit Planetengetriebe für Schubklasse bis 350 kN

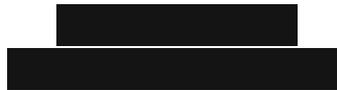
unter der Leitung von

Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Reinhard Willinger
E302 - Institut für Energietechnik und Thermodynamik

Eingereicht an der Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften
der Technischen Universität Wien
zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades
Diplom-Ingenieur (Dipl.-Ing.)

von

Efe Bayindir, BSc



Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre hiermit an Eides statt, dass ich meine Diplomarbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen selbstständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur genannt habe. Weiters erkläre ich, dass ich diese Diplomarbeit bisher weder im In- noch im Ausland (einer Beurteilerin / einem Beurteiler zur Begutachtung) in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe und dass diese Arbeit mit der vom Begutachter beurteilten Arbeit übereinstimmt.

Wien, Mai 2025

.....

Efe Bayindir, BSc

Danksagung

Diese Diplomarbeit markiert das Ende einer langen Reise – und sie bietet mir eine wunderbare Gelegenheit, Danke zu sagen.

Mein größter Dank gilt meinem Betreuer, Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Reinhard Willinger, der mich in die Welt der Thermischen Turbomaschinen eingeführt hat – eine Wahl, die ich während meines Bachelorstudiums getroffen habe, ohne mir ihrer Tragweite bewusst zu sein. Besonders schätze ich seine Fähigkeit, auch schwierige und komplexe Themen mit Ruhe, einem Stift und einem Blatt Papier zu erklären, seine jederzeitige Bereitschaft zur Unterstützung – auch spontan – sowie seine konsequent lösungsorientierte Herangehensweise. Es war mir eine große Freude, von ihm betreut zu werden und mit ihm arbeiten zu dürfen.

Die Motivation hinter dieser Arbeit ist das FFG-geförderte Sondierungsprojekt GREEN-by-GEARS. Mein herzlicher Dank gilt allen Projektbeteiligten für die wunderschöne Zusammenarbeit.

Mein tiefster Dank geht an meine Familie – meine Schwester und meine Eltern. Es ist unbeschreiblich beruhigend, stets ihre Unterstützung im Rücken zu wissen. Danke für alles.

Kurzfassung

Turbofantriebwerke mit Untersetzungsgetriebe (Getriebeturbofan) sind heute in der mittleren Schubklasse erfolgreich im Einsatz. Ziel dieser Arbeit ist es, Verbesserungspotenziale dieser Triebwerksart zu identifizieren, ein Skalierungsgesetz herzuleiten, mit dem sich wichtige Größen wie Schub und Fanleistung durch einfache Zusammenhänge berechnen lassen, und die Auswirkungen eines niedrigen Fandruckverhältnisses auf die Betriebsstabilität zu untersuchen.

Dazu werden zwei Triebwerke vergleichend modelliert, wobei sowohl ein vereinfachtes analytisches Modell als auch das numerische Leistungsberechnungsprogramm GasTurb zum Einsatz kommen.

Zur Stabilisierung des Betriebs bei niedrigen Fandruckverhältnissen werden zwei Konzepte variabler Geometrie vorgestellt: eine verstellbare Sekundärdüse sowie verstellbare Fanschaufeln. Deren Auswirkungen werden teilweise anhand von Vergleichsrechnungen aufgezeigt. Darüber hinaus werden drei mögliche Kreisprozessverbesserungen – Nutzung der Getriebewärme, Zwischenkühlung und Zwischenverbrennung – beschrieben und thermodynamisch bewertet. Auch hier dienen beide Modellierungsansätze dem Vergleich konkreter Zahlenwerte.

Die Ergebnisse zeigen vielversprechende Potenziale, erfordern jedoch weiterführende Untersuchungen hinsichtlich Gewicht, Integration und Komplexität.

Abstract

Geared turbofan engines are successfully in use today in the medium thrust class. This thesis aims to identify potential improvements for this engine type, derive a scaling law that enables key parameters such as thrust and fan power to be estimated using simplified relationships, and examine the effects of low fan pressure ratios on operating stability.

To this end, two turbofan engines from different thrust classes are modeled and compared using both a simplified analytical approach and the performance analysis software GasTurb.

To enhance stability at low fan pressure ratios, two variable geometry concepts are investigated: a variable area fan nozzle and a variable pitch fan. Their effects are partially demonstrated through comparative simulations. Furthermore, three potential cycle improvements – thrust increase due to gearbox heat, intercooling, and an interturbine burner – are described and thermodynamically evaluated. Both modeling approaches are used to assess and compare the resulting performance figures.

The results indicate promising potential but also underline the need for further research regarding weight, system integration, and overall design complexity.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Idealer Gasturbinenprozess	3
3	Turbofantriebwerk	5
3.1	Charakteristische Kenngrößen	6
3.1.1	Bypassverhältnis	6
3.1.2	Triebwerksschub	7
3.1.3	Spezifischer Brennstoffverbrauch	8
3.1.4	Wirkungsgrade	8
3.2	Getriebeturbofan	9
4	Propulsormodell	11
4.1	Schubaufteilung	11
4.2	Ausstrahlgeschwindigkeit	13
4.3	Schubdüse	17
4.4	Vortriebswirkungsgrad	19
5	GasTurb	20
5.1	Kurzbeschreibung von GasTurb	20
5.2	Verwendete Triebwerksvorlage	21
5.3	Off-Design Berechnung mit GasTurb	21

6	Bestimmung des optimalen Fandruckverhältnisses	24
6.1	Verhältnis der Strahlgeschwindigkeiten	24
6.2	Optimales Fandruckverhältnis	25
7	Modellierung von zwei Turbofans unterschiedlicher Schubklassen	29
7.1	Wahl des Auslegungspunktes	30
7.2	Ermittlung des Massenstroms	31
7.3	P&W GTF	32
7.3.1	Modell - GasTurb	34
7.3.2	Modell - Propulsor	35
7.4	RR UltraFan	36
7.5	Modellvergleich und zentrale Kenngrößen	37
8	Parameterstudien und Skalierung von Triebwerken	39
8.1	Re-Engining des PW1127G-JM	39
8.1.1	Mit Propulsormodell	40
8.1.2	Mit GasTurb	40
8.1.3	Ergebnisse	42
8.2	Größenskalierung	48
9	Anforderungen bei niedrigem Fandruckverhältnis	51
9.1	Verstellbare Sekundärdüse	52
9.2	Verstellbare Fanschaufeln	55
10	Mögliche Kreisprozessverbesserungen	59
10.1	Nutzung der Getriebewärme: Junkers-Meredith-Effekt	59
10.2	Zwischenkühlung und Rekuperation	63
10.2.1	Anwendung auf RR UltraFan	66
10.3	Zwischenverbrennung	70

11 Fazit und Ausblick	72
Abbildungsverzeichnis	74
Tabellenverzeichnis	77
Literatur	78
A GasTurb Ergebnisse	82

Nomenklatur

Abkürzungen

BPR	Bypassverhältnis
CTF	Turbofan für zivile Anwendung
FPR	Fandruckverhältnis
HPC/HDV	Hochdruckverdichter
HPT/HDT	Hochdruckturbine
LPC/NDV	Niederdruckverdichter
LPT/NDT	Niederdruckturbine
MCR	Maximaler Schub im Reiseflug
MPF	Mantelpropfan
OPR	Gesamtdruckverhältnis
PW	Pratt & Whitney
RR	Rolls-Royce
SD	Schwingungsdämpfer
TET	Turbineneintrittstemperatur
TO	Take-Off
ToC	Top of Climb
TSFC	Spezifischer Brennstoffverbrauch
VAFN	Verstellbare Sekundärdüse
VPF	Verstellbare Fanschaufeln
WAR	Wasser-Luft-Verhältnis

Lateinische Symbole

\dot{m}	Massenstrom	kg/s
\dot{Q}	Wärmemenge je Zeiteinheit	kg m ² /s ³
A	Fläche	m ²
a_u	Spezifische Umfangsarbeit	m ² /s ²

Nomenklatur

c	Absolutgeschwindigkeit	m/s
c	Geschwindigkeit	m/s
c_p	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	J/(kg K)
d	Durchmesser	m
E_{kin}	Kinetische Energie	J
F	Schub	N
F_S	Spezifischer Schub	N s/kg
H	Höhe	m
h	Spezifische Enthalpie	J/kg
$IFPR$	Inneres Fandruckverhältnis	-
Ma	Machzahl	-
$OFPR$	Äußeres Fandruckverhältnis	-
P	Leistung	W
q	Wärmemenge je Masseneinheit	m ² /s ²
R	Spezifische Gaskonstante	J/(kg K)
r	Radius	m
s	spezifische Entropie	m ² /(s ² K)
S_{NO_x}	NO _x -Intensitätsparameter	-
SM	Pumpgrenzenabstand	%
T	Temperatur	K
u	Umfangsgeschwindigkeit	m/s
v	Spezifisches Volumen	m ³ /kg
w	Relativgeschwindigkeit	m/s
p	Druck	Pa

Griechische Symbole

α	Absoluter Strömungswinkel	°
α	Zapfluft/Luft-Verhältnis	-
β	Brennstoff/Luft-Verhältnis	-
β	Relativer Strömungswinkel	°
η	Wirkungsgrad	-
κ	Isentropenexponent	-
λ	Arbeitszahl	-
μ	Bypassverhältnis	-
ν	Nabenverhältnis	-
ω	Winkelgeschwindigkeit	1/s

Nomenklatur

Π	Druckverhältnis	-
ρ	Dichte	kg/m ³
ε_F	Schuberhöhungsfaktor	%
φ	Durchflusszahl	-

Indizes

<i>Düse</i>	Düse
<i>Fan</i>	Fan
<i>ges</i>	gesamt
<i>red</i>	reduzierte Größe
<i>s</i>	isentrop
<i>t</i>	Totalzustand
<i>th</i>	thermisch
<i>u</i>	Umfangskomponente

Kapitel 1

Einleitung

Der kontinuierliche Anstieg des zivilen Luftverkehrs sowie die steigenden Anforderungen an Klimaverträglichkeit und Wirtschaftlichkeit stellen neue Herausforderungen an die Triebwerksentwicklung. Die im zivilen Luftverkehr nahezu ausschließlich eingesetzten Turbofantriebwerke haben sich entsprechend weiterentwickelt: Die Bypassverhältnisse wurden erhöht, während die Fandruckverhältnisse reduziert wurden. Diese Entwicklung stößt jedoch bei konventioneller Bauweise an technische Grenzen. In diesem Zusammenhang hat sich der Getriebeturbofan, wie er beispielsweise von *Pratt & Whitney* bereits seit einiger Zeit kommerziell eingesetzt wird, als vielversprechende Technologie etabliert. Auch *Rolls-Royce* entwickelt derzeit ein entsprechendes Triebwerk für höhere Schubklassen. Das Konzept des Getriebeturbofans eröffnet jedoch neue Fragestellungen, insbesondere hinsichtlich der Auslegung des Fans.

Ziel dieser Arbeit ist es, zwei Getriebeturbofans unterschiedlicher Schubklassen zu vergleichen, ein Skalierungsgesetz abzuleiten, die Auswirkungen eines niedrigen Fandruckverhältnisses auf die Betriebsstabilität zu untersuchen und mögliche Verbesserungen des thermodynamischen Kreisprozesses zu analysieren.

Nach einer theoretischen Einführung in den idealen Gasturbinenprozess wird ein analytisches Propulsormodell vorgestellt. Bei modernen Turbofans mit hohem Bypassverhältnis wird der größte Teil des Schubs vom Sekundärstrom erzeugt. Diese Tatsache motiviert ein vereinfachtes Modell, in dem lediglich Fan und Schubdüse berücksichtigt werden und auf die Modellierung des Kerntriebwerks verzichtet wird. Ergänzend dazu kommt die kommerzielle Software *GasTurb* zum Einsatz,

um realitätsnahe Berechnungen und Vergleiche durchzuführen. Beide Werkzeuge werden sowohl zur Modellbildung als auch für Parameterstudien verwendet.

Im Fokus der Betrachtung steht der Fan als zentrale Komponente des Turbofans. Das Fandruckverhältnis ist dabei eine entscheidende Größe – sowohl für die Schuberzeugung als auch für einen stabilen und sicheren Betrieb unter verschiedenen Flugbedingungen. Es wird untersucht, wie das optimale Fandruckverhältnis bestimmt werden kann und welcher Zusammenhang zum Verhältnis der Strahlgeschwindigkeiten besteht. Die theoretische Herleitung wird dabei durch numerische Parameterstudien ergänzt.

Anhand eines Re-Enginings werden zentrale Abhängigkeiten zwischen Fandruckverhältnis, Fanleistung und spezifischem Brennstoffverbrauch analysiert. Dabei wird die verbreitete Annahme, dass ein hohes Bypassverhältnis automatisch zu einem geringeren spezifischen Brennstoffverbrauch führt, kritisch hinterfragt und gezeigt, dass dies nur unter bestimmten Randbedingungen zutrifft. Anschließend wird untersucht, ob sich ein allgemeines Skalierungsgesetz ableiten lässt, mit dem sich wichtige Größen wie Schub und Fanleistung auf Basis einfacher Zusammenhänge ohne komplexe Modelle abschätzen lassen.

Ein niedrigeres Fandruckverhältnis führt zu einer geringeren Strahlgeschwindigkeit in der Sekundärdüse und wirkt sich dadurch positiv auf den Vortriebswirkungsgrad aus. Allerdings erhöht sich dabei die Gefahr eines instabilen Fanbetriebs. Ab einem gewissen Punkt wird daher eine variable Geometrie erforderlich. Zwei Maßnahmen zur Stabilisierung des Betriebs werden vorgestellt und teilweise rechnerisch untermauert.

Abschließend werden drei Konzepte zur Verbesserung des Kreisprozesses untersucht – mit dem Ziel, nicht nur den spezifischen Brennstoffverbrauch, sondern auch die NO_x -Emissionen zu reduzieren. Zunächst wird eine mögliche Nutzung der Getriebewärme betrachtet, anschließend werden zwei Konzepte, die aus stationären Gasturbinen bekannt sind, spezifisch für den Einsatz im Flugtriebwerk untersucht. Sowohl analytische als auch numerische Vergleichsrechnungen ermöglichen eine konkrete Bewertung im Vergleich zum Referenztriebwerk.

Im letzten Kapitel wird ein Ausblick auf mögliche zukünftige Fragestellungen gegeben und neue Konzepte, die derzeit Gegenstand der Forschung sind, kurz vorgestellt.

Kapitel 2

Idealer Gasturbinenprozess

Um die thermodynamischen Vorgänge in einem Strahltriebwerk zu verstehen, wird zunächst der entsprechende Vergleichsprozess betrachtet – der Joule-Prozess (in der englischsprachigen Literatur auch als *Brayton Cycle* bezeichnet). Ein Strahltriebwerk ist prinzipiell eine Gasturbine, weshalb sich der Joule-Prozess – als idealer Kreisprozess für Gasturbinen – gut eignet, um die grundlegenden Zusammenhänge zu analysieren. Vergleichsprozesse sind ideale thermodynamische Kreisprozesse, die auf eine bestimmte Maschinenart zugeschnitten sind. Sie beschreiben das theoretische Optimum, das mit einer solchen Maschine erreichbar wäre.

Der Joule-Prozess besteht aus zwei isentropen Zustandsänderungen (die Verdichtung 1–2 und die Expansion 3–4) sowie zwei isobaren Zustandsänderungen (die Wärmezufuhr 2–3 und die Wärmeabfuhr 4–1). Das zugehörige T/s -Diagramm ist in Abbildung 2.1 dargestellt.

Die spezifische Nutzarbeit w_N des Prozesses ergibt sich mit der kalorischen Zustandsgleichung

$$h = c_p \cdot T \quad (2.1)$$

in Abhängigkeit der Temperaturen zu

$$w_N = w_T - w_V = c_p \cdot (T_3 - T_4) - c_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (2.2)$$

wobei w_T und w_V die spezifische Arbeit der Turbine bzw. des Verdichters und c_p die spezifische Wärmekapazität bezeichnen.

Mit Hilfe der isentropen Beziehung lassen sich die Temperaturverhältnisse aus-

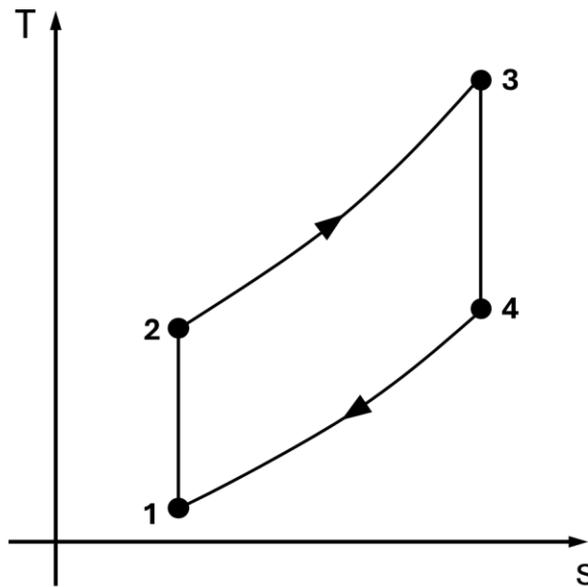


Abbildung 2.1: T/s -Diagramm eines idealen, offenen Gasturbinenprozesses

drücken als

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \Pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \frac{T_3}{T_4} \quad (2.3)$$

wobei κ den Isentropenexponenten bezeichnet.

Daraus ergibt sich der thermische Wirkungsgrad als Verhältnis von Nutzen zu Aufwand

$$\eta_{th} = \frac{w_N}{q_{zu}} = \frac{c_p \cdot (T_3 - T_4) - c_p \cdot (T_2 - T_1)}{c_p \cdot (T_3 - T_2)} \quad (2.4)$$

$$\Rightarrow \eta_{th} = 1 - \frac{1}{\Pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}$$

Der thermische Wirkungsgrad eines idealen, offenen Gasturbinenprozesses hängt somit ausschließlich vom Druckverhältnis Π ab.

Kapitel 3

Turbofantriebwerk

Obwohl der in Kapitel 2 beschriebene Kreisprozess als Vergleichsprozess für Strahltriebwerke dient, besteht der Zweck eines Strahltriebwerks – anders als bei stationären Gasturbinenanlagen – darin, eine Schubkraft zu erzeugen. Diese ist proportional zur Differenz zwischen Strahlaustritts- und Strahleintrittsgeschwindigkeit. In dieser Arbeit werden ausschließlich Zweistromtriebwerke betrachtet, die auch als *Nebenstromtriebwerke*, *Mantelstromtriebwerke* oder *Turbofantriebwerke* bezeichnet werden. Aufgrund ihrer hohen Wirtschaftlichkeit kommen sie nahezu ausschließlich in der zivilen Luftfahrt zum Einsatz.

Bei einem Turbofantriebwerk wird die angesaugte Luft nach dem Fan aufgeteilt: Ein Teil strömt als Primärstrom durch das Kerntriebwerk, bestehend aus (Hochdruck-)Verdichter, Brennkammer und (Hochdruck-)Turbine. Der verbleibende Teil umströmt das Kerntriebwerk als Sekundärstrom und trägt wesentlich zur Schuberzeugung bei. In zivilen Anwendungen entfällt der größte Anteil des Luftmassenstroms auf den Sekundärstrom.

Ein zweiwelliges Turbofantriebwerk besitzt zwei unabhängige Wellen: Die Hochdruckkomponenten (Hochdruckverdichter und Hochdruckturbine) sind auf der Hochdruckwelle angeordnet, während der Fan, der Niederdruckverdichter (auch *Booster* genannt) und die Niederdruckturbine auf der Niederdruckwelle sitzen. Abhängig vom Druckverhältnis oder Hersteller existieren auch dreiwellige Turbofantriebwerke.

Der gesamte angesaugte Massenstrom \dot{m}_0 setzt sich somit aus dem durch das Kerntriebwerk strömenden Primärmassenstrom \dot{m}_I und dem Sekundärmassenstrom \dot{m}_{II}

zusammen. In Abbildung 3.1 sind die Haupttriebwerksstationen eines zweiwelligen Turbofantriebwerks dargestellt.

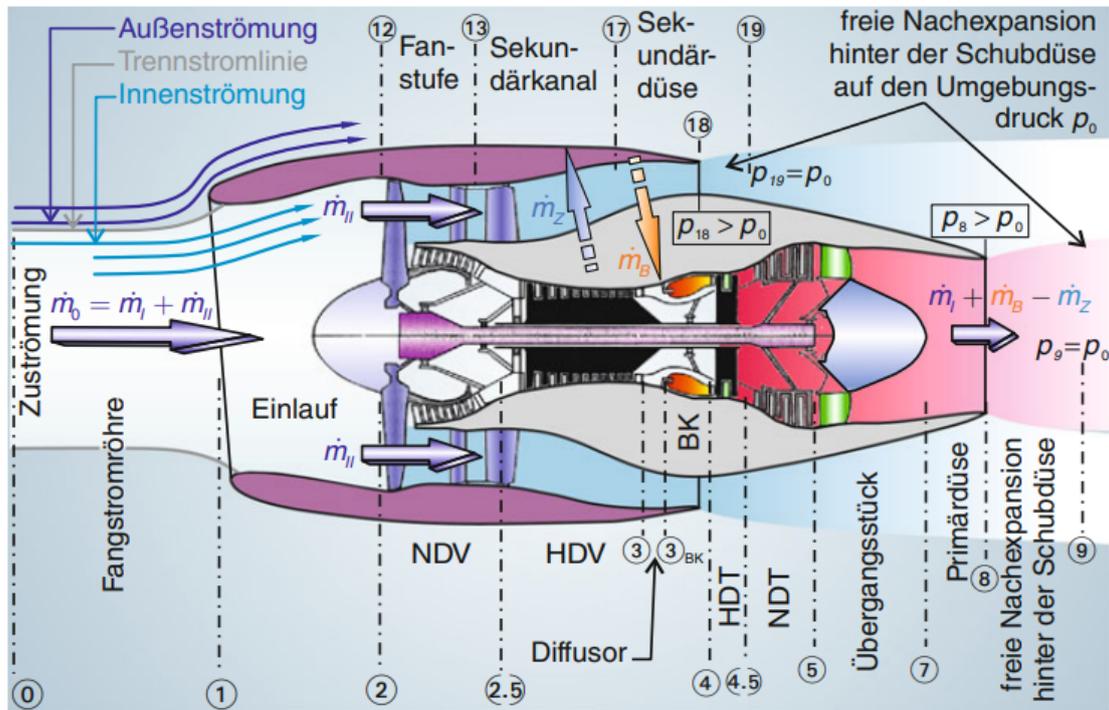


Abbildung 3.1: Nummerierung der Triebwerksstationen bei einem zweiwelligen Turbofantriebwerk [4]

3.1 Charakteristische Kenngrößen

Im Folgenden werden zentrale Kenngrößen definiert, die zur Beschreibung und Bewertung von Turbofantriebwerken herangezogen werden.

3.1.1 Bypassverhältnis

Das Bypassverhältnis μ ist das Verhältnis zwischen dem Luftmassenstrom durch den Sekundärstrom \dot{m}_{II} und dem durch das Kerntriebwerk strömenden Massenstrom \dot{m}_I .

$$\mu = \frac{\dot{m}_{Fan}}{\dot{m}_{Core}} = \frac{\dot{m}_{II}}{\dot{m}_I} \quad (3.1)$$

Der gesamte angesaugte Luftmassenstrom \dot{m}_0 ergibt sich als Summe der beiden Teilströme

$$\dot{m}_0 = \dot{m}_I + \dot{m}_{II}. \quad (3.2)$$

3.1.2 Triebwerksschub

Für eindimensionale Betrachtungen wird der Schub aus einer vereinfachten Form des Impulssatzes berechnet

$$F = \left[\sum_{A_{AUS}} (c \cdot \dot{m})_{AUS} - \sum_{A_{EIN}} (c \cdot \dot{m})_{EIN} \right] + \left[\sum_{A_{AUS}} (p \cdot A)_{AUS} - \sum_{A_{EIN}} (p \cdot A)_{EIN} \right]. \quad (3.3)$$

Diese Beziehung wird auf das in Abbildung 3.1 gezeigte Triebwerk angewendet. Am Austritt werden die Stationen 9 und 19 betrachtet, an denen der Druck nach der freien Nachexpansion dem Umgebungsdruck entspricht, also $p_0 = p_9 = p_{19}$.

$$F = c_{19} \cdot \dot{m}_{II} + c_9 \cdot (\dot{m}_I + \dot{m}_B - \dot{m}_Z) - c_0 \cdot (\dot{m}_I + \dot{m}_{II}) \quad (3.4)$$

Dabei bezeichnet \dot{m}_B den in die Brennkammer eingespritzten Brennstoffmassenstrom, \dot{m}_Z die Zapfluftmenge, die vom Triebwerk entnommen wird und nicht zur Schuberzeugung beiträgt.

Wenn die statischen Drücke p_8 bzw. p_{18} hinter der Düse über dem Umgebungsdruck liegen, also bei „gesperrter Düse“, und diese Ebenen zur Berechnung verwendet werden, müssen zusätzliche Druckkräfte berücksichtigt werden

$$F = c_{18} \cdot \dot{m}_{II} + c_8 \cdot (\dot{m}_I + \dot{m}_B - \dot{m}_Z) - \dot{m}_0 \cdot c_0 + A_8 \cdot (p_8 - p_0) + A_{18} \cdot (p_{18} - p_0) \quad (3.5)$$

Die Strahlgeschwindigkeiten nach der freien Nachexpansion sind in diesem Fall größer als direkt hinter der Düse

$$c_{19} = c_{18} + \frac{A_{18}}{\dot{m}_{II}} \cdot (p_{18} - p_0) \quad (3.6)$$

$$c_9 = c_8 + \frac{A_8}{\dot{m}_I} \cdot (p_8 - p_0)$$

Diese Unterschiede zwischen den Kontrollebenen (8 und 9 bzw. 18 und 19) sowie

den Strahlgeschwindigkeiten (c_8 und c_9 , c_{18} und c_{19}) werden bei der numerischen Modellierung mit GasTurb automatisch berücksichtigt. In der analytischen Vergleichsrechnung mit dem Modell aus Kapitel 4 wird dagegen eine vollständige Expansion in der Düse bis zum Umgebungsdruck angenommen.

Der spezifische Schub F_S bezieht sich auf den gesamten in das Triebwerk eintretenden Luftmassenstrom \dot{m}_0 .

$$F_S = \frac{F}{\dot{m}_0} \quad (3.7)$$

3.1.3 Spezifischer Brennstoffverbrauch

Der spezifische Brennstoffverbrauch B_S (engl. *Thrust Specific Fuel Consumption*, kurz *TSFC* oder auch *SFC*) dient dem Effizienzvergleich verschiedener Triebwerke. Er beschreibt das Verhältnis des eingespritzten Brennstoffmassenstroms \dot{m}_B zum erzeugten Schub F .

$$B_S = \frac{\dot{m}_B}{F} \quad (3.8)$$

3.1.4 Wirkungsgrade

- **Thermischer Wirkungsgrad**

Analog zu stationären Gasturbinen kann auch für Turbofantriebwerke ein thermischer Wirkungsgrad definiert werden. Er ergibt sich als Verhältnis der aus dem Kreisprozess bereitgestellten Nutzleistung $|P_N|$ zum Brennstoffenergiestrom \dot{Q}_B

$$\eta_{th} = \frac{|P_N|}{\dot{Q}_B} = \frac{\text{Nutzleistung}}{\text{Brennstoffenergiestrom}}. \quad (3.9)$$

Für Turbofantriebwerke ergibt sich daraus

$$\eta_{th} = \frac{[(1 + \beta - \alpha) \cdot c_9^2 - c_0^2] + \mu \cdot (c_{19}^2 - c_0^2)}{2 \cdot \beta \cdot H_i}. \quad (3.10)$$

Dabei ist β das Brennstoff-Luft-Verhältnis

$$\beta = \frac{\dot{m}_B}{\dot{m}_I}$$

und α das Zapfluft-Luft-Verhältnis

$$\alpha = \frac{\dot{m}_Z}{\dot{m}_I}$$

H_i bezeichnet den Heizwert des eingesetzten Brennstoffs.

- **Vortriebswirkungsgrad**

Der Vortriebswirkungsgrad beschreibt, welcher Anteil der im Kreisprozess gewonnenen Nutzleistung in Schubleistung umgesetzt wird

$$\eta_p = \frac{P_F}{|P_N|} = \frac{\text{Schubleistung}}{\text{Nutzleistung}} \quad (3.11)$$

und hat für Turbofantriebwerke folgende Form

$$\eta_p = 2 \cdot c_0 \cdot \frac{(1 + \beta - \alpha) \cdot c_9 - c_0 + \mu \cdot (c_{19} - c_0)}{(1 + \beta - \alpha) \cdot c_9^2 - c_0^2 + \mu \cdot (c_{19}^2 - c_0^2)} \quad (3.12)$$

- **Gesamtwirkungsgrad**

Der Gesamtwirkungsgrad η_{ges} ergibt sich als Produkt aus thermischem Wirkungsgrad und Vortriebswirkungsgrad

$$\begin{aligned} \eta_{ges} &= \eta_{th} \cdot \eta_p \\ \eta_{ges} &\sim \frac{1}{B_S} \end{aligned} \quad (3.13)$$

Da der Gesamtwirkungsgrad umgekehrt proportional zum spezifischen Brennstoffverbrauch ist, gehen Verbesserungen beim thermischen und/oder beim Vortriebswirkungsgrad mit einem entsprechend geringeren spezifischen Brennstoffverbrauch einher.

3.2 Getriebeturbofan

Wie anhand des Gesamtwirkungsgrads ersichtlich ist, lässt sich der spezifische Brennstoffverbrauch durch eine Erhöhung des thermischen Wirkungsgrads und/oder des Vortriebswirkungsgrads senken. Das Potenzial zur Verbesserung des thermischen Wirkungsgrads ist jedoch begrenzt. Im Fokus steht daher der Vortriebswirkungsgrad,

der durch ein höheres Bypassverhältnis bzw. ein niedrigeres Fandruckverhältnis gesteigert werden kann. Eine weitere Erhöhung des Bypassverhältnisses ist jedoch mit technischen Herausforderungen verbunden.

Bei konventionellen mehrwelligen Turbofans sitzen Fan und Niederdruckturbinen auf derselben Welle, ihre Drehzahlen sind also gekoppelt. Neben dem Abstand des Triebwerks zum Boden wird der Fandurchmesser durch die zulässige Blattspitzengeschwindigkeit begrenzt. Diese Begrenzung ließe sich durch eine niedrigere Fandrehzahl umgehen. Die Niederdruckturbinen hingegen würden von einer höheren Drehzahl profitieren, da sich dadurch die Stufenzahl und das Gewicht reduzieren lassen. Der Zwang zur gemeinsamen Drehzahl erfordert daher einen Kompromiss. Zusätzlich wird eine Vergrößerung des Durchmessers der Niederdruckturbinen notwendig, was eine komplexe Gestaltung des Übergangskanals zwischen Hoch- und Niederdruckturbinen erfordert.

Ein Planetengetriebe zwischen Fan und Niederdruckwelle löst dieses Problem. Es erlaubt eine niedrige Fandrehzahl bei gleichzeitig höherer Turbinendrehzahl. Dadurch lässt sich der Fandurchmesser vergrößern, ohne die Blattspitzengeschwindigkeit zu überschreiten, und die Turbinen können kompakter ausgelegt werden. Das Bypassverhältnis kann somit weiter gesteigert werden, was den Vortriebswirkungsgrad verbessert und den spezifischen Brennstoffverbrauch senkt. Zudem hat ein langsamer drehender Fan akustische Vorteile.

Kapitel 4

Propulsormodell

4.1 Schubaufteilung

Der erzeugte Triebwerksschub kann in zwei Anteile unterteilt werden: den durch den Primärkreis erzeugten Anteil F_I und den durch den Sekundärkreis erzeugten Anteil F_{II} . Um die Darstellung nicht zu verkomplizieren, wird in der folgenden Formel der Brennstoffmassenstrom \dot{m}_B sowie die entnommene Luftmenge \dot{m}_Z vernachlässigt:

$$\begin{aligned}
 F &= \underbrace{\dot{m}_I \cdot (c_8 - c_0)}_{F_I} + \underbrace{\dot{m}_{II} \cdot (c_{18} - c_0)}_{F_{II}} \\
 F &= \dot{m}_I \cdot \left(\frac{c_{18}}{(c_{18}/c_8)} - c_0 \right) + \mu \cdot \dot{m}_I \cdot (c_{18} - c_0)
 \end{aligned} \tag{4.1}$$

Durch die Einführung des Verhältnisses der Ausströmgeschwindigkeiten beider Ströme (c_{18}/c_8) lässt sich der vom Fan (Sekundärkreis) erzeugte Schubanteil unabhängig von den absoluten Werten c_{18} und c_8 ausdrücken. Stattdessen hängt er neben diesem Verhältnis nur vom Bypassverhältnis, dem Massenstrom und dem Gesamtschub ab. Dieses Geschwindigkeitsverhältnis besitzt ein theoretisches Optimum, das sich unabhängig von den Strömungsgrößen herleiten lässt. Eine detaillierte Analyse folgt in Kapitel 6. Der Schubanteil ergibt sich dann zu

$$\frac{F_{II}}{F} = \frac{\mu \cdot \left[((c_{18}/c_8) - 1) \cdot \dot{m}_I \cdot Ma_0 \cdot \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_0} + (c_{18}/c_8) \cdot F \right]}{F \cdot ((c_{18}/c_8) \cdot \mu + 1)}. \tag{4.2}$$

Im Stillstand (Take-Off, $Ma_0 = 0$) ist dieser Anteil sogar unabhängig vom Gesamtschub und vom Massenstrom. Er hängt ausschließlich vom Bypassverhältnis und vom Geschwindigkeitsverhältnis ab

$$\frac{F_{II}}{F} = \frac{\mu \cdot (c_{18}/c_8)}{(c_{18}/c_8) \cdot \mu + 1}. \quad (4.3)$$

Wie im vorherigen Kapitel erläutert, ermöglicht das Getriebe zwischen Fan und Niederdruckwelle eine weitere Erhöhung des Bypassverhältnisses. Dadurch steigt auch der vom Sekundärkreis erzeugte Schubanteil. In Abbildung 4.1 ist dieser Schubanteil für einen typischen Reiseflug sowie im Stillstand in Abhängigkeit vom Bypassverhältnis μ dargestellt. Das Verhältnis der Strahlgeschwindigkeiten (c_{18}/c_8) beträgt in beiden Fällen 0,8. Für den Reiseflug wird ein Schub F von 20 kN und ein Massenstrom durch das Kerntriebwerk \dot{m}_I von 15 kg/s gewählt. Die Umgebungstemperatur T_0 beträgt 218,15 K, die Gaskonstante R 287 J/kgK und der Isentropenexponent κ 1,4.

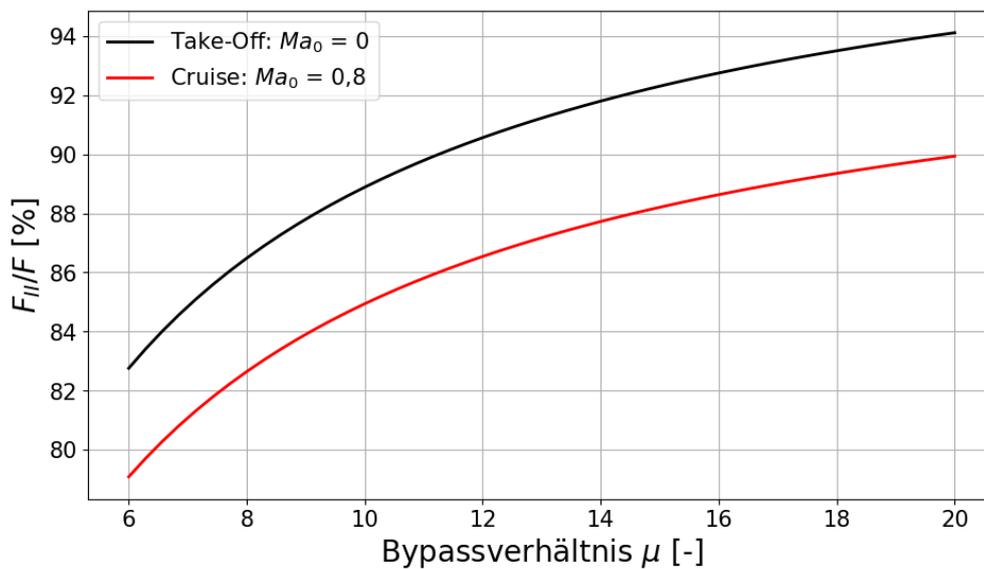


Abbildung 4.1: Schubanteil des Nebenstroms

Daraus wird ersichtlich, dass der durch den Sekundärkreis erzeugte Schub den Gesamtschub dominiert und das Kerntriebwerk hauptsächlich die Aufgabe hat, den Fan anzutreiben. Diese Erkenntnis erlaubt die Entwicklung eines einfachen, analytischen Modells, mit dem sich Zusammenhänge schnell darstellen lassen, ohne auf numerische Tools oder aufwendige Gasturbinenprozessrechnungen zurückgreifen

zu müssen: das sogenannte Propulsormodell.

Das Propulsormodell reduziert die Betrachtung auf die wesentlichen Größen des Fans und ignoriert das Kerntriebwerk vollständig. Weder das Gesamtdruckverhältnis noch die Turbineneintrittstemperatur werden berücksichtigt. Das Modell verwendet lediglich das Fandruckverhältnis und den Massenstrom, wobei Letzterer, durch die Vernachlässigung des Kerntriebwerks, proportional zum Bypassverhältnis gesetzt wird. In Abbildung 4.2 sind die Bezugsebenen des Propulsors dargestellt.

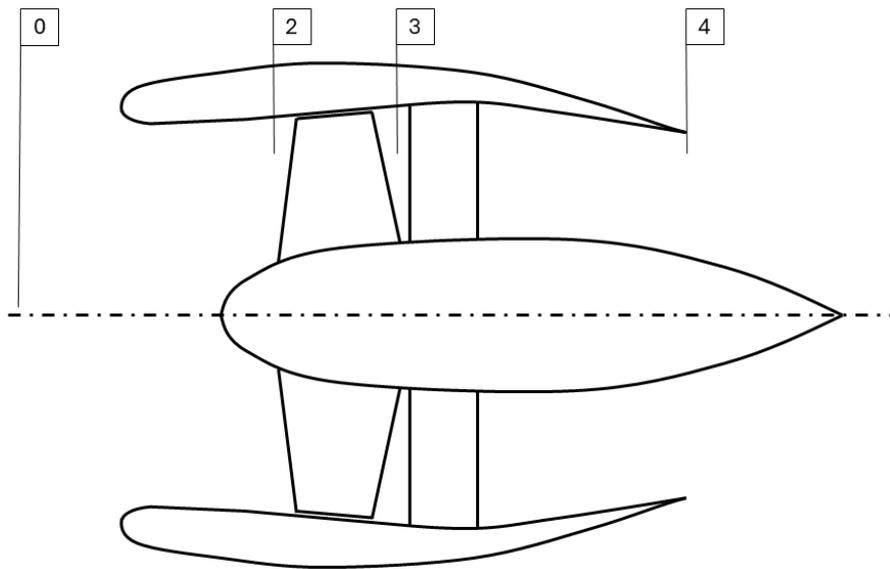


Abbildung 4.2: Bezugsebenen des Propulsors

Im Folgenden werden mit dem Propulsormodell die wichtigsten Größen wie Strahlgeschwindigkeit, Schub, Fanleistung sowie die Düsenkennlinie hergeleitet.

4.2 Ausstrahlgeschwindigkeit

Um die Ausstrahlgeschwindigkeit aus den thermodynamischen Größen herzuleiten, wird zunächst das h/s -Diagramm herangezogen, das in Abbildung 4.3 dargestellt ist. Im allgemeinen Fall einer Flugmachzahl Ma_0 ungleich Null kommt es am Einlauf des Triebwerks zu einer Aufstauung vom statischen Umgebungsdruck auf den Totaldruck. Für eine kompressible, adiabate Strömung idealer Gase ergibt sich

$$c_4 = \sqrt{2 \cdot \eta_{s,Düse} \cdot (h_{3t} - h_{4s})}. \quad (4.7)$$

Da für ideale Gase die spezifische Enthalpie durch die kalorische Zustandsgleichung

$$h = c_p \cdot T \quad (4.8)$$

gegeben ist und die spezifische Wärmekapazität c_p als

$$c_p = \frac{\kappa \cdot R}{\kappa - 1} \quad (4.9)$$

geschrieben werden kann, folgt für die Strahlgeschwindigkeit

$$c_4 = \sqrt{2 \cdot \eta_{s,Düse} \cdot \frac{\kappa \cdot R}{\kappa - 1} \cdot (T_{3t} - T_{4s})}. \quad (4.10)$$

Mit der Isentropenbeziehung,

$$\frac{T_{3t}}{T_{4s}} = \left(\frac{p_{3t}}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (4.11)$$

dem Fandruckverhältnis

$$\Pi_{Fan} = \frac{p_{3t}}{p_{0t}} \quad (4.12)$$

und der Beziehung (4.4) ergibt sich für die Strahlgeschwindigkeit

$$c_4 = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa \cdot R}{\kappa - 1} \cdot \eta_{s,Düse} \cdot T_{4s} \cdot \left[\Pi_{Fan}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \cdot \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma_0^2 \right) - 1 \right]}. \quad (4.13)$$

Nun benötigt man die Temperatur T_{4s} in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur T_0 . Mit dem isentropen Wirkungsgrad des Fans

$$\eta_{s,Fan} = \frac{h_{3st} - h_{2t}}{h_{3t} - h_{2t}} \quad (4.14)$$

und der Isentropenbeziehung lässt sich zunächst die Totaltemperatur T_{3t} als Funktion der Umgebungstemperatur, der Flugmachzahl und des Fandruckverhältnisses bestimmen

$$T_{3t} = T_0 \cdot \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma_0^2 \right) \cdot \left[\frac{\Pi_{Fan}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 + \eta_{s,Fan}}{\eta_{s,Fan}} \right]. \quad (4.15)$$

Anschließend gelangt man durch Anwendung der isentropen Beziehung zwischen den Zuständen $3t$ und $4s$ auf T_{4s}

$$T_{4s} = T_0 \cdot \left[\frac{\Pi_{Fan}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 + \eta_{s,Fan}}{\eta_{s,Fan} \cdot \Pi_{Fan}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right]. \quad (4.16)$$

Die Strömungsgeschwindigkeit c_4 lässt sich somit als Funktion der Umgebungsbedingungen, der Flugmachzahl, des Fandruckverhältnisses und der Wirkungsgrade herleiten.

$$c_4 = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa \cdot R}{\kappa - 1} \cdot T_0 \cdot \eta_{s,Düse} \cdot \left[\frac{\Pi_{Fan}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 + \eta_{s,Fan}}{\eta_{s,Fan} \cdot \Pi_{Fan}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right] \cdot \left[\Pi_{Fan}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \cdot \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma_0^2 \right) - 1 \right]} \quad (4.17)$$

Für den Fall einer idealen, isentropen Verdichtung am Fan und einer isentropen Expansion an der Düse, bei dem die isentropen Wirkungsgrade des Fans und der Düse $\eta_{s,Fan} = \eta_{s,Düse} = 1$ betragen, gilt $T_4 = T_0$. In diesem Fall vereinfacht sich der Ausdruck für die Strahlgeschwindigkeit c_4 zu

$$c_4 = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa \cdot R}{\kappa - 1} \cdot T_0 \cdot \left[\Pi_{Fan}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \cdot \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma_0^2 \right) - 1 \right]}. \quad (4.18)$$

Eine weitere wichtige Größe, die sich mit dem Propulsormodell herleiten lässt, ist die Fanleistung. Diese entspricht bei einem Getriebeturbofan auch der Getriebeleistung und ist daher entscheidend für die Dimensionierung des Getriebes.

Die isentrope Enthalpiedifferenz über den Fan $\Delta H_{s,Fan}$ beträgt

$$\Delta H_{s,Fan} = c_p \cdot (T_{3st} - T_{2t}) = c_p \cdot T_{0t} \cdot \left(\Pi_{Fan}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right). \quad (4.19)$$

Multipliziert man diese mit dem Massenstrom \dot{m} , erhält man die isentrope Fanleistung

$$P_{s,Fan} = \dot{m} \cdot \Delta H_{s,Fan} = \dot{m} \cdot \frac{R \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot T_0 \cdot \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma_0^2 \right) \cdot \left(\Pi_{Fan}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right). \quad (4.20)$$

Unter Berücksichtigung des isentropen Wirkungsgrads des Fans ergibt sich schließlich die effektive Fanleistung zu

$$P_{Fan} = \frac{P_{s,Fan}}{\eta_{s,Fan}}. \quad (4.21)$$

Der durch den Fan erzeugte Schub lässt sich im Propulsormodell einfach ausdrücken als

$$F = \dot{m} \cdot (c_4 - c_0). \quad (4.22)$$

Er ergibt sich direkt aus dem Massenstrom und der Differenz zwischen Ausstrahlgeschwindigkeit c_4 und Fluggeschwindigkeit c_0 .

4.3 Schubdüse

In der Schubdüse wird die im Fan verdichtete Strömung expandiert, wobei sie die Aufgabe hat, das Druckniveau im Triebwerk aufrechtzuhalten. Damit fungiert sie als Regelorgan für das Triebwerk. Im Folgenden wird die Düsenkennlinie, also die Durchflussfunktion, die vom Fandruckverhältnis abhängt, hergeleitet.

Bei einem zivilen Turbofantriebwerk im subsonischen Bereich handelt es sich üblicherweise um eine rein konvergente Düse. Zunächst wird der Fall betrachtet, in dem das Fandruckverhältnis das kritische Druckverhältnis nicht überschreitet, sodass die Machzahl am Düsenaustritt maximal 1 erreicht.

Um die Gleichungen nicht unnötig zu überladen, wird die Expansion in der Schubdüse ab jetzt ideal angenommen, also $\eta_{s,Düse} = 1$. Diese Vereinfachung wird auch in den folgenden Kapiteln und bei der Modellbildung beibehalten.

Die Kontinuitätsgleichung am Düsenaustritt lautet

$$\dot{m} = \rho_4 \cdot A_4 \cdot c_4, \quad (4.23)$$

wobei A_4 die Austrittsfläche (der engste Querschnitt), ρ_4 die Dichte und c_4 die bereits hergeleitete Strahlgeschwindigkeit ist. Setzt man

$$\rho_4 = \frac{p_4}{R \cdot T_4} \quad (4.24)$$

aus der Zustandsgleichung idealer Gase und den Ausdruck für c_4 aus (4.13) ein, erhält man nach Umstellen

$$\frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_4}}{p_0} = A_4 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{(\kappa - 1) \cdot R} \cdot \left[\Pi_{Fan}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \cdot \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma_0^2 \right) - 1 \right]}. \quad (4.25)$$

Es sei an dieser Stelle nochmals betont, dass aufgrund der idealen Expansion

$T_4 = T_{4s}$ gilt und im unterkritischen Fall $p_0 = p_4$, was bedeutet, dass die Expansion vollständig bis auf den Umgebungsdruck erfolgt. Setzt man für T_4 die Beziehung aus (4.16) ein und erweitert beide Seiten der Gleichung, da der reduzierte Massenstrom mit den Totalgrößen gebildet wird, ergibt sich

$$\frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_{0t}}}{p_{0t}} = \frac{A_4 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{(\kappa-1) \cdot R} \cdot \left[\Pi_{Fan}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \cdot \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot Ma_0^2 \right) - 1 \right]}}{\left(1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot Ma_0^2 \right)^{\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}}} \cdot \left[\frac{\Pi_{Fan}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} + \eta_{s,Fan} - 1}{\eta_{s,Fan} \cdot \Pi_{Fan}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right]^{-1/2}. \quad (4.26)$$

Diese Gleichung gilt, solange die Düse nicht gesperrt ist. Das kritische Fandruckverhältnis für eine konvergente Düse hängt von der Flugmachzahl ab

$$\Pi_{Fan,krit} = \left[\frac{\kappa + 1}{2 + (\kappa - 1) \cdot Ma_0^2} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}. \quad (4.27)$$

Überschreitet das Fandruckverhältnis diesen kritischen Wert, wird die Düse gesperrt, sodass die Strömung nicht mehr vollständig auf den Umgebungsdruck expandieren kann, d.h. $p_4 > p_0$. Ab diesem Punkt bleibt die Machzahl am Düsenaustritt konstant bei $Ma_4 = 1$. Die neue Durchflussfunktion ergibt sich durch das Gleichsetzen der beiden folgenden Ausdrücke für die Geschwindigkeit c_4 :

$$c_4 = Ma_4 \cdot \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_4} \quad (4.28)$$

$$c_4 = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa \cdot R}{\kappa - 1} \cdot (T_{3t} - T_4)}$$

Damit kann zunächst die Temperatur T_4 bestimmt werden, die im überkritischen Fall höher ist als im unterkritischen Fall. Anschließend ergibt sich der Druck p_4 aus der Isentropenbeziehung. Nach geeigneten Umformungen lässt sich die Durchflussfunktion für den überkritischen Fall wie folgt darstellen:

$$\frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_{0t}}}{p_{0t}} = A_4 \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{R}} \cdot \left[\frac{\kappa + 1}{2} \right]^{-\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}} \cdot \Pi_{Fan} \cdot \left[\frac{\Pi_{Fan}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} + \eta_{s,Fan} - 1}{\eta_{s,Fan}} \right]^{-1/2} \quad (4.29)$$

Die hergeleiteten Durchflussfunktionen für den unterkritischen (4.26) und überkritischen (4.29) Fall sind in Abbildung 4.4 als Funktion des Fandruckverhältnisses dargestellt. Dabei werden zwei Flugbedingungen betrachtet: der Reiseflug mit $Ma_0 = 0,8$ und der Stillstand mit $Ma_0 = 0$. In beiden Fällen wird zudem das

jeweilige kritische Fandruckverhältnis markiert.

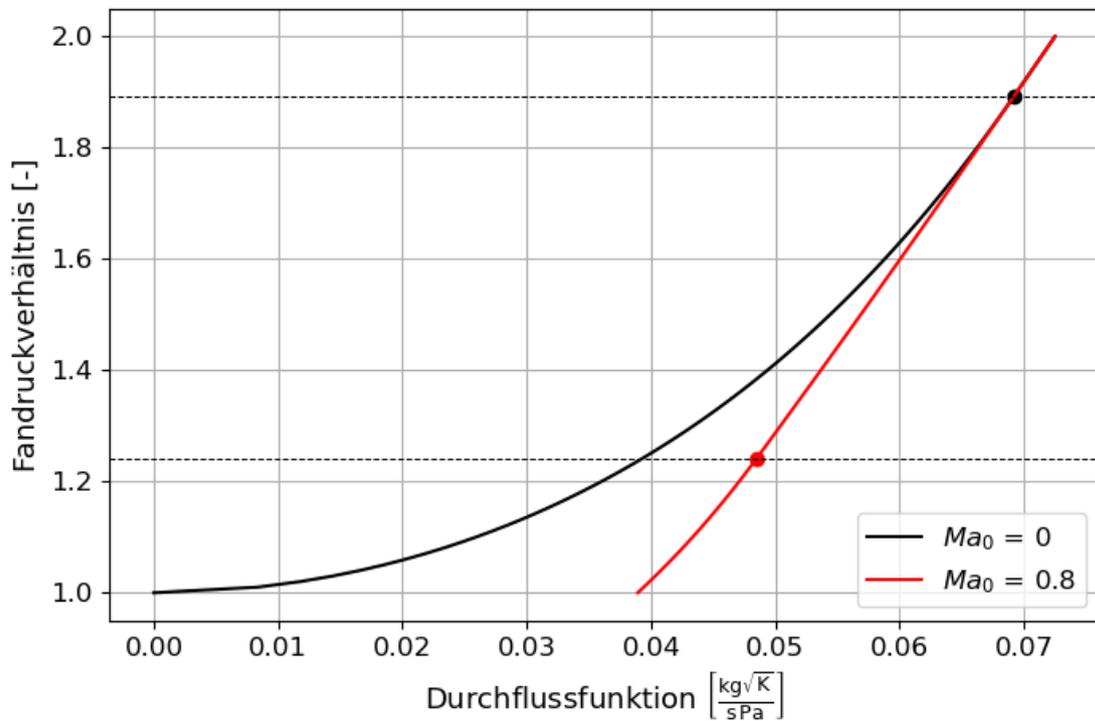


Abbildung 4.4: Durchflussfunktionen der Schubdüse

4.4 Vortriebswirkungsgrad

Da im Propulsormodell das Kerntriebwerk nicht explizit berücksichtigt wird, lässt sich der Vortriebswirkungsgrad anhand der einzigen Austrittsgeschwindigkeit berechnen

$$\eta_p = \frac{2 \cdot c_0}{c_4 + c_0}. \quad (4.30)$$

Kapitel 5

GasTurb

5.1 Kurzbeschreibung von GasTurb

Im Rahmen dieser Diplomarbeit wird neben analytischen Berechnungen und vereinfachten Modellen auch ein Leistungsberechnungsprogramm für Gasturbinen verwendet: GasTurb. GasTurb ist eine Software zur Berechnung und Modellierung verschiedener Gasturbinen, sowohl stationärer als auch fliegender (Triebwerke), basierend auf vordefinierten Vorlagen. Die Software bietet zwei Betriebsmodi für Kreisprozessberechnungen mit unterschiedlichem Detaillierungsgrad und variierendem Umfang an Eingangs- und Ausgangsgrößen.

Im Modus mit höherem Detaillierungsgrad ist es neben der Kreisprozessberechnung auch möglich, die Geometrie des Triebwerks zu modellieren und die Komponentengewichte zu bestimmen. Darüber hinaus erlaubt GasTurb Off-Design-Berechnungen zur Bestimmung der Betriebspunkte außerhalb des Auslegungspunktes.

Neben der reinen Leistungsanalyse bietet GasTurb die Möglichkeit, Optimierungen und Parameterstudien durchzuführen. Zusätzlich zu den Standard-Ausgaben können mit dem integrierten Formeleditor benutzerdefinierte Größen berechnet und die Ergebnisse in h/s -, T/s - und p/V -Diagrammen visualisiert werden.

GasTurb ermöglicht eine realitätsnähere Simulation des Triebwerks unter Berücksichtigung von Wirkungsgraden, verschiedenen Verlusten, Kühl- und Zapfluftströmen etc. Dies führt jedoch auch zu einer erhöhten Anzahl an Eingangsgrößen, sodass bei begrenzt verfügbaren Informationen mehrere Annahmen getroffen werden müs-

sen. Dabei werden Richtwerte aus verschiedenen Literaturquellen herangezogen, die in Kapitel 7 näher erläutert werden. Die Verlustannahmen basieren jedoch hauptsächlich auf [23], da dieses Buch von den Entwicklern von GasTurb verfasst wurde.

5.2 Verwendete Triebwerksvorlage

In dieser Arbeit wird hauptsächlich die Vorlage *Geared Turbofan A* verwendet. Diese repräsentiert die Konfiguration eines zweiwelligen Triebwerks mit einem Planetengetriebe zwischen der Niederdruckwelle und dem Fan. Zudem verfügt sie über separate Schubdüsen für den heißen und den kalten Massenstrom.

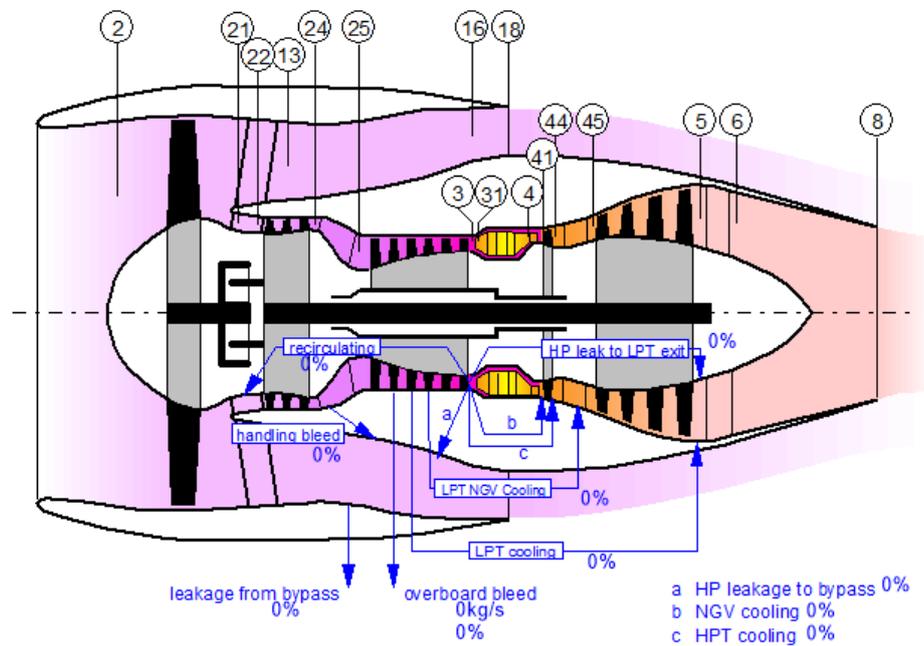
Die Nummerierung der Kontrollquerschnitte in GasTurb ist in Abbildung 5.1 dargestellt. Die Vorlage folgt der typischen Nummerierungskonvention für Turbofantriebwerke, bei der Ebene 2 den Eintritt in den Fan markiert, Ebene 3 den Austritt aus dem Hochdruckverdichter, Ebene 4 den Austritt aus der Brennkammer und Ebene 5 den Austritt aus der Niederdruckturbine. Die separaten Düsen für den Neben- und Kernstrom befinden sich an den Ebenen 18 bzw. 8.

Für den Fan können in GasTurb das nabennahe Fandruckverhältnis (inner fan pressure ratio) und das äußere Fandruckverhältnis (outer fan pressure ratio) separat vorgegeben werden. Dies ist insbesondere für große Fans sinnvoll, da der Druckaufbau über den Schaufelspannweitenverlauf nicht konstant ist und der Fan in Naben- und Außenbereich unterschiedliche Strömungsbedingungen aufweist.

Wie Parameter wie Druckverhältnisse der Komponenten oder der Massenstrom gewählt bzw. bestimmt werden, wird in Kapitel 7 bei der Modellbildung erläutert.

5.3 Off-Design Berechnung mit GasTurb

Bei der Off-Design-Berechnung werden die Betriebspunkte eines Triebwerks außerhalb des Auslegungspunktes bestimmt. Grundlage hierfür ist zunächst die Festlegung des Kreisprozess-Auslegungspunktes, anhand dessen die geometrischen Eigenschaften der Komponenten definiert werden. In dieser Arbeit wird jedoch bei der Modellierung des Triebwerks nicht die Geometrie der Komponenten bestimmt. Stattdessen werden für die Off-Design-Berechnung die vorgegebenen Komponenten-



GTurbFan.WMF

GasTurb

Abbildung 5.1: Bezeichnung der Kontrollebenen in GasTurb [13]

kennfelder verwendet, die automatisch für die relevanten Druckverhältnisse und Massenströme skaliert werden.

GasTurb bietet zwei Möglichkeiten zur Anwendung der vorgegebenen Kennfelder:

1. Standard-Kennfelder

In dieser Variante wird die Lage des Auslegungspunktes innerhalb des Kennfeldes automatisch von der Software festgelegt. Zur Berechnung der Off-Design-Betriebspunkte gibt es zwei Hauptansätze: entweder die Turbinen-eintrittstemperatur oder die Wellendrehzahl wird als Vorgabegröße gewählt. Alternativ kann mithilfe der Iterationsfunktion einer dieser Parameter als Variable festgelegt und eine andere Größe, wie beispielsweise der Schub, als Zielgröße iteriert werden.

2. Spezielle Kennfelder

Statt der Standard-Kennfelder können auch spezielle Kennfelder verwendet werden, bei denen die Lage des Auslegungspunktes manuell festgelegt wird.

Dazu sind zwei Koordinaten erforderlich: die Drehzahl und die Hilfskoordinate β . Die β -Linien sind rein mathematische Hilfsvariablen ohne physikalische Bedeutung, die zwischen 0 und 1 variieren und eine stabile Interpolation zwischen den Kennfeldlinien ermöglichen. Die Pumpgrenze ($\beta = 1$, engl. *surge line*) und die Schluckgrenze ($\beta = 0$, engl. *choke line*) definieren die Betriebsgrenzen des Verdichters. Eine schematische Darstellung der β -Linien ist in Abbildung 5.2 dargestellt.

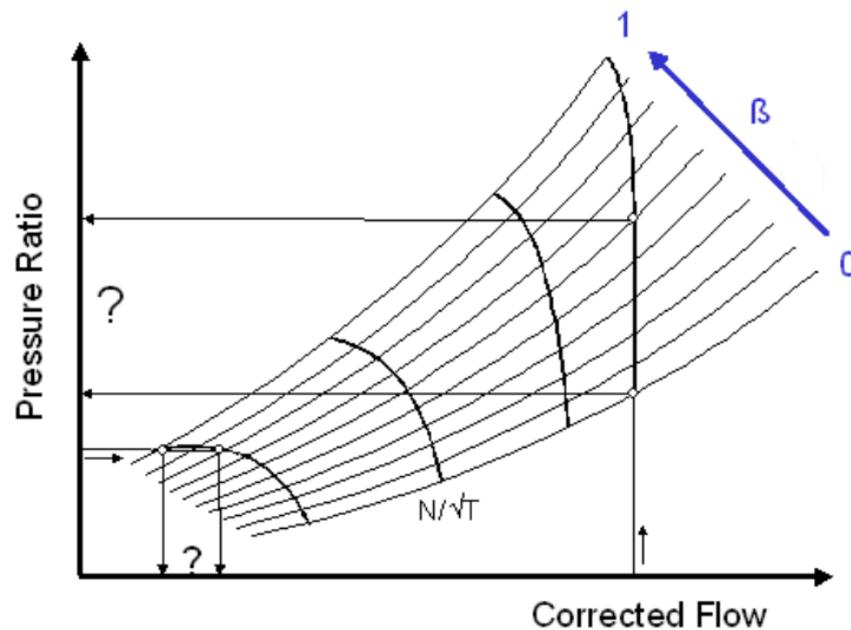


Abbildung 5.2: Beta-Linien eines Verdichterkennfeldes [13]

In dieser Arbeit wird die Methode mit Standard-Kennfeldern verwendet, wobei die Lage des Auslegungspunktes automatisch von GasTurb bestimmt wird. Die verwendeten Komponentenkenfelder sowie die zugehörige Literatur, aus der sie stammen, sind im GasTurb-Handbuch [13] dokumentiert.

Kapitel 6

Bestimmung des optimalen Fandruckverhältnisses

6.1 Verhältnis der Strahlgeschwindigkeiten

Bei einem Turbofantriebwerk sind neben dem Gesamtdruckverhältnis und der Turbineneintrittstemperatur zwei weitere Parameter für die Auslegung entscheidend: das Bypassverhältnis und das Fandruckverhältnis. Im vorherigen Kapitel 4 wurde gezeigt, dass das Fandruckverhältnis maßgeblich die Ausströmgeschwindigkeit der Sekundärdüse bestimmt und damit einen wesentlichen Einfluss auf die Schuberzeugung hat. Durch die Einführung eines optimalen Verhältnisses der beiden Ausstrahlgeschwindigkeiten $(c_{18}/c_8)_{opt}$ kann eine dieser Größen eliminiert werden. In verschiedenen Arbeiten [6, 12, 17, 40] wurde gezeigt, dass der spezifische Schub F_S ein Maximum bzw. der spezifische Brennstoffverbrauch B_S (kurz $TSFC$) ein Minimum erreicht, wenn das Verhältnis der Strahlgeschwindigkeiten des Neben- und Kernstroms (c_{18}/c_8) gleich dem Produkt der isentropen Wirkungsgrade des Fans $\eta_{s,Fan}$ und der Niederdruckturbinen $\eta_{s,LPT}$ ist.

Ein Teil des vom Kerntriebwerk erzeugten Enthalpiestroms wird in der Niederdruckturbinen in mechanische Arbeit umgesetzt, um den Fan anzutreiben. Dieser überträgt wiederum kinetische Energie auf den Nebenstrom. Der Wirkungsgrad dieser Energieübertragung η_{KE} zwischen Haupt- und Nebenstrom hängt von den

Wirkungsgraden der beteiligten Komponenten ab

$$\eta_{KE} = \eta_{s,LPT} \cdot \eta_{s,Fan}. \quad (6.1)$$

Unter der Annahme, dass der Düsenwirkungsgrad und der mechanische Wirkungsgrad der Wellen nahe eins liegen, ergibt sich für die kinetische Energie

$$E_{kin} = \frac{1}{2} \cdot \dot{m}_I \cdot (c_8^2 - c_0^2) + \frac{1}{2} \cdot \dot{m}_I \cdot (\mu/\eta_{KE}) \cdot (c_{18}^2 - c_0^2). \quad (6.2)$$

Zur Bestimmung des maximalen Schubs (F , siehe Gleichung (4.1)) gilt

$$\frac{\partial F}{\partial c_8} = 0.$$

Unter der Bedingung einer konstanten kinetischen Energie folgt

$$\frac{\partial E_{kin}}{\partial c_8} = 0.$$

Daraus ergibt sich das optimale Strahlgeschwindigkeitsverhältnis:

$$(c_{18}/c_8)_{opt} = \eta_{KE} = \eta_{s,LPT} \cdot \eta_{s,Fan} \quad (6.3)$$

In der Literatur [23] wird darauf hingewiesen, dass kleine Abweichungen vom theoretischen Optimum den spezifischen Brennstoffverbrauch nur geringfügig beeinflussen. Eine Faustregel für die optimale Anpassung der Strahlgeschwindigkeiten bei einem Turbofan mit hohem Bypassverhältnis im Reiseflug lautet daher

$$(c_{18}/c_8) \approx 0,8. \quad (6.4)$$

Dies ergibt sich aus typischen Wirkungsgraden von $\eta_{s,LPT} \approx 0,9$ und $\eta_{s,Fan} \approx 0,9$.

6.2 Optimales Fandruckverhältnis

Mit der Verfügbarkeit numerischer Berechnungstools wie GasTurb kann das optimale Fandruckverhältnis durch eine Parameterstudie oder einen Optimierungsprozess bestimmt werden. Abbildung 6.1 zeigt die Ergebnisse einer solchen Parameterstudie, bei der das Bypassverhältnis sowie die isentropen Wirkungsgrade als Variablen

betrachtet wurden. Dabei wurde stets derselbe Wert für die isentropen Wirkungsgrade des Fans und der Niederdruckturbinen angenommen, d. h., beide lagen je nach Fall bei 0,8, 0,9 oder 1.

Die horizontale Achse gibt das Verhältnis der Strahlgeschwindigkeiten (c_{18}/c_8) an, während auf der vertikalen Achse der spezifische Brennstoffverbrauch dargestellt ist. Das optimale Fandruckverhältnis ergibt sich dabei nicht direkt aus der Abbildung, sondern indirekt als derjenige Wert, bei dem TSFC sein Minimum erreicht. Die Ergebnisse stimmen mit der theoretischen Vorhersage überein, insbesondere für große Bypassverhältnisse.

Zur besseren Vergleichbarkeit wurden die Kurven zunächst relativ zu ihrem jeweiligen Minimalwert normiert, sodass sie zwischen null und eins liegen. Anschließend wurde für die Kurven mit $\mu = 10$ und $\mu = 15$ ein Offset gewählt, der sich aus der Differenz ihrer jeweiligen Minimalwerte ergibt. Dadurch bleiben die relativen Abstände zwischen den Kurven erhalten.

Die Berechnungen wurden für ein Gesamtdruckverhältnis von 40, eine Turbineneintrittstemperatur von 1550 K, eine Flugmachzahl von 0,8, eine Flughöhe von 10668 m und einen Kernmassenstrom von 15 kg/s durchgeführt.

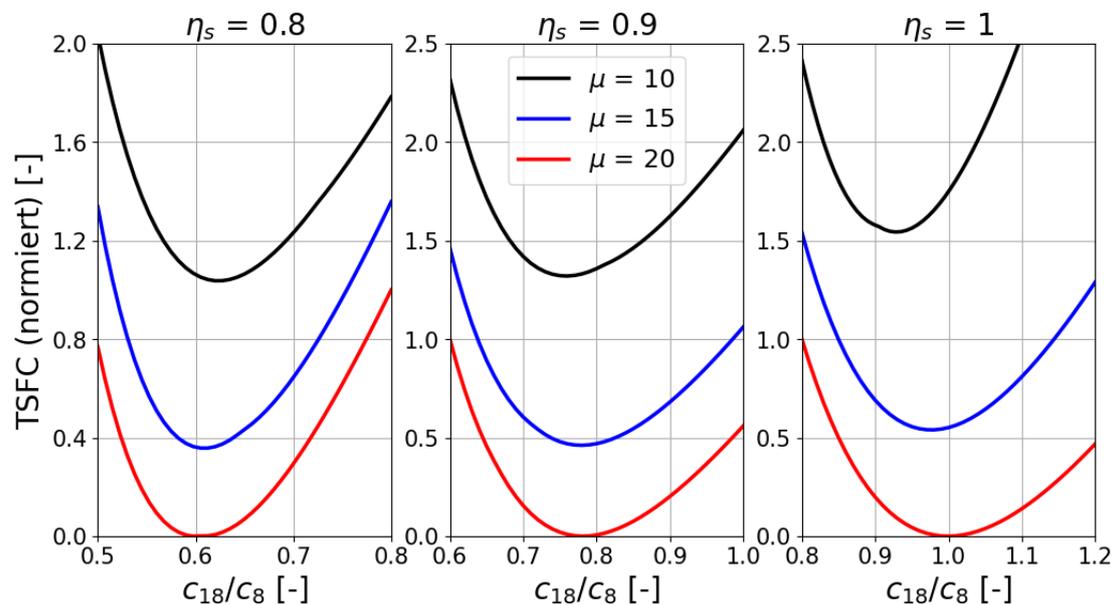


Abbildung 6.1: TSFC über dem Strahlgeschwindigkeitsverhältnis

In GasTurb und in der englischsprachigen Literatur wird dieses Verhältnis der Strahlgeschwindigkeiten als *Ideal Jet Velocity Ratio* bezeichnet. „Ideal“ in dem

Sinne, dass beide Strahlen vollständig auf Umgebungsdruck expandiert sind.

Ohne ein numerisches Tool kann das Fandruckverhältnis für einen gegebenen spezifischen Schub in Abhängigkeit vom Verhältnis der Strahlgeschwindigkeiten berechnet werden. Das Ziel ist es, die bereits hergeleiteten Gleichungen so umzuformen, dass ein Zusammenhang der Form

$$\Pi_{Fan}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = f(F_S, (c_{18}/c_8), \mu)$$

entsteht. Aus den Gleichungen (4.1) und (3.7) ergibt sich für die Strahlgeschwindigkeit der Sekundärdüse

$$c_{18} = \frac{(F_S + c_0)(1 + \mu)(c_{18}/c_8)}{1 + \mu \cdot (c_{18}/c_8)}. \quad (6.5)$$

Im Kapitel *Propulsormodell 4* wurde die Strahlgeschwindigkeit bereits in Abhängigkeit des Fandruckverhältnisses dargestellt (siehe Gleichung (4.17) bzw. Gleichung (4.18) für den isentropen Fall). Hier ist speziell der Index 18 relevant, nicht 4.

Durch algebraische Umformung dieser Gleichungen lässt sich das Fandruckverhältnis als Funktion des spezifischen Schubs, des Bypassverhältnisses und des Verhältnisses der Strahlgeschwindigkeiten ausdrücken. Wenn der isentrope Wirkungsgrad des Fans berücksichtigt wird, ergibt sich eine quadratische Gleichung der Form

$$a \cdot \left[\Pi_{Fan}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]^2 + b \cdot \Pi_{Fan}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} + c = 0 \quad (6.6)$$

mit den Koeffizienten:

$$\begin{aligned} a &= 1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma_0^2 \\ b &= \eta_{s,Fan} \cdot a - a - 1 - \eta_{s,Fan} \cdot \frac{c_{18}^2 \cdot (\kappa - 1)}{2 \cdot \kappa \cdot R \cdot T_0} \\ c &= 1 - \eta_{s,Fan} \end{aligned}$$

Diese Gleichung kann auch zur Berechnung des Fandruckverhältnisses im Propulsormodell verwendet werden, wenn ein gegebener (erforderlicher) Schub vorliegt. Dabei ist zu beachten, dass die Strahlgeschwindigkeit in diesem Fall nicht mit Gleichung (4.17) berechnet werden kann, da die Strahlgeschwindigkeit in diesem Fall nicht mit Gleichung (4.17) berechnet werden kann, da die Strahlgeschwindigkeit in diesem Fall nicht mit Gleichung (4.17) berechnet werden kann.

chung (6.5), sondern mit Gleichung (4.22) bestimmt werden muss. Der relevante Index der Strahlgeschwindigkeit ist dann nicht 18, sondern 4.

Für den Fall idealer Komponenten ($\eta_{s,Fan} = \eta_{s,Düse} = 1$) vereinfacht sich der Zusammenhang zu

$$\Pi_{Fan}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 1 + \frac{\kappa - 1}{2 + (\kappa - 1) \cdot Ma_0^2} \cdot \left[\frac{(1 + \mu)^2}{(\mu + (c_8/c_{18}))^2} \cdot \left(\frac{F_S}{\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_0}} + Ma_0 \right) - Ma_0^2 \right]. \quad (6.7)$$

und das Lösen einer quadratischen Gleichung entfällt.

Kapitel 7

Modellierung von zwei Turbofans unterschiedlicher Schubklassen

In diesem Kapitel werden zwei Turbofans mit Getriebe sowohl mit dem Propulsormodell als auch mit GasTurb modelliert. Für die kleinere Schubklasse wird ein Modell aus der *Pratt & Whitney Geared-Turbofan*-Familie gewählt, die als Triebwerksfamilie für drei verschiedene Flugzeugtypen entwickelt wurde und seit 2016 im Einsatz ist. Für die größere Schubklasse wird das *UltraFan* von Rolls-Royce untersucht, das sich laut Hersteller noch in der Entwicklungs- und Testphase befindet.

Für die Modellierung werden Daten aus Herstellerwebseiten und Broschüren sowie die Zulassungsunterlagen (*Type Certificate Data Sheets*, TCDS) der Europäischen Agentur für Flugsicherheit (EASA) – allerdings nur für das P&W GTF – herangezogen. Zusätzlich dienen frühere Arbeiten aus der Literatur als Richtwerte, da nicht alle technischen Details offiziell veröffentlicht wurden.

Da in der Luftfahrt neben den SI-Einheiten auch häufig Einheiten des anglo-amerikanischen Maßsystems verwendet werden, werden folgende Umrechnungen herangezogen.

$$1 \text{ ft} = 0,3048 \text{ m}$$

$$1 \text{ in} = 0,0254 \text{ m}$$

$$1 \text{ lbf} = 4,448 \text{ N}$$

7.1 Wahl des Auslegungspunktes

Die Wahl des Auslegungspunktes für ein Triebwerk ist nicht eindeutig. Ein gängiges Argument für die Wahl der Reiseflugphase (Cruise) als Auslegungspunkt ist, dass diese Phase in einer typischen Mission am längsten dauert und daher die größten Auswirkungen auf den Gesamtbetrieb des Triebwerks hat. Auf der anderen Seite könnte man auch argumentieren, dass in der Startphase, insbesondere beim Take-Off, einige Betriebsgrößen wie die Turbineneintrittstemperatur und die Wellendrehzahlen ihre höchsten Werte erreichen, was die thermischen und mechanischen Anforderungen an das Triebwerk in dieser Phase besonders belastend macht.

In dieser Arbeit wird die Reiseflugphase als Auslegungspunkt gewählt, da in der Literatur spezifische Eingabegrößen und Verlustannahmen für diese Phase häufig angegeben sind. Für die Verlustannahmen werden die Daten aus Abbildung 7.1 verwendet, die typische polytrope Wirkungsgrade der Komponenten, Druckverluste zwischen den Komponenten und die Luftleckage in verschiedenen Betriebszuständen darstellen.

Fan	$\eta_{\text{pol}} = 0.91$
Compressor interduct	$P_{25}/P_{21} = 0.98$
Compressor	$\eta_{\text{pol}} = 0.9$
Combustor total pressure loss	$P_4/P_3 = 0.95$
HP turbine	$\eta_{\text{pol}} = 1.0625 - 0.000125 * T_4$
Turbine interduct	$P_{45}/P_{44} = 0.98$
LP turbine	$\eta_{\text{pol}} = 0.91$
Turbine exit duct	$P_6/P_5 = 0.98$
Bypass duct pressure loss	$\frac{P_{16}}{P_{13}} = 1 - \frac{0.05}{(BPR + 1)^{0.4}}$
Gas generator mechanical efficiency (represents accessory drive)	$\eta_{\text{mech}} = 0.98$
High pressure air leakage to bypass	0.5% of W_{25}
High pressure air leakage to LPT exit	1% of W_{25}
High pressure air to overboard	1% of W_{25}

Abbildung 7.1: Verlustannahmen für Turbofan bei Reiseflugbedingungen 35000 ft und $Ma_0 = 0,8$ [23]

Der erforderliche Schub in verschiedenen Betriebspunkten hängt von zahlreichen

Faktoren ab, darunter das Gewicht des Flugzeugs, die Gleitzahl (engl. *lift-to-drag ratio*) und der Steigwinkel (engl. *angle of climb*). In [7] werden typische Verhältnisse des Schubs in der Reiseflugphase zu denen beim Start (Take-Off) sowie am Ende des Steigflugs (Top of Climb) für moderne Triebwerke angegeben. Diese Verhältnisse werden hier verwendet:

$$\begin{aligned} F_{TO} &= 6,3 \cdot F_{Cruise} \\ F_{ToC} &= 1,26 \cdot F_{Cruise} \end{aligned} \quad (7.1)$$

Als bekannter Referenzwert wird jeweils der Schub im statischen Stillstand angenommen. Der statische Schub auf Meereshöhe (Sea Level Static Thrust) des P&W GTF ist in [10] und [34] angegeben, während für das RR UltraFan der in [35] dokumentierte maximale Schub aus dem Testlauf verwendet wird. Die erforderlichen Schübe in den anderen Betriebspunkten – Reiseflug und Top of Climb – werden mithilfe der oben genannten Verhältnisse berechnet.

7.2 Ermittlung des Massenstroms

In den Zulassungsunterlagen und Herstellerdaten sind keine Angaben zum Massenstrom zu finden. Daher wird dieser zunächst anhand der Geometrie des Fans unter Berücksichtigung einiger Annahmen hergeleitet. Der Fandurchmesser ist für beide Triebwerke bekannt, das Nabenverhältnis ν hingegen nicht. Das Nabenverhältnis beschreibt das Verhältnis des Nabendurchmessers d_N zum äußeren Durchmesser d_S

$$\nu = \frac{d_N}{d_S}. \quad (7.2)$$

Mit einer angenommenen Größe für das Nabenverhältnis lässt sich die Ringfläche am Faneintritt A_2 berechnen

$$A_2 = \frac{\pi}{4} \cdot d_S^2 \cdot (1 - \nu^2). \quad (7.3)$$

Zur Bestimmung der Strömungsgeschwindigkeit am Faneintritt c_2 ist die Machzahl Ma_2 erforderlich, die ebenfalls durch eine Annahme festgelegt wird

$$c_2 = Ma_2 \cdot \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_2}. \quad (7.4)$$

Sind die Strömungsgeschwindigkeit und die Ringfläche bekannt, kann der Massenstrom am Faneintritt \dot{m}_2 mit der Kontinuitätsgleichung

$$\dot{m}_2 = A_2 \cdot \rho_2 \cdot c_2 \quad (7.5)$$

berechnet werden. Die Dichte ρ_2 ergibt sich aus

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R \cdot T_2} \quad (7.6)$$

und unter Berücksichtigung von (4.4) und (4.5) folgt für den Massenstrom eine Darstellung in Abhängigkeit von den Umgebungsbedingungen mit Index 0:

$$\dot{m}_2 = A_2 \cdot Ma_2 \cdot p_0 \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{R \cdot T_0}} \cdot \left[\frac{Ma_0^2 \cdot (\kappa - 1) + 2}{Ma_2^2 \cdot (\kappa - 1) + 2} \right]^{\frac{\kappa+1}{2 \cdot (\kappa-1)}} \quad (7.7)$$

In Abbildung 7.2 sind typische Werte für die Faneintritts-Machzahl sowie das Nebenverhältnis aus zwei verschiedenen Quellen dargestellt. Es ist ersichtlich, dass die Machzahl am Faneintritt typischerweise zwischen 0,55 und 0,6 liegt und das Nebenverhältnis Werte zwischen 0,3 und 0,4 annimmt.

7.3 P&W GTF

Wie bereits erwähnt, hat Pratt & Whitney drei Triebwerksfamilien mit dem *Geared Turbofan*-Konzept entwickelt. Diese sind in Tabelle 7.1 dargestellt. Die PW1500G-Familie treibt den Airbus A220 an, das PW1100G-JM wird in der Airbus A320neo-Serie eingesetzt, und das PW1900G kommt bei den Embraer E190-E2- und E195-E2-Modellen zum Einsatz. Als Referenztriebwerk für die kleinere Schubklasse von P&W wird das Modell **PW1127G-JM** gewählt.

	PW1500G	PW1100G-JM	PW1900G
Schub [lbf]	19 - 25 k	24,4 - 33 k	19 - 23 k
Bypassverhältnis [-]	12,5:1	12,5:1	12,5:1
Fan-Durchmesser [m]	1,85	2,05	1,85

Tabelle 7.1: Triebwerksfamilien des P&W GTF [31]

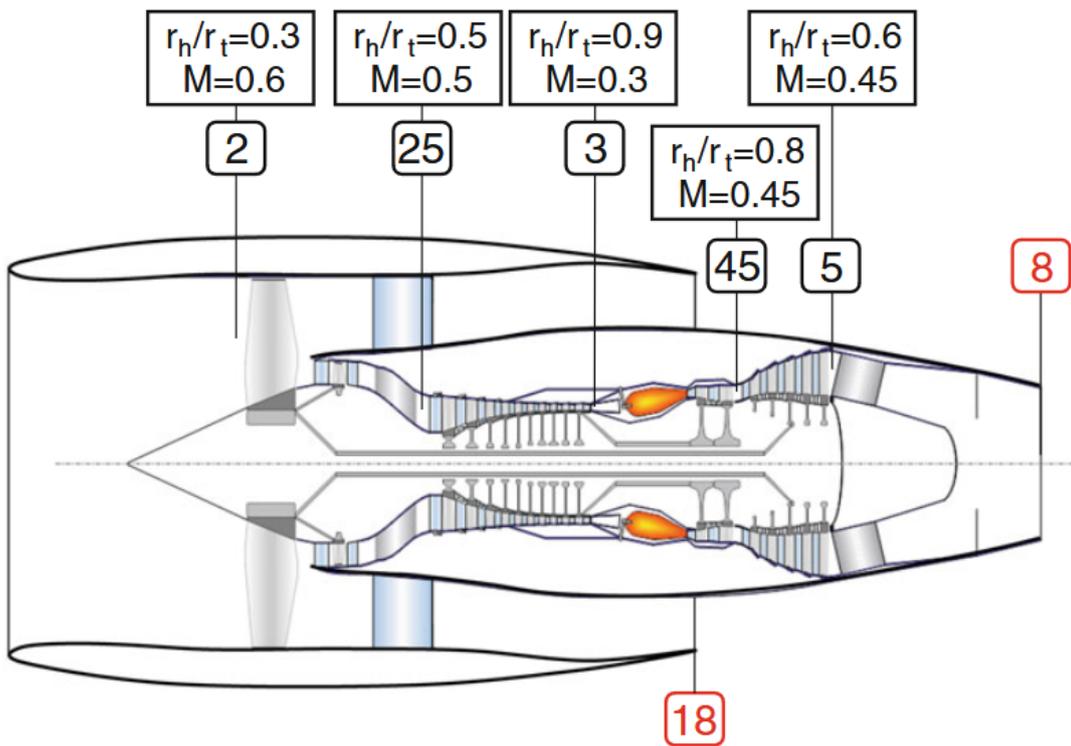
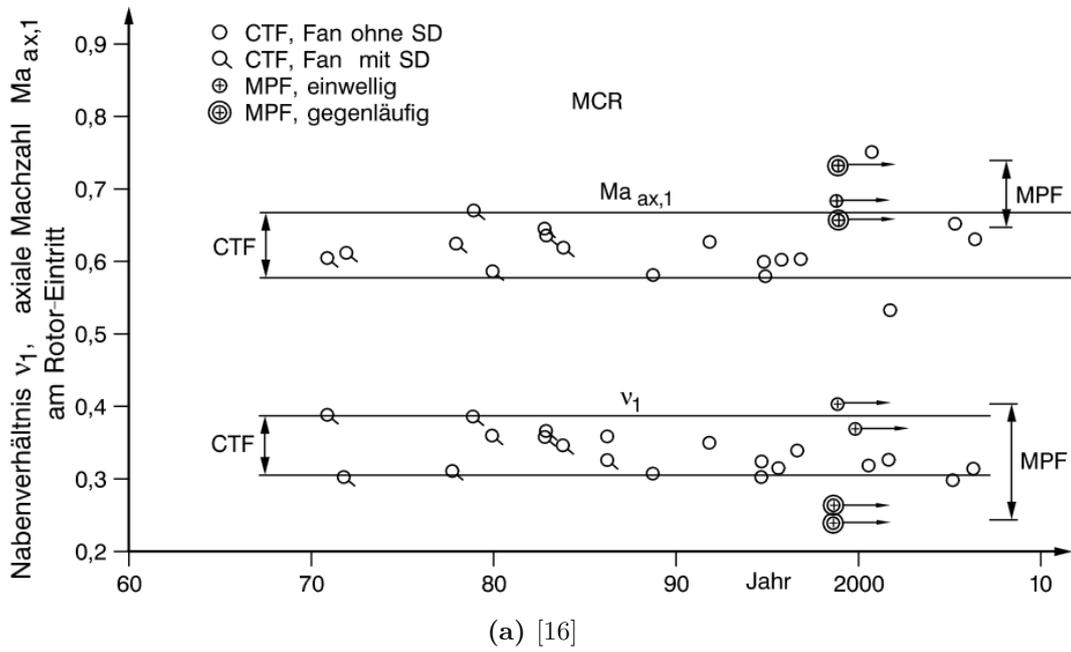


Abbildung 7.2: Typische Werte für Faneintritts-Machzahl und Nabenverhältnis

7.3.1 Modell - GasTurb

Zunächst wird die Modellierung mit GasTurb erläutert. Ausgangspunkt ist die Bestimmung des Massenstroms, deren Herleitung bereits diskutiert wurde. Es wird angenommen, dass die Machzahl am Faneintritt $Ma_2 = 0,55$ beträgt und das Nabenverhältnis $\nu = 0,4$ ist.

Weder das Gesamtdruckverhältnis noch die Druckverhältnisse der einzelnen Komponenten sind bekannt. Es gibt jedoch verschiedene Abschlussarbeiten ([8, 11, 14]), die sich mit derselben Triebwerksfamilie befassen haben. Die dort verwendeten Druckverhältnisse dienen als Richtwerte, während die Aufteilung auf die einzelnen Komponenten mit der Optimierungsfunktion von GasTurb bestimmt wird.

Die Optimierung berücksichtigt die Variablen, Randbedingungen und die Zielgröße, wie in Abbildung 7.3 dargestellt. Das Gesamtdruckverhältnis wird dabei auf einen Bereich zwischen 38 und 42 begrenzt, und als Ziel der Optimierung wird der spezifische Brennstoffverbrauch minimiert.

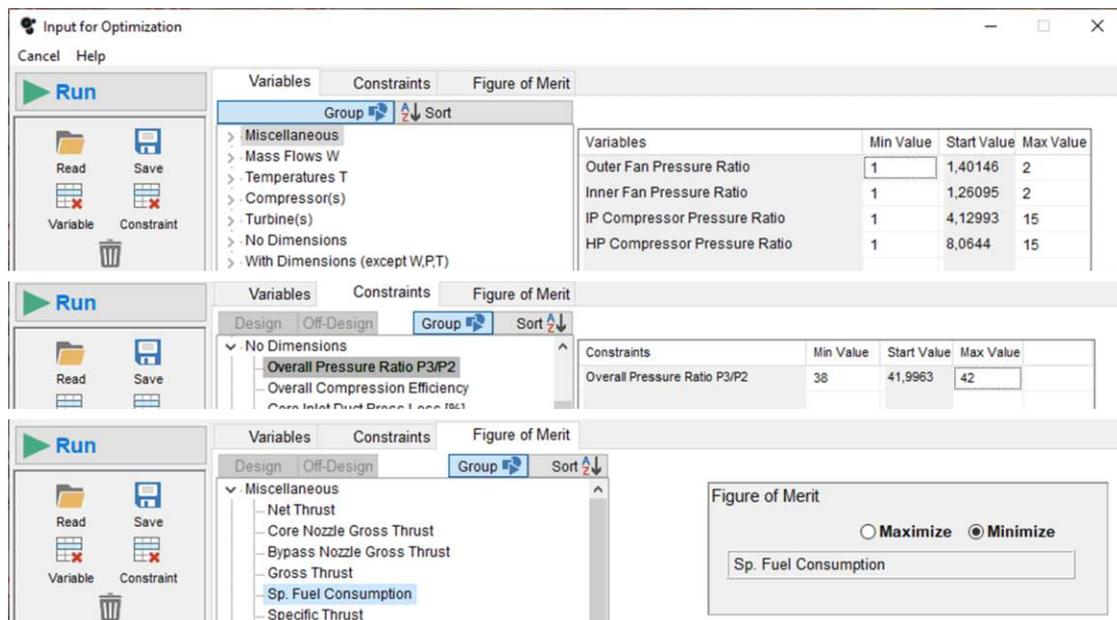


Abbildung 7.3: Optimierung der Druckverhältnisse

Die Turbineneintrittstemperatur wird so iteriert, dass der gewünschte Schub erreicht wird. In GasTurb wird der Wirkungsgrad des Getriebes nicht explizit berücksichtigt, weshalb er im mechanischen Wirkungsgrad der Niederdruckwelle mit einbezogen wird.

Nachdem der Auslegungspunkt (Reiseflug) bestimmt wurde, werden die beiden Flugphasen Take-Off und Top of Climb als Off-Design-Betriebspunkte berechnet. Dazu werden die vorgelegten Kennfelder verwendet. Die Turbineneintrittstemperatur wird erneut so iteriert, dass sich die jeweiligen Schübe ergeben.

Die drei Betriebspunkte auf dem Fan-Kennfeld sind in Abbildung 7.4 dargestellt. Der weiße Kreis markiert den Auslegungspunkt (Cruise), das rote Rechteck kennzeichnet den Take-Off-Betriebspunkt, und das gelbe Rechteck stellt den Top of Climb-Punkt dar.

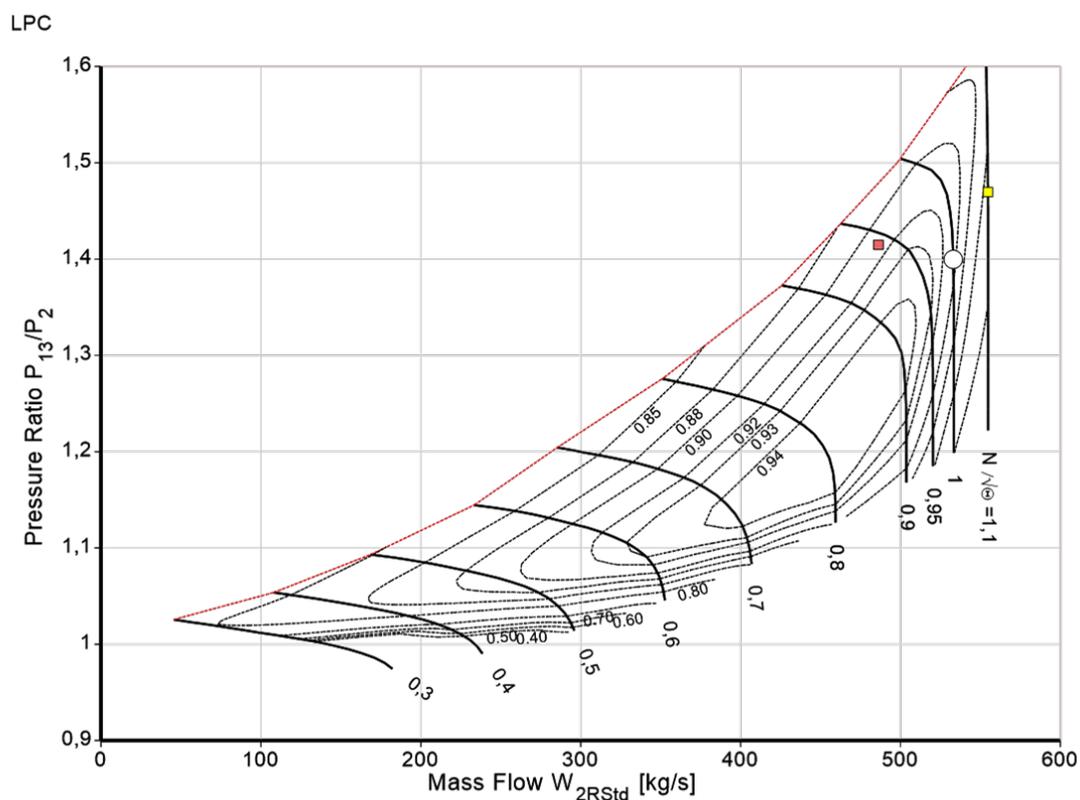


Abbildung 7.4: Fan-Kennfeld mit Betriebspunkten: PW1127G-JM

7.3.2 Modell - Propulsor

Für die Modellierung mit dem vereinfachten Propulsormodell werden die in Kapitel 4 hergeleiteten Gleichungen verwendet. Der Massenstrom im Auslegungspunkt entspricht dem der GasTurb-Modellierung. Da mit dem Propulsormodell jedoch keine

Off-Design-Berechnungen möglich sind, werden alle drei Betriebspunkte als separate Auslegungspunkte betrachtet, wobei der Massenstrom jeweils mit Gleichung (7.7) berechnet wird.

Anschließend wird die Strahlgeschwindigkeit bestimmt, indem Gleichung (4.22) nach c_4 umgestellt wird. Der Schub geht dabei als bekannte Größe in die Berechnung ein. Sobald c_4 berechnet ist, ergibt sich das Fandruckverhältnis aus der quadratischen Gleichung (6.6), wobei der Fanwirkungsgrad $\eta_{s,Fan} = 0,9$ berücksichtigt wird. Abschließend wird die Fanleistung mit Gleichung (4.20) und (4.21) berechnet.

7.4 RR UltraFan

Die Modellierung des UltraFan erfolgt analog zum PW1127G-JM. Da dieses Triebwerk jedoch noch nicht auf dem Markt ist, sind offiziell verfügbare Informationen begrenzt. Daher werden teilweise auch Berichte aus Fachzeitschriften herangezogen, unter anderem das Bypassverhältnis aus [5]. Das Gesamtdruckverhältnis, der Fandurchmesser und der maximale Schub stammen aus [35], wobei für den Schub lediglich ein Bereich angegeben wurde. Hier wird der Wert aus den Phase-1-Tests, 85000 lbf (≈ 378 kN), verwendet.

Die Annahmen zur Ermittlung des Massenstroms sind hier $Ma_2 = 0,6$ und $\nu = 0,3$. Da der UltraFan eine Weiterentwicklung gegenüber dem PW1127G-JM darstellt, werden bewusst die Grenzen dieser Werte gewählt, um technologische Fortschritte zu reflektieren.

Analog zum PW1127G-JM werden die Komponentendruckverhältnisse mit der Optimierungsfunktion von GasTurb bestimmt, wobei das Gesamtdruckverhältnis in diesem Prozess auf einen Bereich von 68 bis 70 begrenzt wird. Erwartungsgemäß ergibt sich das Optimum für das höhere Gesamtdruckverhältnis. Die Turbineneintrittstemperatur wird iterativ so angepasst, dass der erforderliche Schub erreicht wird. In Abbildung 7.5 sind die Betriebspunkte im Fan-Kennfeld dargestellt. Der weiße Kreis kennzeichnet den Auslegungspunkt (Cruise), das rote Rechteck steht für den Take-Off und das gelbe Rechteck für den Top of Climb-Betriebspunkt.

Das Modell mit dem Propulsor erfolgt ebenfalls analog: Zunächst wird der Massenstrom bestimmt, anschließend die Strahlgeschwindigkeit und das Fandruckverhältnis. Abschließend wird die Fanleistung berechnet.

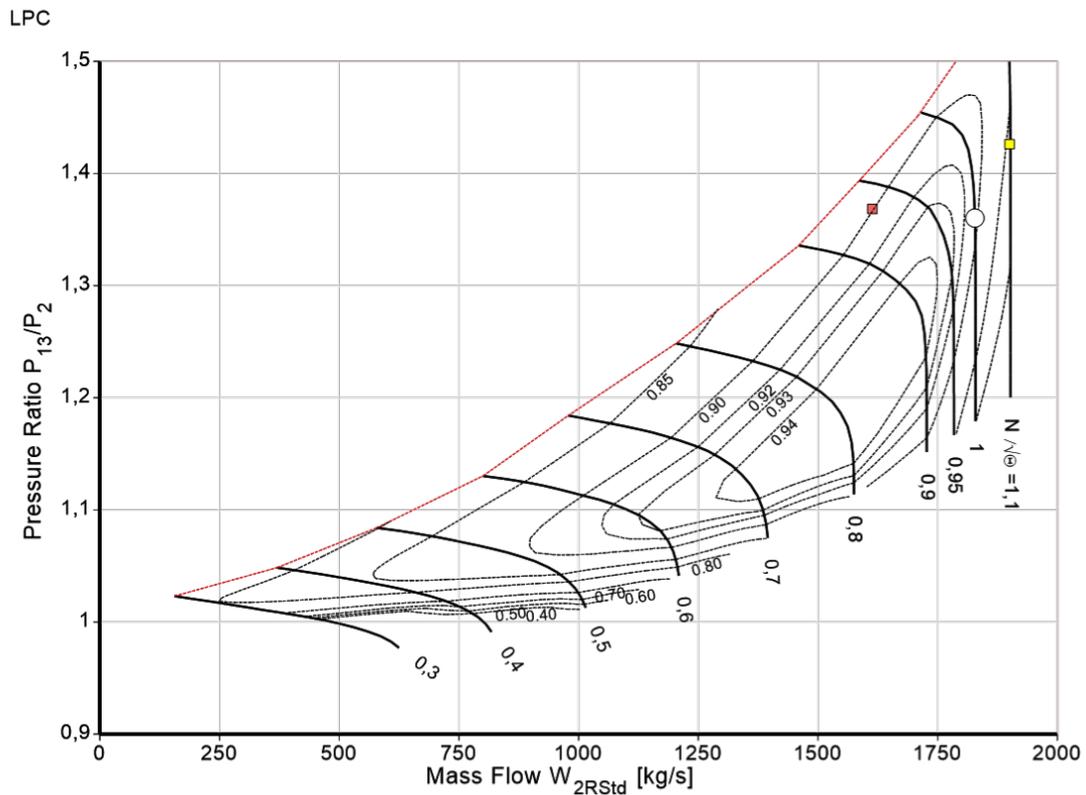


Abbildung 7.5: Fan-Kennfeld mit Betriebspunkten: RR UltraFan

7.5 Modellvergleich und zentrale Kenngrößen

Die zentralen Kenngrößen der Modelle für beide Triebwerke werden zusammengefasst. Tabelle 7.2 zeigt die wesentlichen geometrischen Merkmale der Fans. In Tabelle 7.3 und Tabelle 7.4 sind die relevanten Betriebsparameter für drei verschiedene Flugbedingungen dargestellt. Die vollständigen GasTurb-Ausgaben sind in Anhang A enthalten.

	PW1127G-JM	RR UltraFan
Bypassverhältnis [-]	12,5:1	15:1
Fan-Durchmesser [m]	2,05	3,55
Fan-Nabenverhältnis [-]	0,4	0,3
Fan-Eintrittsfläche [m ²]	2,77	9
Fan-Eintrittsmachzahl [-]	0,55	0,6

Tabelle 7.2: Vergleich der Fan-Geometrien: PW1127G-JM und RR UltraFan

	Take-Off		Top of Climb		Cruise	
H [m]	0		10668		10668	
Ma_0 [-]	0		0,8		0,8	
T_0 [K]	298,15		218,81		218,81	
p_0 [kPa]	101,325		23,842		23,842	
F [kN]	120,43		24,09		19,12	
	GasTurb	Propulsor	GasTurb	Propulsor	GasTurb	Propulsor
\dot{m} [kg/s]	477,9	524	215	206,6	206,6	206,6
μ [-]	11,96	-	11,93	-	12,5	-
Π_{Fan} [-]	1,415	1,341	1,47	1,561	1,4	1,412
P_{Fan} [MW]	16	15,24	7,25	7,72	5,6	5,9
Π_{ges} [-]	40	-	49	-	42	-
T_4 [K]	1946,4	-	1851,5	-	1616	-
F_{II}/F [%]	90,4	-	83,7	-	88	-

Tabelle 7.3: Betriebsgrößen des PW1127G-JM in drei Flugbedingungen

	Take-Off		Top of Climb		Cruise	
H [m]	0		10668		10668	
Ma_0 [-]	0		0,8		0,8	
T_0 [K]	298,15		218,81		218,81	
p_0 [kPa]	101,325		23,842		23,842	
F [kN]	378		75,6		60	
	GasTurb	Propulsor	GasTurb	Propulsor	GasTurb	Propulsor
\dot{m} [kg/s]	1586,2	1798	736,5	708,8	708,5	708,8
μ [-]	14,1	-	14,4	-	15	-
Π_{Fan} [-]	1,368	1,281	1,426	1,497	1,36	1,367
P_{Fan} [MW]	48,75	43,82	22,73	23,85	17,56	18,25
Π_{ges} [-]	65	-	81	-	70	-
T_4 [K]	2047,5	-	1984,5	-	1739,7	-
F_{II}/F [%]	91,6	-	85,5	-	89,3	-

Tabelle 7.4: Betriebsgrößen des RR UltraFan in drei Flugbedingungen

Kapitel 8

Parameterstudien und Skalierung von Triebwerken

In diesem Kapitel wird zunächst ein Re-Engining des PW1127G-JM mithilfe des vereinfachten Propulsormodells und GasTurb untersucht. Dabei werden in Parameterstudien die Zusammenhänge wichtiger Kenngrößen analysiert. Dies dient auch als zusätzliche Überprüfung des Propulsormodells anhand der Ergebnisse von GasTurb. Anschließend wird geprüft, ob ein allgemeines Skalierungsgesetz existiert, mit dem sich Schub und Fanleistung eines Triebwerks mit einfachen Verhältnissen auf eine größere Schubklasse übertragen lassen.

8.1 Re-Engining des PW1127G-JM

Allgemein wird eine Erhöhung des Bypassverhältnisses mit einer Verbesserung des Wirkungsgrades und einer Reduzierung des spezifischen Brennstoffverbrauchs gleichgesetzt. Diese Aussage wird hier durch eine Re-Engining-Studie hinterfragt. Der Fandurchmesser wird vergrößert, während der erforderliche Schub im Reiseflug unverändert bleibt. Das vergrößerte Triebwerk ist somit nicht für eine höhere Schubklasse ausgelegt, sondern darauf optimiert, den bestehenden Schub effizienter bereitzustellen.

Unter der Vorgabe eines unveränderten Kerntriebwerks – also eines konstanten Massenstroms \dot{m}_I durch den Kern – entspricht die Vergrößerung des Fandurchmessers direkt einer Erhöhung des Bypassverhältnisses. Erwartungsgemäß sinkt

dadurch das Fandruckverhältnis. Die Fanleistung ist sowohl proportional zum Massenstrom als auch zum Fandruckverhältnis. Da der Massenstrom mit zunehmendem Bypassverhältnis steigt, das Fandruckverhältnis jedoch sinkt, ist zunächst unklar, wie sich die Fanleistung insgesamt verändert. Die Untersuchung erfolgt für den Auslegungspunkt im Reiseflug.

8.1.1 Mit Propulsormodell

Da das Propulsormodell das Kerntriebwerk nicht berücksichtigt, kann das Bypassverhältnis nicht direkt als Variable verwendet werden. Stattdessen wird der Massenstrom durch die Vergrößerung des Fandurchmessers erhöht, und die daraus resultierenden Größen, nämlich das Fandruckverhältnis und die Fanleistung, werden berechnet.

Mit Gleichung (4.22) ist ersichtlich, dass die Strahlgeschwindigkeit c_4 mit steigendem Massenstrom für einen konstanten Schub und identische Flugbedingungen (also $c_0 = \text{konst}$) abnimmt. Die Vorgehensweise entspricht der Modellbildung aus dem vorherigen Kapitel: Zunächst wird Gleichung (4.17) so umgeformt, dass das Fandruckverhältnis bestimmt werden kann. Im Fall eines nicht-isentropen Fans ergibt sich daraus eine quadratische Gleichung (6.6). Sobald das Fandruckverhältnis bekannt ist, lässt sich die Fanleistung mit dem erhöhten Massenstrom und dem entsprechenden Fandruckverhältnis über Gleichung (4.21) berechnen.

Für die Parameterstudie wird der Fandurchmesser zwischen 2,05 m und 3,55 m variiert.

8.1.2 Mit GasTurb

Für das Re-Engining mit GasTurb wird angenommen, dass das Druckverhältnis des Hochdruckverdichters konstant bleibt. Zudem wird das Gesamtdruckverhältnis des Triebwerks nicht verändert. Da das Fandruckverhältnis durch die Vergrößerung des Fandurchmessers sinkt, muss das Druckverhältnis des Boosters entsprechend angepasst werden, sodass sich das gewünschte Gesamtdruckverhältnis einstellt.

Die Turbineneintrittstemperatur wird iterativ so angepasst, dass der Schub dem gewünschten Wert entspricht und konstant bleibt. Dabei wird das Bypassverhältnis variiert, während der Massenstrom durch das Kerntriebwerk unverändert bleibt.

Das Re-Engining wird in zwei Varianten durchgeführt:

Variante 1: Parameterstudie

In dieser Variante wird das Bypassverhältnis mithilfe der *Parametric*-Funktion von GasTurb variiert, wobei folgende Randbedingungen gelten:

- Statt des äußeren Druckverhältnisses $OFPR$ wird das Verhältnis der Strahlgeschwindigkeiten c_{18}/c_8 vorgegeben (in GasTurb: $V18/V8, id$), mit einem festen Wert von 0,84 (entspricht dem Wert aus Kapitel 7).
- Das Verhältnis $(IFPR - 1)/(OFPR - 1)$ bleibt konstant (entspricht dem Wert aus Kapitel 7); das innere Druckverhältnis $IFPR$ wird entsprechend angepasst.
- Der Massenstrom durch das Kerntriebwerk bleibt konstant bei 15,3 kg/s.
- Das Druckverhältnis des Hochdruckverdichters bleibt konstant bei 7,9.
- Das Gesamtdruckverhältnis Π_{ges} bleibt konstant bei 42; das Druckverhältnis des Boosters wird entsprechend eingestellt.
- Der Schub bleibt konstant bei 19,12 kN; die Turbineneintrittstemperatur T_4 wird entsprechend angepasst.

Variante 2: Neuauslegung

In dieser Variante wird keine Parameterstudie mit der *Parametric*-Funktion durchgeführt. Stattdessen wird eine vollständige Neuauslegung mithilfe der *Optimize*-Funktion von GasTurb für verschiedene Bypassverhältnisse vorgenommen. Dabei gelten folgende Randbedingungen:

- Der Massenstrom durch das Kerntriebwerk bleibt konstant bei 15,3 kg/s.
- Das Druckverhältnis des Hochdruckverdichters bleibt konstant bei 7,9.
- Die Druckverhältnisse von äußerem Fan, innerem Fan und Booster werden optimiert, unter der Nebenbedingung $\Pi_{ges} = 42$.
- Der Schub bleibt konstant bei 19,12 kN; die Turbineneintrittstemperatur T_4 wird entsprechend angepasst.

8.1.3 Ergebnisse

Die Ergebnisse des Re-Engining-Prozesses mit den drei beschriebenen Methoden werden im Folgenden grafisch dargestellt.

Fandruckverhältnis

In Abbildung 8.1 ist das Fandruckverhältnis in Abhängigkeit des Massenstroms dargestellt. Für die GasTurb-Methoden wird das äußere Fandruckverhältnis betrachtet. Wie erwartet sinkt das Fandruckverhältnis mit steigendem Massenstrom. Die beiden GasTurb-Varianten liefern nahezu identische Ergebnisse, während das Propulsormodell ebenfalls sehr ähnliche Werte liefert.

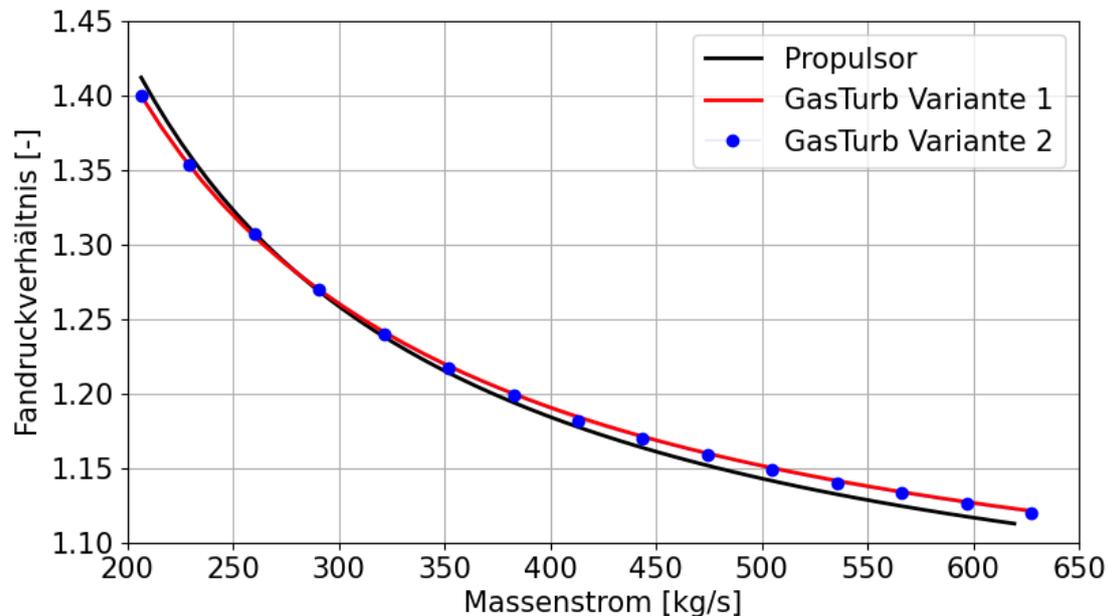


Abbildung 8.1: Re-Engining PW1127G-JM: Fandruckverhältnis

Die Absenkung des Fandruckverhältnisses ist nicht uneingeschränkt möglich, da sie den sicheren und stabilen Betrieb beeinflusst. Mehr dazu sowie mögliche Gegenmaßnahmen werden in Kapitel 9 diskutiert.

Fanleistung

In Abbildung 8.2 ist die Fanleistung in Abhängigkeit des Massenstroms dargestellt. Das Propulsormodell (schwarze Kurve) zeigt eine abnehmende Fanleistung mit steigendem Massenstrom. Die Ergebnisse aus GasTurb hingegen variieren nur in einem schmalen Bereich, sodass die Fanleistung näherungsweise als konstant betrachtet werden kann (die maximale Abweichung beträgt etwa 0,25 MW).

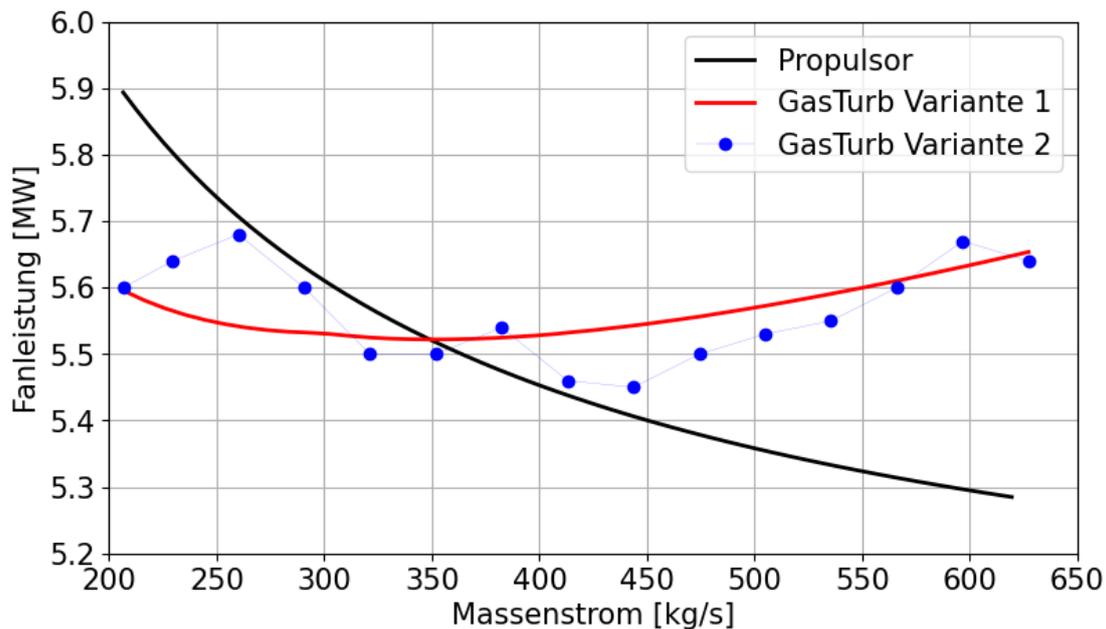


Abbildung 8.2: Re-Engining PW1127G-JM: Fanleistung

Die Unterschiede zwischen den Methoden lassen sich durch das innere Fandruckverhältnis erklären. Das Propulsormodell unterscheidet nicht zwischen innerem und äußerem Fan, sondern berechnet eine einzige Fanleistung basierend auf einem Fandruckverhältnis.

GasTurb hingegen berücksichtigt separate Fandruckverhältnisse für den inneren und äußeren Fanbereich. Die Fanleistung wird berechnet, indem die spezifische Arbeit für jeden Bereich mit dem zugehörigen Massenstrom multipliziert und die beiden Produkte anschließend addiert werden. Da die inneren Fandruckverhältnisse für die beiden GasTurb-Varianten unterschiedlich sind, ergeben sich auch unterschiedliche spezifische Arbeiten, was den beobachteten Unterschied in der Fanleistung erklärt.

Schubanteil des Nebenstroms

Mit zunehmendem Bypassverhältnis wird ein Anstieg des Schubanteils des Sekundärkreises erwartet. In Abbildung 8.3 sind die Ergebnisse für die beiden GasTurb-Varianten dargestellt. Das Propulsormodell wird hier nicht betrachtet, da es kein Kerntriebwerk modelliert und somit keine Strömung durch das Kerntriebwerk berücksichtigt.

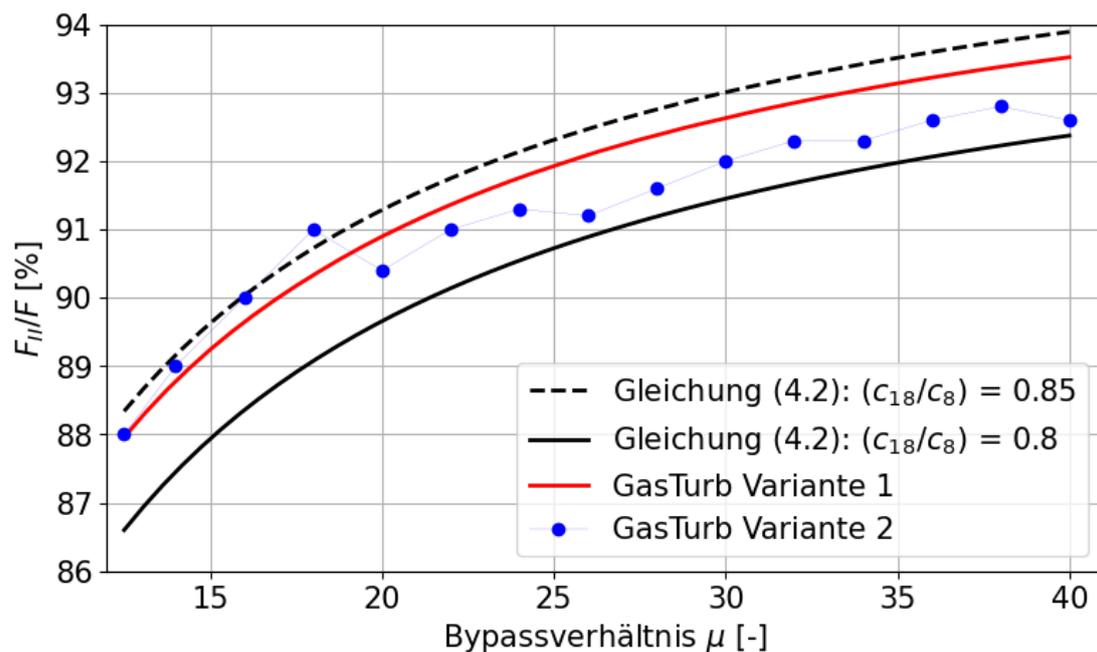


Abbildung 8.3: Re-Engining PW1127G-JM: Schubanteil des Nebenstroms

Die rote Kurve zeigt die Ergebnisse der ersten Variante, bei der das Verhältnis der Strahlgeschwindigkeiten konstant gehalten wurde. Dies bestätigt erneut, dass dieses Verhältnis näherungsweise dem Produkt der Wirkungsgrade des Fans und der Niederdruckturbine entspricht. Damit wird die theoretische Herleitung aus Kapitel 6 gestützt. Die exakten Werte sind in den GasTurb-Ausgaben in Anhang A zu finden.

Die blauen Punkte zeigen die Ergebnisse der zweiten Variante. Hier variiert das Verhältnis der Strahlgeschwindigkeiten zwischen 0,81 und 0,85. Entsprechend ist auch das Verhältnis $(IFPR-1)/(OFPR-1)$ nicht konstant, was die Schubaufteilung beeinflusst. Zum Vergleich wurde die vereinfachte analytische Gleichung (4.2) für zwei verschiedene Werte von (c_{18}/c_8) geplottet. Trotz der getroffenen Vereinfachungen

zeigt sich, dass diese Gleichung die Ergebnisse gut approximiert.

Spezifischer Brennstoffverbrauch

In Abbildung 8.4 sind der spezifische Brennstoffverbrauch (TSFC) und der Gesamtwirkungsgrad in Abhängigkeit des Bypassverhältnisses dargestellt. Der Gesamtwirkungsgrad wird gemäß (3.13) berechnet. Der TSFC ist in Blau dargestellt: als durchgehende Linie für die erste Variante und als einzelne Punkte für die zweite Variante. Die Darstellung des Gesamtwirkungsgrades erfolgt analog in Schwarz. Um dessen Verlauf deutlicher sichtbar zu machen, wird er zusätzlich in einem separaten vergrößerten Ausschnitt dargestellt, in dem die Achsengrenzen enger beieinander liegen.

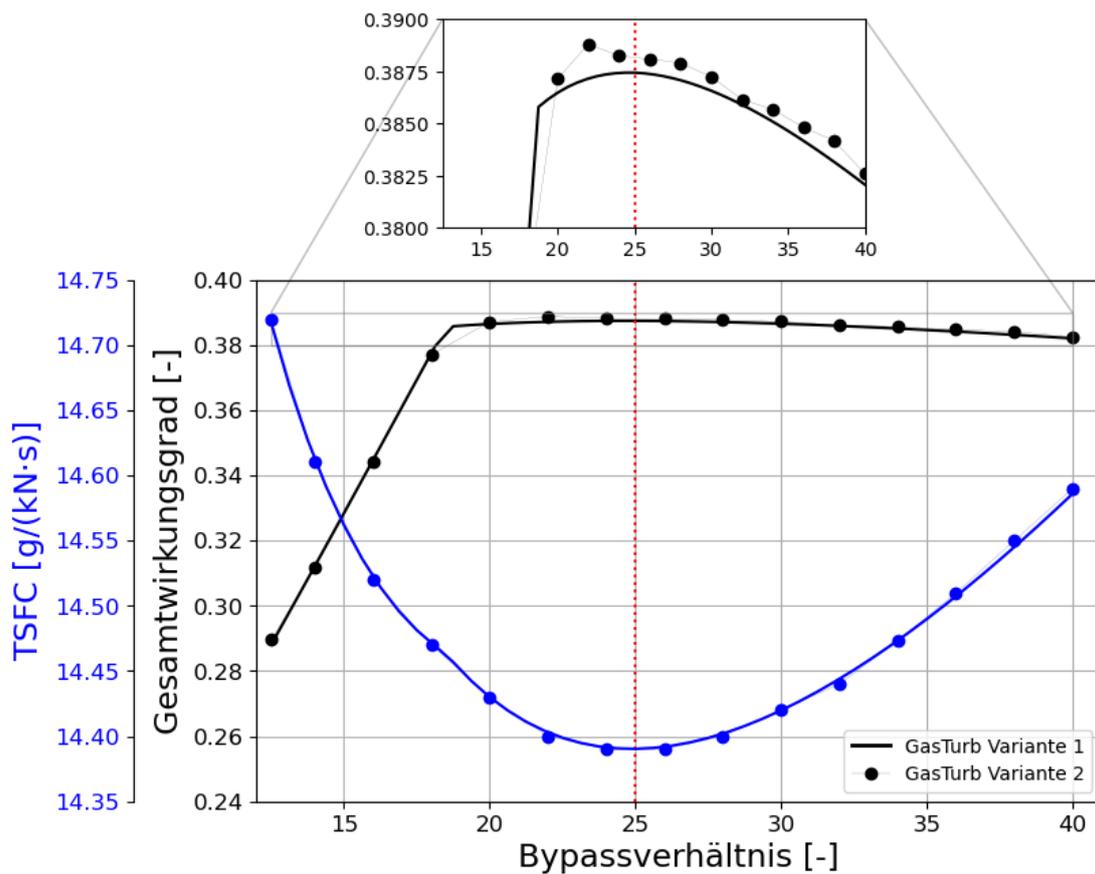


Abbildung 8.4: Re-Engining PW1127G-JM: Brennstoffverbrauch

Zwei wesentliche Aspekte lassen sich aus der Abbildung ableiten:

1. Inverse Proportionalität zwischen TSFC und Gesamtwirkungsgrad

Wie in (3.13) beschrieben, zeigt sich die erwartete inverse Abhängigkeit: Ein höherer Gesamtwirkungsgrad führt zu einem niedrigeren spezifischen Brennstoffverbrauch und umgekehrt.

2. TSFC-Minimum und steigender Verbrauch bei hohen Bypassverhältnissen

Oft wird angenommen, dass ein höheres Bypassverhältnis stets mit einem geringeren TSFC einhergeht. Diese Aussage trifft jedoch nur unter bestimmten Randbedingungen zu. In diesem Fall bleibt der Kernmassenstrom konstant, während das Bypassverhältnis durch eine Vergrößerung des Fandurchmessers erhöht wird. Zunächst führt dies zu einem steigenden Gesamtwirkungsgrad und einem sinkenden TSFC. Ab einem bestimmten Punkt ($\mu \approx 25$) kehrt sich dieser Trend jedoch um: Der Gesamtwirkungsgrad nimmt ab, und der spezifische Brennstoffverbrauch steigt wieder an.

Der spezifische Schub sinkt über den gesamten untersuchten Bereich, da der Gesamtschub konstant gehalten wird, während der Gesamtmassenstrom mit steigendem μ zunimmt. Dies führt zunächst zu einem sinkenden TSFC sowie einer abnehmenden Turbineneintrittstemperatur T_4 . Ab $\mu \approx 25$ steigt T_4 jedoch wieder an, da das Kerntriebwerk mehr Arbeit leisten muss, um den konstanten Gesamtschub bereitzustellen.

Der Zusammenhang zwischen TSFC (bzw. dem Brennstoffmassenstrom \dot{m}_B) und der Turbineneintrittstemperatur T_4 ergibt sich aus der Energiebilanz der Brennkammer

$$\dot{m}_B = \dot{m}_I \cdot \frac{c_p \cdot (T_4 - T_3)}{H_i - c_p \cdot T_4}. \quad (8.1)$$

Mit der Einführung des Brennstoff/Luft-Verhältnisses β und unter der Annahme, dass der Brennstoffmassenstrom \dot{m}_B im Vergleich zum Luftmassenstrom \dot{m}_I vernachlässigbar klein ist ($\beta \ll 1$), ergibt sich

$$\beta = \frac{c_p \cdot (T_4 - T_3)}{H_i}. \quad (8.2)$$

Da der Massenstrom durch das Kerntriebwerk \dot{m}_I sowie der Heizwert H_i konstant sind und auch T_3 vor der Brennkammer sowie die Wärmekapazität c_p

nahezu unverändert bleiben, führt eine steigende Turbineneintrittstemperatur T_4 direkt zu einem höheren Brennstoffmassenstrom und damit zu einem höheren TSFC.

Inneres vs. äußeres Fandruckverhältnis

Wie bereits mehrfach erwähnt, unterscheidet GasTurb zwischen einem inneren (nabennahem) und einem äußeren Fanbereich. Das Fandruckverhältnis wird für beide separat angegeben. In der ersten Variante dieser Untersuchung wurde das Verhältnis $(IFPR - 1)/(OFPR - 1)$ konstant gehalten, wodurch das innere Fandruckverhältnis über den gesamten Prozess hinweg niedriger blieb als das äußere. In der zweiten Variante wurde diese Bedingung aufgehoben, sodass beide Druckverhältnisse unabhängig voneinander optimiert wurden.

In Abbildung 8.5 sind die inneren Fandruckverhältnisse für beide Varianten dargestellt: Die rote durchgehende Linie zeigt die erste Variante, während die blauen Punkte die zweite Variante repräsentieren. Zusätzlich ist das äußere Fandruckverhältnis $OFPR$ in Schwarz dargestellt. Da dieses für beide Varianten nahezu identisch ist (siehe Abbildung 8.1), wird aus Gründen der Übersichtlichkeit nur eine einzige Kurve gezeigt.

Auffällig ist, dass das innere Fandruckverhältnis $IFPR$ in der zweiten Variante stellenweise größer ist als das äußere. Dies erscheint auf den ersten Blick unerwartet, da der Druckaufbau – und damit die spezifische Umfangsarbeit a_u – in einer Verdichterstufe üblicherweise mit der Umfangsgeschwindigkeit u skaliert. Dieser Zusammenhang ergibt sich aus der Eulerschen Impulsmomentengleichung:

$$a_u = u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1} = \omega \cdot (r_2 \cdot c_{u2} - r_1 \cdot c_{u1}) \quad (8.3)$$

Hierbei bezeichnen u die Umfangsgeschwindigkeit, r den Radius, ω die Winkelgeschwindigkeit und c_u die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit. Die Indizes 1 und 2 stehen für den Ein- bzw. Austritt des Laufrads. Unter der näherungsweise Annahme $u_1 \approx u_2$, die für eine axiale Maschine getroffen werden kann, ergibt sich:

$$a_u = \omega \cdot r \cdot (c_{u2} - c_{u1}) \quad (8.4)$$

Die spezifische Umfangsarbeit a_u hängt demnach sowohl von der Strömungsumlenkung Δc_u als auch vom Radius r ab. Da der Radius r im Fan eines Hochbypass-

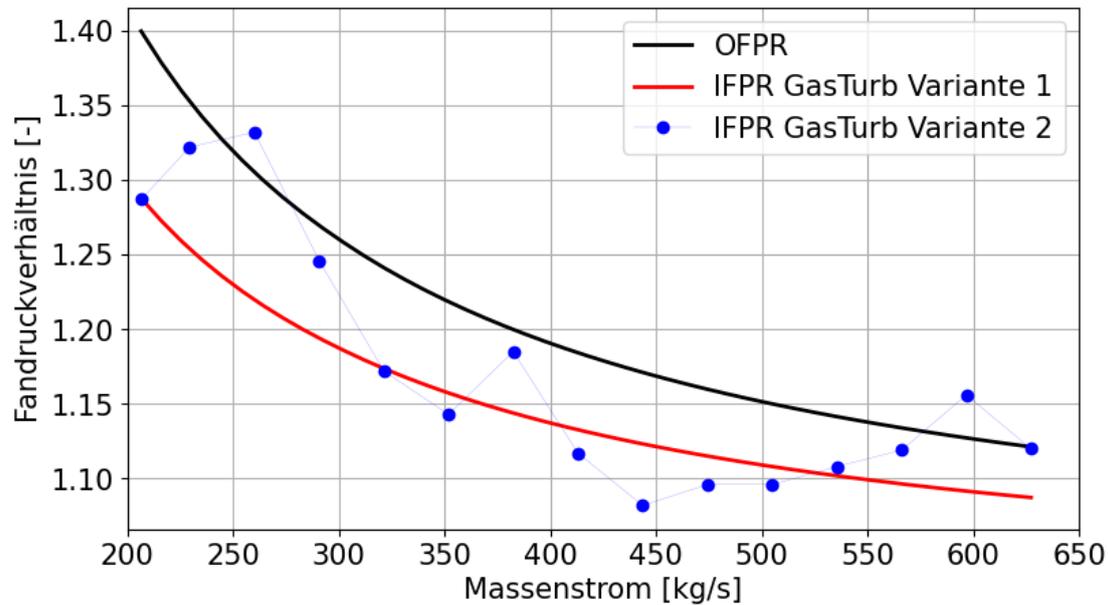


Abbildung 8.5: Re-Engining PW1127G-JM: Inneres vs. äußeres Fandruckverhältnis

Turbofans entlang der Schaufelhöhe stark variiert, muss das Schaufeldesign entsprechend ausgelegt werden.

Ein größerer Druckaufbau im inneren Fanbereich kann durch eine gezielte Verwindung der Schaufelprofile erreicht werden. Wäre hingegen beim Schaufeldesign das Potentialwirbelgesetz als Auslegungsstrategie herangezogen worden, so wäre die spezifische Umfangsarbeit a_u über die gesamte Schaufelhöhe konstant. Dies entspräche der Bedingung

$$c_u \cdot r = \text{const.} \quad (8.5)$$

und würde verhindern, dass das innere Fandruckverhältnis $IFPR$ größer als das äußere $OFPR$ wird.

Weitere Details zu aktuellen Entwicklungen in der Auslegung von Fans für (Ultra-)High-Bypass-Ratio-Turbofans sind in der Literatur zu finden [3, 28, 32, 36, 38].

8.2 Größenskalierung

Wie bereits diskutiert, wird die Schuberzeugung bei modernen Turbofans mit hohem Bypassverhältnis maßgeblich durch zwei Einflussgrößen bestimmt: den Massenstrom

und die Austrittsgeschwindigkeit der Sekundärdüse. Der Massenstrom hängt primär von der Geometrie des Fans ab, während das Fandruckverhältnis die Strahlgeschwindigkeit bestimmt. Diese beiden Größen sind jedoch nicht unabhängig voneinander, sodass nicht davon ausgegangen werden kann, dass das Fandruckverhältnis bei unterschiedlich großen Triebwerken konstant bleibt. Zusätzlich sind weitere Parameter wie das Bypassverhältnis und die Turbineneintrittstemperatur zu berücksichtigen. Daher lässt sich kein allgemeines Skalierungsgesetz ableiten, das zentrale Größen wie Schub oder Fanleistung direkt in Abhängigkeit vom Massenstrom oder Fandurchmesser beschreibt.

Unter der Annahme jedoch, dass die zu vergleichenden Triebwerke denselben spezifischen Schub aufweisen, können gewisse Zusammenhänge hergeleitet werden. Im Buch von Grieb aus dem Jahr 2009 [16] werden typische Bereiche für den spezifischen Schub F_S sowie die zugehörigen Fandruckverhältnisse Π_{Fan} für Reiseflug und Startvorgang angegeben. Diese sind in Tabelle 8.1 zusammengefasst.

		Cruise	Take-Off
Aktuell	F_S [m/s]	120-150	240-280
	Π_{Fan} [-]	1,55-1,7	1,44-1,56
Ausblick	F_S [m/s]	60-80	170-200
	Π_{Fan} [-]	1,25-1,35	1,2-1,28

Tabelle 8.1: Spezifischer Schub und Fandruckverhältnis für verschiedene Phasen [16]

Die Unterscheidung zwischen „aktuell“ und „Ausblick“ ist mit Vorsicht zu interpretieren, da die Quelle bereits einige Jahre alt ist. Dennoch ist der Trend eindeutig: zukünftige Triebwerke streben niedrigere spezifische Schübe und geringere Fandruckverhältnisse an.

In Abbildung 8.6 sind diese Wertebereiche grafisch dargestellt, ergänzt um die modellierten Triebwerke aus Kapitel 7, sowohl mit GasTurb als auch mit dem Propulsormodell. Es zeigt sich, dass für einen gegebenen spezifischen Schub ein entsprechendes Fandruckverhältnis zugeordnet werden kann – unabhängig von der Schubklasse. Die Ergebnisse im Reiseflug stimmen dabei besser überein, da dieser als Auslegungspunkt gewählt wurde. Für Take-Off handelt es sich hingegen um Off-Design-Berechnungen mit vorgegebenen Fankennfeldern, die nicht zwingend exakt zum jeweiligen Triebwerk passen.

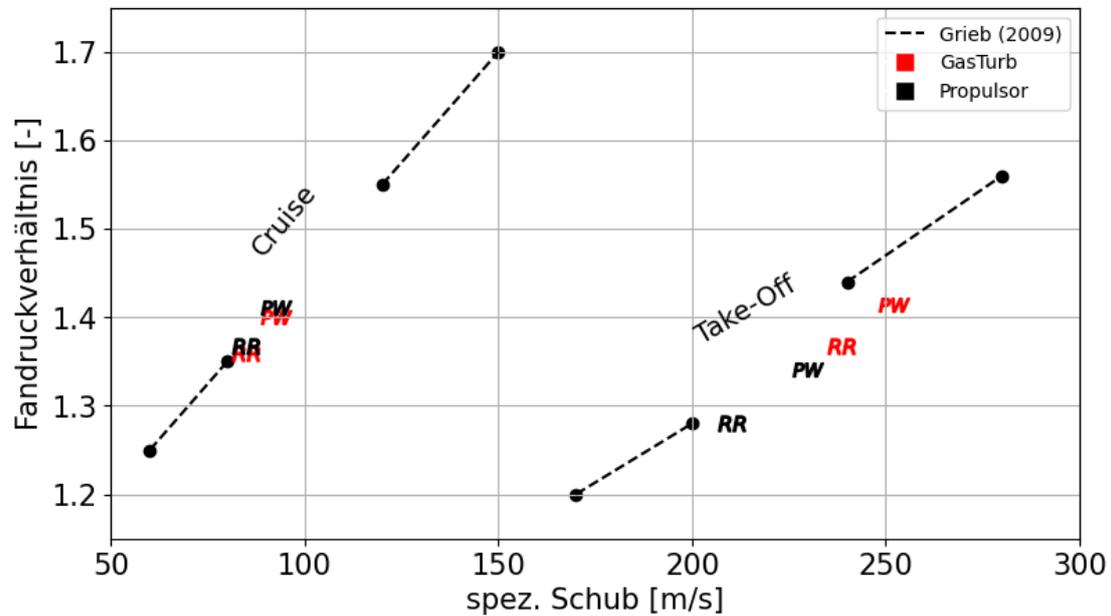


Abbildung 8.6: Zusammenhang zwischen spezifischem Schub und Fandruckverhältnis

Unter der Voraussetzung, dass für einen gegebenen spezifischen Schub auch das Fandruckverhältnis gleich bleibt, lassen sich aus dem Propulsormodell Skalierungszusammenhänge ableiten. Aus (4.20) und (4.22) folgt

$$\frac{F}{\dot{m}} = \text{const.} \quad (8.6)$$

$$\frac{P_{Fan}}{\dot{m}} = \text{const.}$$

Daraus ergibt sich direkt: $F \sim \dot{m}$ und $P_{Fan} \sim \dot{m}$. Wenn zusätzlich angenommen wird, dass die Triebwerke dasselbe Fannabenverhältnis und dieselbe Eintritts-Machzahl aufweisen, gilt

$$\dot{m} \sim D_{Fan}^2 \quad (8.7)$$

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{P_{Fan1}}{P_{Fan2}} = \left(\frac{D_{Fan1}}{D_{Fan2}} \right)^2.$$

Die Herleitung des Massenstroms aus der Fangeometrie wurde bereits in Abschnitt 7.2 behandelt.

Kapitel 9

Anforderungen bei niedrigem Fandruckverhältnis

Zur Verbesserung des Vortriebswirkungsgrads und zur Reduktion des spezifischen Brennstoffverbrauchs werden bei modernen Turbofantriebwerken zunehmend größere Bypassverhältnisse angestrebt. Dies geht typischerweise mit einem geringeren Fandruckverhältnis einher. Ein niedrigeres Fandruckverhältnis erhöht jedoch die Anfälligkeit des Fans für Instabilitäten, insbesondere im Take-Off-Betrieb, da sich der Betriebspunkt in Richtung instabiler Kennfeldbereiche verschieben kann.

Zur Veranschaulichung wird die Lage des Betriebspunkts im Fankennfeld betrachtet. In [7] wurde mittels einer Parameterstudie gezeigt, dass der reduzierte Massenstrom

$$\dot{m}_{\text{red}} = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_t}}{p_t} \quad (9.1)$$

im Take-Off-Fall bei sinkendem Fandruckverhältnis kleiner als im Reiseflug wird. Dies ist in Abbildung 9.1 dargestellt: Die horizontale Achse zeigt das Fandruckverhältnis am Auslegungspunkt (Cruise), die vertikale Achse das Verhältnis des reduzierten Massenstroms im Take-Off zumjenigen im Cruise. Ab einem Auslegungswert von etwa $\Pi_{\text{Fan}} = 1,6$ fällt dieses Verhältnis unter 1, was bedeutet, dass der Betriebspunkt im Take-Off-Fall auf dem Kennfeld links vom Auslegungspunkt liegt – also näher an der Pumpgrenze.

Dieses Verhalten lässt sich auch anhand der in Abschnitt 4.3 hergeleiteten Düsenkennlinie nachvollziehen (siehe Abbildung 4.4). Auch dort zeigt sich, dass der

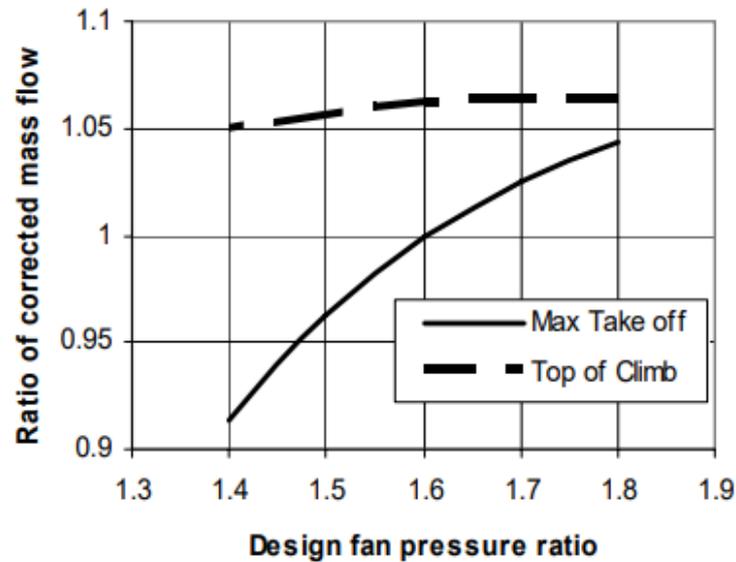


Abbildung 9.1: Verhältnis des reduzierten Massenstroms in Abhängigkeit vom Fandruckverhältnis [7]

Abstand zwischen den Kurven für $Ma_0 = 0$ und $Ma_0 = 0,8$ mit sinkendem Fandruckverhältnis zunimmt.

Das Verdichterpumpen ist nicht die einzige Instabilität, die bei niedrigen Fandruckverhältnissen auftreten kann. Aufgrund des geringen Druckverhältnisses neigen die Fanschaufeln zusätzlich zu einer weiteren Instabilität – dem sogenannten Flattern. Flattern ist eine aeroelastische Instabilität und beschreibt eine selbsterregte Schwingung.

Abbildung 9.2 zeigt die Bereiche des Flatterns in einem Verdichterkennfeld. Dabei ist erkennbar, dass mit Annäherung an die Pumpgrenze die Flatterneigung zunimmt.

Im Folgenden werden zwei stabilisierende Maßnahmen diskutiert, mit denen sich die (relative) Lage des Betriebspunkts im Fankennfeld beeinflussen lässt.

9.1 Verstellbare Sekundärdüse

Bei zivilen Turbofantriebwerken im subsonischen Bereich kommt üblicherweise eine konvergente Düse mit fester Geometrie zum Einsatz. Mit steigenden Bypassverhältnissen ergeben sich jedoch neue Anforderungen, insbesondere hinsichtlich der

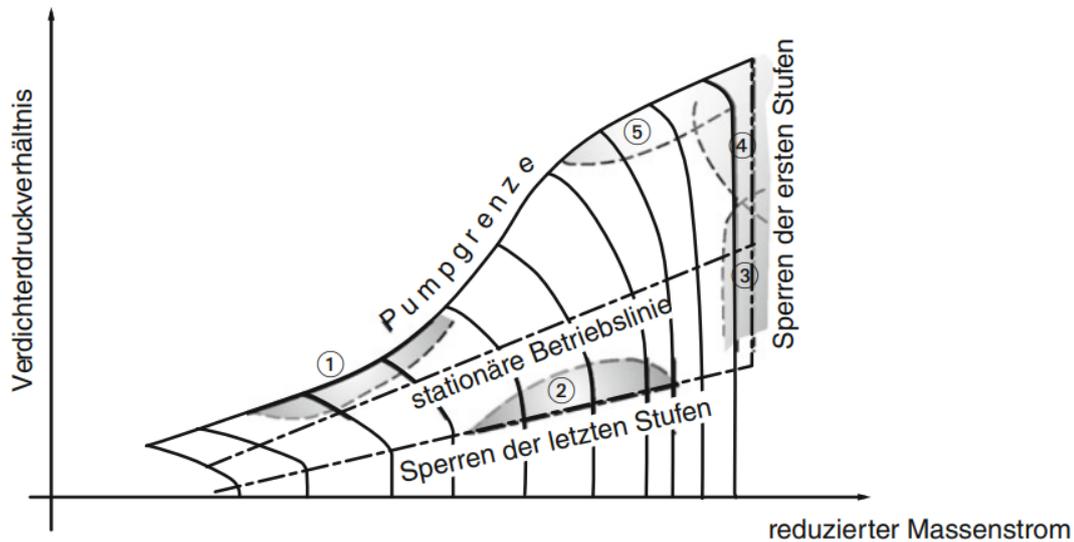


Abbildung 9.2: Bereiche des Flatters im Verdichterkennfeld [4]

Betriebssicherheit des Fans. Eine mögliche stabilisierende Maßnahme stellt eine verstellbare Sekundärdüse dar. In der englischsprachigen Literatur wird diese als *Variable Area Fan Nozzle* (VAFN) bezeichnet.

Die Grundidee besteht darin, die Düsenkennlinie abzuflachen, sodass sich der Betriebspunkt – also der Schnittpunkt zwischen Düsenkennlinie (bzw. Anlagenkennlinie) und Verdichterkennlinie – weiter von der Pumpgrenze entfernt. Die qualitative Wirkung dieser Maßnahme lässt sich mithilfe der in Abschnitt 4.3 hergeleiteten Düsenkennlinie nachvollziehen, wenn der engste Querschnitt der Düse A_4 variiert wird.

In Abbildung 9.3 ist dies dargestellt: Die Gleichung (4.26) wird einmal für $A_4 = 1,0 \text{ m}^2$ (durchgezogene schwarze Linie) und dann für eine vergrößerte Fläche $A_4 = 1,1 \text{ m}^2$ (schwarz punkt-strich-linierte Kurve) geplottet. Für ein gegebenes Fandruckverhältnis ergibt sich dadurch ein höherer reduzierter Massenstrom (in der Grafik als Durchflussfunktion bezeichnet), was eine Verschiebung des Betriebspunkts in einen günstigeren Kennfeldbereich bewirkt.

Der Einfluss der Öffnung der Schubdüse kann auch mit GasTurb untersucht und durch konkrete Zahlenwerte veranschaulicht werden. Dazu wird der in Abschnitt 7.4 beschriebene RR UltraFan als Referenztriebwerk herangezogen. Im Take-Off-Fall wird die Querschnittsfläche der Sekundärdüse schrittweise vergrößert. Abbildung 9.4

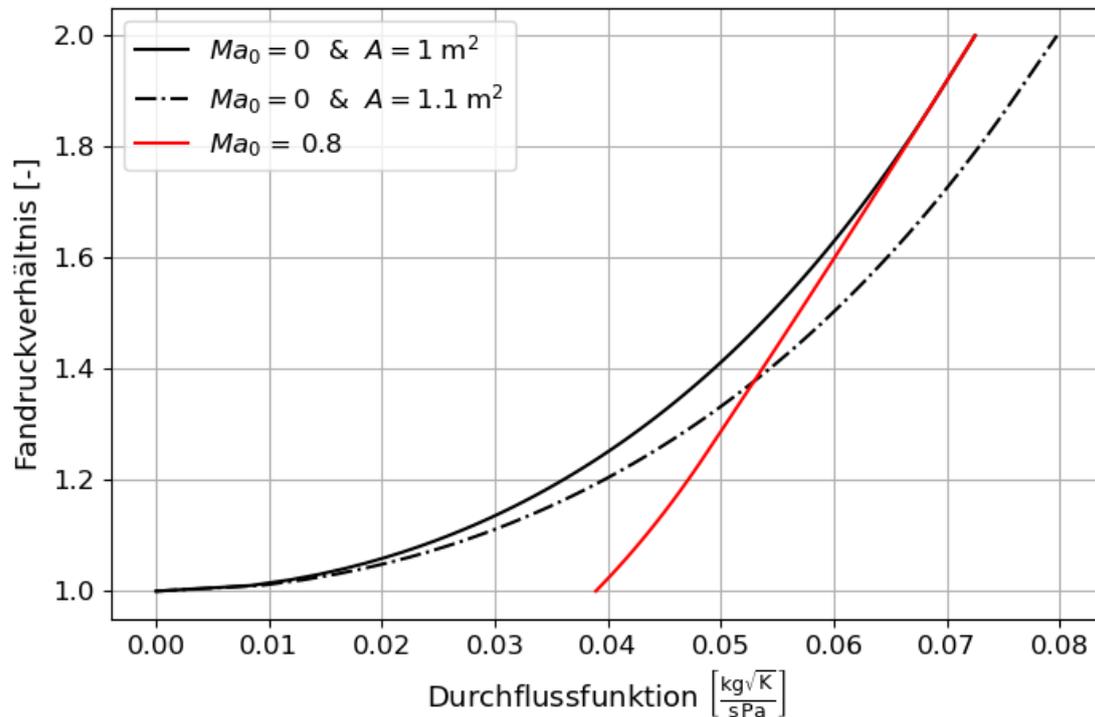


Abbildung 9.3: Einfluss einer verstellbaren Düse auf die Düsenkennlinie

zeigt die Verschiebung des Betriebspunkts im Fankennfeld: Das gelbe Rechteck kennzeichnet den Betriebspunkt des Referenztriebwerks, die roten Rechtecke entsprechen Vergrößerungen der Düsenfläche in 2%-Schritten bis zu einer maximalen Erweiterung von 10%.

Ein Vergleich der beiden Extremfälle – Referenztriebwerk und 10% größere Düsenfläche – ist in Tabelle 9.1 dargestellt. Neben dem erwarteten Anstieg des Pumpgrenzenabstands (engl. *Surge Margin* (SM)) auf mehr als das Dreifache zeigt sich auch ein Rückgang der Turbineneintrittstemperatur T_4 sowie des spezifischen Brennstoffverbrauchs B_S . Die verstellbare Düse trägt somit nicht nur zur Betriebssicherheit bei, sondern reduziert auch den Brennstoffverbrauch im Off-Design-Betrieb. Darüber hinaus werden in der Literatur akustische Vorteile dieser variablen Geometrie untersucht (siehe z.B. [29]). Als Nachteil gilt die höhere mechanische und konstruktive Komplexität.

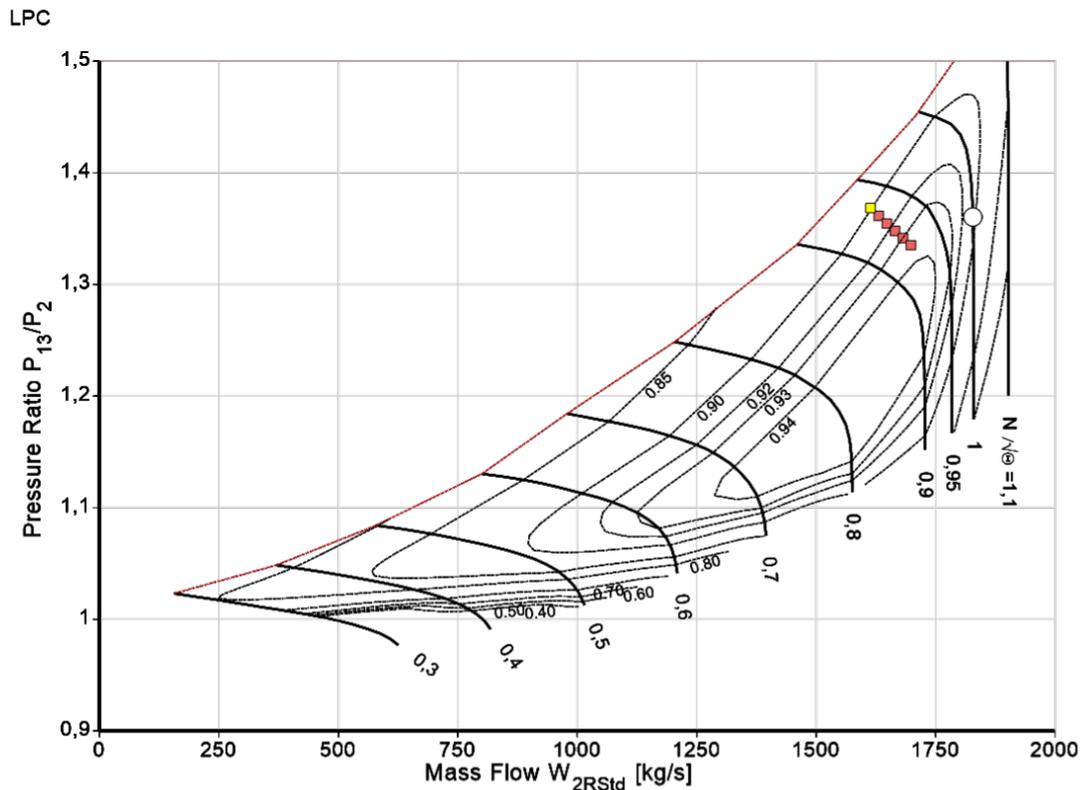


Abbildung 9.4: Verschiebung des Betriebspunkts bei Öffnung der Sekundärdüse

	Referenztriebwerk	+10% Düsenfläche
SM [%]	10,34	33,2
Π_{Fan} [-]	1,368	1,335
T_4 [K]	2047,5	1990,4
B_S [g/(kNs)]	6,69	6,26

Tabelle 9.1: Auswirkung einer 10% größeren Sekundärdüse auf die Kennwerte im Take-Off

9.2 Verstellbare Fanschaufeln

Die zweite mögliche Maßnahme zur Stabilisierung des Fanbetriebs bei niedrigem Fandruckverhältnis ist die Verstellung der Fanlaufschaufeln. Dadurch lässt sich die Charakteristik der Fanstufe gezielt beeinflussen, was eine Verschiebung der Pumpgrenze bewirkt. Um diesen Effekt zu verdeutlichen, werden zunächst die Geschwindigkeitsdreiecke einer Verdichterstufe betrachtet, wie sie in Abbildung 9.5

dargestellt sind. Dabei bezeichnen c und w die Absolut- bzw. Relativgeschwindigkeiten. Die Indizes 1 und 2 stehen für Ein- und Austritt an den Laufschaufeln. c_m ist die Meridiangeschwindigkeit, und u die Umfangsgeschwindigkeit, die sich aus Drehzahl und Radius ergibt.

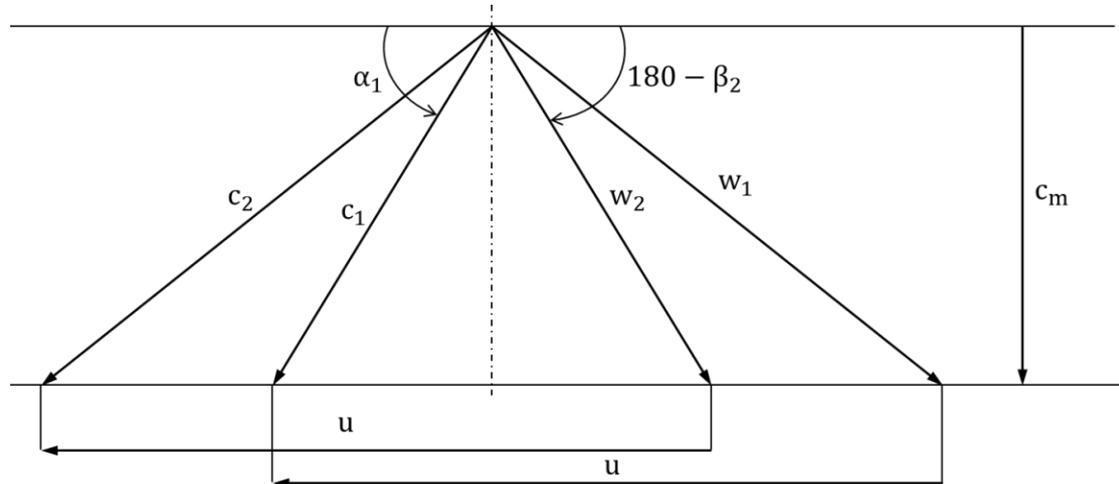


Abbildung 9.5: Geschwindigkeitsdreiecke einer axialen Verdichterstufe

Zur Beschreibung der Stufencharakteristik werden zwei dimensionslose Kennzahlen eingeführt: die Durchflusszahl φ

$$\varphi = \frac{c_m}{u} \quad (9.2)$$

und die Arbeitszahl, die mit Berücksichtigung der Eulerschen Impulsmomentengleichung (8.4) in Abhängigkeit der spezifischen Umfangsarbeit a_u geschrieben werden kann

$$\lambda = \frac{\Delta c_u}{u} = \frac{a_u}{u^2}. \quad (9.3)$$

Die Beziehung zwischen beiden Kennzahlen beschreibt die Stufencharakteristik

$$\lambda = 1 - \varphi (\cot \alpha_1 - \cot \beta_2). \quad (9.4)$$

In Abbildung 9.6 ist links die Charakteristik für konstante Gitterabströmwinkel α_1 und β_2 dargestellt, während rechts der Effekt veränderter Winkel zu sehen ist. Die isentrope Arbeitszahl λ_s ergibt sich unter Berücksichtigung des Umfangswirkungsgrads η_u .

Da im Fan keine Leitgitter vor den Laufschaufeln vorhanden sind, ist insbesondere der Spezialfall $\alpha_1 = 90^\circ$ von Interesse. In diesem Fall kann der relative Austritts-

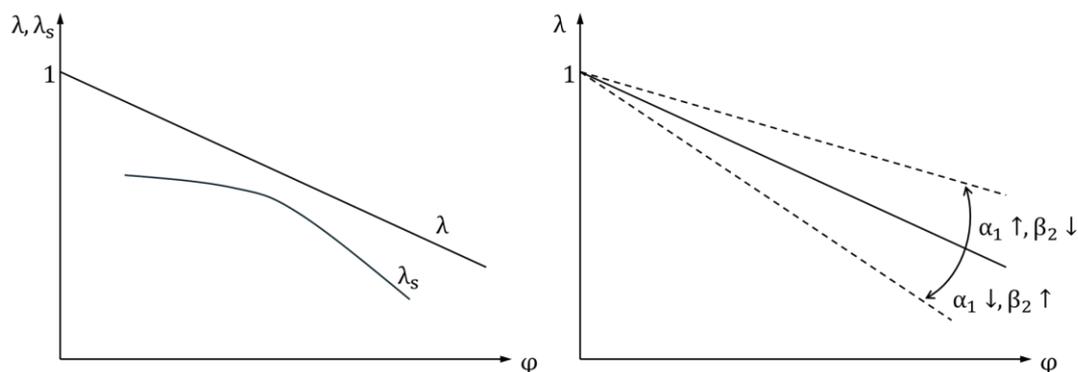


Abbildung 9.6: Einfluss der Schaufelverstellung auf die Stufencharakteristik

winkel β_2 direkt durch die Verstellung der Laufschaufeln beeinflusst werden. Die Stufencharakteristik vereinfacht sich dann zu

$$\lambda = 1 + \varphi \cdot \cot \beta_2. \quad (9.5)$$

Damit ist ersichtlich, dass bei konstanter Durchflusszahl φ die Arbeitszahl λ , also die Stufenbelastung, kleiner wird, wenn der Abströmwinkel β_2 größer ist. Die Arbeitszahl ist ein Maß für die übertragene spezifische Arbeit und steht in direktem Zusammenhang mit dem Druckverhältnis der Verdichterstufe.

Da sich durch die Schaufelverstellung weder der Massenstrom durch das Triebwerk noch das Fandruckverhältnis wesentlich verändert – letzteres ist notwendig, um den geforderten Schub bei gegebener Düsenfläche zu erzeugen –, bleibt die absolute Lage des Betriebspunkts im Kennfeld im Wesentlichen unverändert. Es verschiebt sich jedoch die Pumpgrenze relativ zu diesem Punkt, wodurch sich der Pumpgrenzenabstand vergrößert.

In Abbildung 9.7 und Abbildung 9.8 werden die Auswirkungen der Schaufelverstellung auf die Geschwindigkeitsdreiecke und das Fankennfeld dargestellt. In den Arbeiten, aus denen die zwei Abbildungen stammen, wurde gezeigt, dass eine variable Geometrie der Fanschaufeln nicht nur zur Stabilisierung des Betriebs beiträgt, sondern auch akustische Vorteile mit sich bringt.

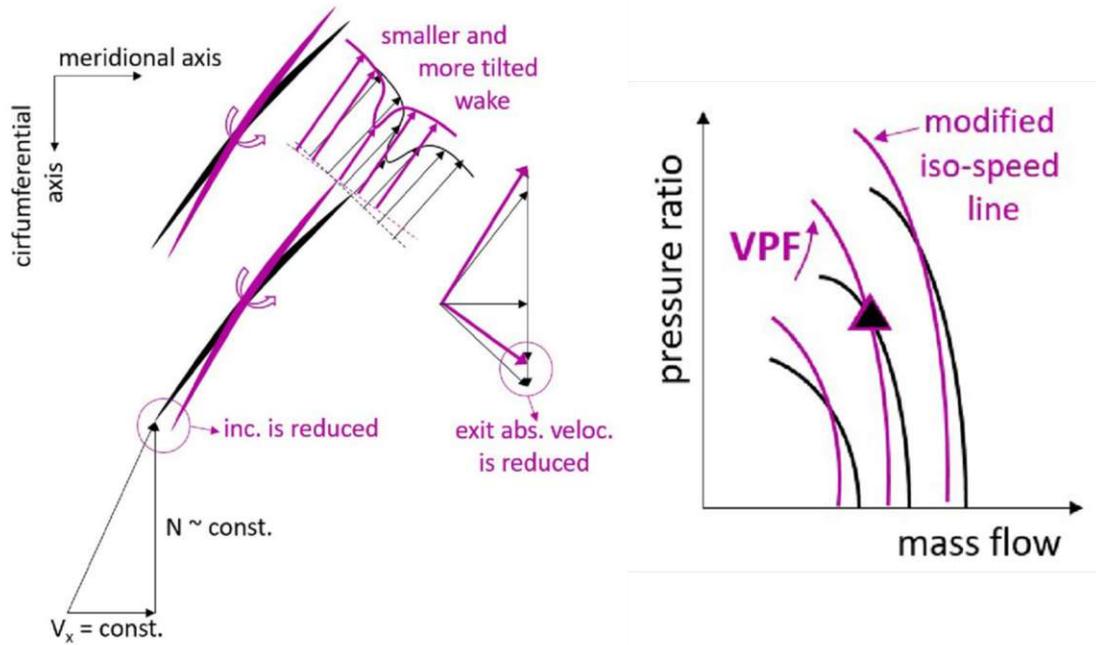


Abbildung 9.7: Einfluss von Fanschaufelverstellung auf Geschwindigkeitsfreiecke und Kennfeld [29]

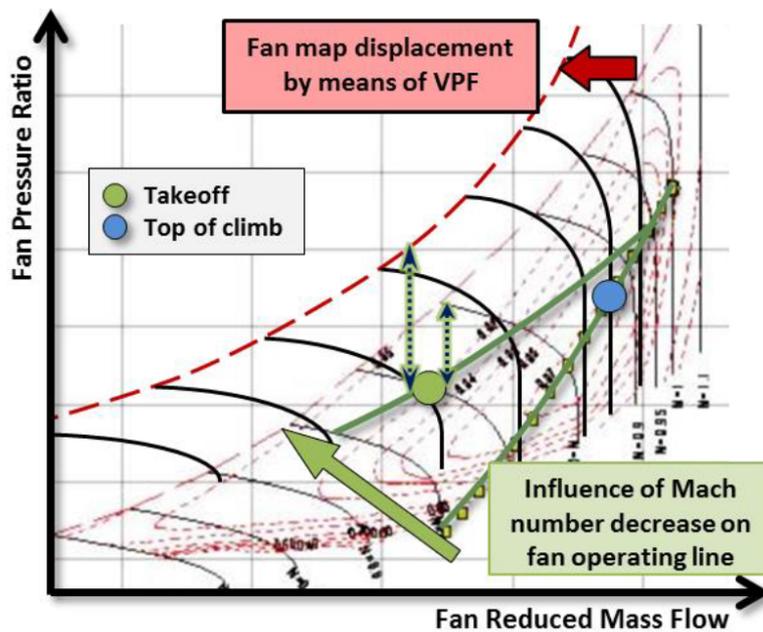


Abbildung 9.8: Verschiebung der Pumpgrenze durch Fanschaufelverstellung [21]

Kapitel 10

Mögliche Kreisprozessverbesserungen

In diesem Kapitel werden drei Ansätze zur Verbesserung des Kreisprozesses eines Turbofan-Triebwerks diskutiert. Eine solche „Verbesserung“ kann in einer Schuberrhöhung bei gleichem Brennstoffverbrauch, einer Reduktion des Brennstoffverbrauchs bei konstantem Schub oder auch in einer Verringerung der NO_x -Emissionen bestehen – letzteres ist ein zentrales Ziel auf dem Weg zu umweltfreundlicheren Triebwerken.

Die vorgestellten Konzepte sind teilweise bereits aus anderen Anwendungen, insbesondere aus stationären Gasturbinen, bekannt. Hier wird untersucht, inwiefern sich diese Ansätze auf Getriebeturbofans übertragen lassen. Der Fokus liegt dabei auf der thermodynamischen Ebene, unterstützt durch Berechnungen. Konstruktive Herausforderungen werden nicht betrachtet, wenngleich sie neue Fragestellungen und potenzielle Forschungsthemen eröffnen.

10.1 Nutzung der Getriebewärme: Junkers-Meredith-Effekt

Das Planetengetriebe bei einem Getriebeturbofan ist – zusätzlich zu seiner Hauptaufgabe – eine Wärmequelle, auch wenn sein Wirkungsgrad relativ hoch ist. Es stellt sich daher die Frage, wie dieses Getriebe sinnvoll gekühlt wird oder – im

besten Fall – die entstehende Wärme sogar genutzt werden kann.

F.W. Meredith hat in den 1930er Jahren untersucht, ob der Wärmetauscher bei einem Kolbenmotorflugzeug, der als Kühler ausgelegt wird, mit einem gezielten Design auch als Schub erzeuger wirken kann. Die Idee beruht auf dem Prinzip von Hugo Junkers aus den 1910er Jahren, das bereits beim Junkers J 1 praktisch umgesetzt wurde. Bei dem Wärmetauscher wird die durch den Stau effekt verdichtete Luft erwärmt und anschließend expandiert. Vom Prinzip her ist es also mit einem Ramjet vergleichbar – nur dass anstelle einer Verbrennung eine Erwärmung stattfindet.

Das Turbofantriebwerk bietet jedoch die Möglichkeit, zusätzlich zum Stau effekt auch die durch den Fan erzeugte Verdichtung zu nutzen und das verdichtete Arbeitsmedium mit der Getriebewärme zu erwärmen.

Um dieses Prinzip zu veranschaulichen und eine Vergleichsrechnung durchzuführen, kann das in Kapitel 4 vorgestellte Propulsormodell entsprechend angepasst werden. In Abbildung 10.1 sind die Bezugsebenen des modifizierten Propulsors mit Wärmezufuhr nach dem Fan dargestellt.

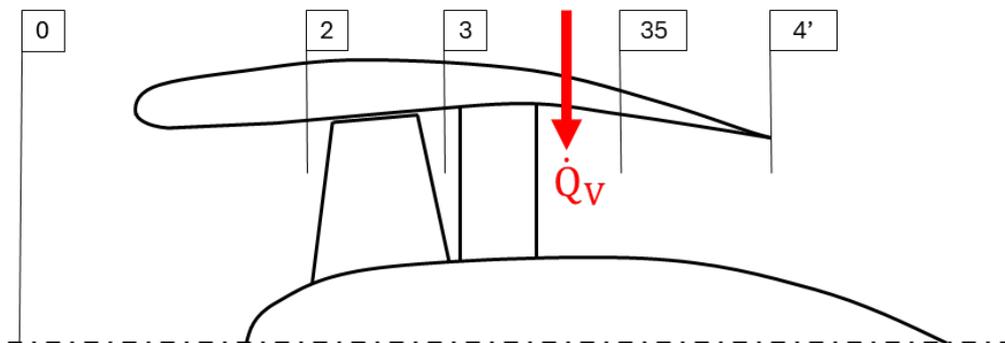


Abbildung 10.1: Bezugsebenen des Propulsors mit Wärmezufuhr

Das entsprechende h/s -Diagramm ist in Abbildung 10.2 dargestellt. Die dem Arbeitsmedium zugeführte Wärme q ergibt sich aus der Verlustleistung des Getriebes \dot{Q}_V bezogen auf den Massenstrom

$$q = \frac{\dot{Q}_V}{\dot{m}}. \quad (10.1)$$

Die Temperatur T_{35t} nach der Wärmezufuhr berechnet sich dann über

$$q = c_p \cdot (T_{35t} - T_{3t}). \quad (10.2)$$

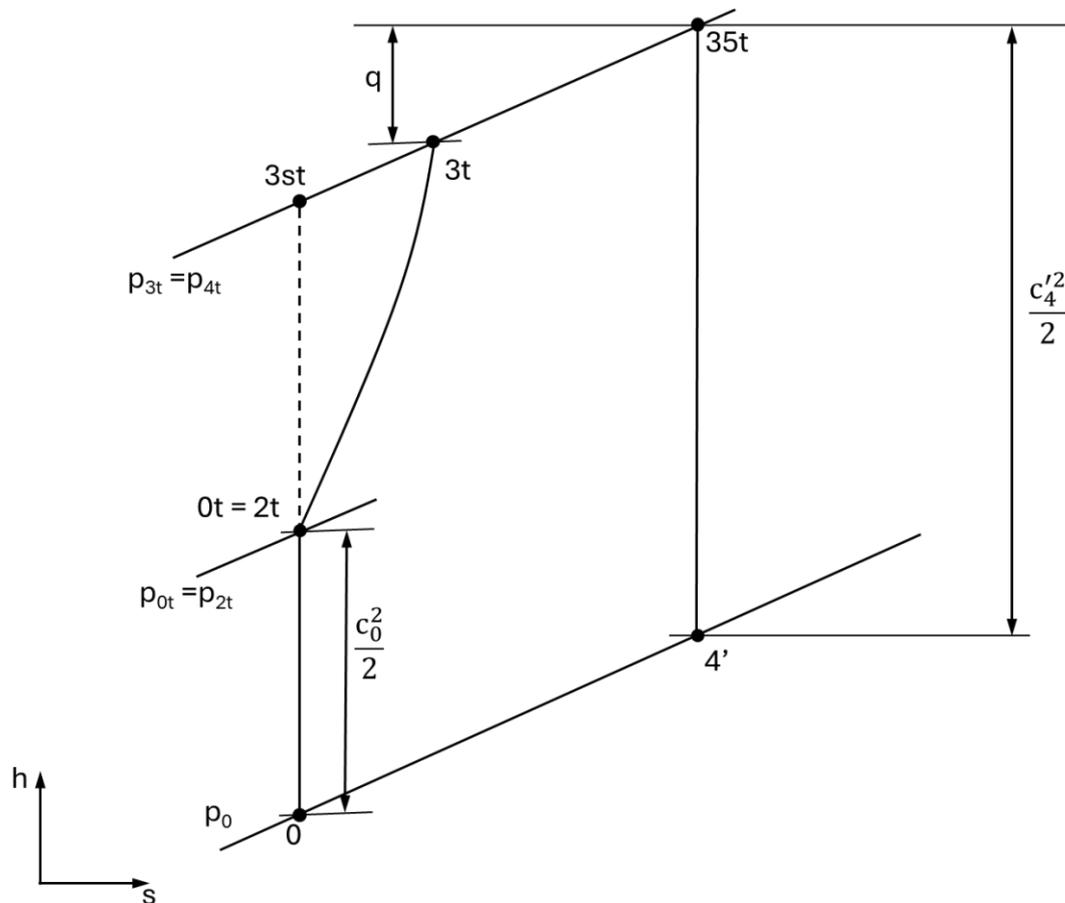


Abbildung 10.2: h/s -Diagramm des Propulsors mit Wärmezufuhr

Dabei wird T_{3t} analog zum Propulsor ohne Wärmezufuhr aus Gleichung (4.15) berechnet, wobei $c_p = \frac{\kappa \cdot R}{\kappa - 1}$ gesetzt wird. Die modifizierte Strahlgeschwindigkeit ergibt sich zu

$$c'_4 = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa \cdot R}{\kappa - 1} \cdot T_{35t} \cdot \left(1 - \frac{T'_4}{T_{35t}}\right)} \quad (10.3)$$

mit

$$\frac{T'_4}{T_{35t}} = \frac{T_0}{T_{3st}} = \frac{1}{\left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma_0^2\right) \cdot \Pi_{Fan}^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}}$$

unter der Annahme einer ideal isentropen Expansion in der Schubdüse.

Mit der so bestimmten Strahlgeschwindigkeit c'_4 lässt sich der erhöhte Schub F' berechnen und daraus ein Schuberrhöhungsfaktor ε_F ableiten

$$F' = \dot{m} \cdot (c'_4 - c_0) \quad (10.4)$$

$$\varepsilon_F = \frac{\Delta F}{F} = \frac{F' - F}{F} \quad (10.5)$$

wobei F den Schub ohne Wärmezufuhr ($\dot{Q}_V = 0$) darstellt.

Zur Abschätzung der Größenordnung dieser Schuberhöhung wird eine Beispielrechnung für das RR UltraFan in zwei Flugzuständen – Start und Reiseflug – durchgeführt. Als Referenz dient das Propulsormodell aus Abschnitt 7.4. Die Verlustleistung ergibt sich aus der Fanleistung und dem Getriebewirkungsgrad $\eta_G = 0,985$.

$$\dot{Q}_V = P_{Fan} \cdot (1 - \eta_G) \quad (10.6)$$

Die Ergebnisse sind in Tabelle 10.1 zusammengefasst.

	Take-Off	Cruise
\dot{m} [kg/s]	1798	708,8
P_{Fan} [MW]	43,82	18,25
\dot{Q}_V [kW]	657,3	273,75
F [kN]	378	60
F' [kN]	378,215	60,16
ε_F [%]	0,057	0,27

Tabelle 10.1: Schuberhöhung durch Getriebewärme

Man erkennt, dass die erzielbare Schuberhöhung sehr gering ist – selbst unter der idealisierten Annahme, dass die gesamte Verlustleistung des Getriebes vollständig und ohne Verluste auf das Arbeitsmedium übertragen wird. Die resultierende Schubzunahme liegt im Bereich von 0,057% im Start und 0,27% im Reiseflug.

Die konkrete Auslegung und Platzierung eines geeigneten Wärmetauschers sowie die Berücksichtigung lastabhängiger Getriebewirkungsgrade wurden in [33] näher untersucht. Die Nutzung der Getriebewärme zur Schuberhöhung – und damit zur Reduktion des spezifischen Brennstoffverbrauchs, da mit derselben Kraftstoffmenge mehr Schub erzeugt wird – ließe sich mit einem realitätsnäheren Modell detaillierter analysieren und hinsichtlich des Aufwand-Nutzen-Verhältnisses bewerten.

10.2 Zwischenkühlung und Rekuperation

Ziel bei der Weiterentwicklung des Gasturbinenprozesses ist es, diesen möglichst nahe an den Carnot-Prozess heranzuführen. Der Carnot-Prozess stellt im idealen Fall den thermodynamischen Kreisprozess mit dem maximal erreichbaren Wirkungsgrad dar und besteht aus zwei isothermen und zwei isentropen Zustandsänderungen. Für Gasturbinen ist der Ericsson-Prozess der anzustrebende Idealprozess, da sein thermischer Wirkungsgrad dem des Carnot-Prozesses entspricht. Die Annäherung des in Kapitel 2 beschriebenen Joule-Prozesses an den Ericsson-Prozess wird auch als „Carnotisierung“ bezeichnet.

Die T/s -Diagramme dieser beiden Vergleichsprozesse sind in Abbildung 10.3 dargestellt – links der Ericsson-Prozess, rechts der Joule-Prozess. Der zentrale Unterschied zwischen beiden besteht darin, dass die Verdichtung und Expansion beim Ericsson-Prozess isotherm erfolgen, während sie im Joule-Prozess isentrop verlaufen.

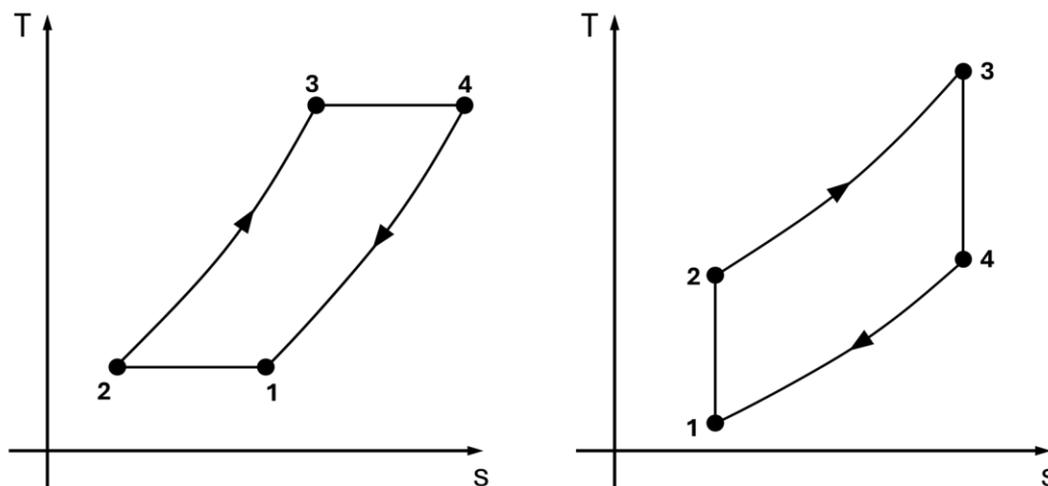


Abbildung 10.3: T/s -Diagramme: Ericsson-Prozess (links) und Joule-Prozess (rechts)

Eine isotherme Verdichtung bzw. Expansion ist bei realen Gasturbinen nicht umsetzbar. Es ist jedoch möglich, durch Zwischenkühlung während der Verdichtung bzw. durch Zwischenverbrennung während der Expansion eine Annäherung zu erzielen. Im Grenzfall, in dem die Anzahl dieser Zwischenschritte gegen unendlich geht, nähert sich der reale Prozess dem Ericsson-Prozess an.

Im Folgenden wird zunächst die Zwischenkühlung betrachtet. Es lässt sich zei-

gen, dass für einen gegebenen Druckaufbau die spezifische Arbeit bei isothermer Verdichtung geringer ist als bei isentroper Verdichtung.

Die thermische Zustandsgleichung idealer Gase beschreibt den Zusammenhang zwischen den thermischen Zustandsgrößen

$$p \cdot v = R \cdot T. \quad (10.7)$$

Unter der Annahme konstanter Temperatur ($T = \text{const.}$) ergibt sich

$$p \cdot v = \text{const} \quad \rightarrow \quad \frac{p_1}{p_2} = \frac{v_2}{v_1}. \quad (10.8)$$

Die Volumenänderungsarbeit kann somit in Abhängigkeit vom Druckverhältnis Π_V dargestellt werden als

$$w_t = - \int_1^2 p \, dv = R \cdot T \cdot \ln \Pi_V. \quad (10.9)$$

Vergleicht man dies mit der für die isentrope Verdichtung erforderlichen spezifischen Arbeit

$$\Delta h_s = c_p \cdot T \cdot \left(\Pi_V^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \quad (10.10)$$

und bildet das Verhältnis dieser beiden Arbeiten, so ergibt sich

$$\frac{w_t}{\Delta h_s} = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \cdot \frac{\ln \Pi_V}{\Pi_V^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}. \quad (10.11)$$

Für ein Druckverhältnis $\Pi_V > 1$ ist dieses Verhältnis kleiner als 1, was bedeutet, dass die isotherme Verdichtung weniger spezifische Arbeit erfordert als die isentrope. Das Verhältnis dieser spezifischen Arbeiten ist in Abbildung 10.4 für $\kappa = 1,4$ in Abhängigkeit des Druckverhältnisses dargestellt.

Bei einem mehrwelligen Turbofan kann die Zwischenkühlung nach dem Niederdruckverdichter erfolgen, sodass die Luft vor dem Eintritt in den Hochdruckverdichter gekühlt wird. Das hat zur Folge, dass auch die Temperatur des Arbeitsmediums am Eintritt in die Brennkammer im Vergleich zu einem nicht zwischengekühlten Triebwerk niedriger ist. Dadurch können die NO_x -Emissionen reduziert werden. Der sogenannte NO_x Severity Parameter S_{NO_x} hängt hauptsächlich vom Druck und der Temperatur am Eintritt der Brennkammer ab und wird in [13] folgendermaßen

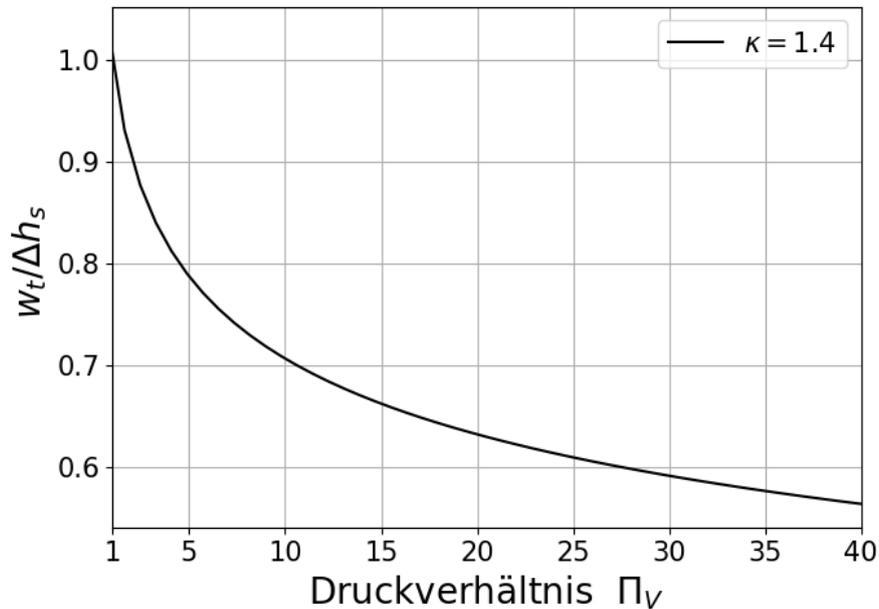


Abbildung 10.4: Verhältnis der spezifischen Arbeiten bei isothermer und isentroper Verdichtung

definiert:

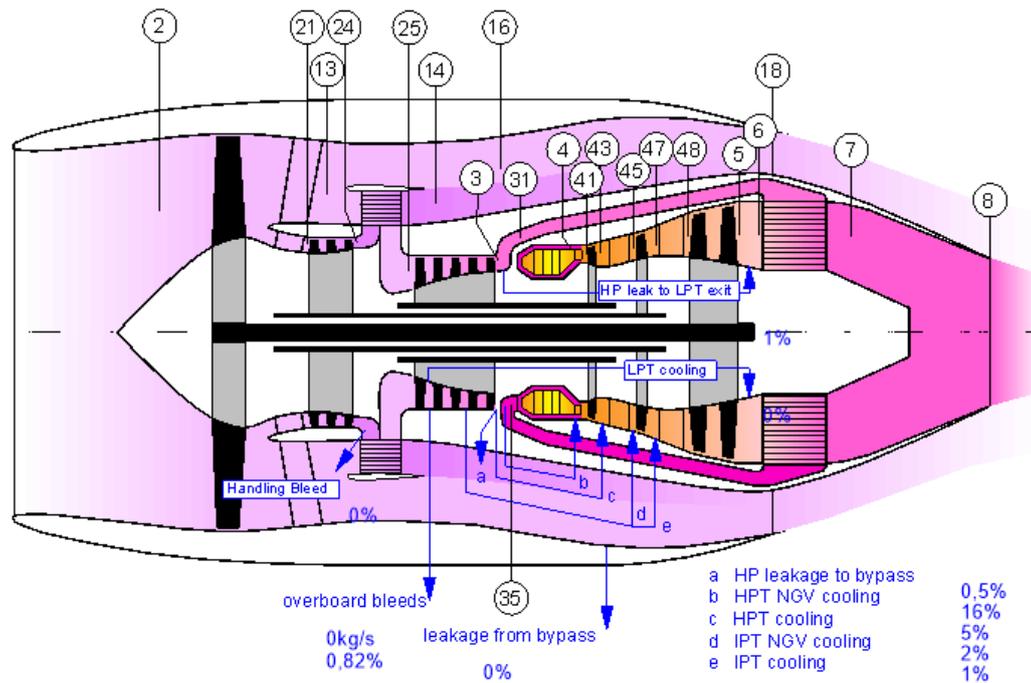
$$S_{NO_x} = \left(\frac{p_3}{2965 \text{ kPa}} \right)^{0,4} \cdot e^{\frac{T_3 - 826K}{194K} + \frac{6,29 - 100 \cdot \omega_{ar}}{53,2}} \quad (10.12)$$

Dieser Parameter ist proportional zum NO_x Emission Index EI [g/kg Brennstoff]: $EI \sim S_{NO_x}$. Das bedeutet: Durch die Zwischenkühlung steigt nicht nur der Wirkungsgrad bzw. sinkt der Brennstoffverbrauch – das Triebwerk wird auch umweltfreundlicher.

Das Konzept der Zwischenkühlung wird häufig mit einem rekuperativen Prozess kombiniert. Durch einen Rekuperator kann die Wärmeenergie des Abgasstrahls genutzt werden, um die Luft vor der Brennkammer vorzuwärmen. Dadurch verringert sich die benötigte Brennstoffmenge. Dies ist jedoch nur dann möglich, wenn die Temperatur am Turbinenausstritt höher ist als die Temperatur am Verdichterausstritt. Rekuperation ist daher insbesondere für Gasturbinen mit kleinem Druckverhältnis und/oder mit Zwischenkühlung sinnvoll.

10.2.1 Anwendung auf RR UltraFan

Um konkrete Zahlenwerte vergleichen zu können, wird im Folgenden der RR UltraFan mit einem zusätzlichen Zwischenkühler und einem Rekuperator in GasTurb neu modelliert. Dazu wird das GasTurb-Template *Interc Recup Turbofan* verwendet. Dieses Template basiert auf einem dreiwelligen Turbofan ohne Getriebe, eignet sich jedoch zur Veranschaulichung des Grundprinzips. Die Austrittstemperatur des Zwischenkühlers kann über die Variable *Intercooler Effectiveness* variiert werden, wobei die Temperatur am Eintritt des Hochdruckverdichters (Ebene 25 in Abbildung 10.5) maximal auf die Temperatur des Nebenstroms am Fan-Austritt (Ebene 13 in Abbildung 10.5) gesenkt werden kann. Im Extremfall ist die Effektivität gleich eins.



IntRecFan.WMF

GasTurb

Abbildung 10.5: Kontrollebenen eines Turbofantriebwerks mit Zwischenkühlung und Rekuperation

Zunächst wird das Triebwerk mit Zwischenkühler, aber ohne Rekuperator modelliert. Die Druckverhältnisse und Wirkungsgrade der Komponenten entsprechen dabei jenen des Referenztriebwerks aus Abschnitt 7.4. Die Brennkammeraustrittstempe-

ratur T_4 wird so angepasst, dass der gewünschte Schub erzeugt wird. Alternativ könnte man auch zeigen, dass mit konstanter TET ein höherer Schub erzeugt würde. Für den Vergleich zweier Extremfälle wird die *Intercooler Effectiveness* auf 1 gesetzt. Die resultierenden h/s -Diagramme sind in Abbildung 10.6 dargestellt: Das magentafarbene Diagramm gehört zum Referenztriebwerk, das schwarze zum Triebwerk mit Zwischenkühlung. Aus dem Diagramm geht hervor, dass ein Rekupe- rator in diesem Fall nicht sinnvoll wäre, da die Temperatur vor der Brennkammer (T_3) bereits höher ist als jene nach der Niederdruckturbine (T_6).

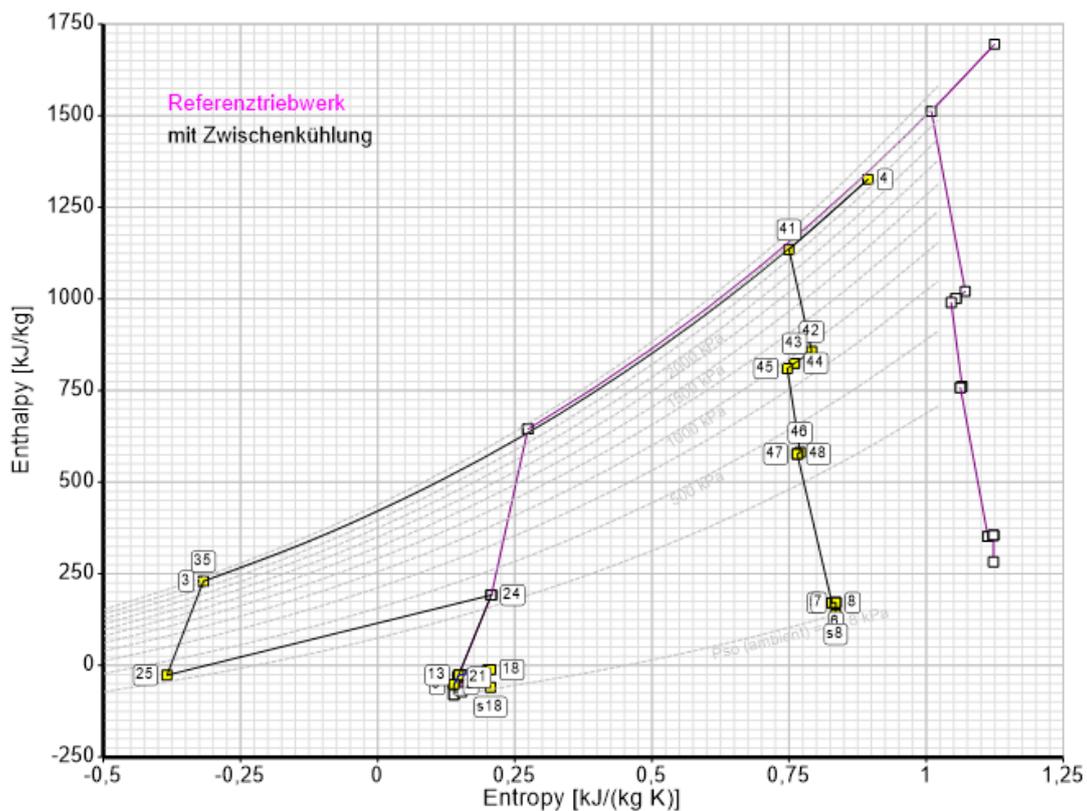


Abbildung 10.6: h/s -Diagramm des UltraFan mit und ohne Zwischenkühlung bei konstantem Schub

Die wichtigsten Ergebnisse sind in Tabelle 10.2 zusammengefasst. Während TET und S_{NO_x} deutlich reduziert werden, steigen Brennstoffmassenstrom und damit TSFC geringfügig an. Dies erscheint zunächst überraschend, da Zwischenkühlung üblicherweise mit einer Verbesserung des Kreisprozesses assoziiert wird. Eine Energiebilanz über die Brennkammer zeigt jedoch, dass der Brennstoffmassenstrom \dot{m}_B

bzw. der spezifische Brennstoffverbrauch proportional zur Temperaturdifferenz am Ein- und Austritt der Brennkammer ist (siehe (8.2)). Diese Differenz ist im Fall mit Zwischenkühlung bei konstantem Schub und gleichen Druckverhältnissen größer. Der wesentliche Vorteil liegt jedoch in der deutlich reduzierten NO_x -Emission. Eine weitere Folge der Zwischenkühlung ist die Nachwärmung des Nebenstroms durch den Wärmeaustausch. Die damit verbundene Schuberrhöhung wurde bereits im vorherigen Abschnitt 10.1 diskutiert.

	Referenztriebwerk	mit Zwischenkühlung
F_N [kN]	60	60
T_4 [K]	1740	1450
S_{NO_x} [-]	1,62	0,22
B_S [g/(kNs)]	13,86	14,28
\dot{m}_B [kg/s]	0,83	0,86

Tabelle 10.2: Referenztriebwerk vs. Triebwerk mit Zwischenkühlung

Im nächsten Schritt wird ein Triebwerk mit Zwischenkühlung und Rekuperation unter Aufhebung einiger Einschränkungen neu ausgelegt. Ziel ist die Minimierung des spezifischen Brennstoffverbrauchs bei gleichem Schub. Die Hauptdimensionen (z.,B. Fandurchmesser und Massenstrom), das Bypassverhältnis sowie das Druckverhältnis des Hochdruckverdichters bleiben wie beim Referenztriebwerk. Ein festes Gesamtdruckverhältnis Π_{ges} wird nicht vorgegeben, die maximale TET ist auf jene des Referenztriebwerks begrenzt. Das nabennahe Fandruckverhältnis $IFPR$ wird über das Verhältnis $(IFPR - 1)/(OFPR - 1) = 0,745$ eingestellt, welches ebenfalls dem Referenztriebwerk entspricht. Die zugehörigen h/s -Diagramme werden in Abbildung 10.7 dargestellt, wie zuvor: Magenta für das Referenztriebwerk und Schwarz für den rekuperativen Turbofan mit Zwischenkühlung.

Wie in Tabelle 10.3 ersichtlich, sinken sowohl TSFC als auch NO_x -Emissionen im Vergleich zum Referenztriebwerk. Das Gesamtdruckverhältnis fällt jedoch auf einen sehr niedrigen Wert. Die Reduktion von S_{NO_x} ist hier minimal, der spezifische Brennstoffverbrauch wurde jedoch um ca. 13% reduziert.

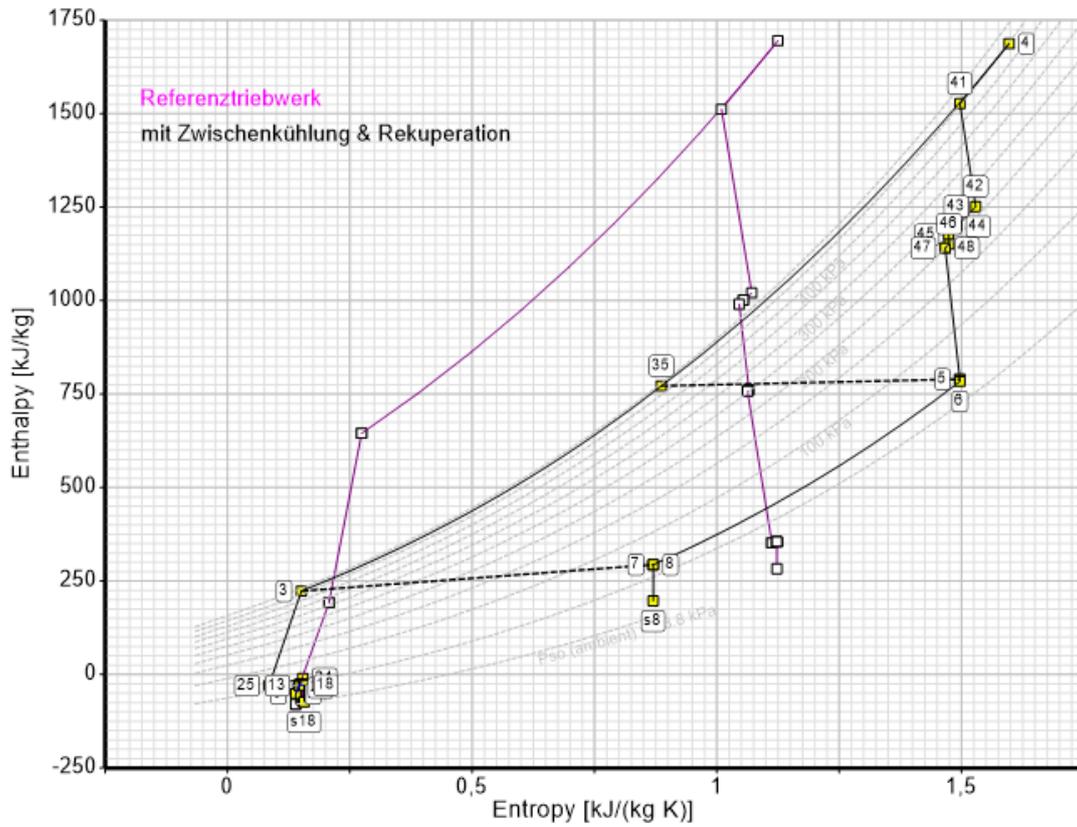


Abbildung 10.7: h/s -Diagramm des UltraFan mit Zwischenkühlung und Rekuperation im Vergleich zum Referenztriebwerk

	Referenztriebwerk	mit Zwischenkühlung und Rekuperation
F_N [kN]	60	60
Π_{ges} [-]	70	13,1
T_4 [K]	1740	1740
S_{NO_x} [-]	1,62	1,47
B_S [g/(kNs)]	13,86	12,1
\dot{m}_B [kg/s]	0,83	0,73

Tabelle 10.3: Referenztriebwerk vs. Triebwerk mit Zwischenkühlung und Rekuperator

10.3 Zwischenverbrennung

Analog zur Zwischenkühlung kann gezeigt werden, dass eine isotherme Expansion im Vergleich zur isentropen Expansion eine höhere spezifische Arbeit der Turbine ermöglicht. Das Konzept der Zwischenverbrennung (in der englischsprachigen Literatur auch als *reheat cycle* oder *inter turbine burner* bezeichnet) stellt eine Annäherung an die isotherme Expansion dar, bei der statt einer Brennkammer mehrere (in der Regel zwei) Brennkammern zum Einsatz kommen. In Abbildung 10.8 ist dargestellt, wie mit zunehmender Anzahl an Brennkammern die isotherme Expansion (Diagramm a) näherungsweise erreicht werden kann.

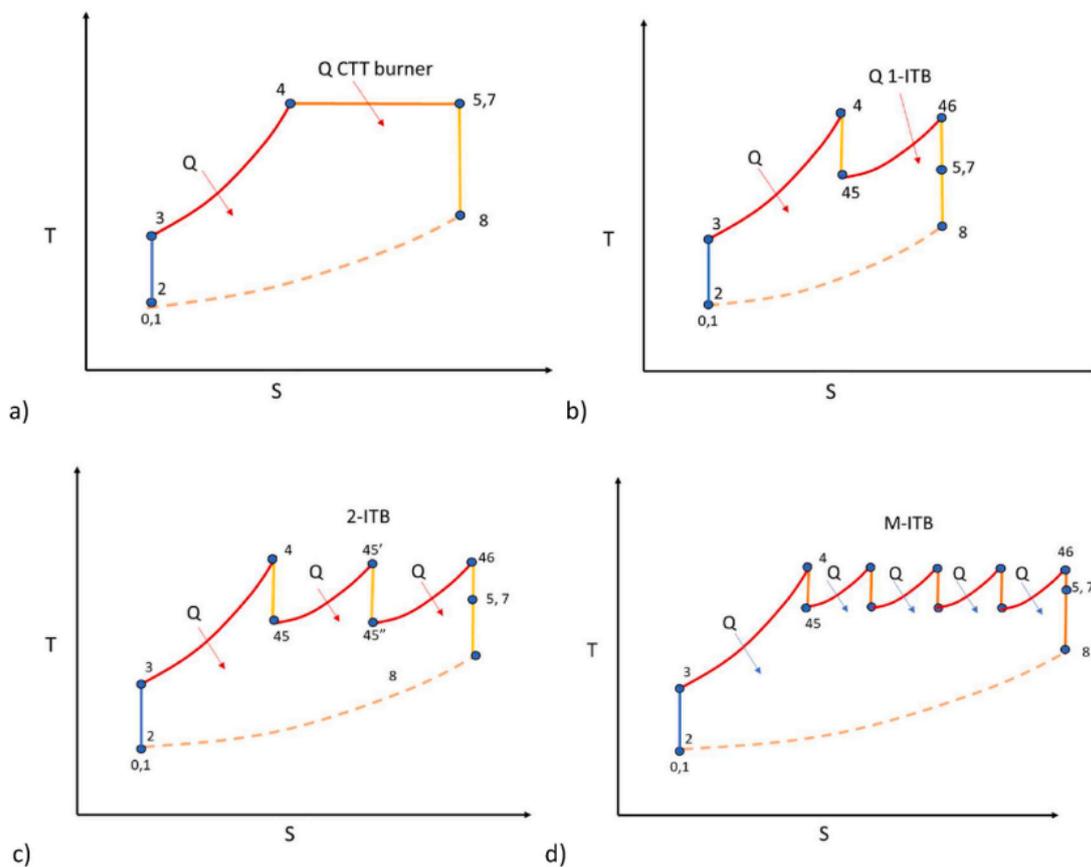


Abbildung 10.8: T/s -Diagramme mit mehreren Verbrennungen [42]

Die Zwischenverbrennung eröffnet einen zusätzlichen Freiheitsgrad im thermodynamischen Kreisprozess: Bei konstanter maximaler Turbineneintrittstemperatur kann entweder der erzeugte Schub gesteigert oder derselbe Schub mit geringerem Massenstrom erzeugt werden – was zu einem kompakteren Triebwerk führen kann.

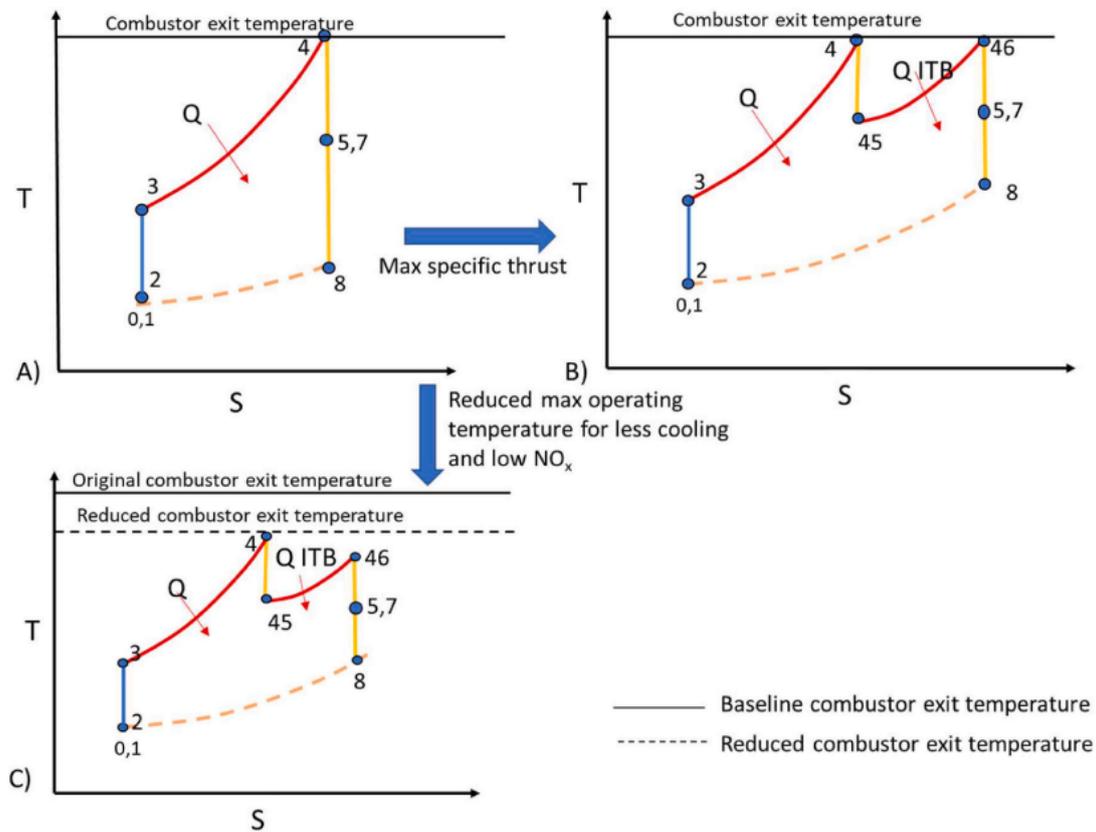


Abbildung 10.9: Mögliche Auswirkungen der Zwischenverbrennung [42]

Alternativ kann bei konstantem Schub und Massenstrom die maximale Temperatur im Prozess gesenkt werden. Dies reduziert nicht nur die NO_x-Emissionen, sondern auch den Bedarf an Kühlungsluft. In Abbildung 10.9 sind diese beiden Möglichkeiten im T/s -Diagramm dargestellt.

Bei einem mehrwelligen Turbofan bietet es sich an, eine zweite Brennkammer zwischen der Hoch- und Niederdruckturbinen zu integrieren. Auch für einen Getriebeturbofan ist diese Lösung besonders interessant: Da die Drehzahlen von Fan und Niederdruckturbinen entkoppelt sind, kann die Niederdruckturbinen mit geringerem Radius ausgelegt werden. Dadurch ist der Übergangskanal zwischen Hoch- und Niederdruckturbinen geometrisch weniger komplex, was die Integration einer zweiten Brennkammer deutlich erleichtert.

Das Konzept der Zwischenverbrennung wurde in verschiedenen Arbeiten modelliert, mit konventionellen Referenztriebwerken verglichen und hinsichtlich seiner Auswirkungen analysiert [2, 19, 20, 25, 26, 41].

Kapitel 11

Fazit und Ausblick

In dieser Arbeit wurde das Konzept des Getriebeturbofans, das bereits seit einigen Jahren erfolgreich im Einsatz ist, auf eine höhere Schubklasse übertragen und analysiert. Dazu kamen sowohl ein vereinfachtes analytisches Modell als auch ein numerisches Tool zur Anwendung. Zwei Varianten variabler Geometrie zur Stabilisierung des Betriebs bei niedrigen Fandruckverhältnissen wurden diskutiert, bevor drei potenzielle Kreisprozessverbesserungen vorgestellt wurden. Das Konzept des Getriebeturbofans weist weiterhin Entwicklungspotenzial auf – gleichzeitig sind jedoch auch technische Herausforderungen zu erwarten, die neue Forschungsfragen eröffnen. Die ersten thermodynamischen Betrachtungen liefern vielversprechende Ergebnisse, jedoch sind mechanisch-konstruktive Herausforderungen sowie potenzielle Gewichtszunahmen noch detaillierter zu untersuchen.

Mit zunehmendem Bypassverhältnis kommt dem Fan eine zentrale Rolle zu. Neue Auslegungsstrategien, Werkstoffe und Bauweisen werden erforscht, um den steigenden Anforderungen gerecht zu werden. Wie in dieser Arbeit thematisiert, begrenzt der Abstand des Triebwerks zum Boden das Fanwachstum bei unterflügelmontierten Triebwerken. Eine mögliche Lösung könnte in einer Positionierung des Triebwerks oberhalb des Flügels liegen [1, 15, 37] – allerdings sind hier zusätzliche aerodynamische Herausforderungen, wie etwa erhöhte Reibungsverluste, zu berücksichtigen.

Triebwerkshersteller wie MTU verfolgen langfristige Innovationsstrategien und entwickeln derzeit radikale Konzepte zur Weiterentwicklung des Getriebeturbofans. Zwei dieser Ansätze sind das *WET-Engine* und das *Hybrid-Electric Propulsion*.

Ersteres basiert auf einem thermodynamischen Konzept, das aus stationären Gasturbinen bekannt ist (Cheng- oder STIG-Prozess), bei dem Wasserdampf zur Effizienzsteigerung in die Brennkammer eingespritzt wird [30]. Das zweite verfolgt eine teilweise Elektrifizierung des Antriebsstrangs, um Emissionen und Verbrauch weiter zu reduzieren.

Auch das Konzept des *Open Rotor Engine* bzw. *Propfan*, das bereits in den 1970er Jahren untersucht wurde, erlebt derzeit erneutes Interesse in Forschung und Entwicklung. Es verspricht hohe Vortriebswirkungsgrad bei gleichzeitig geringerem Treibstoffverbrauch, bringt aber ebenfalls aerodynamische und akustische Herausforderungen mit sich.

Darüber hinaus gewinnen umweltfreundlichere Treibstoffe (*Sustainable Aviation Fuels*, Wasserstoff) sowie Maßnahmen zur Lärmemissionsminderung zunehmend an Bedeutung. Insgesamt zeigen die aktuellen Entwicklungen, dass die Zukunft der Luftfahrtindustrie stark von fachübergreifender Forschung geprägt sein wird – mit vielversprechenden technologischen Ansätzen zur Effizienzsteigerung und Emissionsreduktion.

Abbildungsverzeichnis

2.1	T/s -Diagramm eines idealen, offenen Gasturbinenprozesses	4
3.1	Nummerierung der Triebwerksstationen bei einem zweiwelligen Turbofantriebwerk [4]	6
4.1	Schubanteil des Nebenstroms	12
4.2	Bezugsebenen des Propulsors	13
4.3	h/s -Diagramm des Propulsormodells	14
4.4	Durchflussfunktionen der Schubdüse	19
5.1	Bezeichnung der Kontrollebenen in GasTurb [13]	22
5.2	Beta-Linien eines Verdichter kennfeldes [13]	23
6.1	TSFC über dem Strahlgeschwindigkeitsverhältnis	26
7.1	Verlustannahmen für Turbofan bei Reiseflugbedingungen 35000 ft und $Ma_0 = 0,8$ [23]	30
7.2	Typische Werte für Faneintritts-Machzahl und Nabenverhältnis	33
7.3	Optimierung der Druckverhältnisse	34
7.4	Fan-Kennfeld mit Betriebspunkten: PW1127G-JM	35
7.5	Fan-Kennfeld mit Betriebspunkten: RR UltraFan	37
8.1	Re-Engining PW1127G-JM: Fandruckverhältnis	42

8.2	Re-Engining PW1127G-JM: Fanleistung	43
8.3	Re-Engining PW1127G-JM: Schubanteil des Nebenstroms	44
8.4	Re-Engining PW1127G-JM: Brennstoffverbrauch	45
8.5	Re-Engining PW1127G-JM: Inneres vs. äußeres Fandruckverhältnis	48
8.6	Zusammenhang zwischen spezifischem Schub und Fandruckverhältnis	50
9.1	Verhältnis des reduzierten Massenstroms in Abhängigkeit vom Fandruckverhältnis [7]	52
9.2	Bereiche des Flatterns im Verdichter kennfeld [4]	53
9.3	Einfluss einer verstellbaren Düse auf die Düsenkennlinie	54
9.4	Verschiebung des Betriebspunkts bei Öffnung der Sekundärdüse . .	55
9.5	Geschwindigkeitsdreiecke einer axialen Verdichterstufe	56
9.6	Einfluss der Schaufelverstellung auf die Stufencharakteristik	57
9.7	Einfluss von Fanschaufelverstellung auf Geschwindigkeitsdreiecke und Kennfeld [29]	58
9.8	Verschiebung der Pumpgrenze durch Fanschaufelverstellung [21] . .	58
10.1	Bezugsebenen des Propulsors mit Wärmezufuhr	60
10.2	h/s -Diagramm des Propulsors mit Wärmezufuhr	61
10.3	T/s -Diagramme: Ericsson-Prozess (links) und Joule-Prozess (rechts)	63
10.4	Verhältnis der spezifischen Arbeiten bei isothermer und isentroper Verdichtung	65
10.5	Kontrollebenen eines Turbofantriebwerks mit Zwischenkühlung und Rekuperation	66
10.6	h/s -Diagramm des UltraFan mit und ohne Zwischenkühlung bei konstantem Schub	67
10.7	h/s -Diagramm des UltraFan mit Zwischenkühlung und Rekuperation im Vergleich zum Referenztriebwerk	69

10.8	<i>T/s</i> -Diagramme mit mehreren Verbrennungen [42]	70
10.9	Mögliche Auswirkungen der Zwischenverbrennung [42]	71
A.1	GasTurb Ausgabefenster: PW1127G-JM Cruise	83
A.2	GasTurb Ausgabefenster: PW1127G-JM Take-Off	84
A.3	GasTurb Ausgabefenster: PW1127G-JM Top of Climb	85
A.4	GasTurb Ausgabefenster: RR UltraFan Cruise	86
A.5	GasTurb Ausgabefenster: RR UltraFan Take-Off	87
A.6	GasTurb Ausgabefenster: RR UltraFan Top of Climb	88

Tabellenverzeichnis

7.1	Triebwerksfamilien des P&W GTF [31]	32
7.2	Vergleich der Fan-Geometrien: PW1127G-JM und RR UltraFan . . .	37
7.3	Betriebsgrößen des PW1127G-JM in drei Flugbedingungen	38
7.4	Betriebsgrößen des RR UltraFan in drei Flugbedingungen	38
8.1	Spezifischer Schub und Fandruckverhältnis für verschiedene Phasen [16]	49
9.1	Auswirkung einer 10% größeren Sekundärdüse auf die Kennwerte im Take-Off	55
10.1	Schuberrhöhung durch Getriebewärme	62
10.2	Referenztriebwerk vs. Triebwerk mit Zwischenkühlung	68
10.3	Referenztriebwerk vs. Triebwerk mit Zwischenkühlung und Rekupe- rator	69

Literatur

- [1] Ahuja, J., Lee, C. H., Perron, C. und Mavris, D. N. (2023). Comparison of Overwing and Underwing Nacelle Aero-Propulsion Optimization for Subsonic Transport Aircraft. *Journal of Aircraft*.
- [2] Blondeel, T., Yin, F. und Rao, A. G. (2022). A Novel Engine Architecture for Low NOx Emissions. *Aircraft Engine; Ceramics and Ceramic Composites Article V001T01A015. Proceedings of the ASME Turbo Expo GT2022-81738*.
- [3] Brandstetter, C., Pages, V., Duquesne, P., Ottavy, X., Ferrand, P., Aubert, S. und Blanc, L. (2021). UHBR Open-test-case fan ECL5/Catana, Part 1: Geometry and aerodynamic performance. *14th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics. ETC2021-626*.
- [4] Bräunling, W. J., *Flugzeugtriebwerke Grundlagen, Aero-Thermodynamik, ideale und reale Kreisprozesse, Thermische Turbomaschinen, Komponenten, Emissionen und Systeme*, 4. Auflage; Springer-Verlag Berlin Heidelberg: 2015.
- [5] Clean Aviation. Integration of advanced propulsion engines makes headway <https://www.clean-aviation.eu/integration-of-advanced-propulsion-engines-makes-headway> (besucht am 27. Jan. 2025).
- [6] Cumpsty, N., *Jet Propulsion: A Simple Guide to the Aerodynamic and Thermodynamic Design and Performance of Jet Engines*; Cambridge University Press: 2003.
- [7] Cumpsty, N. A. (2010). Preparing for the Future: Reducing Gas Turbine Environmental Impact—IGTI Scholar Lecture. *ASME Journal of Turbomachinery* 132(4).
- [8] da Fonte Domingues, L. Performance Optimisation of a Geared Turbofan with Intercooler and Regenerator, Magisterarb., Universidade da Beira Interior, 2022.

- [9] Dewanji, D., Rao, G. A. und van Buijtenen, J. (2009). Feasibility Study of Some Novel Concepts for High Bypass Ratio Turbofan Engines. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air. Volume 1: Aircraft Engine; Ceramics; Coal, Biomass and Alternative Fuels; Controls, Diagnostics and Instrumentation; Education; Electric Power; Awards and Honors. Orlando, Florida, USA GT2009-59166.*
- [10] EASA, *TYPE-CERTIFICATE DATA SHEET No. IM.E.093 for PW1100G-JM Series Engines*; International Aero Engines (IAE), LLC: 2022.
- [11] Fanzago, B. Performance of modern unmixed turbofan engines: model simulation, analysis and optimization using GasTurb software, Magisterarb., Universität'a degli Studi di Padova, 2019.
- [12] Gašparović, N. (1976). Das Zweistromtriebwerk bei optimaler und nicht-optimaler Auslegung. *Forsch Ing-Wes* 42, 157–168.
- [13] GasTurb 14 Design and Off-Design Performance of Gas Turbines.
- [14] Geilich, M. Analyse konventioneller Antriebssysteme und Entwicklungspotenziale von Fluggasturbinen im zivilen Luftverkehr, Magisterarb., Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR), 2019.
- [15] Giesecke, D., Lehmler, M., Friedrichs, J., Blinstrub, J., Bertsch, L. und Heinze, W. (2018). Evaluation of ultra-high bypass ratio engines for an over-wing aircraft configuration. *Journal of the Global Power and Propulsion Society. Vol. 2* 493–515.
- [16] Grieb, H., *Verdichter für Turbo-Flugtriebwerke*; Springer-Verlag Berlin Heidelberg: 2009.
- [17] Guha, A. (2001). Optimum Fan Pressure Ratio for Bypass Engines with Separate or Mixed Exhaust Streams. *Journal of Propulsion and Power Vol. 17, No. 5.*
- [18] Haselbach, F., Newby, A. und Parker, R. (2014). Concepts & Technologies For The Next Generation of Large Civil Aircraft Engines. *29th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences.*
- [19] Jakubowski, R. (2014). Two-Combustor Turbofan Engine Performance Analysis. *Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 21, No. 3.*

- [20] Jakubowski, R. (2015). Analysis of turbofan engine design modification to add inter-turbine combustor. *Journal of KONES Powertrain and Transport*, Vol. 22, No. 3.
- [21] Joksimović, A., Duplaa, S., Bousquet, Y., Carbonneau, X. und Tantot, N. (2017). Local and global analysis of a variable pitch fan turbofan engine. *12th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics. ETC2017-073*.
- [22] Kavvalos, M. D., Schnell, R., Mennicken, M., Trost, M. und Kyprianidis, K. G. (2024). On the Performance of Variable-Geometry Ducted E-Fans. *ASME. J. Eng. Gas Turbines Power*.
- [23] Kurzke, J. und Halliwell, I., *Propulsion and Power: An Exploration of Gas Turbine Performance Modeling*; Springer International Publishing AG: 2018.
- [24] Kyprianidis, K. G., Rolt, A. M. und Grönstedt, T. (2014). Multidisciplinary Analysis of a Geared Fan Intercooled Core Aero-Engine. *ASME. J. Eng. Gas Turbines Power Vol. 136(1): 011203*.
- [25] Liew, K. H., Urip, E. und Yang, S. L. (2005). Parametric Cycle Analysis of a Turbofan Engine with an Interstage Turbine Burner. *Journal of Propulsion and Power Vol. 21, No. 3*.
- [26] Liu, F. und Sirignano, W. A. (2001). Turbojet and Turbofan Engine Performance Increases Through Turbine Burners. *Journal of Propulsion and Power Vol. 17, No. 3*.
- [27] Michel, U. (2011). The Benefits of Variable Area Fan Nozzles on Turbofan Engines. *49th AIAA Aerospace Sciences Meeting including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition*.
- [28] Mizuta, I., Murooka, T., Goto, S. und Kodama, H. (2008). Development of Simple and High-Performance Technology for Aircraft Engine Fans. *IHI Engineering Review Vol. 41 No. 1*.
- [29] Moreau, A., Schnell, R. und Mennicken, M. (2023). Acoustic preliminary design of a low-noise fan stage considering a variable-area nozzle and variable-pitch rotor blades. *CEAS Aeronaut J 14, 325–341*.
- [30] MTU Aero Engines. Claire technology agenda <https://www.mtu.de/technologies/clean-air-engine/> (besucht am 21. Apr. 2025).

- [31] MTU Aero Engines. Pratt & Whitney GTF™ Triebwerk <https://www.mtu.de/de/engines/zivile-triebwerke/narrowbody-and-regional-jets/gtf-triebwerksfamilie/> (besucht am 23. Jan. 2025).
- [32] Pagès, V., Duquesne, P., Ottavy, X., Ferrand, P., Aubert, S., Blanc, L. und Brandstetter, C. (2021). UHBR Open-test-case fan ECL5/Catana, Part 2: Mechanical and aeroelastic stability analysis. *14th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics. ETC2021-625*.
- [33] Peyfuß, G. B. Entwicklungsperspektiven von Hochleistungsgetrieben in Turbofans, Magisterarb., TU Wien, 2025.
- [34] Pratt & Whitney. GTF Engine Family <https://www.prattwhitney.com/en/products/commercial-engines/gtf/family> (besucht am 13. März 2025).
- [35] Rolls-Royce. UltraFan The Ultimate TurboFan <https://www.rolls-royce.com/innovation/ultrafan.aspx> (besucht am 27. Jan. 2025).
- [36] Shahsavari, A. und Nili-Ahmadabadi, M. (2020). A novel approach for the design of axial flow fan by increasing by-pass ratio in a constant-diameter turbofan. *Propulsion and Power Research Volume 9 Issue 2, 142-158*.
- [37] Tavares Silva, V., Lundbladh, A., Xisto, C. und Grönstedt, T. (2023). Overwing integration of ultra-high bypass ratio engines: A coupled wing redesign and engine position study. *Aerospace Science and Technology 138, 108350*.
- [38] Wang, J. und Kruyt, N. P. (2022). Design for High Efficiency of Low-Pressure Axial Fans With Small Hub-to-Tip Diameter Ratio by the Vortex Distribution Method. *ASME. J. Fluids Eng. 144(8): 081201*.
- [39] Weintraub, D., Koppelberg, J., Köhler, J. und Jeschke, P. (2022). Ducted fans for hybrid electric propulsion of small aircraft. *CEAS Aeronaut J 13, 471-485*.
- [40] Xue, R., Jiang, J. und Jackson, A. (2019). Effect of Bypass Ratio on Optimal Fan Outer Pressure Ratio and Performance for Turbofan Engines. *International Journal of Aeronautical and Space Sciences 20:157-164*.
- [41] Yin, F. und Rao, A. G. (2017). Off-Design Performance of an Interstage Turbine Burner Turbofan Engine. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*.
- [42] Yin, F. und Rao, A. G. (2020). A review of gas turbine engine with inter-stage turbine burner. *Progress in Aerospace Sciences 121 100695*.

Anhang A

GasTurb Ergebnisse

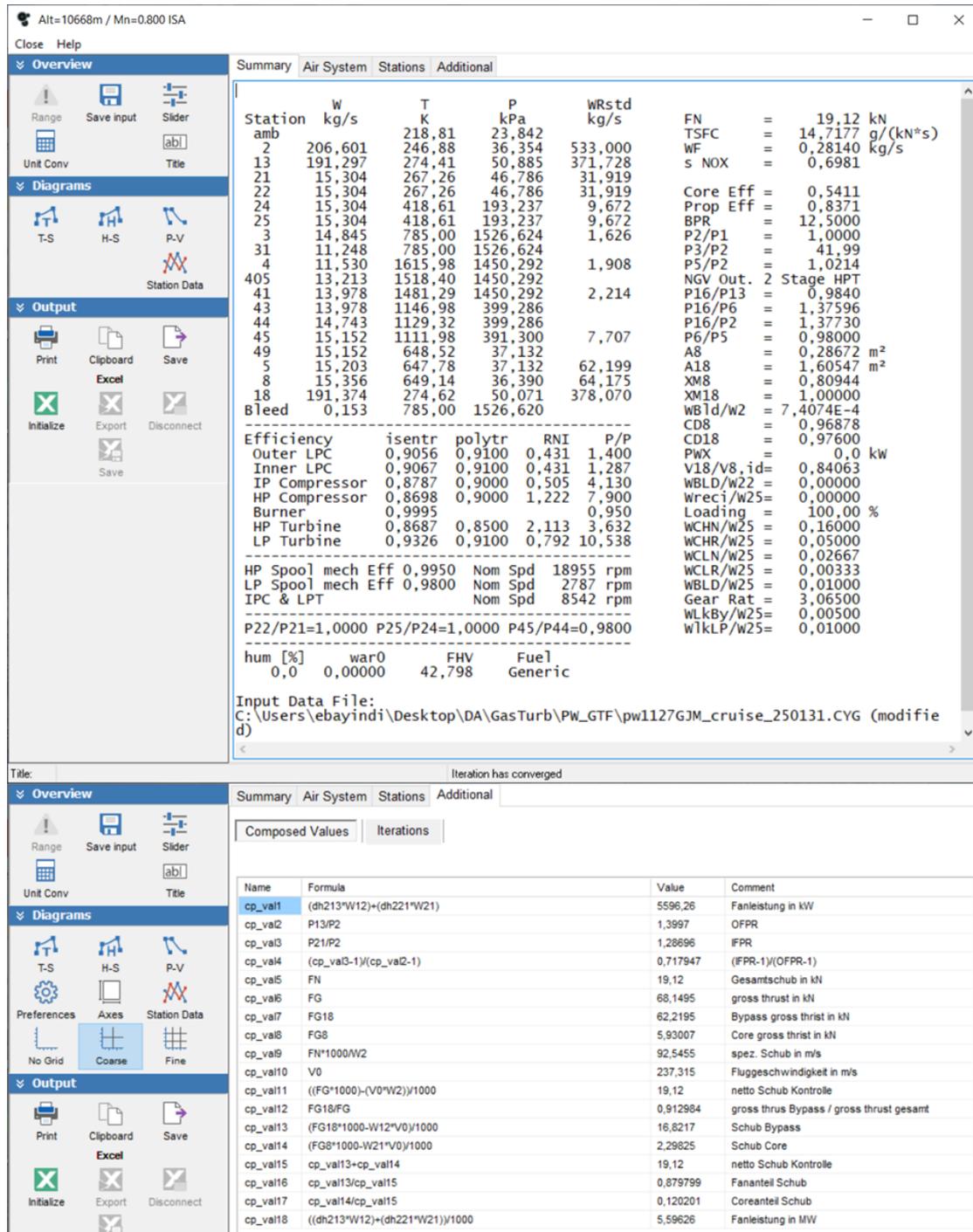
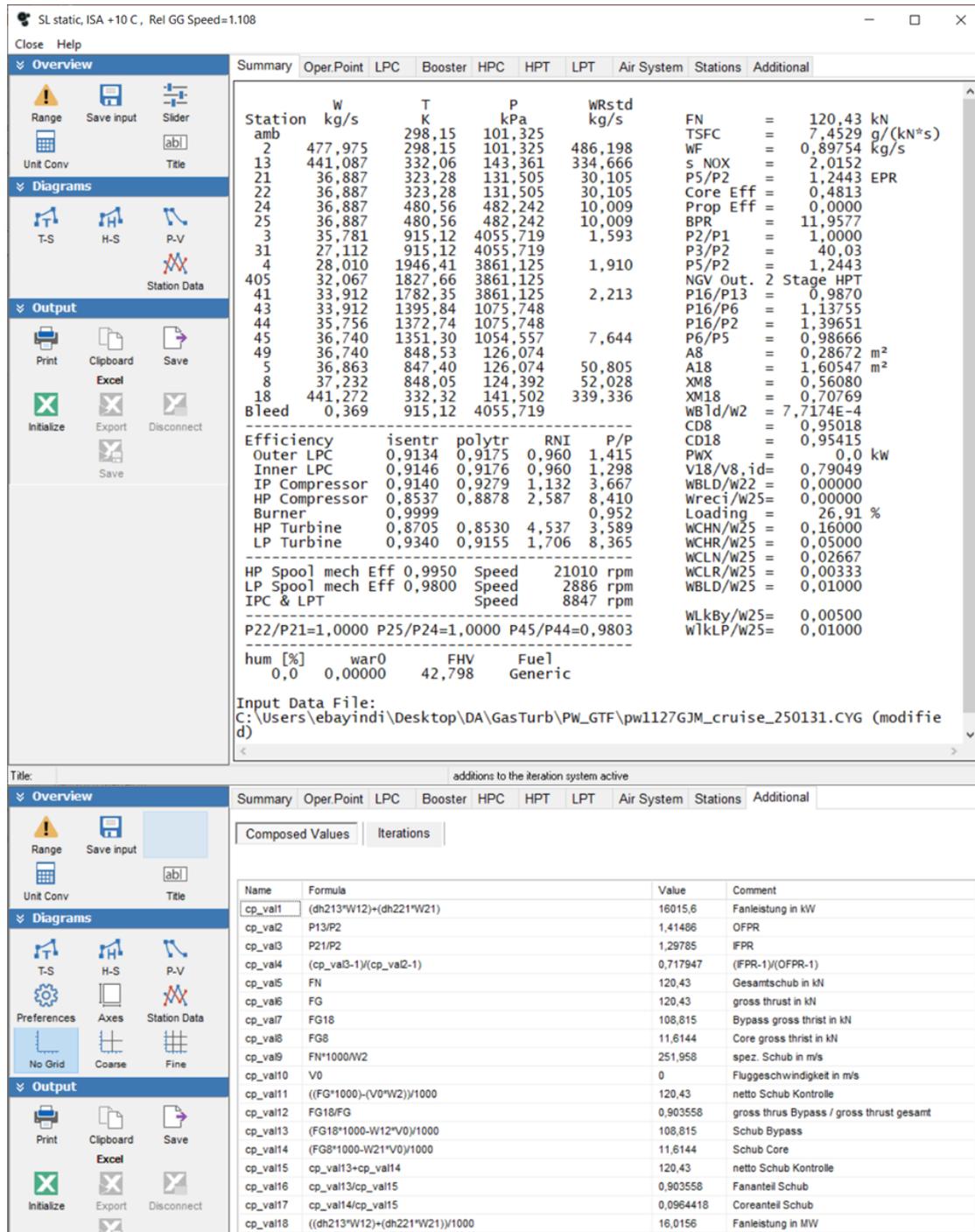


Abbildung A.1: GasTurb Ausgabefenster: PW1127G-JM Cruise



Summary | Oper.Point | LPC | Booster | HPC | HPT | LPT | Air System | Stations | Additional

Station	W kg/s	T K	P kPa	WRstd kg/s	
amb		298,15	101,325		
2	477,975	298,15	101,325	486,198	
13	441,087	332,06	143,361	334,666	
21	36,887	323,28	131,505	30,105	
22	36,887	323,28	131,505	30,105	
24	36,887	480,56	482,242	10,009	
25	36,887	480,56	482,242	10,009	
3	35,781	915,12	4055,719	1,593	
31	27,112	915,12	4055,719		
4	28,010	1946,41	3861,125	1,910	
405	32,067	1827,66	3861,125		
41	33,912	1782,35	3861,125	2,213	
43	33,912	1395,84	1075,748		
44	35,756	1372,70	1075,748		
45	36,740	1351,30	1054,557	7,644	
49	36,740	848,53	126,074		
5	36,863	847,40	126,074	50,805	
8	37,232	848,05	124,392	52,028	
18	441,272	332,32	141,502	339,336	
Bleed	0,369	915,12	4055,719		

	isentr	polytr	RNI	P/P
Outer LPC	0,9134	0,9175	0,960	1,415
Inner LPC	0,9146	0,9176	0,960	1,298
IP Compressor	0,9140	0,9279	1,132	3,667
HP Compressor	0,8537	0,8878	2,587	8,410
Burner	0,9999		0,952	
HP Turbine	0,8705	0,8530	4,537	3,589
LP Turbine	0,9340	0,9155	1,706	8,365

	Speed
HP Spool mech Eff	0,9950
LP Spool mech Eff	0,9800
IPC & LPT	

P22/P21=1,0000 P25/P24=1,0000 P45/P44=0,9803

hum [%]	war0	FHV	Fuel
0,0	0,00000	42,798	Generic

Input Data File:
C:\Users\ebayindi\Desktop\DA\GasTurb\PW_GTF\pw1127GJM_cruise_250131.CYG (modified)

additions to the iteration system active

Composed Values | Iterations

Name	Formula	Value	Comment
cp_val1	(dh213*W12)+(dh221*W21)	16015,6	Fanleistung in kW
cp_val2	P13/P2	1,41486	OFPR
cp_val3	P21/P2	1,29785	IFPR
cp_val4	(cp_val3-1)/(cp_val2-1)	0,717947	(FPR-1)/(OFPR-1)
cp_val5	FN	120,43	Gesamtschub in kN
cp_val6	FG	120,43	gross thrust in kN
cp_val7	FG18	108,815	Bypass gross thrust in kN
cp_val8	FG8	11,6144	Core gross thrust in kN
cp_val9	FN*1000/W2	251,958	spez. Schub in m/s
cp_val10	V0	0	Fluggeschwindigkeit in m/s
cp_val11	((FG*1000)-(V0*W2))/1000	120,43	netto Schub Kontrolle
cp_val12	FG18/FG	0,903558	gross thrus Bypass / gross thrust gesamt
cp_val13	(FG18*1000-W12*V0)/1000	108,815	Schub Bypass
cp_val14	(FG8*1000-W21*V0)/1000	11,6144	Schub Core
cp_val15	cp_val13+cp_val14	120,43	netto Schub Kontrolle
cp_val16	cp_val13/cp_val15	0,903558	Fananteil Schub
cp_val17	cp_val14/cp_val15	0,0964418	Coreanteil Schub
cp_val18	((dh213*W12)+(dh221*W21))/1000	16,0156	Fanleistung in MW

Abbildung A.2: GasTurb Ausgabefenster: PW1127G-JM Take-Off

Alt=10668m / Mn=0.800 ISA

Close Help

Overview

Summary Air System Stations Additional

Station	W kg/s	T K	P kPa	WRstd kg/s
amb		218,81	23,842	
2	708,448	246,88	36,354	1827,692
13	664,170	271,95	49,452	1322,053
21	44,278	266,04	46,113	93,487
22	44,278	266,04	46,113	93,487
24	44,278	487,91	315,489	18,505
25	44,278	487,91	315,489	18,505
3	42,950	909,30	2544,466	3,038
31	32,544	909,30	2544,466	
4	33,376	1739,72	2417,242	3,438
405	38,247	1641,83	2417,242	
41	40,460	1604,70	2417,242	4,002
43	40,460	1216,87	589,570	
44	42,674	1201,85	589,570	
45	43,855	1184,24	577,779	15,591
49	43,855	632,95	37,006	
5	44,003	632,48	37,006	178,500
8	44,445	635,24	36,266	184,377
18	664,392	272,18	48,661	1344,548
Bleed	0,443	909,30	2544,467	

FN = 60,00 kN
 TSFC = 13,8599 g/(kN*s)
 WF = 0,83159 kg/s
 s NOX = 1,6231

Core Eff = 0,5646
 Prop Eff = 0,8488
 BPR = 15,0000
 P2/P1 = 1,0000
 P3/P2 = 69,99
 P5/P2 = 1,0179
 NGV Out. 2 Stage HPT
 P16/P13 = 0,9840
 P16/P6 = 1,34179
 P16/P2 = 1,33853
 P6/P5 = 0,98000
 A8 = 0,82475 m²
 A18 = 5,70963 m²
 XM8 = 0,80576
 XM18 = 1,00000
 WBlD/w2 = 6,2500E-4
 CD8 = 0,96853
 CD18 = 0,97600
 PwX = 0,0 kw
 V18/v8_id = 0,83445
 WBLD/w22 = 0,00000
 Wreci/w25 = 0,00000
 Loading = 100,00 %
 WCHN/w25 = 0,16000
 WCHR/w25 = 0,05000
 WCLN/w25 = 0,02667
 WCLR/w25 = 0,00333
 WBLD/w25 = 0,01000
 Gear Rat = 4,00000
 WlkBy/w25 = 0,00500
 WlkLP/w25 = 0,01000

Efficiency isentr polytr RNI P/P
 Outer LPC 0,9060 0,9100 0,431 1,360
 Inner LPC 0,9069 0,9100 0,431 1,268
 IP Compressor 0,8707 0,9000 0,500 6,842
 HP Compressor 0,8702 0,9000 1,662 8,065
 Burner 0,9995 0,950
 HP Turbine 0,8701 0,8500 3,213 4,100
 LP Turbine 0,9359 0,9100 1,088 15,613

HP Spool mech Eff 0,9950 Nom Spd 18955 rpm
 LP Spool mech Eff 0,9800 Nom Spd 1610 rpm
 IPC & LPT Nom Spd 6440 rpm

P22/P21=1,0000 P25/P24=1,0000 P45/P44=0,9800

hum [%] war0 FHV Fuel
 0,0 0,00000 43,124 Generic

Input Data File:
 C:\Users\ebayindi\Desktop\DA\GasTurb\RR_UltraFan\RR_UltraFan_cruise_250131.CYG (modified)

Iteration has converged

Overview

Summary Air System Stations Additional

Composed Values Iterations

Name	Formula	Value	Comment
cp_val1	(dh213*W12)+(dh221*W21)	17560,5	Fanleistung in kW
cp_val2	P13/P2	1,36029	OFPR
cp_val3	P21/P2	1,26843	IFPR
cp_val4	(cp_val3-1)/(cp_val2-1)	0,745039	(IFPR-1)/(OFPR-1)
cp_val5	FN	60,0001	Gesantschub in kN
cp_val6	FG	228,126	gross thrust in kN
cp_val7	FG18	211,212	Bypass gross thrust in kN
cp_val8	FG8	16,9131	Core gross thrust in kN
cp_val9	FN*1000/W2	84,6922	spez. Schub in m/s
cp_val10	V0	237,315	Fluggeschwindigkeit in m/s
cp_val11	((FG*1000)-(V0*W2))/1000	60,0001	netto Schub Kontrolle
cp_val12	FG18/FG	0,925861	gross thrus Bypass / gross thrust gesamt
cp_val13	(FG18*1000-W12*V0)/1000	53,5948	Schub Bypass
cp_val14	(FG8*1000-W21*V0)/1000	6,40522	Schub Core
cp_val15	cp_val13+cp_val14	60,0001	netto Schub Kontrolle
cp_val16	cp_val13/cp_val15	0,893246	Fananteil Schub
cp_val17	cp_val14/cp_val15	0,106754	Coreanteil Schub
cp_val18	((dh213*W12)+(dh221*W21))/1000	17,5605	Fanleistung in MW

Abbildung A.4: GasTurb Ausgabefenster: RR UltraFan Cruise

The screenshot displays the GasTurb software interface. The top window shows a summary of engine parameters for 'SL static, ISA +10 C, Rel GG Speed=1.093'. The bottom window shows a table of 'Composed Values' used for calculations.

Station	W kg/s	T K	P kPa	WRstd kg/s
amb		298,15	101,325	
2	1586,242	298,15	101,325	1613,533
13	1481,048	329,12	138,655	1156,684
21	105,194	321,83	129,138	87,229
22	105,194	321,83	129,138	87,229
24	105,195	551,62	774,220	19,048
25	105,194	551,62	774,220	19,048
3	102,038	1038,83	6581,486	2,983
31	77,318	1038,83	6581,486	
4	79,848	2047,52	6264,323	3,443
405	91,419	1930,77	6264,323	
41	96,679	1886,25	6264,323	4,001
43	96,679	1446,34	1551,249	
44	101,939	1426,74	1551,249	
45	104,744	1405,70	1520,892	15,413
49	104,744	815,65	124,744	
5	105,094	814,83	124,744	143,548
8	106,146	817,01	123,130	147,081
18	1481,574	329,39	136,957	1171,921
Bleed	1,052	1038,83	6581,477	

Efficiency	isent	polytr	RNI	P/P
Outer LPC	0,8998	0,9041	0,960	1,368
Inner LPC	0,9007	0,9041	0,960	1,274
IP Compressor	0,9190	0,9362	1,118	5,995
HP Compressor	0,8575	0,8904	3,525	8,501
Burner	0,9999			0,952
HP Turbine	0,8718	0,8528	6,890	4,038
LP Turbine	0,9322	0,9092	2,352	12,192

Name	Formula	Value	Comment
cp_val1	(dh213*W12)+(dh221*W21)	48747,9	Fanleistung in kW
cp_val2	P13/P2	1,36842	OFPR
cp_val3	P21/P2	1,27449	IFPR
cp_val4	(cp_val3-1)/(cp_val2-1)	0,745039	(FPR-1)/(OFPR-1)
cp_val5	FN	377,997	Gesamtschub in kN
cp_val6	FG	377,997	gross thrust in kN
cp_val7	FG18	346,269	Bypass gross thrust in kN
cp_val8	FG8	31,7075	Core gross thrust in kN
cp_val9	FN*1000/W2	238,297	spez. Schub in m/s
cp_val10	V0	0	Fluggeschwindigkeit in m/s
cp_val11	((FG*1000)-(V0*W2))/1000	377,997	netto Schub Kontrolle
cp_val12	FG18/FG	0,916117	gross thrus Bypass / gross thrust gesamt
cp_val13	(FG18*1000-W12*V0)/1000	346,269	Schub Bypass
cp_val14	(FG8*1000-W21*V0)/1000	31,7075	Schub Core
cp_val15	cp_val13+cp_val14	377,997	netto Schub Kontrolle
cp_val16	cp_val13/cp_val15	0,916117	Fananteil Schub
cp_val17	cp_val14/cp_val15	0,083829	Coreanteil Schub
cp_val18	((dh213*W12)+(dh221*W21))/1000	48,7479	Fanleistung in MW

Abbildung A.5: GasTurb Ausgabefenster: RR UltraFan Take-Off

