

Diplomarbeit

Entwicklungsperspektiven von Hochleistungsgetrieben in Turbofans

**Wie lassen sich Verluste in Hochleistungsgetrieben
von Turbofans nutzen oder vermindern, um den
Gesamtwirkungsgrad zu steigern?**

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines

Diplom-Ingenieurs

unter der Leitung von

Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr.-Ing. Michael Weigand

(E307-02 Institut für Konstruktionswissenschaften und Produktentwicklung, Forschungsbereich
Maschinenelemente und Luftfahrtgetriebe)

eingereicht an der Technischen Universität Wien

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Gernot Burghard Peyfuß B.Sc.

[Redacted]

[Redacted]

[Redacted]

[Redacted]

Wien, im Jänner 2025

/ Gernot Peyfuß B.Sc.



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN

Ich habe zur Kenntnis genommen, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung

Diplomarbeit

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

Ich erkläre weiters 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 dieses Diplomarbeitsthema bisher weder im In- noch 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, im Jänner 2025

A solid black rectangular box used to redact the signature of the author.

/Gernot Peyfuß B.Sc.

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich meinen aufrichtigen Dank aussprechen und all jenen Personen Anerkennung zollen, die zum Gelingen dieser Diplomarbeit beigetragen haben.

Mein tiefster Dank gilt auch meiner Verlobten, Dr.med. Mana Hedjri, die mich auf diesem langen Weg begleitet hat und mich in jeder Situation bedingungslos mit vollem Einsatz unterstützt hat. Ihr Glaube an mich und ihre beständige Unterstützung haben mir sowohl Kraft als auch Zuversicht gegeben, selbst in den herausforderndsten Momenten.

Mein besonderer Dank gilt Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Reinhard Willinger, der mich mit seinem umfangreichen Fachwissen, seiner konstruktiven Kritik und seiner wertvollen Unterstützung während des gesamten Arbeitsprozesses begleitet hat. Seine Fähigkeit, komplexe Zusammenhänge klar und verständlich zu vermitteln, sowie seine Bereitschaft, jederzeit für Fragen und Diskussionen zur Verfügung zu stehen, haben einen wesentlichen Beitrag zu dieser Arbeit geleistet.

Ebenso danke ich Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.-Ing. Michael Weigand für die inspirierenden Denkanstöße und die Förderung eines kritischen wissenschaftlichen Denkens, die maßgeblich zur Entwicklung der zentralen Fragestellungen dieser Arbeit beigetragen haben.

Ohne die Unterstützung und das Engagement dieser herausragenden Wissenschaftler wäre diese Arbeit in ihrer heutigen Form nicht möglich gewesen. Ihre Expertise und ihr Vertrauen in meine Fähigkeiten haben mir nicht nur Sicherheit gegeben, sondern auch meine Motivation gestärkt, anspruchsvolle Themen zu bearbeiten und neue wissenschaftliche Erkenntnisse zu gewinnen.

Nicht zuletzt möchte ich meinen Eltern Sonja Peyfuß und Dipl.Ing. Burghard Peyfuß meinen tief empfundenen Dank aussprechen. Ihre bedingungslose Liebe, ihr Vertrauen in meine Fähigkeiten und ihre Unterstützung, sei es emotional oder praktisch, haben den Grundstein für meinen Werdegang gelegt. Ohne ihre stetige Ermutigung und ihr Vorbild an Ausdauer und Zielstrebigkeit wäre dieser Erfolg nicht möglich gewesen.

Vielen Dank für Ihre Geduld, Ihren Einsatz und Ihre wertvolle Begleitung auf diesem Weg!

Kurzfassung

Die Entwicklungsperspektiven für Hochleistungsgetriebe in Turbofans sind entscheidend, um die Effizienz, Zuverlässigkeit und Lebensdauer dieser Triebwerke weiter zu steigern.

In dieser Diplomarbeit werden Optimierungspotenziale von Hochleistungsgetrieben in Turbofan Triebwerken untersucht, um deren Gesamtwirkungsgrad, thermische Stabilität und Lebensdauer zu verbessern und entwickelt auf Basis der Ergebnisse neue Konzepte zur Leistungssteigerung.

Ein zentraler Aspekt der Untersuchung sind die Ventilationsverluste, die maßgeblich die thermische Effizienz und das Temperaturmanagement des Getriebes beeinflussen. Die Arbeit identifiziert Strategien zur Reduzierung dieser Verluste, um die thermische Stabilität zu verbessern.

Darüber hinaus soll der Einfluss der Planetenräderanzahl auf die mechanische Belastung und die Lastverteilung, sowie Unterschiede des Abtriebes innerhalb des Getriebes analysiert werden.

Basierend auf den gewonnenen Erkenntnissen aus Studien, Berichten und wissenschaftlichen Publikationen werden auf Basis des Pratt & Whitney Geared Turbofan PW1127G-JM Triebwerk ein innovatives Konzept entwickelt und ausgelegt, sowie neuer Ansätze zur Reduktion der thermischen Verluste.

Die Arbeit liefert konkrete Handlungsempfehlungen und Konzepte, die als Grundlage für die zukünftige Entwicklung von Hochleistungsgetrieben in Turbofans dienen und deren Effizienz und Nachhaltigkeit weiter verbessern können.

Abstract

The development prospects for high-performance gearboxes in turbofans are crucial for further increasing the efficiency, reliability and service life of these engines.

This diploma thesis examines the optimisation potential of high-performance gearboxes in turbofan engines in order to improve their overall efficiency, thermal stability and service life and develops new concepts for increasing performance based on the results.

A central aspect of the investigation is ventilation losses, which have a significant influence on the thermal efficiency and temperature management of the transmission. The work identifies strategies for reducing these losses in order to improve thermal stability.

In addition, the influence of the number of planetary gears on the mechanical load and the load distribution, as well as differences in the output within the gearbox are to be analysed.

Based on the knowledge gained from studies, reports and scientific publications, an innovative concept is developed and designed based on the Pratt & Whitney Geared Turbofan PW1127G-JM engine, as well as new approaches to reduce thermal losses.

The work provides concrete recommendations for action and concepts that can serve as a basis for the future development of high-performance gearboxes in turbofans and further improve their efficiency and sustainability.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Forschungsfragen.....	4
1.2	Lösungsansatz	4
1.3	Aufbau und Struktur der Arbeit	4
2	Stand der Technik	5
2.1	Planetengetriebe	5
2.1.1	Grundbegriffe und Eigenschaften	5
2.1.2	Umlaufgetriebe.....	6
2.1.3	Willis-Gleichung	9
2.1.4	Kutzbachplan	9
2.2	Lagerung	10
2.3	Wärmehaushalt des Planetengetriebes.....	11
2.4	Schmiersysteme	13
2.5	Materialien	16
2.6	Gasturbinenprozess	17
2.7	GasTurb	18
2.8	Einteilung der Flugantriebe.....	19
2.8.1	Turbojet.....	21
2.8.2	Turboprop	22
2.8.3	Turbofan	24
2.8.4	Unterschied Turbofan (TF) zu Geared Turbofan (GTF)	25
2.9	Schubberechnung von Turbofan-Triebwerken	28
2.9.1	Bypass-Verhältnis Kennzahl μ :	28
2.9.2	Allgemeine Schubgleichung für Turbofantriebwerke	29
2.10	Darstellung der Optimierungspotentiale	32
2.11	Charakterisierung von Wärmetauschern	35
2.11.1	Gleichstromwärmetauscher	36
2.11.2	Gegenstromwärmetauscher	36
2.11.3	Kreuzstromwärmetauscher.....	36
2.12	Wärmeübertragung	37
2.12.1	Wärmeleitung (Konduktion)	37

2.12.2	Strahlung	38
2.12.3	Konvektion	38
2.12.4	Nusseltzahl <i>Nu</i>	39
2.12.5	Reynoldszahl <i>Re</i>	39
2.12.6	Prandtlzahl <i>Pr</i>	40
2.13	Zuordnung der Pratt & Whitney Basistriebwerke zum A320neo	40
2.14	Strömungsgrößen und Geschwindigkeitsdreiecke	42
2.14.1	Arbeitsweise einer axialen Verdichterstufe	43
2.15	Profilformen von Axialverdichterbeschaufelung	44
2.16	Fanstufenaufbau	46
2.17	Akustische Leitradgeometrie	47
3	Ventilationsverluste	48
3.1	Flugphasenaufteilung und Einteilung	48
3.2	Erfassung der Ventilationsverluste	50
3.3	Berechnungsarten der Ventilationsverluste	51
3.3.1	Dawson	52
3.3.2	Anderson und Loewenthal	52
3.3.3	Diab	53
3.3.4	Vergleich der Simulationen mit experimentellen Ergebnissen	55
3.4	Lösungsansätze zur Ventilationsverlustminimierung	56
3.4.1	Abdeckungen bzw. Shroud	56
3.4.2	Zahnradfinnen	58
3.4.3	Druckreduktion	60
4	Lagerung	62
4.1	Abtriebswellenarten	62
4.2	Planetengleitlagerung	64
4.3	Flexible Planetenbolzen (Flex Pins)	65
4.4	Lagerspiel	67
4.5	Einstellbewegung und Lastfaktoren	68
4.6	Planetenanzahl und Lastfaktoren	72
5	Leitschaufelwärmetauscherauslegung	74
5.1	Junkers Meredith Effekt:	75

5.2	Dimensionierungsgrößen	77
5.2.1	Liebherr / MTU	77
5.2.2	ASME Turbo Expo 2020	80
5.2.3	Diplomarbeit Nicolussi	82
5.2.4	GasTurb Nachrechnung.....	83
5.2.5	Dimensionierung und Schaufelanzahl.....	84
5.3	Leitschaufelauslegung.....	89
5.4	Leitschaufelkonstruktion	91
5.4.1	Schmierölmassenstromauslegung	92
5.5	Getriebewärme zur Schuberrhöhung nach NACA No.773.....	94
5.5.1	Aufbau:	94
5.5.2	Berechnung.....	95
5.5.3	Ergebnis.....	98
5.6	Getriebewärme zur Schuberrhöhung nach GbG	99
5.7	Wärmetauscherauslegung.....	103
5.7.1	Wärmetauscherberechnungsprogramm.....	103
5.7.2	Wärmeübergangszahl der Luft αL	106
5.7.3	Wärmeübergangszahl des Öls $\alpha \dot{O}L$	108
5.7.4	Wärmeübergangskoeffizienten k	109
5.7.5	Wärmetauscher Oberflächendimensionierung	110
6	Auswertung / Resultate	112
6.1	Maximal Kühlleistung Q_{max} bzw. $P_{c, max}$	112
6.2	SFC	113
6.3	Ventilationsverluste	113
6.4	Lagerung	114
7	Ausblick.....	116
7.1	Wärmetauscheroberfläche	116
7.2	Erhöhung des Wärmestroms.....	116
7.3	FE-Simulation und CFD-Simulation.....	117
8	Anhang.....	118
8.1	Mathcad Berechnung	118
8.2	GasTurb Auslegung [50].....	132

9	Literaturverzeichnis	134
10	Abbildungsverzeichnis	139
11	Formelverzeichnis.....	144
12	Tabellenverzeichnis	146
13	Abkürzungsverzeichnis	147

1 Einleitung

Der European Green Deal hat das Ziel festgelegt, dass Europa bis 2050 keine Nettotreibhausgasemissionen mehr freisetzen soll. Um dieses ehrgeizige Ziel zu erreichen, müssen verschiedene Sektoren, darunter auch die Luftfahrt, signifikante Maßnahmen ergreifen. Die aktuellen Daten aus dem Statista-Report 2024 zeigen die Entwicklungen und Prognosen im Bereich des Kerosinverbrauchs und alternativer Treibstoffe, die einen wichtigen Beitrag zur Reduzierung der Emissionen leisten können.

Wie aus der Abbildung 1 hervorgeht, hat sich der durchschnittliche Kerosinverbrauch der deutschen Flugzeugflotte in den letzten Jahrzehnten stetig verringert. Diese stetige Effizienzsteigerung ist entscheidend für die Reduzierung der CO₂-Emissionen im Luftverkehr. Dennoch bleibt der absolute Treibstoffverbrauch ein entscheidender Faktor.

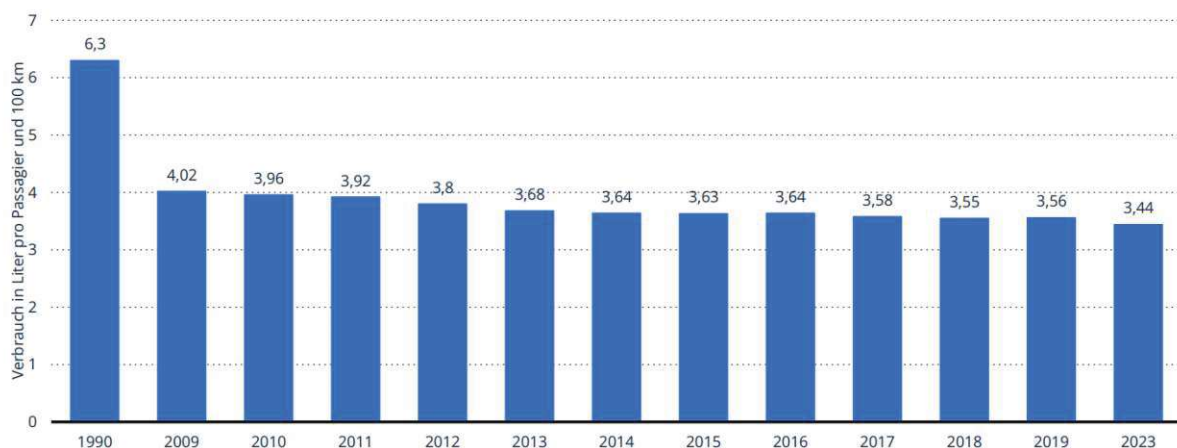


Abbildung 1 Durchschnittlicher Kerosinverbrauch der deutschen Flugzeugflotte in den Jahren 1990 bis 2023 (in Liter pro Passagier und 100 Kilometer) [1]

Der A319neo, als Teil der A320-Familie und mit der „New Engine Option“ (neo) ausgestattet, erreicht eine Treibstoffersparnis von etwa 27 % im Vergleich zum ursprünglichen A320, der 1987 seinen Erstflug hatte. Diese Einsparungen sind größtenteils auf die beiden verfügbaren Triebwerksoptionen, das Leap-1A von CFM und das PW1100G-JM von Pratt & Whitney, zurückzuführen was in Abbildung 2 ersichtlich ist.

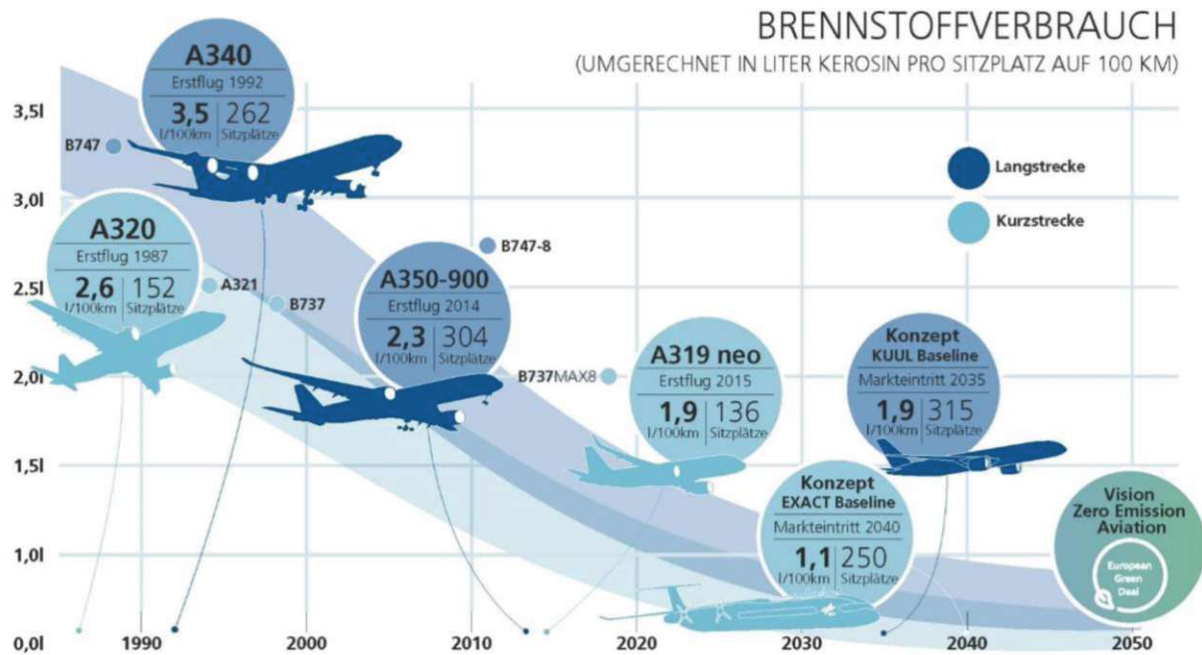


Abbildung 2 Brennstoffverbrauch von Flugzeugen bis 2050 (in Liter pro Passagier und 100 Kilometer) [2]

Abbildung 3 ist eine Prognose des weltweiten Treibstoffverbrauchs bis 2050. Der weiterhin steigen wird, trotz der Effizienzverbesserungen. Für das Jahr 2050 wird ein Verbrauch von 520 Millionen Tonnen Treibstoff für Passagier- und Frachtflüge erwartet, was zeigt, dass der wachsende Flugverkehr einen enormen Einfluss auf die globalen Emissionen hat.

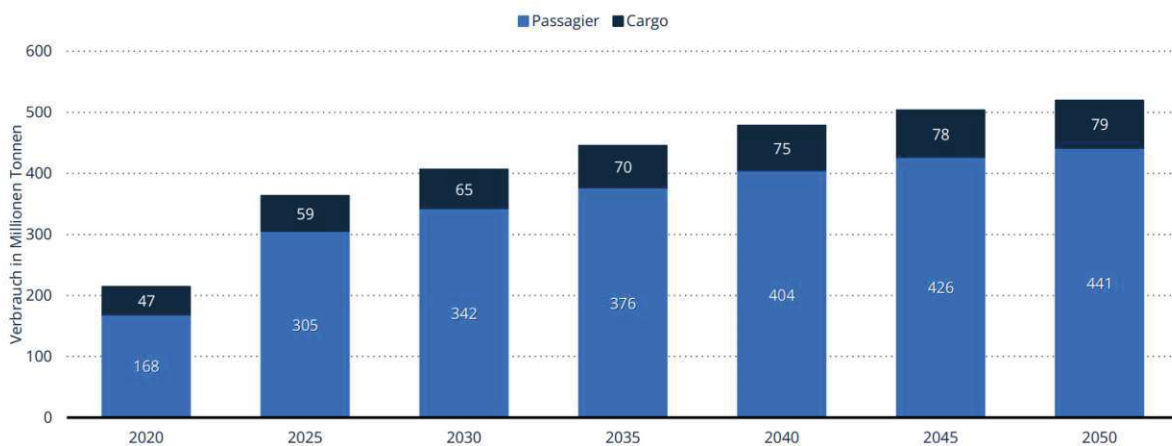


Abbildung 3 Prognose des weltweiten Treibstoffverbrauchs aller kommerziellen Fluggesellschaften von 2020 bis 2050 (in Millionen Tonnen) [1]

Eine Lösung, die in die Richtung der Klimaneutralität bis 2050 weist, ist der Einsatz von nachhaltigen Flugkraftstoffen (SAF), wie in der dritten Abbildung dargestellt. Die Produktion von SAF soll bis 2050 auf etwa 450 Milliarden Liter ansteigen, wodurch über 60 % des globalen Kraftstoffbedarfs gedeckt werden könnten was in Abbildung 4 ersichtlich ist.

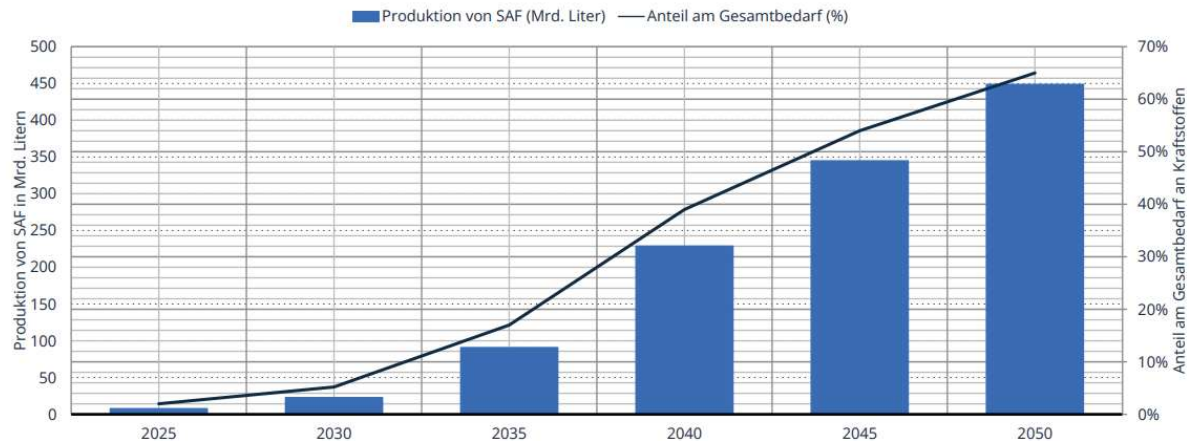


Abbildung 4 Prognose der Produktionsmenge von nachhaltigen Flugkraftstoffen (SAF) und deren Anteil am Gesamtbedarf an Flugkraftstoffen weltweit in den Jahren 2025 bis 2050 (in Milliarden Litern) [1]

In Abbildung 5 erkennt man den steigenden Anteil von SAF am gesamten Flugkraftstoffbedarf ist entscheidend, um die Emissionen des Luftverkehrs erheblich zu senken.

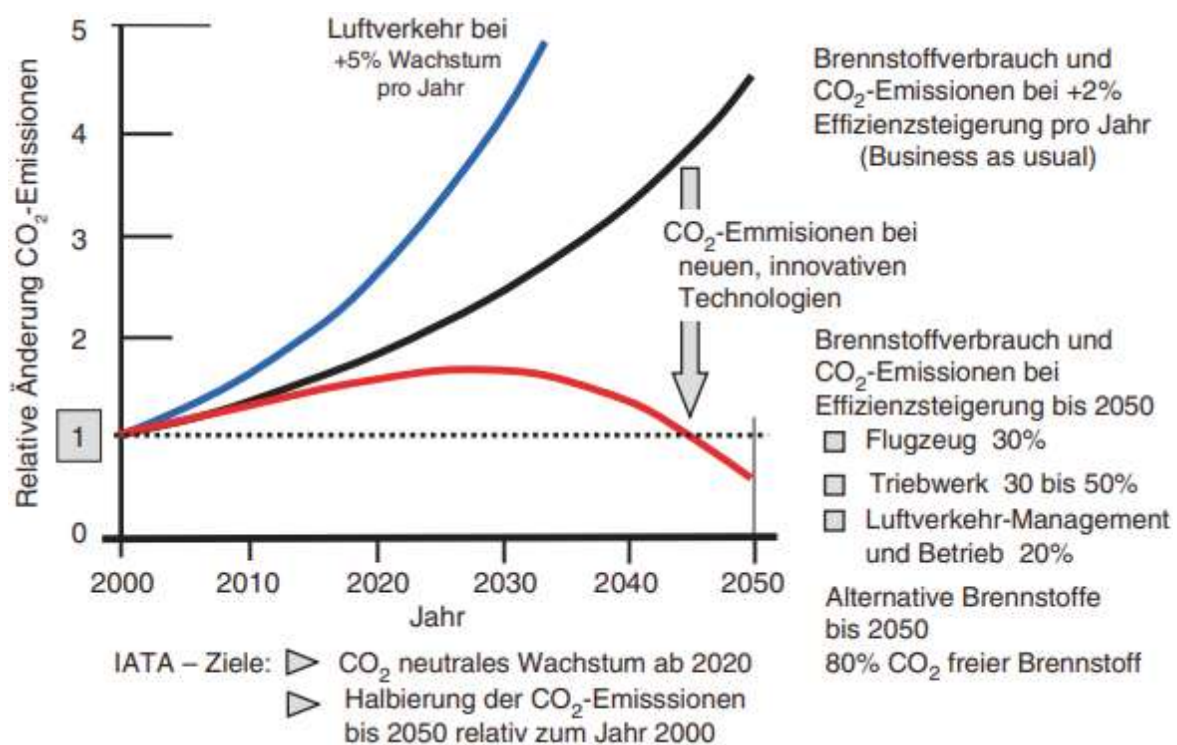


Abbildung 5 Entwicklung des zivilen Luftverkehrs und CO₂-Emissionen bis 2050 sowie erwartete CO₂-Reduzierung durch neue Technologien. { [3] S.789}

Die Optimierung der Antriebe allein stabilisiert die CO₂-Emissionen, doch der größte Fortschritt wird durch die Kombination aus effizienteren Antriebstechnologien und dem Einsatz von alternativen und regenerativen Kraftstoffen wie Wasserstoff und synthetischem Kerosin erreicht. Diese Technologien sind entscheidend, um die CO₂-Emissionen bis 2050 drastisch zu reduzieren und die Klimaziele der Luftfahrtbranche zu erreichen. Zusätzlich kann durch neue und optimierte Technologien die Lärmbelastung reduziert werden.

1.1 Forschungsfragen

Wie lassen sich Verluste in Hochleistungsgetrieben von Turbofans nutzen oder vermindern, um den Gesamtwirkungsgrad des Triebwerks zu steigern?

Detaillierte Sub-Fragen:

1. Ventilationsverluste:
 - Wie beeinflussen Ventilationsverluste die thermische Effizienz und das Temperaturmanagement des Getriebes?
 - Wie können sie am besten reduziert werden?
2. Planetenanzahl und Lastfaktoren:
 - Wie wirkt sich die Anzahl der Planeten auf die Lastverteilung, die Lebensdauer, das Gewicht und Größe des Getriebes aus?
 - Welchen Einfluss hat die Präzision der Montage und Ausrichtung auf die Lastverteilung und Lebensdauer der Getriebeelemente?
3. Achsabstand:
 - Wie wirkt sich die Variation des Achsabstandes auf die Belastungsfähigkeit in Abhängigkeit der Lagerart aus?
4. Schubgewinnung aus Verlusten:
 - Wie viel Schubkraft kann aus den Verlusten rückgewonnen werden?
 - Wie groß muss die Wärmetauscherfläche ausgelegt werden?
 - Wie groß ist der benötigte Ölvolumenstrom?

1.2 Lösungsansatz

Um das Klimaziel 2050 zu erreichen, wird in dieser Arbeit an technologischen Entwicklungen gearbeitet.

Dabei werden die Hauptthemen aufgeteilt in Reduzierung von Verlusten, sowie Schubrückgewinnung aus den verbleibenden Verlusten des Hochleistungsplanetengetriebes eines Turbofans.

Reduktion der Ventilationsverluste durch Abdeckungen, Finnen, oder Unterdruck.

Leitschaufelwärmetauscher zur Umwandlung der Getriebeabwärme in Schub.

1.3 Aufbau und Struktur der Arbeit

Im Stand der Technik werden die wichtigsten Zusammenhänge erklärt, die für die Konzeptfindung und Auslegung wichtig sind. Im Anschluss wird auf Basis des Pratt & Whitney PW1127G-JM Geared Turbofan Triebwerk ein Lösungsansatz zur Verbesserung des spezifischen Brennstoffverbrauchs (SFC) erarbeitet.

2 Stand der Technik

In diesem Kapitel werden alle zentralen Aspekte dargestellt, die für ein umfassendes Verständnis des praktischen Teils erforderlich sind. Da das Fan-Leitschaufelgitter sowie das Schmier- und Ölsystem integrale Bestandteile des Gesamtsystems darstellen und in einer umfangreichen Wechselwirkung mit diesem stehen, werden im Folgenden die wichtigsten Aspekte detailliert betrachtet.

2.1 Planetengetriebe

Planetengetriebe zeichnen sich durch ihre kompakte Bauweise bei der Übertragung großer Leistungen aus und stellen damit eine optimale Wahl für den Einsatz in Hochleistungsgetrieben von Turbofans dar.

2.1.1 Grundbegriffe und Eigenschaften

Ein Zahnradgetriebe entsteht, wenn ein oder mehrere Zahnradpaare zu einer Baugruppe zusammengeführt werden. In diesem Getriebe werden Drehmoment und Drehbewegung in einer oder mehreren Stufen in Größe und/oder Richtung umgewandelt.

Wälzgetriebe sind Getriebe, bei denen an den Funktionsflächen reines Wälzen (Rollgleiten) stattfindet. Sie bestehen aus Radpaaren, deren Achsen parallel oder sich schneidend in einer Ebene liegen. Der Kontakt zwischen den Zahnflanken ist immer linienförmig. (Siehe Abbildung 6)

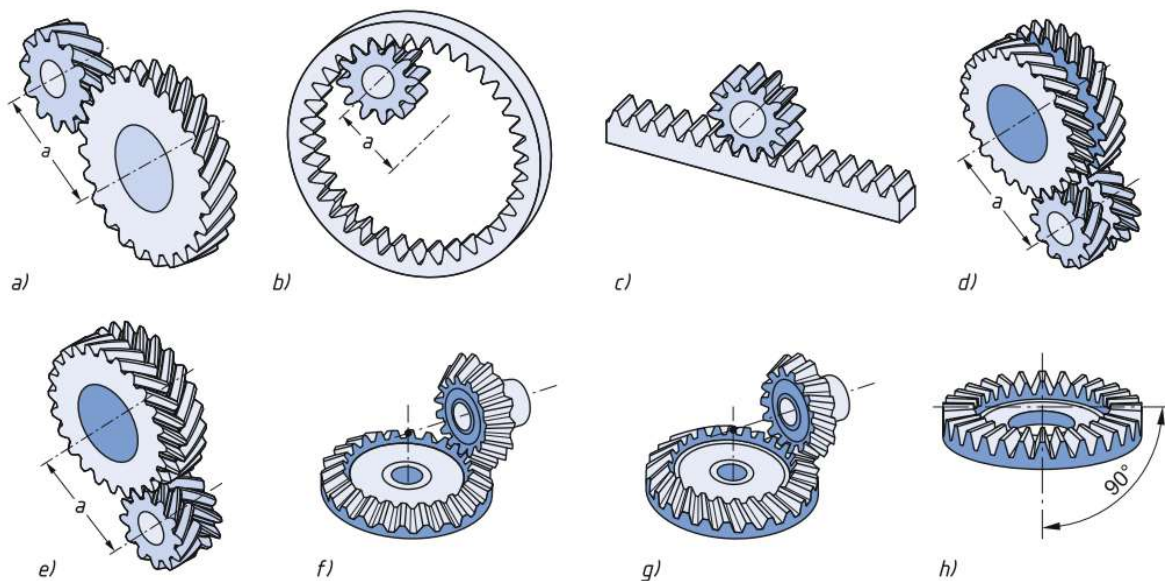


Abbildung 6 Wälzgetriebe: a) schrägverzahnte Stirnräder, b) Innenradpaar, c) Zahnstange, d) Doppelschrägverzahnung, e) Pfeilverzahnung, f) Kegelradpaar mit Geradverzahnung, g) Kegelradpaar mit Schrägverzahnung, h) Kegelplanrad [4]

Bei Doppelschräg- und Pfeilverzahnungen gleichen sich die Axialkräfte durch die spiegelbildlichen Zahnreihen aus. Allerdings ist die Fertigung bei Pfeilverzahnungen aufwendiger und erfordert Spezialmaschinen. Verzahnungsabweichungen zwischen Links- und Rechtsschräge können Axialschwingungen im Betrieb verursachen.

Für das Planetengetriebe In Geared Turbofans werden Doppelschrägverzahnungen verwendet. Da die höhere Überdeckung im Vergleich zum Geradverzahnung, eine kompaktere Baugröße zulässt und eine bessere Lastverteilung und Tragfähigkeit sowie geringere Geräuschentwicklung aufweist. [5]

2.1.2 Umlaufgetriebe

Planetengetriebe, auch Umlaufgetriebe genannt, basieren auf Standgetrieben, die durch ihre feste Verbindung mit einem Fundament einen Freiheitsgrad von $F = 1$ aufweisen. In Standgetrieben ist die Drehzahl einer Welle zwangsläufig vorgegeben, während die andere frei wählbar ist, und alle Bauteile rotieren ausschließlich um ihre eigene Achse. Im Gegensatz dazu bewegen sich bei Umlaufgetrieben einzelne Wellen und Zahnräder auf festen Kreisbahnen, weshalb sie aufgrund der oft parallelen Achsausrichtung zu feststehenden Wellen auch als Planetengetriebe bezeichnet werden. [4]

Wird das Standgetriebe durch eine Stegwelle erweitert und das Gehäuse in einem weiteren Lager beweglich gemacht, erhält das Getriebe die Fähigkeit, eine Rotationsbewegung, um die Stegwelle auszuführen. Durch die Verbindung der Stegwelle mit den Planetenrädern, die um die Zentralräder kreisen, entsteht ein Umlaufgetriebe. Dieses Umlaufgetriebe hat einen Freiheitsgrad $F = 2$. [4] (Siehe Abbildung 7)

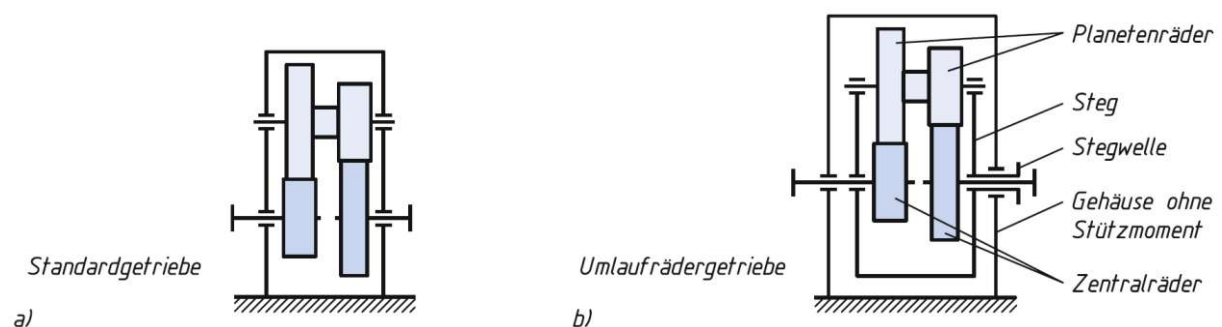


Abbildung 7 Getriebebauformen: a) Standard-Standgetriebe, b) Umlauf- bzw. Planetengetriebe [4]

Die Bezeichnung "Planetengetriebe" leitet sich von der Analogie zur Rotation der Planeten um die Sonne ab. Abbildung 8 veranschaulicht den Aufbau und die wesentlichen Komponenten eines Planetengetriebes.

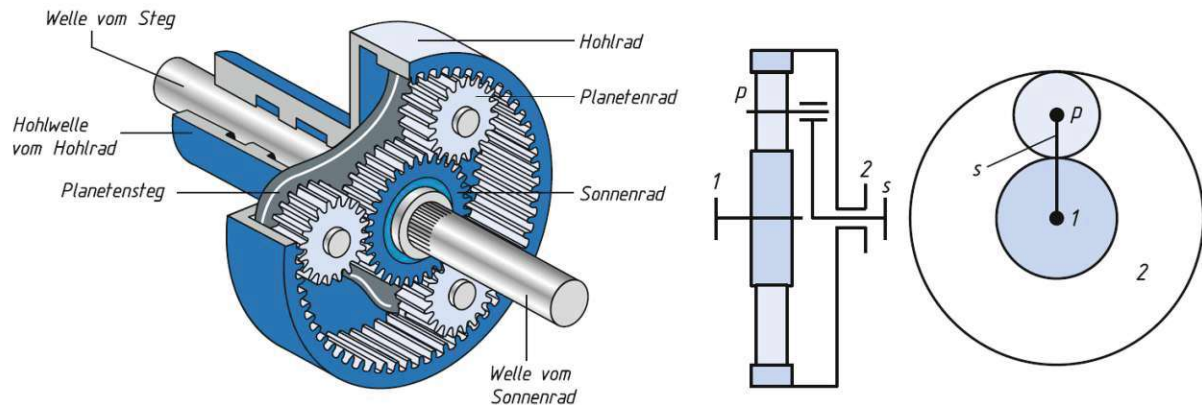


Abbildung 8 Aufbau eines Planetengetriebes [4]

Die Standübersetzung eines Umlaufgetriebes wird, wie bei einem Standgetriebe bestimmt. Dazu wird dem Steg eine Drehzahl von $n_s = 0$ zugewiesen, entweder durch eine feste Verbindung des Stegs mit dem Gehäuse oder durch Blockierung der Rotation, z.B. mittels einer Bremse. [4]

Die Standübersetzung wird über das Drehzahlverhältnis von Welle 1 und Welle 2 ermittelt, ohne genauere Informationen über den inneren Aufbau des Getriebes zu kennen. Die Standübersetzung i_{12} ist damit wie folgt definiert.

$$i_{12} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)_{n_s=0} = \left(- \frac{z_2}{z_1} \right)_{n_s=0} = \text{konst.}$$

1

Aufgrund des inneren Aufbaus unterscheiden sich einfache Umlaufgetriebe in positive und negative Standardübersetzungen. Bei einer positiven Standübersetzung ($i_{12} > 0$) drehen Welle 1 und Welle 2 in die gleiche Richtung, was als „Plusgetriebe“ bezeichnet wird. Bei negativer Standübersetzung ($i_{12} < 0$) drehen sie in entgegengesetzte Richtungen und werden „Minusgetriebe“ genannt. [4]

Getriebe mit negativer Standübersetzung erzielen durchweg hohe Wirkungsgrade, während Plusgetriebe teils geringere Wirkungsgrade aufweisen können. Zudem zeigen Umlaufgetriebe desselben Typs ähnliche Merkmale bei inneren Leistungsflüssen, Umlaufwirkungsgraden und Selbsthemmungseigenschaften. [4]

Abbildung 9 illustriert die grundlegenden Konstruktionsprinzipien von Plus- und Minusgetrieben sowie deren jeweils maximal erreichbare Übersetzungsverhältnisse unter geometrischen Gesichtspunkten.

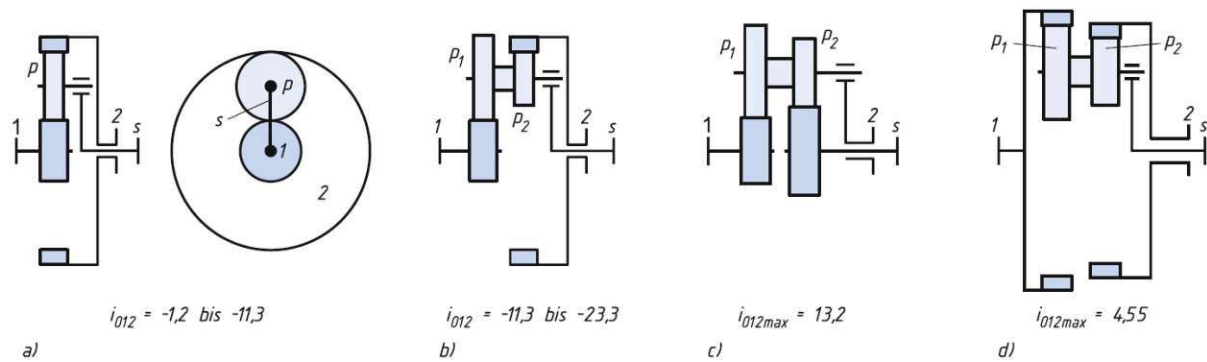


Abbildung 9 Bauarten von Planetengetrieben: a) einfaches Minusgetriebe, b) Minusgetriebe mit Stufenplanet, c) Plusgetriebe mit Stufenplanet und zwei Sonnenrädern, d) Plusgetriebe mit Stufenplanet und zwei Hohlrädern [4]

Das Planetengetriebe des Pratt & Whitney Geared Turbofan der Baureihe PW1100G kann als Beispiel für Hochleistungsplanetengetriebe in der Luftfahrt herangezogen werden. (siehe Abbildung 10)

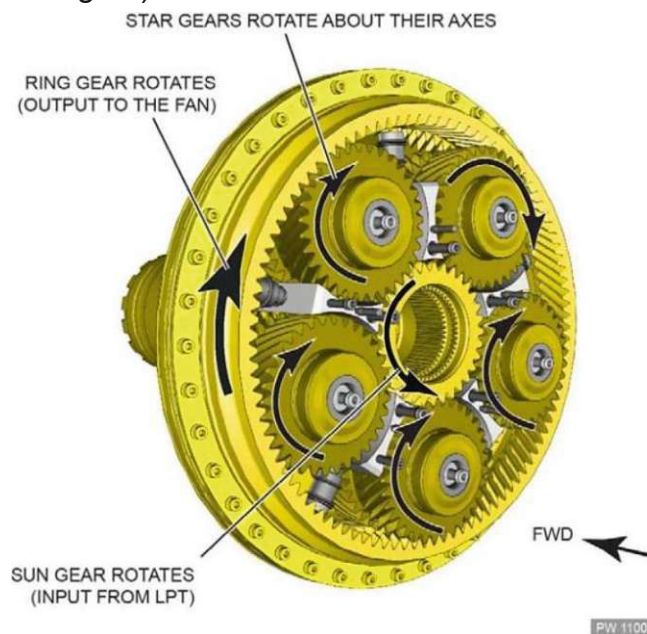


Abbildung 10 PW1100G Planetengetriebe [6]

Dieses Planetengetriebe verfügt über eine Doppelschrägverzahnung und besteht aus fünf Planetenrädern. Das Sonnenrad dient dabei als Antrieb, während das Hohlrad über einen Flansch abtreibt. Der Steg der Planeten steht fest. (siehe Abbildung 10)

Abschlussberichte der Liebherr-Aerospace Lindenberg GmbH [7] [8] zum Getriebe im Getriebeturbofan von Pratt & Whitney zeigen, dass geradzahnende Zahnräder die Sicherheit gegen die Hertz'sche Pressung im Kontaktbereich zwischen Sonnenrad und Planetenrad nicht erfüllen. Aus diesem Grund kommen ausschließlich Schrägverzahnungen in Betracht, da sie durch ihre höhere Überdeckung eine verbesserte Lastverteilung ermöglichen.

2.1.3 Willis-Gleichung

Die **Willis-Gleichung** beschreibt das Verhältnis der Drehzahlen in einem Planetengetriebe. Sie wird verwendet, um die Zusammenhänge zwischen den Drehzahlen der Antriebswelle, Abtriebswelle und des Stegs zu berechnen. In einem Planetengetriebe gilt die Willis-Gleichung als Grundformel zur Analyse der Bewegung:

$$\frac{n_2 - n_s}{n_1 - n_s} = \frac{z_1}{z_2}$$

2

Diese Gleichung ermöglicht es, die Drehzahlverhältnisse und Übersetzungen in einem Planetengetriebe zu bestimmen, abhängig von den Zahnrädern und ihrer jeweiligen Drehzahl. [4]

2.1.4 Kutzbachplan

Die voneinander abhängigen Drehzahlen oder Geschwindigkeiten lassen sich neben der Willis-Gleichung auch grafisch bestimmen. Bei einfachen Umlaufgetrieben kann dies durch das Festhalten einer der drei Wellen erfolgen. Der Geschwindigkeitsplan zeigt die Auswirkungen auf die Geschwindigkeitsverteilung, abhängig von der festgehaltenen Welle. [4] (siehe Abbildung 11)

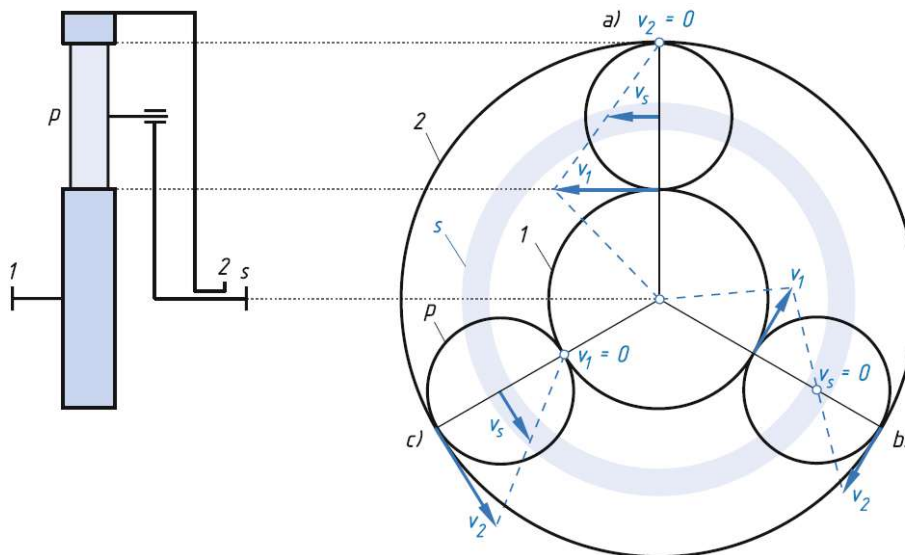


Abbildung 11 Geschwindigkeitsplan für ein Zweiwellengetriebe: a) stillgesetztes Hohlrad (Welle 2), b) stillgesetzter Steg s, c) stillgesetztes Sonnenrad (Welle 1) [4]

Beim Kutzbachplan wird eine Nulllinie auf der Höhe der Zentralwelle gezeichnet, gefolgt von Hilfsgeraden, die durch die Zahneingriffe und die Stegachse verlaufen. Eine Drehzahlgerade außerhalb des Getriebes dient zur Bestimmung der absoluten Drehzahlen. Durch das Festhalten einer Welle (z.B. des Hohlrads) kann die Drehzahl der übrigen Komponenten durch Einzeichnen von Verbindungslinien und Ablesen der Schnittpunkte ermittelt werden. [4] (siehe Abbildung 12)

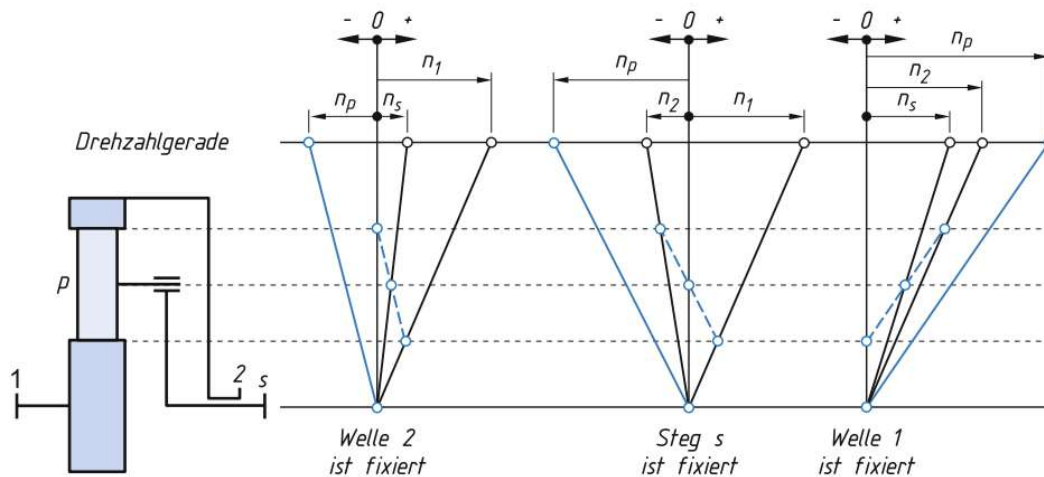


Abbildung 12 KUTZBACH'scher Drehzahlplan für Zweiwellengetriebe [4]

2.2 Lagerung

In einem Planetengetriebe wird das System statisch bestimmt, wenn der Steg und die beiden Zentralräder gelagert sind und ein Planetenrad vorhanden ist, da so alle Kräfte und Momente eindeutig bestimmt werden können. Fügt man ein oder zwei zusätzliche Planetenräder hinzu, wird das System einfach bzw. zweifach statisch unbestimmt. Ein statisch bestimmter Zustand kann jedoch erreicht werden, indem eine der gelagerten Komponenten (entweder eines der Zentralräder oder der Steg) nicht gelagert wird. Diese Komponente positioniert sich durch die Zahnkräfte und das Zahnspiel neu, was eine gleichmäßige Lastverteilung auf die Planetenräder ermöglicht. Bei Systemen mit mehr Planetenrädern, beispielsweise fünf, kann ebenfalls ein statisch bestimmter Zustand durch das Freilagern von zwei Komponenten erreicht werden.

Neben dem statischen kommt es im Planetengetriebe auch zu einem dynamischen Lastausgleich. Dieser entsteht durch Maßabweichungen und auftretende Beschleunigungen in der Verzahnung, die aufgrund der Trägheit des Systems keinen statischen Ausgleich erlauben. Fertigungsabweichungen werden durch elastische Verformungen ausgeglichen, was zu einer zusätzlichen Belastung der Zähne führt. Die nicht gelagerte Komponente nimmt dabei die Position ein, in der die Störkräfte minimal sind.

Die Lagerauswahl erfolgt basierend auf den Belastungen, Geschwindigkeiten, Schmierbedingungen und dem zu lagernden Element. Zudem muss die Ausgleichsbewegung der Elemente für den statischen Lastausgleich ausreichend sein, um eine gleichmäßige Leistungsübertragung zu gewährleisten. Bei mehreren fixierten Lagerelementen müssen auch Fertigungsungenauigkeiten in den Berechnungen berücksichtigt werden.

Abbildung 13 ist ein Beispiel für die Lagerung des PW1100G Geared Turbofan Triebwerks. Die Lagerung der Planeten des Hochleistungsgetriebes ist hier nicht dargestellt.

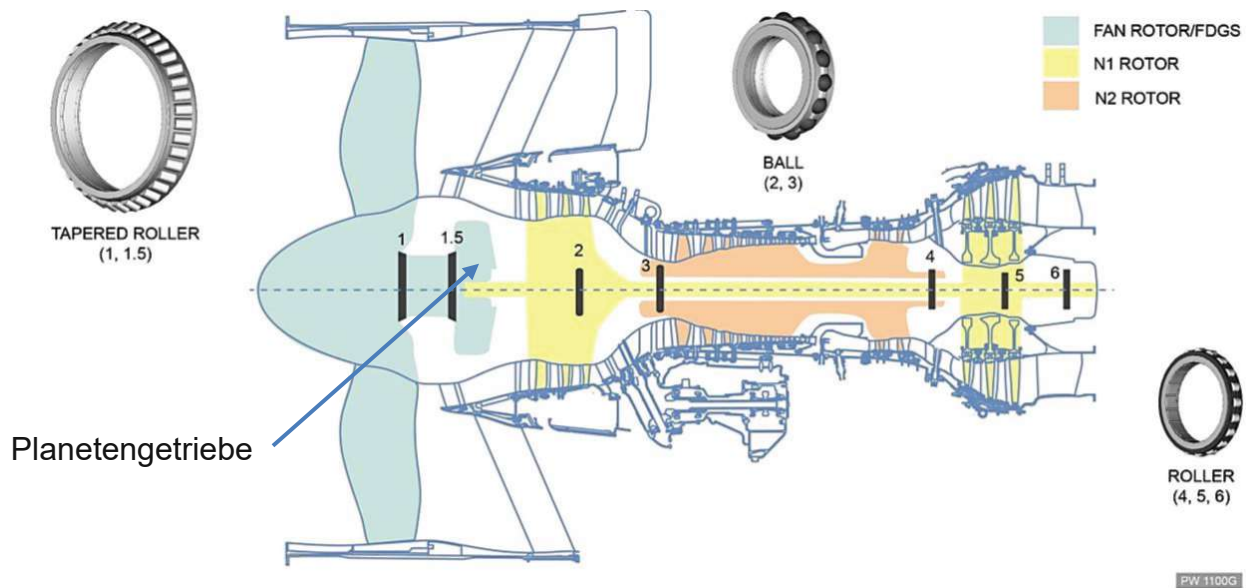


Abbildung 13 Lagerung des PW1100G Triebwerkes [9]

Die PW1100G-Klasse besitzt eine Niederdruckwelle N1, eine Hochdruckwelle N2 und den Fan mit dem Hochleistungsplanetengetriebe.

Der Fan mit Zwischenwelle und Planetengetriebe-Hohlräder wird über zwei große Kegelrollenlager in angestellter O-Anordnung gelagert (1 und 1.5).

Die Niederdruckwelle N1 und Hochdruckwelle N2 werden mit Kugellager als Festlager (2 und 3) und Zylinderrollenlager als Loslager (4, 5, 6) gelagert. Wobei das Zylinderlager an der Stelle 6 als Stützlager fungiert.

Das Kugellager an der Stelle 3 besitzt eine lift-off Dichtung, die mit Luftdruck unter dem Betrieb angehoben wird.

Aufgrund der hohen Lastanforderung und kompakten Bauform nutzt das Hochleistungsgetriebe Gleitlager für die Planetenlagerung. Die bei ausreichender Schmierung nahezu unbegrenzte Lebensdauer erreichen können. [10]

2.3 Wärmehaushalt des Planetengetriebes

Moderne Getriebe in der Luft- und Raumfahrt erreichen einen mechanischen Wirkungsgrad von etwa 99%. Dies bedeutet, dass nur etwa 1% der übertragenen Leistung durch mechanische Verluste entsteht und über ein Öl-System abgeführt werden muss. Trotz des hohen Wirkungsgrads wird dieser bei der Betrachtung der enormen Leistungsübertragung in Turboprop-, Turbofan- und Hilfsgetrieben relativiert.

Die maximal zulässige Dauerölsumpftemperatur ist das zentrale Kriterium für die thermische Auslegung von Planetengetrieben. Eine zu hohe Ölsumpftemperatur reduziert die Viskosität des Öls, was die Schmierfilmstärke zwischen Zahnrädern und Lagern verringert und somit die Lebensdauer der Komponenten negativ beeinflusst. Zudem führt eine höhere Temperatur zu einer schnelleren Oxidation des Öls, was die Wirksamkeit der Öladditive und die Schmierleistung mindert. Auch die Lebensdauer der Wellendichtringe wird durch erhöhte Temperaturen negativ beeinflusst. Die Norm ANSI/AGMA 6123-C16 listet hierfür relevante Kriterien auf.

Im *Type-Certificate Data Sheet* vom PW1100G-JM werden maximale Öltemperaturen in Abhängigkeit der Antriebsleistung angegeben. [11]

Getriebeöleingangstemperatur		
Idle power	°C	152
Cruise power	°C	146
High power	°C	141

Tabelle 1 Öltemperaturen aus dem *Type-Certificate* des PW1100G-JM

Die minimale Öltemperatur im Idle, vor dem Take-off liegt bei 51,7°C (125°F)

Bei einem vergleichbaren Triebwerk von Liebherr und MTU wurden folgende Temperaturen für die Auslegung verwendet. [7]

Getriebeöleingangstemperatur		
Auslegungspunkt	°C	110
Maximal Temperatur	°C	135
Transient	°C	160
Getriebeölausgangstemperatur		
Auslegungspunkt	°C	155
Maximal Temperatur	°C	180

Tabelle 2 Getriebeöltemperaturen bei Liebherr/MTU Forschungsprojekt

Die Transient-Temperatur beschreibt dabei die maximale Temperatur, die kurzzeitig auftreten darf.

2.4 Schmiersysteme

P&W entwickelte ein spezielles Schmiersystem, dass die Lager auch bei extremen Bedingungen wie negativem G-Flug, Windmilling, oder Ölflussunterbrechungen schützt. [10]

Das Ölsystem umfasst einen Öltank, mehrere Ölpumpen im Ölsumpf der *Lubrication and Scavenge Oil Pump Unit* (LSOP), das *Oil Control Module* (OCM), Filter und Wärmetauscher. Das Öl dient der Schmierung und Kühlung von Lagern, dem *Fan Drive Gear System* (FDGS) und weiteren Anbaugeräten. [12]

(siehe Abbildung 14, Abbildung 15)

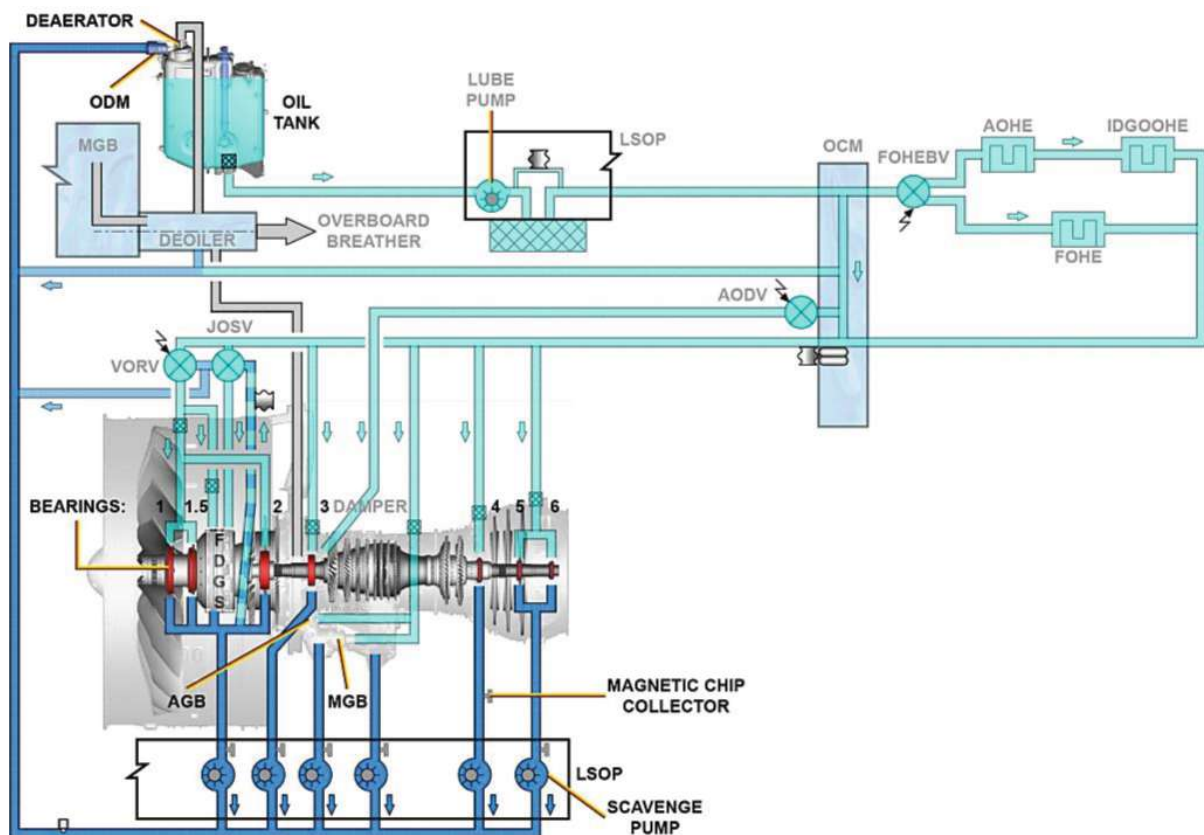


Abbildung 14 Schmiersystem des PW1100G 1 [12]

Vom Öltank (Oiltank) gelangt das Öl über die *Lubrication and Scavenge Oil Pump* (LSOP) mit Hauptölfilter zum *Oil Control Module* (OCM), wo das Öl aufgeteilt wird. Der größte Anteil des Öls wird weiter zur *Fuel/Oil Heat Exchanger Bypass Valve* (FOHEBV) geführt. Dieser steuert den Ölfluss zum *Air/Oil Heat Exchanger* (AOHE) und zum *Fuel/Oil Heat Exchanger* (FOHE). Nach dem AOHE strömt das Öl zusätzlich über den *Integrated Drive Generator Oil/Oil Heat Exchanger* (IDGOOHE). [12]

(siehe Abbildung 14, Abbildung 15)

IM FOHE wird der Treibstoff des Flugzeugs zur Kühlung des Öls verwendet. Hingegen im AOHE wird die Abluft des Niederdruckverdichters verwendet. [12]

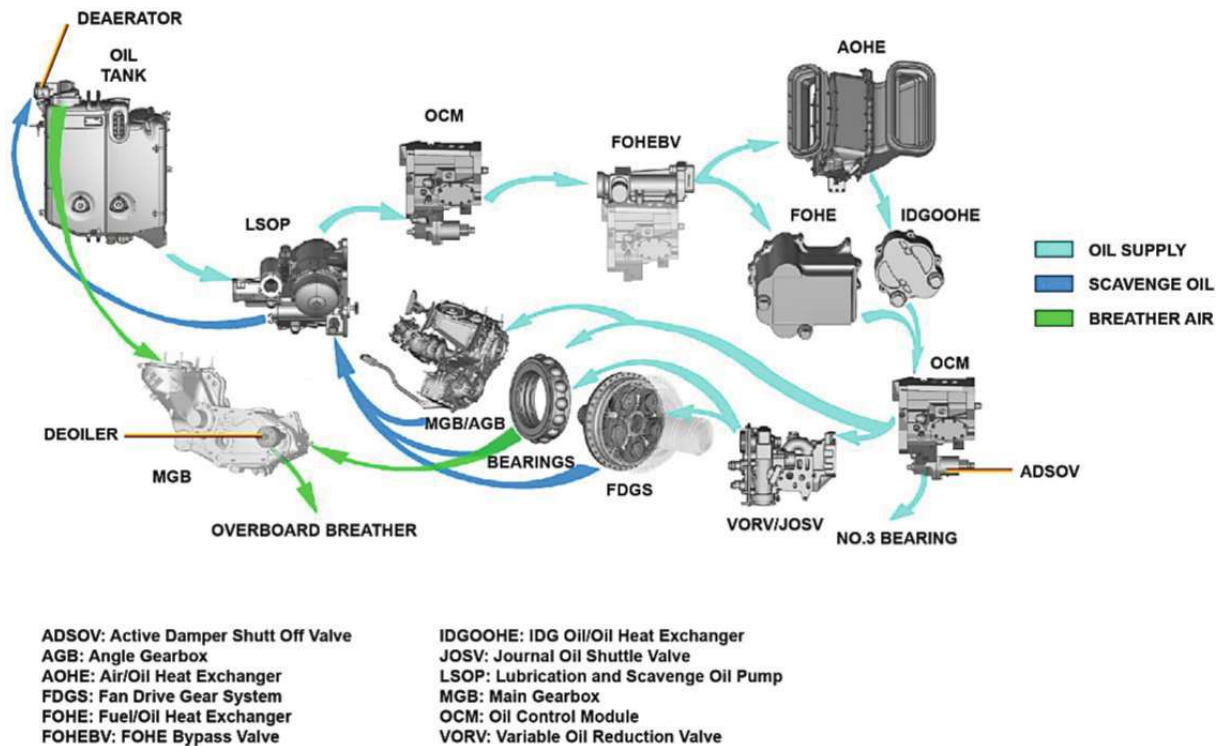


Abbildung 15 Layout des Schmiersystems eines PW1100G 2 [12]

Die effiziente Ableitung der Wärme des FDGS ist eine der schwierigsten Aufgaben des Schmiersystems. Pratt & Whitney setzt ein Ölrückführungssystem ein, bei dem ein Ablenkblech das Öl nach der Einspeisung in den Zahneingriff zwischen Sonnenrad und Planetenrad in einen stehenden Kanal leitet. Dies reduziert die Wärmeverluste, da diese hauptsächlich durch die Verwirbelung von überschüssigem Öl auf dem Weg zur Rücklaufpumpe entstehen und weniger durch die Reibung zwischen Zahnrädern und Lagern verursacht werden. [10] (siehe Abbildung 16)

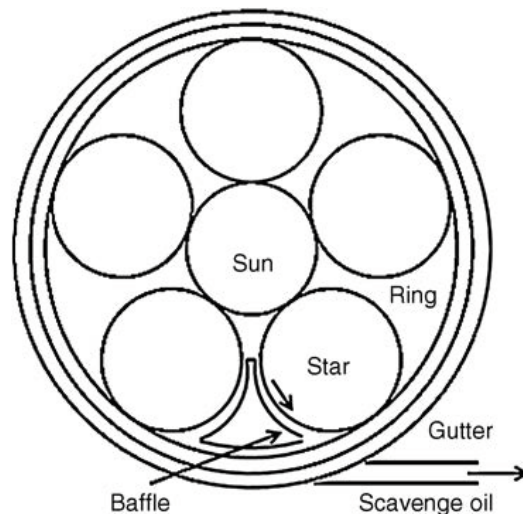


Abbildung 16 Zahnradablenkbleche [10]

Die Planetengleitlager müssen unter allen Betriebsbedingungen mit Öl versorgt werden. Zu diesen Betriebsbedingungen zählen das Anlaufen, das Windmilling (Rotieren des Mantelbläfers durch Anströmung im Flug oder am Boden) und Fehlerfälle (z.B. Ausfall oder Unterbrechung der Ölversorgung). Bei der Auslegung muss deshalb die flexible Umgebung, die thermische Verformungen, die hohen Zentrifugalkräfte und deren Einfluss auf das Öl im Schmierpalt berücksichtigt werden.

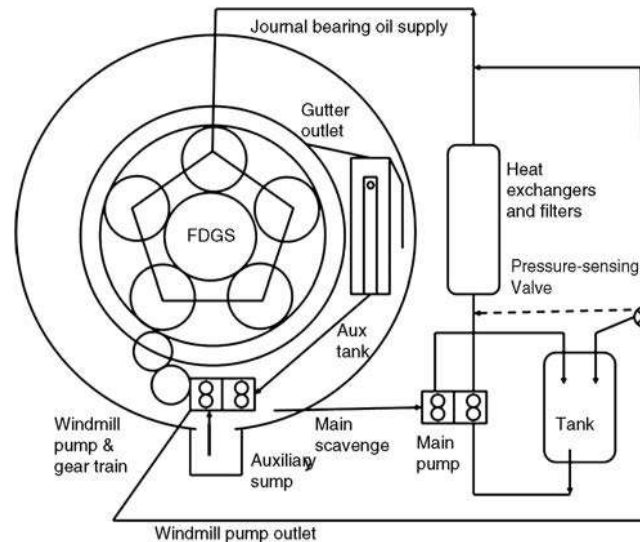


Abbildung 17 Öl-Pumpenschematik mit Zusatzpumpe für Windmilling-Effekte [10]

Bei Pratt & Whitney wird dies durch eine zusätzliche, mit dem Fan gekoppelte Pumpe gewährleistet. Nach Motorabschaltung sorgt ein ausfallsicheres Ventil für eine direkte Ölzufuhr aus einem internen Zusatztank oder Hilfssumpf. Bei niedrigem Druck wird der Hauptölkreislauf umgangen, und die Pumpe leitet das Öl direkt zu den Lagern. (siehe Abbildung 17)

2.5 Materialien

Derzeit dominieren Titan- und Nickelbasiswerkstoffe den Verdichterbau aufgrund ihrer hohen Bruchdehnung und langjähriger Erfahrung in Herstellung und Verarbeitung. Die steigenden Umfangsgeschwindigkeiten in Axialverdichtern haben jedoch die Grenzen dieser Werkstoffe erreicht, was zur Einführung der *Blade Integrated Disks* (BLISK). Dies sind Hochtechnologie-Bauteile, bei denen Scheibe und Schaufeln aus einem Stück bestehen.

Neuere Werkstoffe wie Titan-Aluminide (TiAl) und Metall-Matrix-Verbundwerkstoffe (MMC) bieten zwar Potenzial, weisen jedoch geringere Bruchdehnungen auf, was ihre Toleranz gegenüber Überbelastungen verringert. Für TiAl ist eine erste Anwendung im hinteren Gehäusebereich von Hochdruckverdichtern geplant, während MMCs für leichtere Rotorkonstruktionen in der *Bladed Ring* (BLING) -Bauweise eingesetzt werden könnten. Diese Bauweise integriert die Schaufeln direkt in einen ringförmigen Träger, wodurch die Notwendigkeit separater Befestigungselemente entfällt, ähnlich dem BLISK. (siehe Abbildung 18)

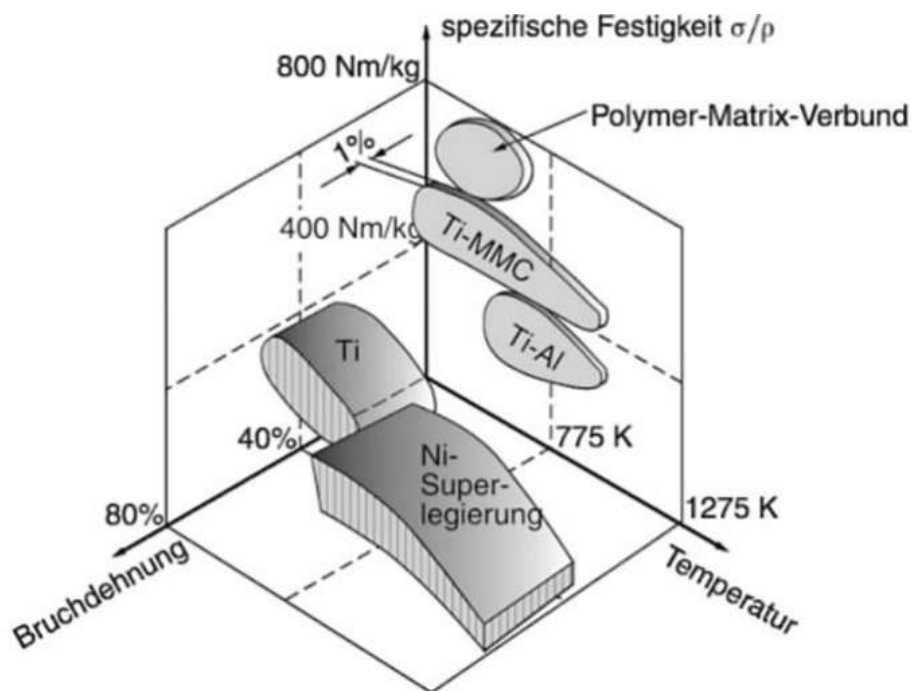


Abbildung 18 Vergleich der wesentlichen Eigenschaften von klassischen Triebwerkswerkstoffen und von möglicherweise zukünftigen Werkstoffen [13]

Durch den Einsatz von leichten Kohlefaser-Verbundwerkstoffen (CFK) könnte eine erhebliche Gewichtsreduzierung erreicht werden. Allerdings haben Tests gezeigt, dass CFK einige Nachteile hat, wie hohe Erosionsempfindlichkeit und ein ungünstiges Bruchverhalten, insbesondere bei Vogelschlag. Daher schlagen Konstrukteure eine Hybridbauweise aus Metall und CFK vor, um diese Schwächen zu kompensieren.

2.6 Gasturbinenprozess

Fluggasturbinen gehören zu den luftatmenden offenen Gasturbinen und basieren idealerweise auf dem geschlossenen Joule-Prozess. Dieser besteht aus einer isentropen Verdichtung des Arbeitsgases (1-2), einer isobaren Wärmezufuhr (2-3), einer isentropen Entspannung in der Turbine (3-4) und einer isobaren Wärmeabfuhr (4-1). Die Differenz aus der Turbinenleistung und der für den Verdichter benötigten Leistung ergibt die Nutzleistung, wobei der thermische Wirkungsgrad aus dem Verhältnis von Nutzleistung zur zugeführten Wärme resultiert. (siehe Abbildung 19)

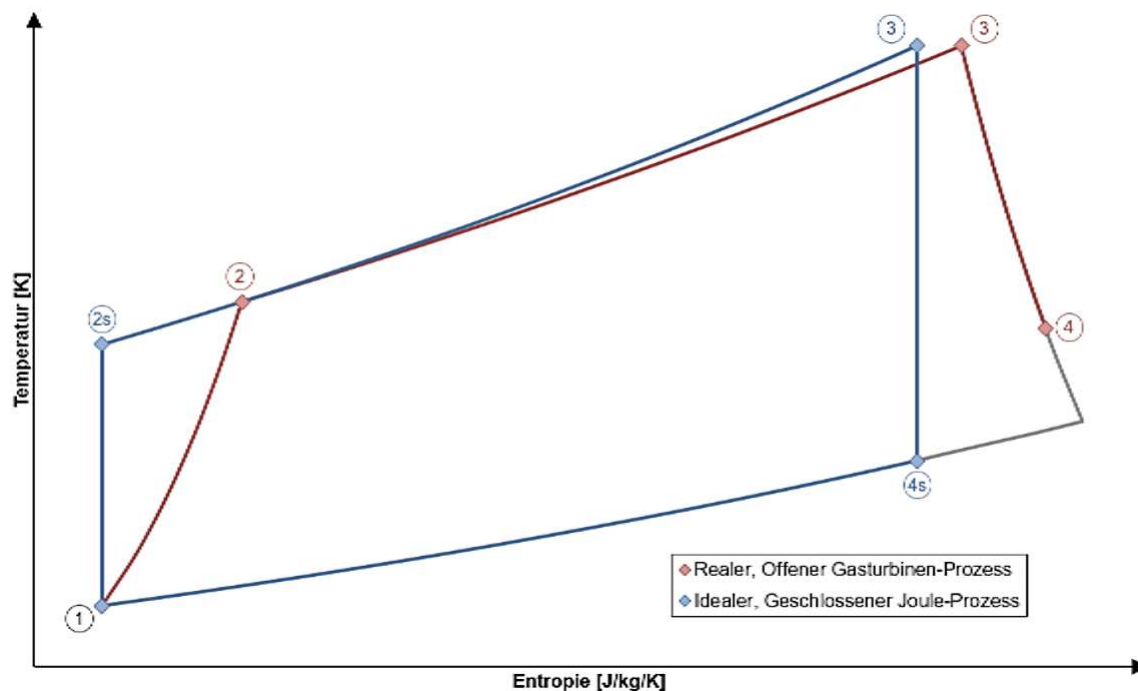


Abbildung 19 Ts-Diagramm eines idealen, geschlossenen Joule-Prozesses und eines realen offenen Gasturbinenprozesses [14]

Reale Fluggasturbinen weichen vom idealen Joule-Prozess ab, da sie einen offenen Kreislauf verwenden, bei dem Luft aus der Umgebung angesaugt und mit Kraftstoff in der Brennkammer verbrannt wird. Das entstehende Verbrennungsgas wird in die Umgebung abgegeben, wodurch der Massenstrom im Prozess zunimmt und sich die Gaszusammensetzung verändert. Im realen Prozess treten Druckverluste in der Brennkammer auf, die Wärmezufuhr verläuft nicht isobar, und Verdichter sowie Turbinen arbeiten mit Verlusten und nicht isentrop. Diese Unterschiede sind im Ts-Diagramm in Abbildung 19 dargestellt.

2.7 GasTurb

Über Simulationsmodelle wie *GasTurb* können charakteristische Punkte von verschiedensten Gasturbinen mithilfe von Impulssatz, den Energiesatz und die Kontinuitätsgleichung berechnet werden.

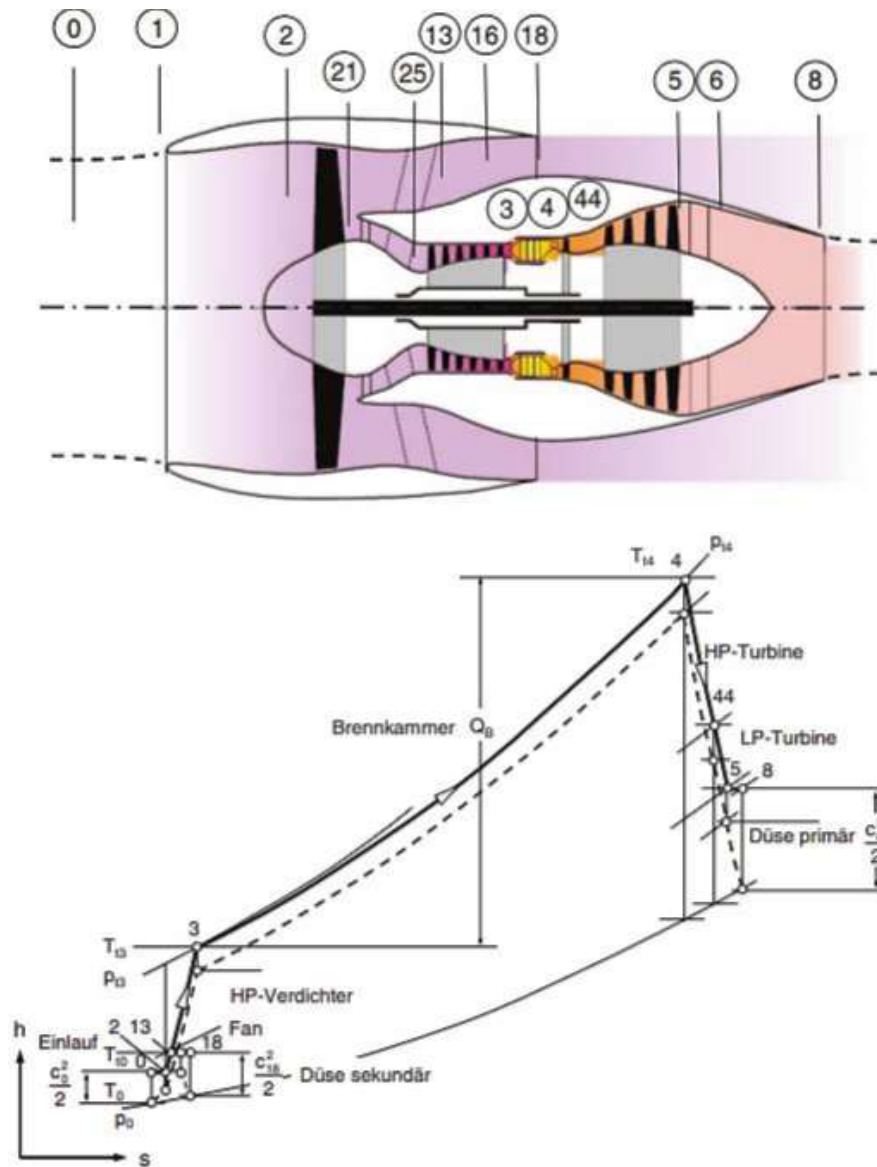


Abbildung 20 Turbopan TF (Schema aus [GasTurb]) eines klassischen Front-Fan-Bypass-Triebwerks ohne Mischung in 2 Wellen-Bauweise mit Fan F, ohne Niederdruckverdichter LPC und ohne Mischung. (Beispiel GE CF6-50). Arbeitsprozess im h-s-Diagramm für den Flugfall $M_0 > M_2$ [3]

Der Prozessablauf und die wesentlichen Schritte der thermodynamischen Berechnung des GTFs sind grundsätzlich identisch mit denen des Turbojet TJ und des Turboprop TP. Eine Erweiterung besteht lediglich im Kompressions- und Expansionsvorgang des Sekundärluftstroms, der zu Beginn des Prozesses integriert wird. Dieser Verlauf wird durch die Zustandsänderungen der Bypassluft über die Zustände 0-1-2-13-16-18 dargestellt. [3] (siehe Abbildung 20)

2.8 Einteilung der Flugantriebe

Die Charakterisierung von Strahltriebwerken erfolgt anhand der Art, wie sie Energie in Antriebskraft umwandeln. Trotz unterschiedlicher Bauweisen basiert ihre Funktionsweise stets auf dem dritten Newtonschen Axiom ($\text{actio} = \text{reactio}$).

Im Buch Flugzeugtriebwerke von Bräunling [13] werden die Antriebe wie folgt kategorisiert. (siehe Abbildung 21)

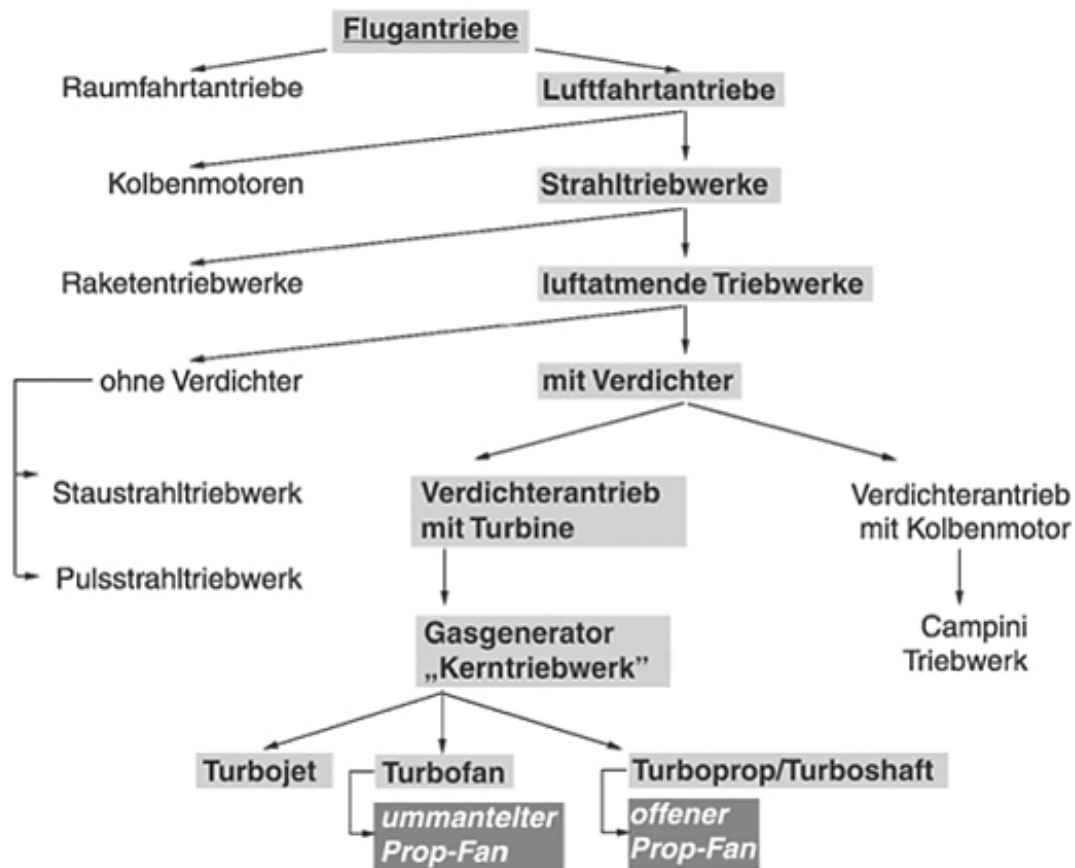


Abbildung 21 Einteilung der Flugantriebe [13]

Die Einteilung beginnt bei "Flugantriebe" und geht bis zu den einzelnen Triebwerkstypen. Der Turbofan mit Hochleistungsgetriebe beziehungsweise Geared Turbofan fällt hierbei auch unter die Turbofan-Kategorie. (siehe Abbildung 21)

Die luftatmenden Triebwerke werden weiter unterteilt. Triebwerke ohne Verdichter, wie Staustrahl- und Pulsstrahltriebwerke, verdichten die einströmende Luft lediglich durch aerodynamisches Aufstauen. Bei Triebwerken mit Verdichtern erfolgt neben dem Aufstauen eine zusätzliche Rotationsverdichtung durch eine Turbine bis zum gewünschten Enddruck. (siehe Abbildung 21)

Der Vortriebswirkungsgrade verschiedener Strahltriebwerksarten in Abhängigkeit von der Fluggeschwindigkeit unterscheiden sich markant.

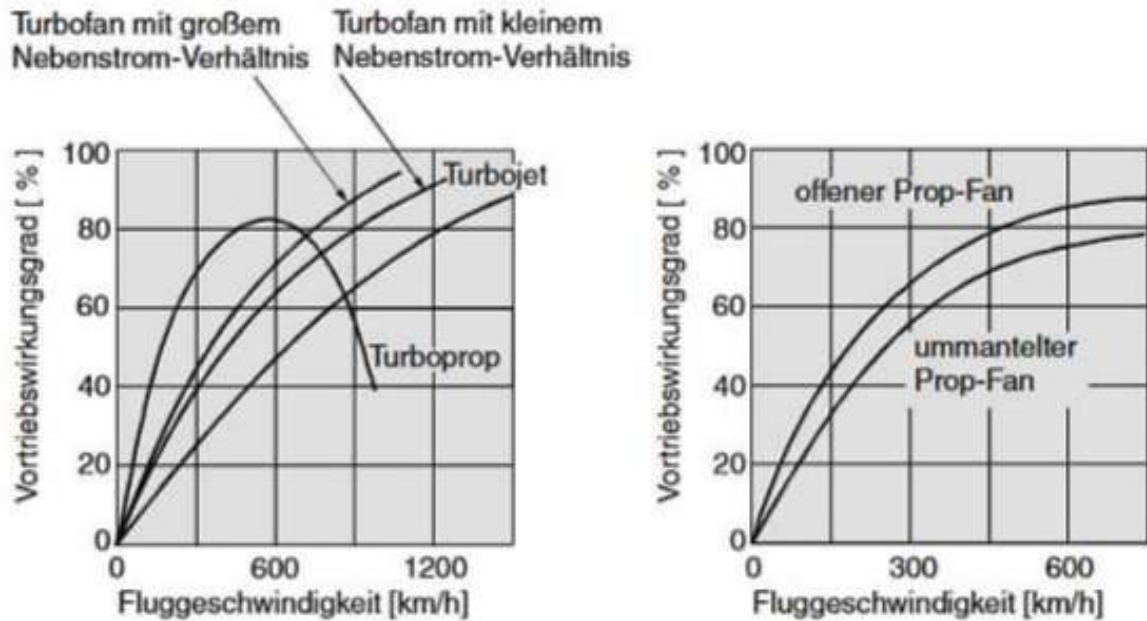


Abbildung 22 Vergleich der Vortriebswirkungsgrade von Strahltriebwerken 1 [13]

Turboprop-Triebwerke sind bei niedrigen Geschwindigkeiten am effizientesten, während Turbofans bei mittleren Geschwindigkeiten und Turbojets bei sehr hohen Geschwindigkeiten die besten Wirkungsgrade erreichen. (siehe Abbildung 22)

Die Kombination aus Gasturbine und Propeller, die beim Turboprop genutzt wird, findet sich auch in der Entwicklung von Turbofan- und Propfan-Antrieben wieder. Diese Triebwerke verarbeiten im Vergleich zum Turbojet größere Luftmassen bei geringerer Strahlggeschwindigkeit, was zu einem höheren Vortriebswirkungsgrad führt, wie in der Abbildung 22 und Abbildung 23 gezeigt wird.

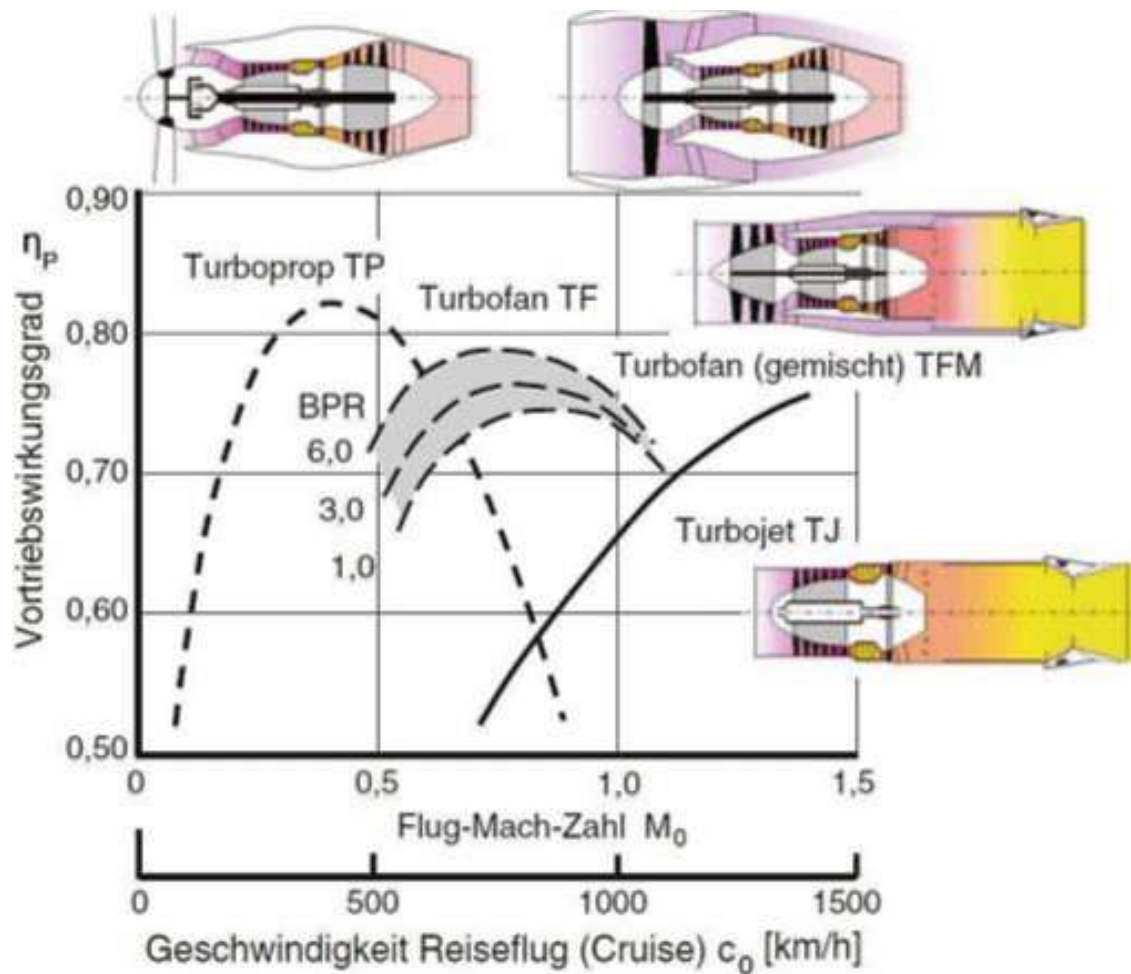


Abbildung 23 Vergleich von Vortriebswirkungsgraden verschiedener Strahltriebwerke 2 [3]

Im Vergleich zu Turbojet-Triebwerken bieten Turbofan-Triebwerke einen höheren Vortriebswirkungsgrad, eine deutlich reduzierte Lärmemission und einen geringeren spezifischen Kraftstoffverbrauch. Dies liegt daran, dass die Strahlgeschwindigkeiten sowohl im Primärstrom (Kernluftstrom) als auch im Sekundärstrom (Bypassluft) wesentlich niedriger sind, was zu einer effizienteren Umwandlung der Energie in Schub führt und gleichzeitig den Lärmpegel reduziert. (siehe Abbildung 23)

2.8.1 Turbojet

Ein Düsentriebwerk ist eine Gasturbine, die nach einem grundlegenden Betriebszyklus arbeitet: Ansaugung, Verdichtung, Verbrennung, Expansion und Ausstoß. Diese Phasen finden gleichzeitig und kontinuierlich statt. Die Luft wird durch den Einlass angesaugt und gelangt in den Verdichter, der aus mehreren Gebläsestufen besteht. Die erste Stufe, die von vorne sichtbar ist, hat den größten Durchmesser und die größten Schaufeln. Jede nachfolgende Stufe hat kürzere Schaufeln. Durch die Verdichtung steigt sowohl die Lufttemperatur als auch der Druck. [15]

Die unter hohem Druck stehende Luft strömt in die Brennkammer, wo Kraftstoff zugeführt wird. Beim Start des Triebwerks wird das Kraftstoff-Luft-Gemisch entzündet, wobei die Verbrennung anschließend selbstständig weiterläuft. Die expandierende heiße Luft gelangt dann in den Turbinenbereich, der ähnlich dem Verdichter aus mehreren Stufen besteht. Die Turbine entzieht einen Teil der Energie, um den Verdichter über eine Welle anzutreiben. Die restliche Energie beschleunigt den Luftstrom in der Düse des Endrohrs, wodurch Schub erzeugt wird. [15]
(siehe Abbildung 24)

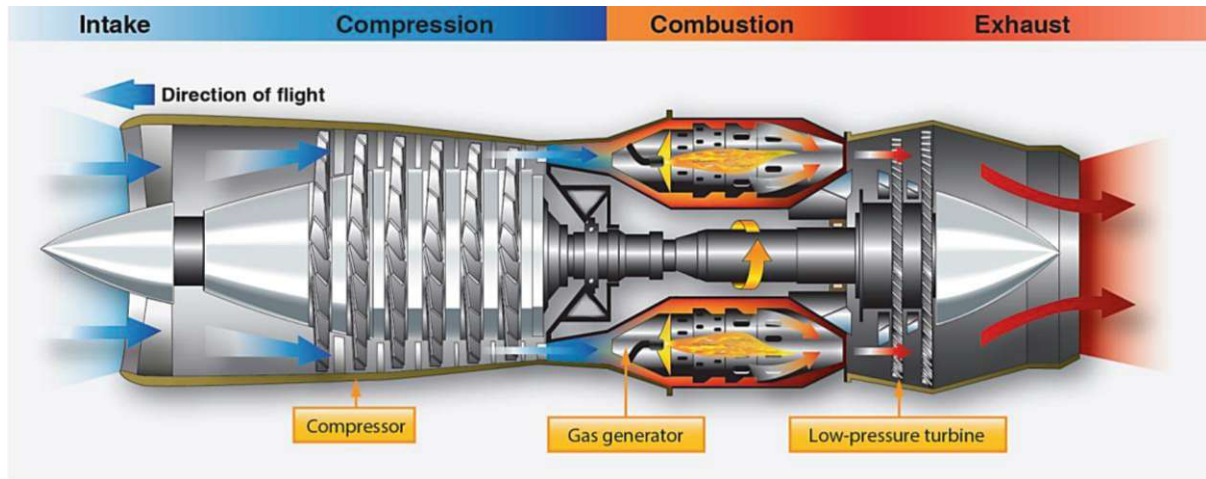


Abbildung 24 Prinzip eines Turbojetantriebes [15]

2.8.2 Turboprop

Ein Typ des Turboprop-Triebwerks ist das **Festwellen-Triebwerk (Fixed-Shaft)** mit konstanter Drehzahl, wie das *Garrett TPE331*. Bei diesem Triebwerk wird Umgebungsluft durch den Einlass in die Verdichtersektion geleitet. Durch einen Beschleunigungs-/Diffusionsprozess im zweistufigen Verdichter wird der Luftdruck erhöht und die Luft nach hinten in die Brennkammer geleitet. Zerstäubter Kraftstoff wird in der Brennkammer der Luft hinzugefügt, während die Luft auch die Brennkammer umgibt, um Kühlung und Isolierung zu gewährleisten. [15]
(siehe Abbildung 25)

Der Großteil der durch das Triebwerk strömenden Luft dient der internen Kühlung. Nur etwa 10 % Prozent der Luft wird tatsächlich im Verbrennungsprozess genutzt. Bis zu 20% der verdichteten Luft können für Heizung, Kühlung, Kabinenbelüftung und pneumatische Systeme abgezweigt werden. Über die Hälfte der Triebwerksleistung wird verwendet, um den Verdichter anzutreiben. Bei einem ausgefallenen Triebwerk im „Windmilling“ kann der Verdichter potenziell hohen Widerstand erzeugen. [15]

Im Flug wird die Drehzahl durch die Regelung des Propellers konstant gehalten. Leistungsänderungen werden durch Erhöhung des Kraftstoffflusses und Änderung des Propellerblattwinkels vorgenommen, nicht durch die Änderung der Motordrehzahl.

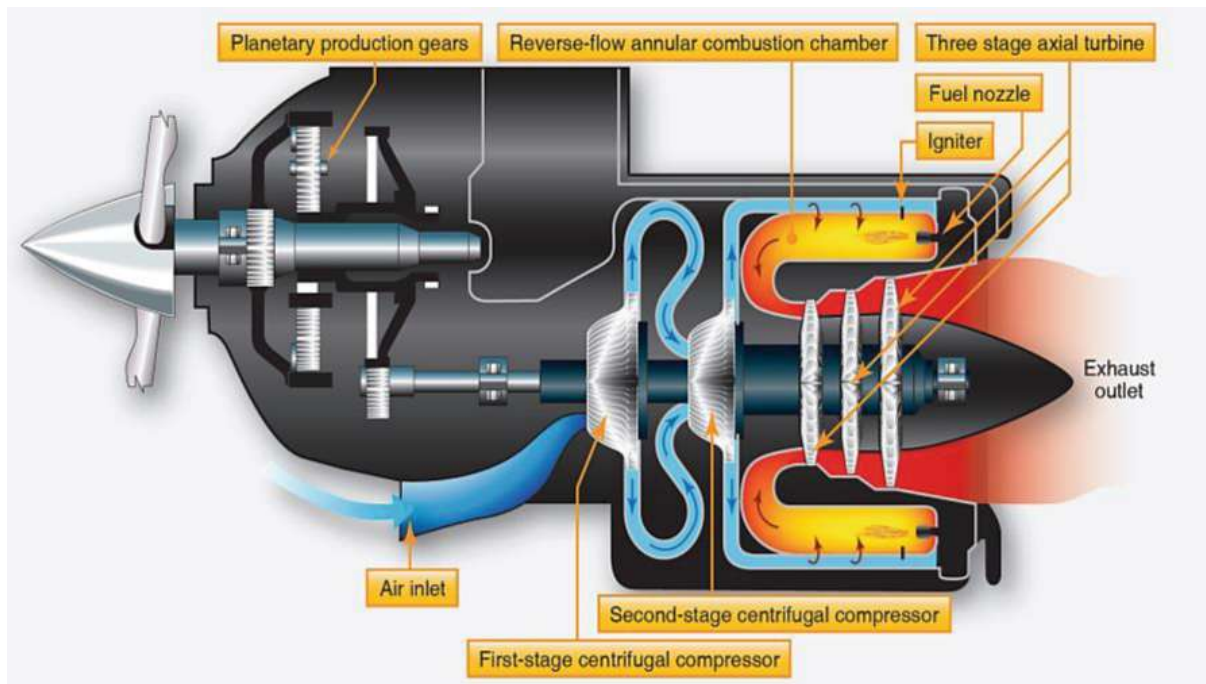


Abbildung 25 Turboprop Festwellen-Triebwerk [15]

Das Turbojet-Triebwerk übertrifft den Kolbenmotor in Bezug auf Höchstgeschwindigkeit und Höhenleistung. Allerdings ist die Start- und Steigleistung des Turbojets im Vergleich zu seiner Gesamtleistung eingeschränkt. [15]

Beim **Freilaufturbinen-Triebwerk**, wie dem *Pratt & Whitney PT-6*, wird der Propeller über eine separate Turbine und ein Untersetzungsgetriebe angetrieben, unabhängig von der Hauptturbine und dem Verdichter. Anders als beim Festwellen-Triebwerk kann der Propeller in Segelstellung gebracht werden, während das Triebwerk weiterläuft. Diese Bauweise ermöglicht es, die Propellerdrehzahl unabhängig von der Triebwerksdrehzahl zu steuern. [15] (siehe Abbildung 26)

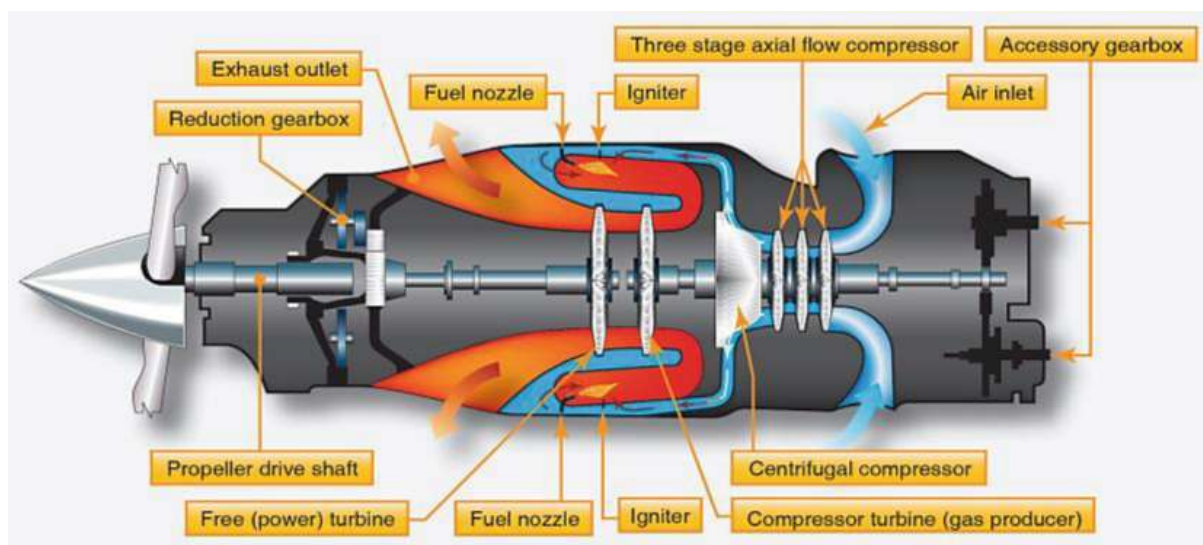


Abbildung 26 Turboprop Freilaufturbinentriebwerk [15]

Ein typisches **Freilaufturbinen-Triebwerk** verfügt über zwei unabhängige, gegenläufige Turbinen. Eine Turbine treibt den Verdichter an, während die andere über ein Untersetzungsgetriebe den Propeller antreibt. Der Verdichter des Haupttriebwerks besteht aus axialen Verdichterstufen und einer Zentrifugalstufe, die auf derselben Welle montiert sind und als eine Einheit arbeiten.

2.8.3 Turbofan

Das große Gebläse der ersten Stufe eines Turbofan-Triebwerks leitet einen Teil der Luft um den Triebwerkskern herum. Diese kühlere Bypass-Luft erzeugt einen Teil des Schubs. Das Verhältnis der Bypass-Luft zur für die Verbrennung verdichteten Luft bestimmt das Nebenstromverhältnis des Triebwerks. Im Turbofan-Triebwerk sind Verdichter- und Turbinenabschnitte in Untersektionen unterteilt, die über geteilte Wellen verbunden sind. D.h. im Turbofan-Triebwerk wird der Low-Pressure-Ducted-Fan von der Niederdruckturbine angetrieben, während der Verdichter über eine Hohlwelle von der Hochdruckturbine angetrieben wird. (siehe Abbildung 27)

Während ein Turbojet den gesamten Luftstrom zur Schuberzeugung nutzt, erzeugt beim Turbofan auch die kühlere Bypass-Luft Schub. Dadurch wird besonders bei niedrigen Geschwindigkeiten und Höhen der Schub erhöht, was den Startlauf verkürzt, die Steigleistung verbessert und oft den Kraftstoffverbrauch senkt.

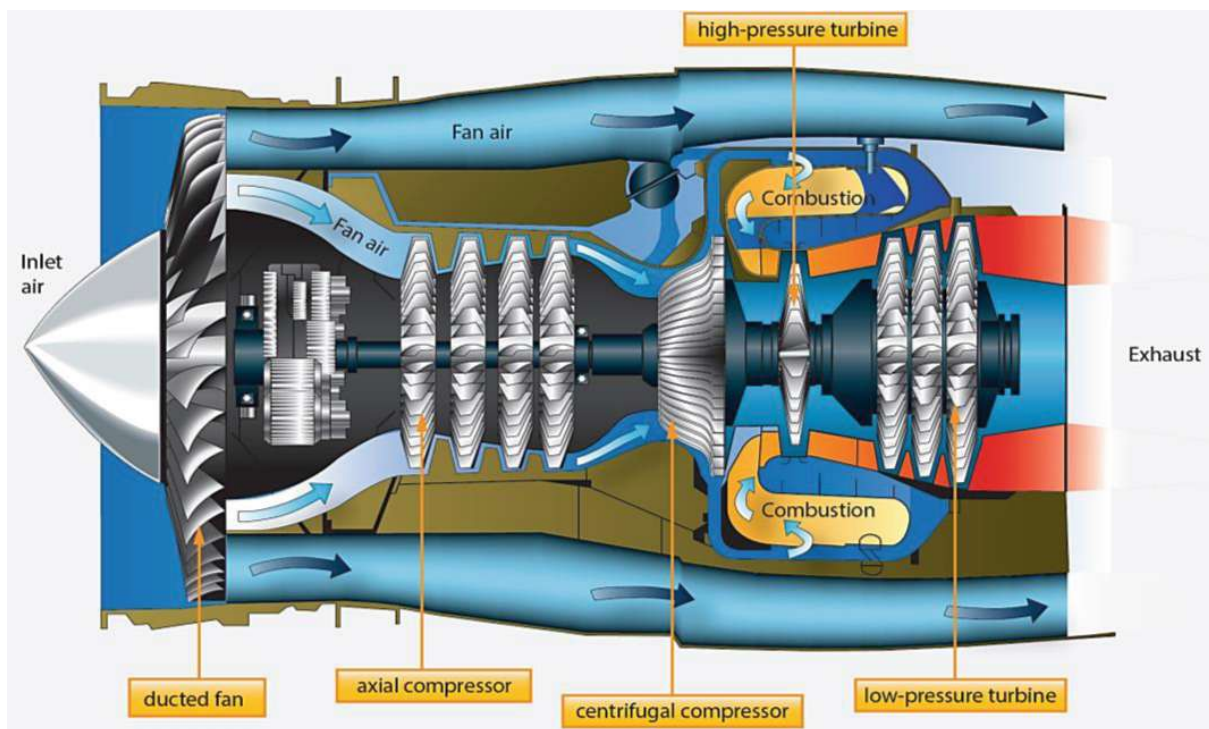


Abbildung 27 Turbofan [15]

2.8.4 Unterschied Turbofan (TF) zu Geared Turbofan (GTF)

In der Abbildung 28 ist der grundsätzliche Vorteil eines GTF gegenüber eines TF dargestellt. Durch das höhere Bypass-Verhältnis von primäre und Sekundär-Luftmassenstrom, aufgrund des größeren Fan-Durchmessers, kann nicht nur der Lärm vermindert, sondern auch die Effizienz verbessert werden.

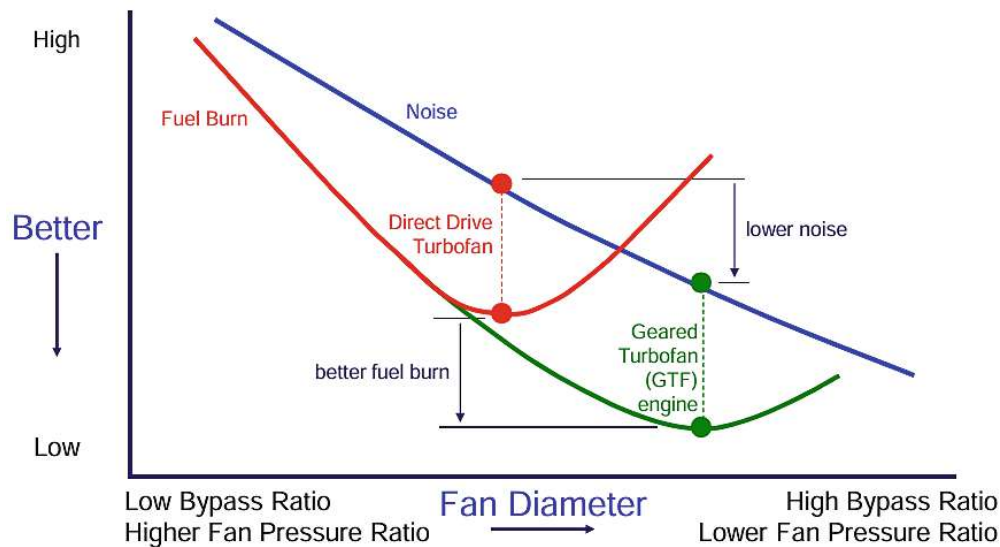


Abbildung 28 Auswirkungen des Fan-Durchmessers auf Treibstoffverbrauch und Lautstärke [16]

Der Fandurchmesser wird maßgeblich durch das Bypass-Verhältnis bestimmt, was das Drehzahlverhältnis zwischen Fan und Gasgenerator beeinflusst. Um diese Abhängigkeiten zu entkoppeln, werden in der Luftfahrt Drei-Wellen-Turbofan- und Geared-Turbofan-Triebwerke eingesetzt. Diese ermöglichen es, die Drehzahlen von Fan und Gasgenerator unabhängig zu optimieren.

Die Funktionsweise eines GTF-Triebwerks ähnelt der eines herkömmlichen Turbofan-Triebwerks, unterscheidet sich jedoch im Aufbau durch ein Hochleistungsplanetenradgetriebe zwischen Fan und Niederdruckturbine. Zudem weist der GTF weniger Triebwerkskomponenten auf als der TF. (siehe Abbildung 29)

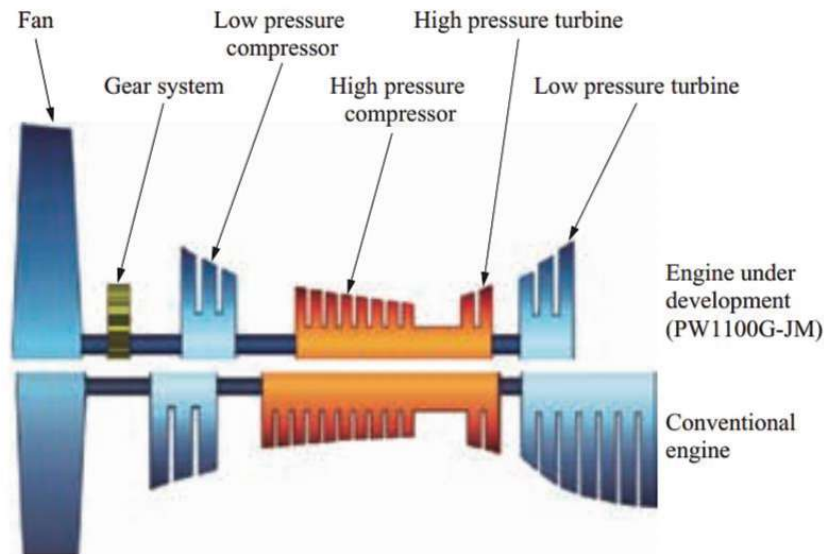


Abbildung 29 Prinzipvergleich eines PW1100G-JM zu einer konventionellen Antriebskonfiguration [17]

Die schnelllaufende Niederdruckturbinen (NDT) erlaubt eine reduzierte Stufenzahl, was sowohl die Baulänge als auch die Anzahl der Komponenten verringert. Die Anzahl der Schaufeln wird durch aeroakustische Anforderungen festgelegt, um die Belastungsgrenzen zu wahren und Lärmemissionen zu minimieren. (siehe Abbildung 29)

Die erhöhte Drehzahl des Niederdrucksystems durch das Planetengetriebe verschiebt den Betriebspunkt des Niederdruckverdichters auf eine höhere Drehzahl, was zu einer höheren Aufladung und einem verbesserten Wirkungsgrad führt. Die Niederdruckturbinen muss dabei an die hohen Strömungsgeschwindigkeiten der Hochdruckturbinen angepasst werden, um den statischen und dynamischen Belastungen bei hohen Drehzahlen der Niederdruckwelle standzuhalten, besonders an Rotorscheiben und -schaufeln. Die Randlasten verdoppeln sich, was den Einsatz dickerer Profile im Nabenbereich und schlanker Querschnitte im Gehäusebereich erforderlich macht. Hohe Stufendruckverhältnisse erhöhen zudem das Risiko aerodynamisch induzierter Schwingungen, die durch eine angepasste Schaufelgestaltung gezielt kontrolliert werden müssen.

Die Anpassungen der Niederdruckkomponenten und des Hochleistungsplanetengetriebes (FDGS) wirken sich deutlich auf die Gewichtsverteilung aus. Beim Geared Turbofan Triebwerk machen der Fan, die *Low pressure compressor* (LPC) -Komponenten und das FDGS einen größeren Anteil am Gesamtgewicht aus, was jedoch größtenteils durch die reduzierte Stufenanzahl der *Low pressure turbine* (LPT) ausgeglichen wird. (Siehe Abbildung 30)

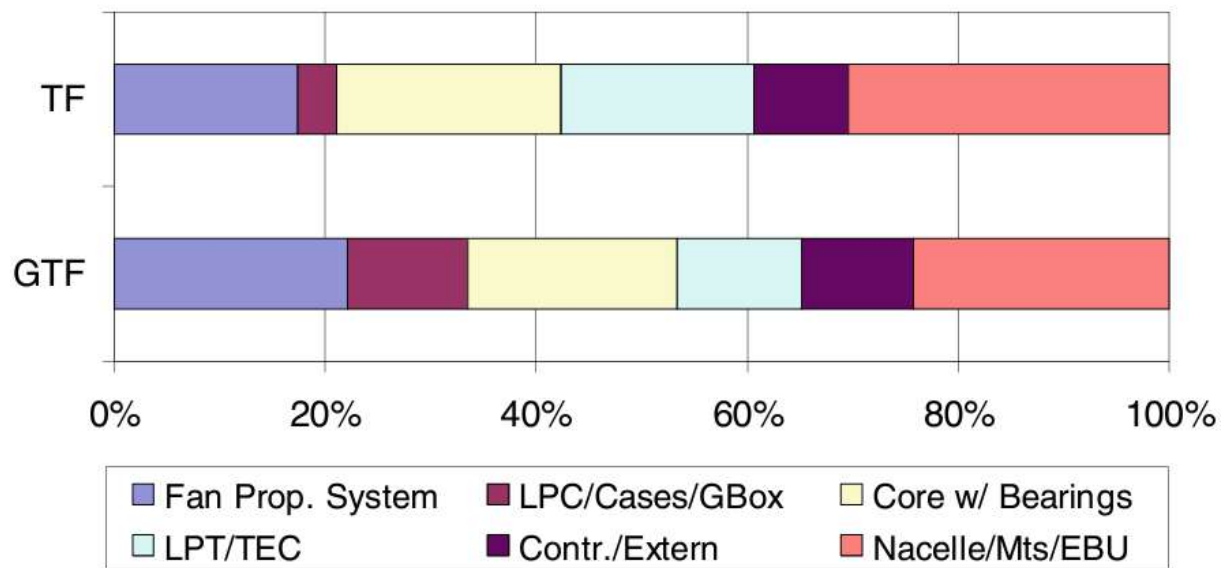


Abbildung 30 Vergleich der Gewichtsaufteilung eines konventionellen TF zu einem GTF [18]

Vergleicht man ein konventionelles Turbofan-Triebwerk mit einem Geared-Turbofan-Triebwerk bei gleichem Fan-Durchmesser, ist das GTF-Triebwerk trotz ähnlichem Thrust Specific Fuel Consumption ($TSFC$ bzw. SFC_F) deutlich leichter, da die langen und stufenreicheren LPC- und LPT-Komponenten des Turbofan-Triebwerks schwerer sind. Vergleicht man hingegen das Geared-Turbofan-Triebwerk mit einem Turbofan mit niedrigerem, gängigeren Bypass-Verhältnis, ist das GTF etwas schwerer, bietet jedoch einen besseren SFC_F . (siehe Abbildung 31)

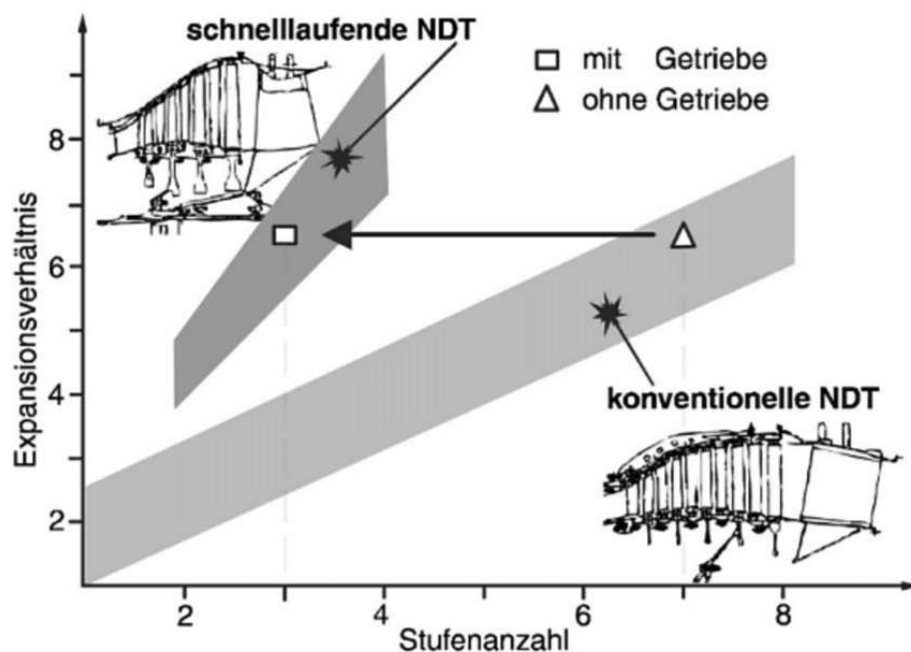


Abbildung 31 Optimierungsmöglichkeiten der Stufenanzahl bei einer schnelllaufenden Niederdruckturbine. [13]

Der Begriff SFC_F wird in Kapitel 2.10 Darstellung der Optimierungspotentiale genauer beschrieben.

2.9 Schubberechnung von Turbofan-Triebwerken

2.9.1 Bypass-Verhältnis Kennzahl μ :

Um die Effizienz moderner Triebwerke zu steigern, sind hohe Bypassverhältnisse erforderlich, die einen hohen Vortriebswirkungsgrad ermöglichen.

Das Bypass- oder Nebenstromverhältnis (Bypass Ratio) ist eine wichtige Kennzahl von Turbofan-Triebwerken und gibt das Verhältnis der Luftmasse an, die am Kerntriebwerk vorbeigeführt wird.

$$\mu = \frac{\dot{m}_{FAN}}{\dot{m}_{Core}} = \frac{\dot{m}_0 - \dot{m}_{Core}}{\dot{m}_{Core}} = \frac{\dot{m}_0 - (\dot{m}_0 - \dot{m}_{II})}{\dot{m}_I} = \frac{\dot{m}_{II}}{\dot{m}_I} \quad 3$$

$$\dot{m}_0 = \dot{m}_I + \dot{m}_{II} = \dot{m}_{Core} + \dot{m}_{FAN} = \text{angesaugter Luftstrom} \quad 4$$

$$\dot{m}_{FAN} = \dot{m}_{II} = \text{Sekundär Luftmassenstrom bzw. Nebenstrom} \quad 5$$

$$\dot{m}_{Core} = \dot{m}_I = \text{Primär Luftmassenstrom} \quad 6$$

Die Bypass-Verhältnisse von Turbofan-Triebwerken liegen typischerweise zwischen 0,3 und 9. In Triebwerken der dritten Generation, wie dem PW 4084 sind Bypassverhältnisse von 7–8 üblich, während neue Konzepte Verhältnisse von über 10 anstreben. Triebwerke mit einem kleinen Bypass-Verhältnis haben ein hohes Fandruckverhältnis ($\pi_{FAN} > 2$) und mehrere Fanstufen (2 bis 5). Ein großes Bypass-Verhältnis hingegen erfordert ein niedrigeres Fandruckverhältnis und machen das Triebwerk anfälliger für Störungen, was durch verstellbare Fanschaufeln oder eine verringerte Umfangsgeschwindigkeit ausgeglichen werden kann.

Durch ein hohes Bypass-Verhältnis wird der Strahlärm gesenkt, wodurch jedoch der Lärm von Fan, Turbine und Verdichter an Bedeutung gewinnt. Bei Turbofans mit Hochleistungsgetriebe, ist der Fan über ein Getriebe mit der Niederdruckwelle verbunden, somit sind höhere Drehzahlen im Kerntriebwerk und ein höheres Gesamtdruckverhältnis möglich.

Dies stellt erhöhte aeromechanische und thermische Anforderungen an die Niederdruckturbine, die transsonisch durchströmt wird.

2.9.2 Allgemeine Schubgleichung für Turbofantriebwerke

Die Schubgleichung eines Turbofantriebwerkes kann auf Basis eines Zweikreistriebwerkes erklärt werden. Ein negatives Vorzeichen für die Kraft F_x wäre nur nötig, wenn F_x entgegen der x-Richtung in Abbildung 32 eingezeichnet wäre.

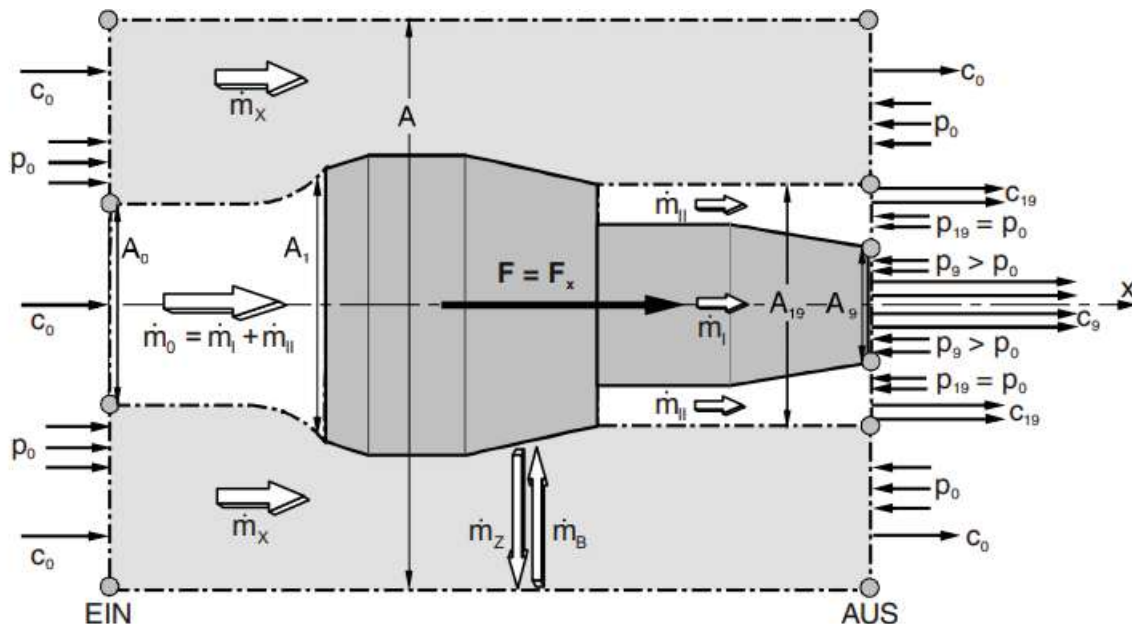


Abbildung 32 Schematische Darstellung eines Zweikreistriebwerkes mit Kontrollflächen und Strömungsgrößen zur Anwendung des Impulssatzes { [13] S.260 }

Dabei beschreibt c_0 die Reisegeschwindigkeit, c_9 die Geschwindigkeit des Abgasstrahles am Austritt und c_{19} die Geschwindigkeit des Sekundärmassestromes an der Austrittsgrenzfläche.

Der Massenstrom $\dot{m}_x$ beschreibt die Luftmasse zwischen Zweikreistriebwerk und Systemgrenzfläche. Der in die Brennkammer eingespritzten Brennstoffmassenstrom wird als $\dot{m}_B$ bezeichnet. Die aus dem Verdichter entnommenen Luftmassenstrom wird als Zapfluß $\dot{m}_Z$ beschrieben. Zapfluß wird aus dem Triebwerk für die Klimatisierung, Enteisung, Sperrluft in Lagern und pneumatische Antriebe entnommen, wodurch ein Massenanteil am Triebwerksaustritt verloren geht. Die aus dem Verdichter entnommene Turbinenkühlluft hingegen wird in den ersten Turbinenstufen wieder in den Triebwerksstrom zurückgeführt.

Für den Eintritt und Austritt kann die Summe der Impulsströme angeschrieben werden.

$$\sum_{A_{EIN}} (\dot{m} \cdot c)_{EIN} = \dot{m}_x \cdot c_0 + (\dot{m}_I + \dot{m}_{II}) \cdot c_0 \quad 7$$

$$\sum_{A_{AUS}} (\dot{m} \cdot c)_{AUS} = \dot{m}_x \cdot c_0 + \dot{m}_{II} \cdot c_{19} + (\dot{m}_I + \dot{m}_B - \dot{m}_Z) \cdot c_9 \quad 8$$

Ebenso kann die Summe der Druckkräfte am Ein- und Austritt angeschrieben werden.

$$\sum_{A_{EIN}} (p_0 \cdot A)_{EIN} = p_0 \cdot A_0 + p_0 \cdot (A - A_0) \quad 9$$

$$\sum_{A_{Aus}} (p_0 \cdot A)_{Aus} = p_9 \cdot A_9 + p_{19} \cdot (A_{19} - A_9) + p_0 \cdot (A - A_{19}) \quad 10$$

Für eindimensionale Anwendungen, die sich jeweils auf eine einzige Koordinatenrichtung beziehen, kann der Impulssatz in folgende simplifizierte Form gebracht werden:

$$F_x = \left[\sum_{A_{Aus}} (\dot{m} \cdot c)_{Aus} - \sum_{A_{EIN}} (\dot{m} \cdot c)_{EIN} \right] + \left[\sum_{A_{Aus}} (p_0 \cdot A)_{Aus} - \sum_{A_{EIN}} (p_0 \cdot A)_{EIN} \right] \quad 11$$

Diese Gleichung besagt, dass die Summe aller aus einer Kontrollfläche austretenden Impulsströme, vermindert um die Summe der eintretenden Impulsströme, addiert mit der Differenz der Summen der Druckkräfte, die Stützkraft F_x ergibt. Wobei im Falle eines Triebwerkes die Stützkraft F_x identisch mit dem Triebwerksschub F ist.

$$F_x = F \quad 12$$

Um die allgemeine Schubgleichung für Turboantriebe (14) zu erhalten wird der Druck am Einlauf gleich dem Auslauf gesetzt.

$$p_{19} = p_0 \quad 13$$

$$F = [c_9 \cdot (\dot{m}_I + \dot{m}_B - \dot{m}_Z) - c_0 \cdot \dot{m}_I + A_9 \cdot (p_9 - p_0)] + [\dot{m}_{II} \cdot (c_{19} - c_0)] \quad 14$$

Dabei kann die erste rechteckige Klammer als Schub des Primärkreises F_I verstanden werden und die zweite eckige Klammer Schubanteil des Sekundärkreises F_{II} .

$$F = F_I + F_{II} \quad 15$$

$$F_I = [c_9 \cdot (\dot{m}_I + \dot{m}_B - \dot{m}_Z) - c_0 \cdot \dot{m}_I + A_9 \cdot (p_9 - p_0)] \quad 16$$

$$F_{II} = [\dot{m}_{II} \cdot (c_{19} - c_0)] \quad 17$$

Außerdem kann mit Hilfe der Schubgleichung auch das Bypass-Verhältnis ausgedrückt werden. Dazu das Bypass-Verhältnis auf $\dot{m}_I$ und $\dot{m}_{II}$ umgeschrieben.

$$\dot{m}_I = \frac{1}{1 + \mu} \dot{m}_0 \quad 18$$

$$\dot{m}_{II} = \frac{\mu}{1 + \mu} \dot{m}_0 \quad 19$$

In weiterer Folge können die umgeschriebenen Bypass-Verhältnisse in die allgemeine Schubgleichung eingesetzt werden. Als weitere Vereinfachung kann der Druck p_9 gleich dem Umgebungsdruck p_0 gesetzt werden.

$$p_9 = p_0 \quad 20$$

Dadurch lässt sich die Gleichung für den Schub vereinfachen, sodass sie ausschließlich von kinematischen Beziehungen abhängig ist.

$$F = \frac{1}{1 + \mu} \dot{m}_0 \cdot (c_9 - c_0) + \frac{\mu}{1 + \mu} \dot{m}_0 \cdot (c_{19} - c_0) + (\dot{m}_B - \dot{m}_Z) \cdot c_9 \quad 21$$

Durch weiteres umformen erhält man:

$$\mu = \frac{\dot{m}_0 \cdot (c_9 - c_0) + (\dot{m}_B - \dot{m}_Z) \cdot c_9 - F}{F - (\dot{m}_B - \dot{m}_Z) \cdot c_9 - \dot{m}_0 \cdot (c_{19} - c_0)} \quad 22$$

Somit sind nicht nur die Abhängigkeiten, sondern auch die Signifikanz des Bypass-Verhältnisses für Optimierungspotentiale erkennbar.

2.10 Darstellung der Optimierungspotentiale

Zur Bestimmung von Optimierungspotenzialen sind bestimmte Kenngrößen erforderlich. Der Brennstoffverbrauch SFC (specific fuel consumption) kann bezogen auf die Leistung SFC_P und bezogen auf den Schub SFC_F bzw. $TSFC$ dargestellt werden.

$$SFC_P = \frac{\dot{m}_B}{P_{PT}} = \frac{\text{Brennstoffdurchsatz}}{\text{Leistung abgegeben}} \quad 23$$

$$SFC_F = \frac{\dot{m}_B}{F} = \frac{\text{Brennstoffdurchsatz}}{\text{Schub}} \quad 24$$

Um die Effizienz von Flugzeugtriebwerken zu verbessern, muss der Gesamtwirkungsgrad η_0 erhöht werden. Er beschreibt die Effizienz der Umwandlung zugeführter Wärme in Vortriebsleistung und dient somit als Maß für die Güte der Wärmekraftmaschine bzw. des Flugtriebwerks aus Sicht des Fluggeräts.

$$\eta_0 = \eta_{th} \cdot \eta_p = \frac{\text{Vortrieb}}{\text{Zugeführter Wärmestrom durch Verbrennung}} \quad 25$$

Dabei gibt der Thermische Wirkungsgrad η_{th} an, welcher Anteil der zugeführten spezifischen Wärmeenergie bzw. Brennstoffleistung, in der Brennkammer in nutzbare spezifische Energie bzw. Leistung umgewandelt wird. Die Brennstoffleistung wird durch $\dot{m}_B \cdot H_u$ dargestellt, wobei H_u den *unteren Heizwert* beschreibt, bei angenommener vollständiger Verbrennung.

$$\eta_{th} = \frac{\text{Strahlleistung}}{\text{Zugeführter Wärmestrom durch Verbrennung}} = \frac{\dot{m}_9 \frac{c_9^2}{2} - \dot{m}_0 \frac{c_0^2}{2}}{\dot{m}_B \cdot H_u} \quad 26$$

Der Vortriebswirkungsgrad η_p beschreibt die am Fluggerät durch die Vorwärtsbewegung mit c_0 vollbrachte Leistung.

$$\eta_p = \frac{\text{Vortriebsleistung}}{\text{Strahlleistung}} = \frac{F \cdot c_0}{\dot{m}_9 \frac{c_9^2}{2} - \dot{m}_0 \frac{c_0^2}{2}} \quad 27$$

Durch Einsetzen in die Gleichung (25) für den Gesamtwirkungsgrad η_0 erhält man:

$$\eta_0 = \frac{\text{Vortriebsleistung}}{\text{Strahlleistung}} = \frac{F \cdot c_0}{\dot{m}_B \cdot H_u} = \frac{c_0}{SFC_F \cdot H_u} \quad 28$$

Es ergibt sich ein Parameter, der umgekehrt proportional zum schubbezogenen spezifischen Brennstoffverbrauch (SFC_F) ist. Damit können SFC_F und

Gesamtwirkungsgrad als vergleichbare Effizienzmaße herangezogen werden, wenn Antriebe für Fluggeräte gleicher Geschwindigkeit und mit demselben Brennstoff verglichen werden.

Der SFC von Triebwerken wird hauptsächlich durch die Arbeitsprozessdaten des Triebwerks bestimmt. Die wichtigsten thermodynamischen Parameter, die den SFC beeinflussen, sind: {vgl. [3], S.757}

- Gesamtdruckverhältnis OPR (overall pressure ratio)
- Turbineneintrittstemperatur TET (turbine entry temperature)
- Bypass Verhältnis BPR (bypass ratio)

Zusätzliche Optimierungspotentiale sind:

- Verbesserung der Wirkungsgrade der zusätzlichen Komponenten
- Gewinnung des Schubes aus Verlusten

Auswirkungen der Änderung des OPR sind in Abbildung 33, Abbildung 35 ersichtlich. Eine Änderung des TET ist in Abbildung 34 und in Abbildung 35.

Auf die zusätzlichen Optimierungspotentiale wird im Kapitel 3 und 5 genauer eingegangen.

Bei den meisten Turbofan-Triebwerken erzeugt der verdichtete Bypass-Luftstrom über die Sekundärdüse mehr Schub als der heiße Primärstrom. Das Verhältnis der Massenströme kann je nach Flugmission und Schubhebelstellung variieren. Eine Erhöhung des Bypass-Verhältnisses steigert den Vortriebswirkungsgrad und senkt den spezifischen Brennstoffverbrauch.

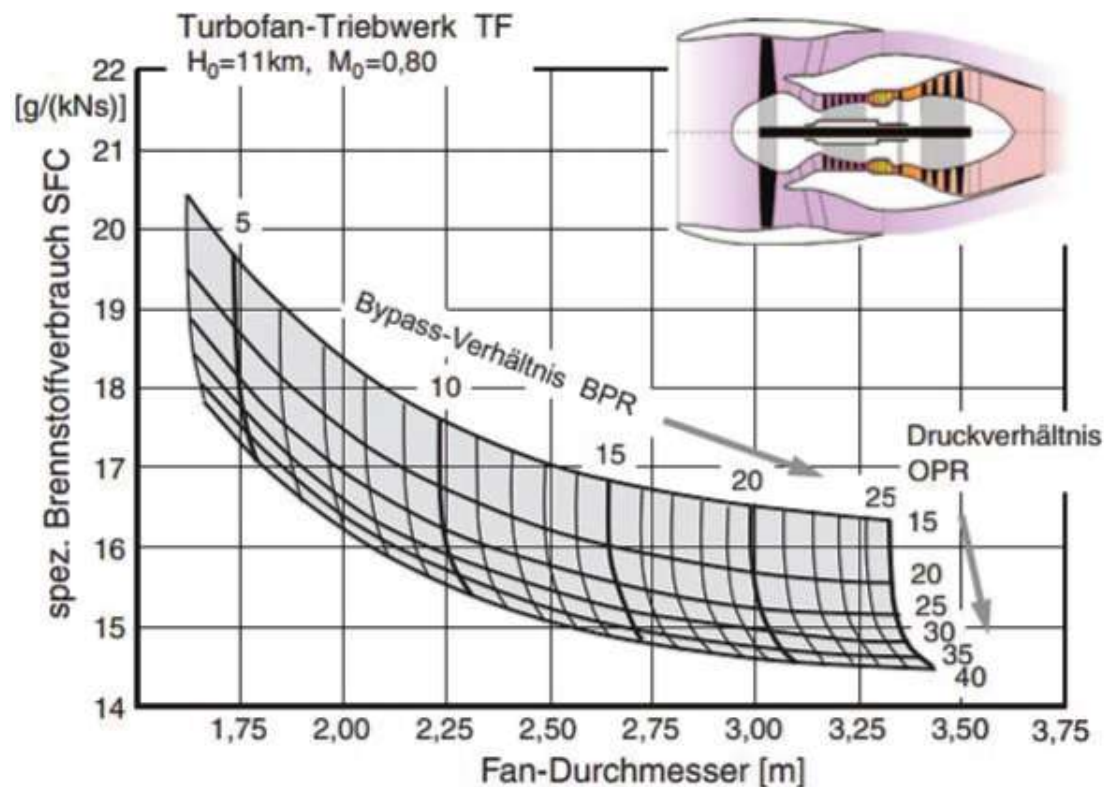


Abbildung 33 Turbofan-Triebwerk TF mit hohem Bypass-Verhältnis BPR ohne Mischung. Spezifischer Brennstoffverbrauch SFC abhängig vom Gesamtdruckverhältnis OPR und dem Fan-Durchmesser, für den Reiseflug (cruise) { [3], S.16 }

Durch Erhöhung des Fan-Durchmesser steigt auch der BPR, wodurch der SFC sinkt. Zusätzlich kann der SFC durch höhere OPR reduziert werden. Ein sehr großer Fan-Durchmesser erschwert die Integration der Turbofan-Triebwerke in das Flugzeugsystem erheblich.

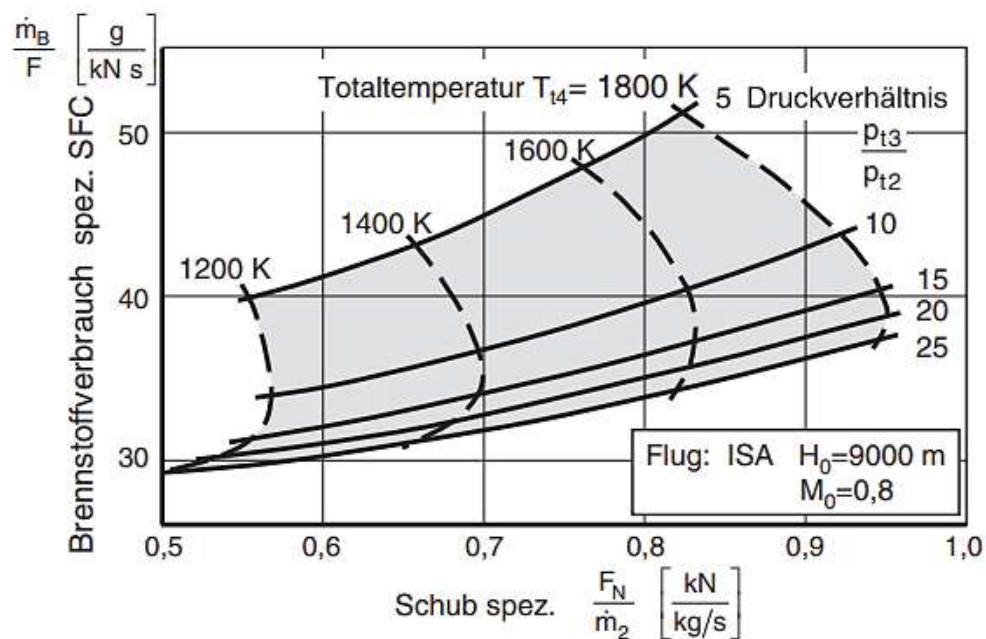


Abbildung 34 SFC_F abhängig vom spezifischen Schub, TET und Fandruckverhältnis, eines TJ mit Einstrom-Einwellen-Gasgenerator GG als Schubtriebwerk mit Schubdüse { [3] S.7 }

Durch Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur TET kann der spez. Schub erhöht werden, jedoch steigt der SFC_F ebenfalls. Durch Erhöhung des OPR kann die Erhöhung des TET größtenteils ausgeglichen werden, um den SFC konstant zu halten.

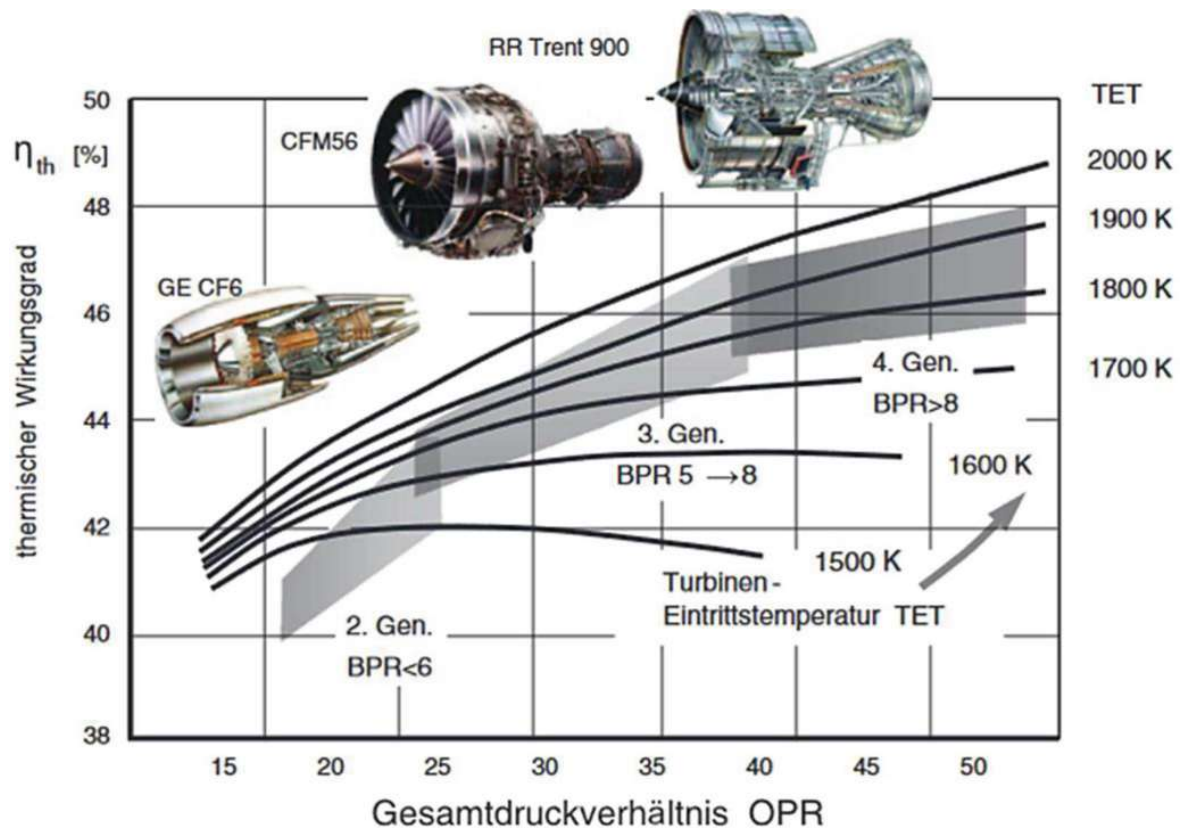


Abbildung 35 Thermischer Wirkungsgrad von Bypass-Turbofan-Triebwerken abhängig vom Gesamtdruckverhältnis OPR und der Turbinen-Eintrittstemperatur TET. { [3] S.27 }

Anhand der einzelnen Generationen an TF ist die Steigerung des OPR und TET ersichtlich. Die höheren TET sind durch bessere Schaufelkühlung und bessere Materialien möglich.

2.11 Charakterisierung von Wärmetauschern

Abbildung 36 Wärmetauscher Bauarten zeigt schematisch drei unterschiedliche Bauarten von Wärmetauschern. Dargestellt sind die Wärmeströme (1 und 2) des Gegenstrom-, Gleichstrom- und des Kreuzgegenstrom-Wärmetauschers mit ihren Durchströmungsrichtungen und den Ein- und Austrittstemperaturen. Die Eintrittstemperaturen sind jeweils mit einem Oberstrich gekennzeichnet und die Austrittstemperaturen mit zwei Oberstrichen.

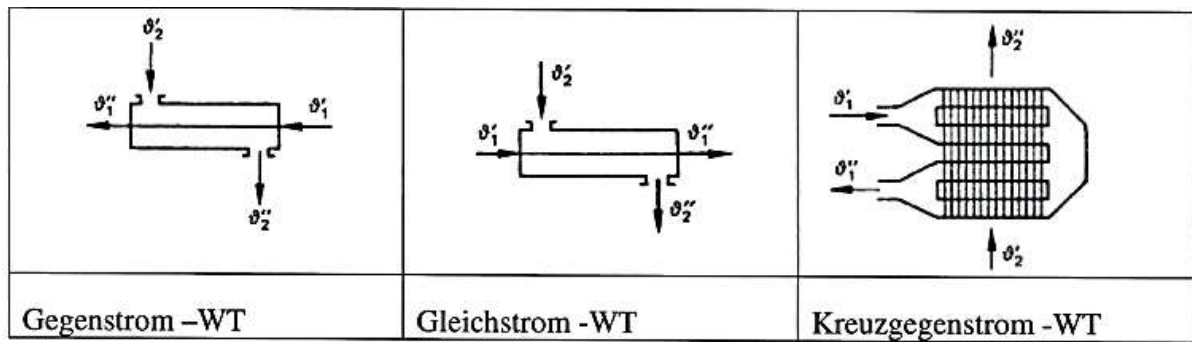


Abbildung 36 Wärmetauscher Bauarten [7]

Die Temperaturverläufe für Gleichstrom und Gegenstrom sind in Abbildung 37 erkennbar.

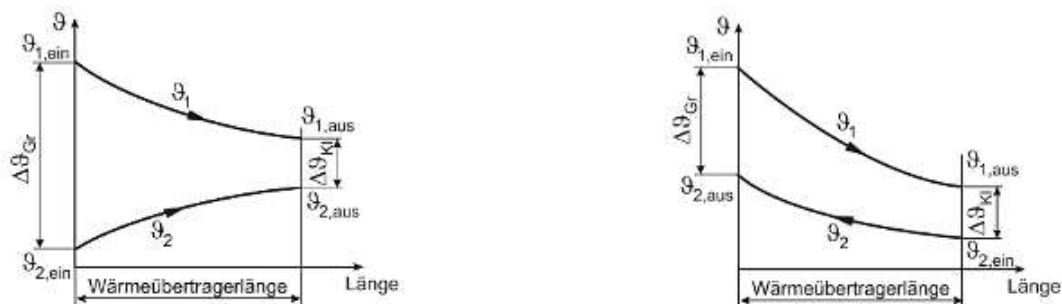


Abbildung 37 Temperaturgefälle im Wärmetauscher: Gleichstromwärmetauscher (links) und Gegenstromwärmetauscher (rechts) [7]

2.11.1 Gleichstromwärmetauscher

Bei dieser Bauweise fließen das warme und das kalte Medium parallel und in die gleiche Richtung. Dies führt zu einer gleichmäßigen Annäherung der Temperaturen entlang der Strömungsstrecke, jedoch zu einem geringeren maximalen Temperaturunterschied zwischen den Medien.

2.11.2 Gegenstromwärmetauscher

Hier fließen die beiden Medien in entgegengesetzte Richtungen. Dieses Prinzip ermöglicht eine maximale Annäherung der Austrittstemperaturen der Medien und gewährleistet eine höhere thermische Effizienz im Vergleich zum Gleichstromprinzip.

2.11.3 Kreuzstromwärmetauscher

Bei dieser Konstruktion kreuzen sich die Strömungswege der beiden Medien senkrecht zueinander. Dies führt zu einer moderaten thermischen Effizienz, die zwischen der von Gleich- und Gegenstromwärmetauschern liegt, und wird oft in Anwendungen eingesetzt, bei denen eine kompakte Bauweise erforderlich ist.

2.12 Wärmeübertragung

Wärmeübertragung bezeichnet den Energiefluss in Form von Wärme aufgrund eines Temperaturunterschieds zwischen zwei oder mehreren Körpern oder innerhalb eines Körpers. Die Energie bewegt sich stets von einem Bereich höherer Temperatur zu einem Bereich niedrigerer Temperatur, bis ein thermisches Gleichgewicht erreicht ist. Die Übertragungsrate hängt von der Temperaturdifferenz und dem Widerstand des Mediums ab. Steigt oder fällt die Temperatur während des Prozesses, spricht man von instationärem Wärmeübergang, andernfalls von stationärem Wärmeübergang. Die Wärmeübertragung erfolgt über drei grundlegende Mechanismen: *Wärmeleitung (Konduktion)*, *Konvektion* und *Strahlung*. [10]

2.12.1 Wärmeleitung (Konduktion)

Wärmeleitung ist die Übertragung von Energie durch Wechselwirkungen benachbarter Moleküle mit unterschiedlichem Energiegehalt. In Feststoffen oder ruhenden Flüssigkeiten fließt Wärme von energetisch höher zu energetisch niedriger geladenen Teilchen, ohne dass sich das Medium bewegt. Bei stationärer Wärmeleitung durch eine Wand mit den Temperaturen $T_1 > T_2$ erfolgt der Wärmestrom in Richtung des Temperaturgradienten. Die Wärmestromrate hängt von der Wanddicke dx , der Fläche A , dem Material und der Temperaturdifferenz ab. [10] (siehe Abbildung 38)

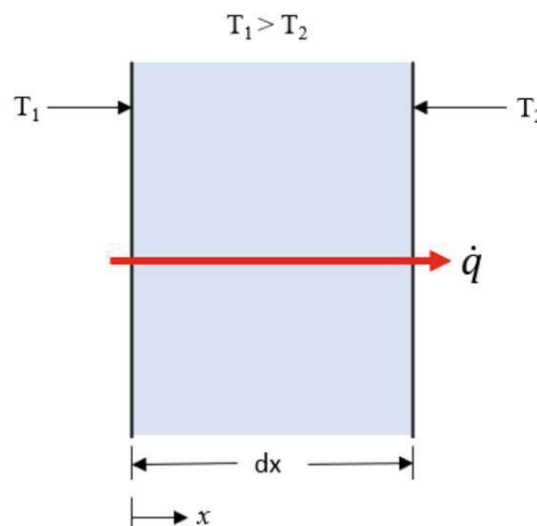


Abbildung 38 Wärmeübertragung aufgrund von Wärmeleitung (Konduktion) [10]

Die Wärmeleitung wird mathematisch durch das Gesetz von Fourier beschrieben. Sie beschreibt die Temperaturverteilung in Abhängigkeit von den Wärmequellen und der Leitfähigkeit des Mediums.

Für eine eindimensionale Wand lautet die Gleichung:

$$\dot{q}_i = -k \frac{\partial T}{\partial x_i}$$

Hierbei ist $\dot{q}_i$ der Wärmefluss pro Fläche in W/m^2 , k die Wärmeleitfähigkeit des Materials in W/mK , und der negative Gradient zeigt den Fluss in Richtung niedrigerer Temperaturen an.

Für die zweidimensionale stationäre Wärmeleitung gilt die differenzielle Wärmeleitungsgleichung: [10]

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\dot{q}}{k} = 0$$

30

2.12.2 Strahlung

Wärmeübertragung durch Strahlung bezeichnet die Übertragung thermischer Energie durch elektromagnetische Wellen, die direkt von einem Körper mit höherer Temperatur auf einen Körper mit niedrigerer Temperatur erfolgt, ohne dass ein Medium wie Feststoff, Flüssigkeit oder Gas notwendig ist. [10]

Dieser Mechanismus wird durch die Stefan-Boltzmann-Gleichung beschrieben, wobei die Wärmeübertragung proportional zur vierten Potenz der absoluten Temperatur des strahlenden Körpers ist. Strahlung wird besonders bei großen Temperaturunterschieden relevant. Aufgrund der relativ niedrigen Temperaturdifferenzen wird in dieser Arbeit die Strahlung nicht berücksichtigt.

2.12.3 Konvektion

Konvektion tritt auf, wenn eine Temperaturdifferenz zwischen einer Oberfläche und einer bewegten Flüssigkeit oder einem Gas besteht. Sie umfasst molekulare Energieübertragung und makroskopische Fluidbewegungen. An der Oberfläche entwickelt sich eine thermische Grenzschicht, in der Wärme durch Leitung von der Platte an die angrenzende Flüssigkeit übertragen und anschließend durch Konvektion abgeführt wird. [10] (siehe Abbildung 39)

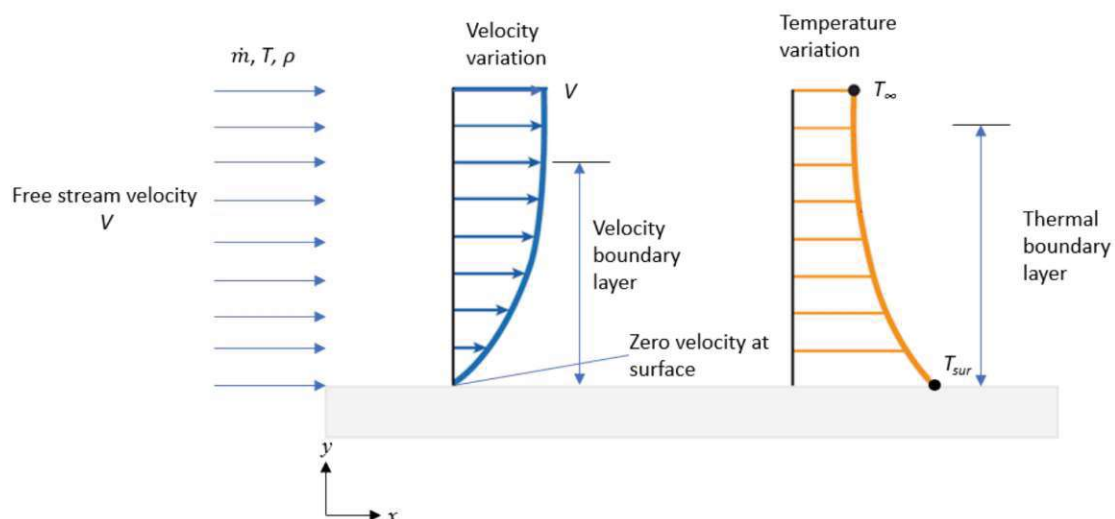


Abbildung 39 Wärmeübertragung aufgrund von Konvektion [10]

Konvektiver Fluss kann in *natürliche Konvektion* (durch Dichteunterschiede getrieben) und *erzwungene Konvektion* (durch Pumpen oder Ventilatoren angetrieben) unterteilt werden. Zudem unterscheidet man zwischen *externen Flüssen* (frei um eine Oberfläche) und *internen Flüssen* (innerhalb von Rohren oder Kanälen).

Die Konvektionswärmeübertragung wird durch Newtons Gesetz der Abkühlung beschrieben:

$$\dot{q} = h(T_{surf} - T_{\infty}) \quad 31$$

Hierbei ist $\dot{q}$ der konvektive Wärmestrom in W/m^2 , T_{surf} beschreibt die Oberflächentemperatur und T_{∞} die Temperatur außerhalb der Thermischen Grenzschicht mit der Einheit K . Wärmeübergangskoeffizient wird mit h beschrieben in W/m^2K . [10]

Die Gleichung beschreibt eine lineare Beziehung zwischen der übertragenen Wärmemenge und dem Temperaturgradienten. Der Wert von h hängt von Faktoren wie Grenzschichtform, Geometrie und Fluideigenschaften ab und ist entscheidend für die Bestimmung der Wärmeübertragungsrate. [10]

2.12.4 Nusseltzahl Nu

Die Nusseltzahl ist eine dimensionslose Kennzahl, die das Verhältnis von Konvektions- zu Wärmeleitungsübertragung an einer Grenze beschreibt. Sie repräsentiert den dimensionslosen Wärmeübergangskoeffizienten.

Bei $Nu = 1$ erfolgt die Wärmeübertragung ausschließlich durch Wärmeleitung, da das Fluid stationär ist. Höhere Werte von Nu zeigen eine verstärkte Wärmeübertragung durch Fluidbewegung (Advektion) an.

Die Nusselt-Zahl wird definiert als:

$$Nu = \frac{hL_c}{\lambda} \quad 32$$

wobei h der Wärmeübergangskoeffizient in W/m^2K , L_c die charakteristische Länge in m und λ die Wärmeleitfähigkeit W/mK ist. [10]

2.12.5 Reynoldszahl Re

Die Reynoldszahl beschreibt das Verhältnis von Trägheitskräften zu viskosen Kräften in einer Strömung und bestimmt, ob die Strömung laminar oder turbulent ist.

Bei niedrigen Reynolds-Zahlen dominieren viskose Kräfte, und die Strömung bleibt laminar. Bei hohen Reynoldszahlen dominieren Trägheitskräfte, wodurch die Strömung turbulent wird. Turbulenz erhöht die Vermischung und somit den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten. [10]

Die Reynoldszahl wird definiert als:

$$Re = \frac{\rho u L_c}{\mu} \quad 33$$

Wobei ρ die Dichte in kg/m^3 , u in m/s die mittlere Geschwindigkeit, L_c die charakteristische Länge und μ in kg/ms die dynamische Viskosität des Fluids darstellen. [10]

2.12.6 Prandtlzahl Pr

Die Prandtlzahl ist eine Dimensionslose Kennzahl und beschreibt das Verhältnis zwischen kinematischer Viskosität und Temperaturleitfähigkeit.

Die Prandtlzahl wird definiert als:

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda} = \frac{\nu \rho c_p}{\lambda} \quad 34$$

Wobei ρ die Dichte in kg/m^3 , λ die Wärmeleitfähigkeit in W/mK , ν kinematische Viskosität in m^2/s , c_p spezifische Wärmekapazität in J/kgK und μ in kg/ms die dynamische Viskosität des Fluids darstellen. [10]

2.13 Zuordnung der Pratt & Whitney Basistriebwerke zum A320neo

Um einen Bezug zwischen den Basis Geared-Turbofan-Triebwerken der PW 1100G-Klasse und den dafür zertifizierten Flugzeugen herzustellen, werden im Folgenden die Triebwerke den entsprechenden Flugzeugen zugeordnet. (siehe Abbildung 40)

Engine Models

 Airbus A320neo	 81"	PW1100G-JM		
		A319neo PW1124G-JM 24,000 lbs	A320neo PW1127G-JM 27,000 lbs	A321neo PW1133G-JM 33,000 lbs
 Mitsubishi Regional Jet	 56"	PW1200G		
		MRJ70 PW1215G 15,000 lbs	MRJ90 PW1217G 17,000 lbs	
 Irkut MC-21	 81"	PW1400G		
		MC-21-200 PW1428G 28,000 lbs	MC-21-300 PW1431G 31,000 lbs	
 Bombardier CSeries	 73"	PW1500G		
		CS100 PW1519G 19,000 lbs	CS100 PW1521G 21,000 lbs	CS300 PW1524G 24,000 lbs
 Embraer E-Jets E2	 56" and 73"	PW1700G / PW1900G		
		E175-E2 PW1700G up to 17,000 lbs	E190/195-E2 PW1900G up to 22,000 lbs	

Abbildung 40 Triebwerkszuteilung { [6] S.42}

Laut Austrian Airlines trägt die Einflottung des modernen und effizienten Kurz- und Mittelstreckenflugzeugs Airbus A320neo zu einer ressourcenschonenderen Luftfahrt bei. Dank der fortschrittlichen Pratt & Whitney-Triebwerke und verbesserter Aerodynamik reduziert der A320neo (New Engine Option) den Treibstoffverbrauch um bis zu 20 % im Vergleich zu älteren Flugzeugmodellen. Zudem verringert sich der Lärmteppich eines startenden A320neo um etwa 50 % im Vergleich zu ähnlichen Flugzeugtypen. [19]

Das neue Triebwerk der PW1100G Klasse ist klar erkennbar an dem großen BPR und dem dafür notwendigen Getriebe zwischen Fan und Niederdruckverdichter.

Als weiteres Augenmerk ist das Leitradgitter des Fans, die zusätzlich auch die Gasgeneratorogondel mit dem Gehäuse und Flugzeug verbindet. (siehe Abbildung 41)

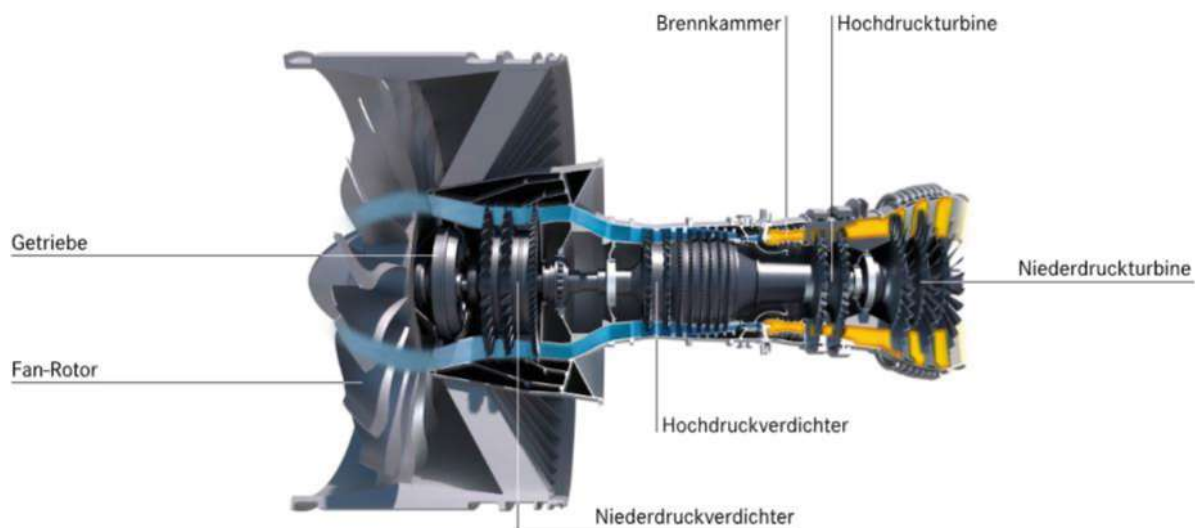


Abbildung 41 Schnittbild des PW1100G [20]

Das PW1100G-JM wurde mit Beteiligung der JAEC und MTU als Partner aus der IAE entwickelt, was durch den Zusatz „-JM“ im Namen gekennzeichnet ist. Das „G“ bezieht sich auf *Geared* vom Geared Turbofan und beschreibt das Vorhandensein eines Getriebes für den Fan. Es ist das größte Triebwerk der Serie und wird neben dem CFM LEAP-1A für die Airbus A320neo-Serie eingesetzt. [14]

2.14 Strömungsgrößen und Geschwindigkeitsdreiecke

Zur Darstellung der Zusammenhänge von Strömungsgrößen wird das Geschwindigkeitsdreieck verwendet, welches den Zusammenhang zwischen Absolutgeschwindigkeit $\vec{c}$, Relativgeschwindigkeit $\vec{w}$, und Umfangsgeschwindigkeit $\vec{u}$, veranschaulicht. Typischerweise wird das Geschwindigkeitsdreieck in einem mittleren Bereich eines Beschauelungsquerschnitts gezeichnet, wodurch eine integrale Mittelung der Strömungsparameter möglich wird.

Zur Vereinfachung wird der mittlere Durchmesser gebildet. Dieser stellt jedoch nicht den Mittelwert des Inneren und Äußeren Durchmessers dar. Sondern wird so gewählt, dass die resultierende Fläche des Außendurchmessers gleich dem des Innendurchmessers entspricht. Formal lässt sich die Absolutgeschwindigkeit als Summe der Umfangs- und Relativgeschwindigkeit darstellen.

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$$

35

Die Strömungsgeschwindigkeiten am Laufradeintritt und -austritt können durch die Indizes 1 und 2 gekennzeichnet werden. Die Umlenkung der Strömung am Laufschaufelgitter eines Verdichters ist deutlich erkennbar. (siehe Abbildung 42)

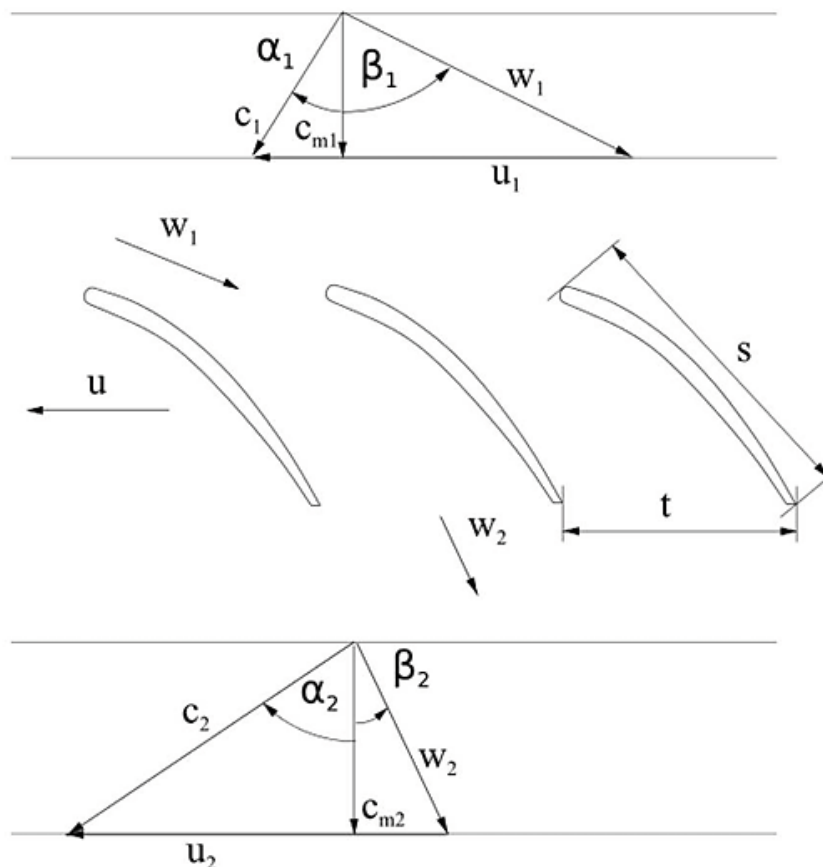


Abbildung 42 Geschwindigkeitsdreiecke an einem Verdichterlaufradgitter { [21] S.14}

Dabei wird c_m als die Meridiangeschwindigkeit definiert, welche in axialer Richtung zum Laufradgitter steht. Der Strömungswinkel α gibt den Winkel zwischen Absolut-

und Meridiangeschwindigkeit an. Hingegen gibt der Strömungswinkel β den Winkel zwischen Relativ- und Meridiangeschwindigkeit an. Weiterhin werden die Teilung t und die Sehnenlänge s in Abbildung 42 dargestellt. Die Teilung beschreibt den Abstand zwischen zwei Schaufeln, während die Sehnenlänge die maximale Länge zwischen Schaufelvorderkante und Schaufelhinterkante angibt. Die Umfangsgeschwindigkeit u_1 ist identisch mit u_2 , da beide die gegenüberliegenden Seiten desselben Laufschaufelgitters darstellen.

2.14.1 Arbeitsweise einer axialen Verdichterstufe

Abgesehen von kleinen periodischen Schwankungen durch die gegenseitige Beeinflussung der Gitter ist die Strömung in einer Turbomaschine stationär und kann durch zeitliche Mittelwerte beschrieben werden. Daher werden die relevanten Zusammenhänge in charakteristischen Strömungsquerschnitten zeitunabhängig betrachtet. In einer Stufe liegen die Kontrollflächen vor und hinter dem Laufrad sowie vor und hinter dem Leitrad, wobei bei unmittelbar aufeinanderfolgenden Gittern die Austrittsfläche des einen mit der Eintrittsfläche des nächsten Gitters übereinstimmt.

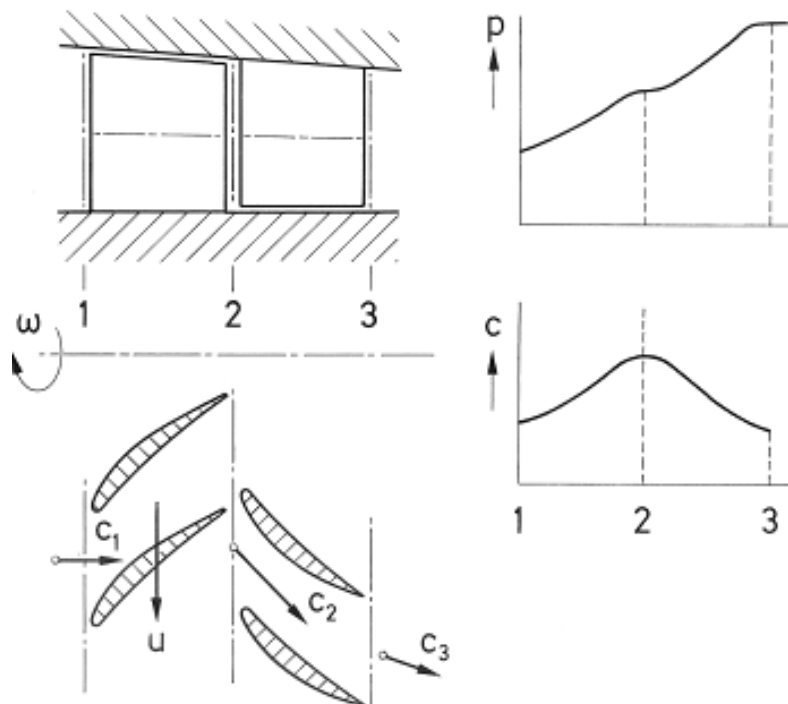


Abbildung 43 Prinzip der Arbeitsweise einer axialen Verdichterstufe [22]

Eine Turboverdichterstufe kann als das Gegenstück zur Turbinenstufe betrachtet werden. Die Wellenantriebsarbeit wird vom Laufgitter auf das Arbeitsmedium übertragen, was dessen Geschwindigkeit und Druck in Bezug auf das Gehäuse erhöht. Im anschließenden Leitgitter wird die Geschwindigkeit wieder auf den Anfangswert reduziert, was zu einem weiteren Druckanstieg führt. Im Gegensatz zur Turbinenstufe kann eine axiale Verdichterstufe jedoch unter vergleichbaren Betriebsbedingungen nur eine deutlich geringere Energiemenge umsetzen. (siehe Abbildung 43)

2.15 Profilformen von Axialverdichterbeschaufelung

Die typischen Profilformen von Axialverdichterbeschaufelungen begrenzen sich nicht nur auf NACA-Profile, die wichtigsten Profile werden hier kurz beschrieben. (siehe Abbildung 44)

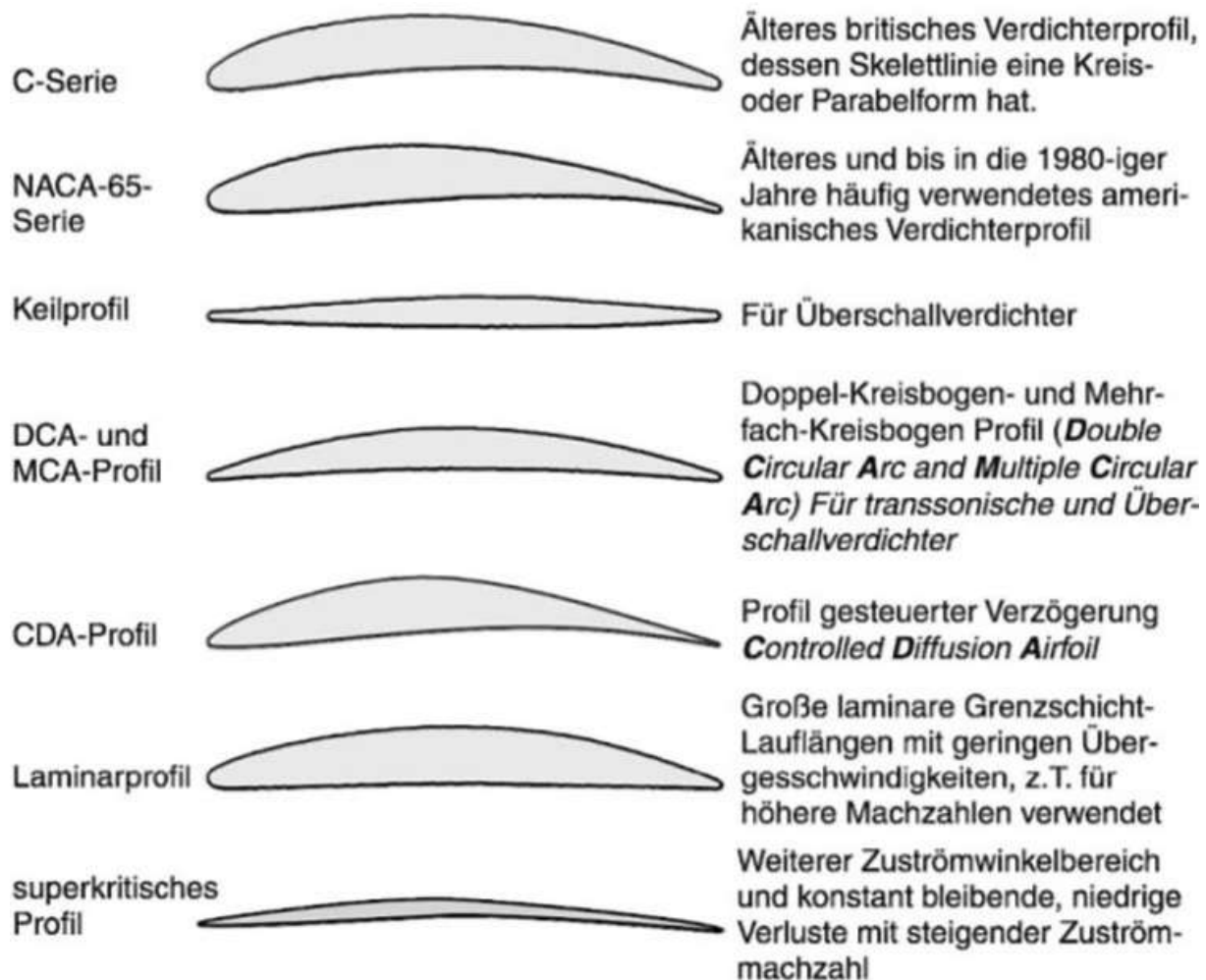


Abbildung 44 Typische Axialverdichterprofile { [13] S.610 }

Die National Advisory Committee for Aeronautics (NACA) ist der Vorgänger der NASA. Die NACA-Profile sind eine Reihe von standardisierten Flügelprofilen oder Tragflächenquerschnitten, die für Flugzeuge und andere aerodynamische Anwendungen entwickelt wurden. Diese Profile wurden so entworfen, dass sie bestimmte aerodynamische Eigenschaften aufweisen, wie z.B. geringen Widerstand, hohen Auftrieb oder optimierte Strömungseigenschaften.

Die NACA-Profile werden durch spezielle Nummernfolgen gekennzeichnet, die die geometrischen und aerodynamischen Eigenschaften des jeweiligen Querschnitts codieren. Es gibt mehrere Klassifikationen von NACA-Profilen, wobei die bekanntesten die NACA 4-stelligen (siehe Abbildung 45) und NACA 5-stelligen Profile sind.

NACA 4-stellige Profile:

Diese Profildfamilie wird durch vier Ziffern definiert, die die Geometrie des Flügels in einfacher Form beschreiben. Die Bedeutung der einzelnen Ziffern ist wie folgt:

1. **Ziffer:** Maximaler Wölbungswert als Prozent des Profilsehnenlänge.
2. **Ziffer:** Position der maximalen Wölbung als Prozent der Profilsehne.
3. und 4. **Ziffer:** Maximale Dickenverteilung des Profils als Prozent der Profilsehne.

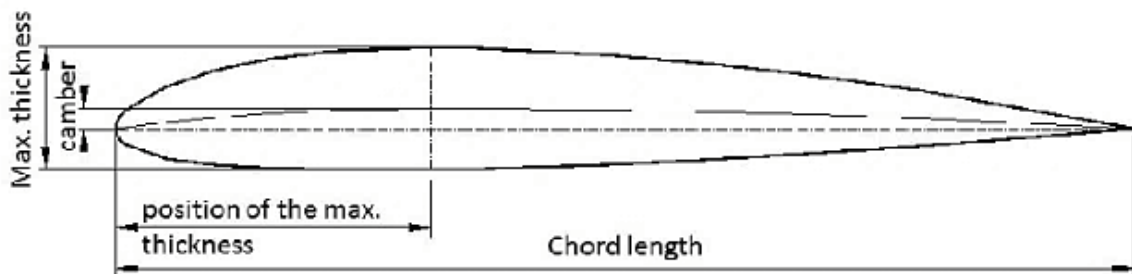


Abbildung 45 NACA-Profilgeometrie [23]

NACA 5-stellige Profile:

Die 5-stelligen Profile sind etwas komplexer und wurden entwickelt, um verbesserte aerodynamische Eigenschaften, insbesondere in Bezug auf Auftriebsverhalten, zu bieten. Die Ziffern haben hier folgende Bedeutung:

1. **Ziffer:** Einfache Funktion der Auftriebscharakteristik.
2. **Ziffer:** Die Position der maximalen Wölbung.
3. **Ziffer:** Gibt den "Design-Auftriebsbeiwert" an (ein theoretischer Wert des Auftriebs).
4. und 5. **Ziffer:** Maximale Dickenverteilung des Profils als Prozent der Profilsehne

Die Anzahl der Schaufeln von Lauf- und Leiträdern kann aus der Gittergeometrie berechnet werden, insbesondere anhand der Teilung t , der Sehnenlänge s und des Radius r_m (Umfang / Teilung). Laufräder haben aus Gründen der Auswuchtung meist eine gerade Schaufelanzahl, während Leiträder fast immer eine ungerade Schaufelanzahl aufweisen. Aufgrund der beschriebenen Schwingungsanregungen variiert die Schaufelanzahl von Stufe zu Stufe.

Die endgültige Festlegung der Schaufelanzahl hängt von Gitterverlusten ab, die teilweise experimentell ermittelt und optimiert werden müssen, sowie von zusätzlichen Aspekten wie Gewicht, Fertigung und Schwingungsfrequenzen. Bei Turbinen müssen zudem häufig auch Anforderungen an die Schaufelkühlung berücksichtigt werden. [13]

2.16 Fanstufenaufbau

Der Fan erzeugt etwa 90 % des Schubs und besteht aus der Fan-Antriebswelle, dem Einlaufkonus. Die Fanblätter aus Aluminiumwabenstruktur sind mit Titan-Vorderkanten verstärkt, um Rotationslasten und Vogelschlagschäden zu minimieren. Der Fan rotiert im Uhrzeigersinn (in Flugrichtung betrachtet). Schalldämpfer auf den inneren Wänden hinter den Fanblättern reduzieren Geräusche, während ein gummierter Streifen den Spalt minimiert und Blatt-Gehäuse-Kontakt verhindert. [6]

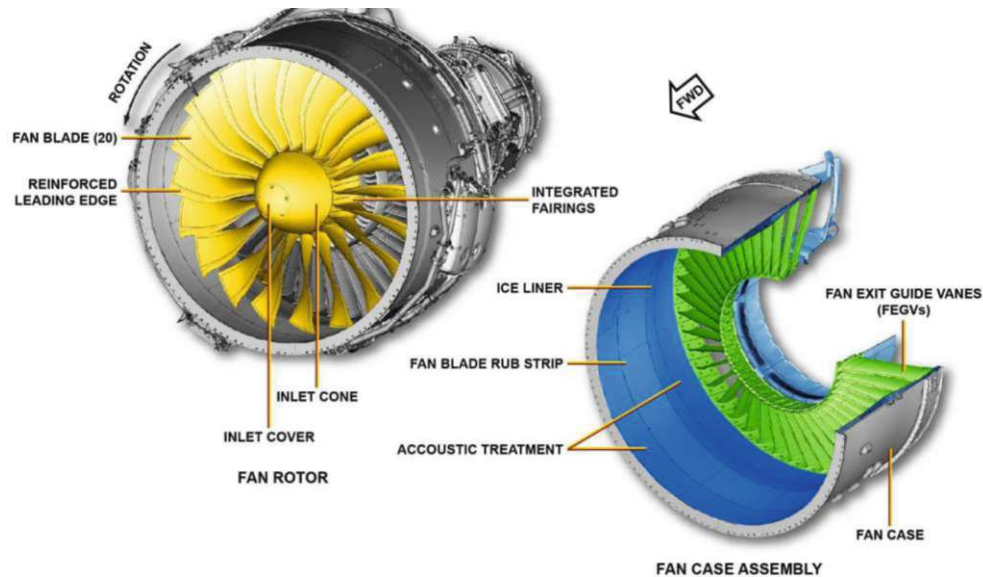


Abbildung 46 Fan-Stufe mit Gehäuse des PW1100G { [6] S.73}

Die hohlen Aluminium-Verbund-Fan Exit Guide Vanes (FEGVs) befinden sich hinter den Fanblättern und verlaufen diagonal von der Außenkante der Antriebsgondel (Intermediate Case) bis zur Innenkante des Fan-Gehäuses. Das Fan-Gehäuse, ein einteiliger Kevlar-Verbundwerkstoff, führt den Luftnebenstrom. Für Fan Exit Guide Vanes (FEGVs) wurde Aluminium-Verbundmaterial gewählt, aufgrund der hohen Festigkeit und Gewichtseinsparungspotentials. [6] (siehe Abbildung 46)

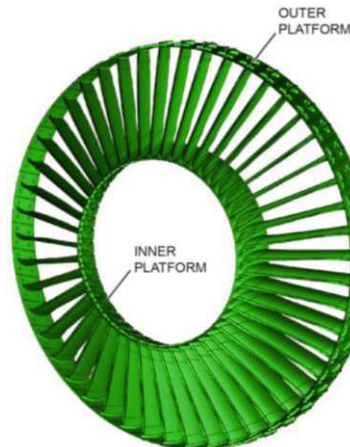


Abbildung 47 Leitschaufelgitter des PW1100G [6]

Die FEGVs richten den Luftnebenstrom aus und bieten radiale Unterstützung für das Fan-Gehäuse. Zur Vermeidung von Erosion ist jede FEGV an ihrer Vorderkante mit einem Titanstreifen versehen. [6] (siehe Abbildung 47)

2.17 Akustische Leitradgeometrie

Tonaler Lärm entsteht durch die Wechselwirkung der Nachlaufströmungen der Fanrotorschaukeln mit den Leitradbeschaufelungen in der Fanstufe und dem Kernverdichter. Zusätzlich beeinflussen Störungen durch Hindernisse den Lärm. Strömungsstörungen können sich nur entgegen der Strömungsrichtung ausbreiten, solange die Strömungsgeschwindigkeit kleiner als die Schallgeschwindigkeit ist.

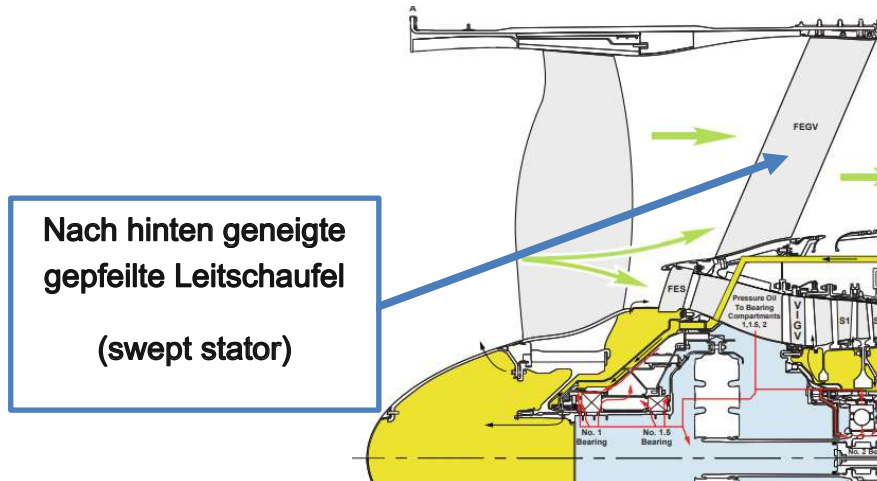


Abbildung 48 Gepfeilte (swept) Leitradbeschaufelung zur Minderung des Wechselwirkungslärms zwischen Fanrotor und nachfolgendem Leitapparat [24]

Durch eine optimale Wahl des Verhältnisses von Stator- zu Rotorschaukelanzahl und eine gezielte Anordnung der Schaufeln, z. B. gegen die Rotordrehrichtung oder mittels Jalousieneffekten, kann der Lärm reduziert werden. Zudem ist der Axialabstand zwischen Fanrotor und Fanstator entscheidend: Ein Mindestspalt von zwei Sehnenlängen reduziert die Schallausbreitung effektiv. Der Axialspalt gewährleistet, dass keine strömungsmechanischen Wechselwirkungen zwischen aufeinanderfolgenden Beschaufelungen auftreten, obwohl benachbarte Schaufeln selbst bei ideal reibungsfreier Strömung mechanisch interagieren können. Darüber hinaus können sich die reibungsbedingten Nachläufe der Fanrotorschaukeln so stark ausmischen, dass ihr Einfluss auf die Tonerzeugung vernachlässigbar wird. [13] (siehe Abbildung 48, Abbildung 49)

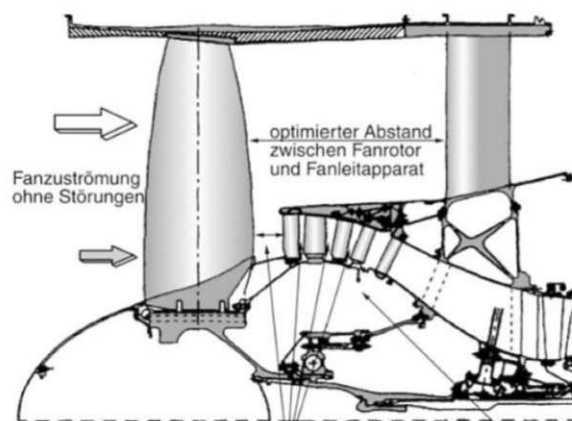


Abbildung 49 Gestaltung einer Fanstufe mit erhöhten Axialabstand zur Lärmminimierung { [13] S.1305}

3 Ventilationsverluste

3.1 Flugphasenaufteilung und Einteilung

In einem Abschlussbericht der Firma Liebherr Aerospace Lindenberg [7] wurden experimentell die Verlustleistungen eines vergleichbaren Planetengetriebes zum PW1100G getestet. Dabei wurde die Verlustleistung bei 100°C und 160°C Schmieröltemperatur, über zeitliches Lastkollektiv der Flugphasen gemessen.

Als Schmiermittel kam das AERO SHELL Turbine OIL 500 zum Einsatz, was die MIL-L-23699 Anforderung erfüllt. (siehe Abbildung 50)

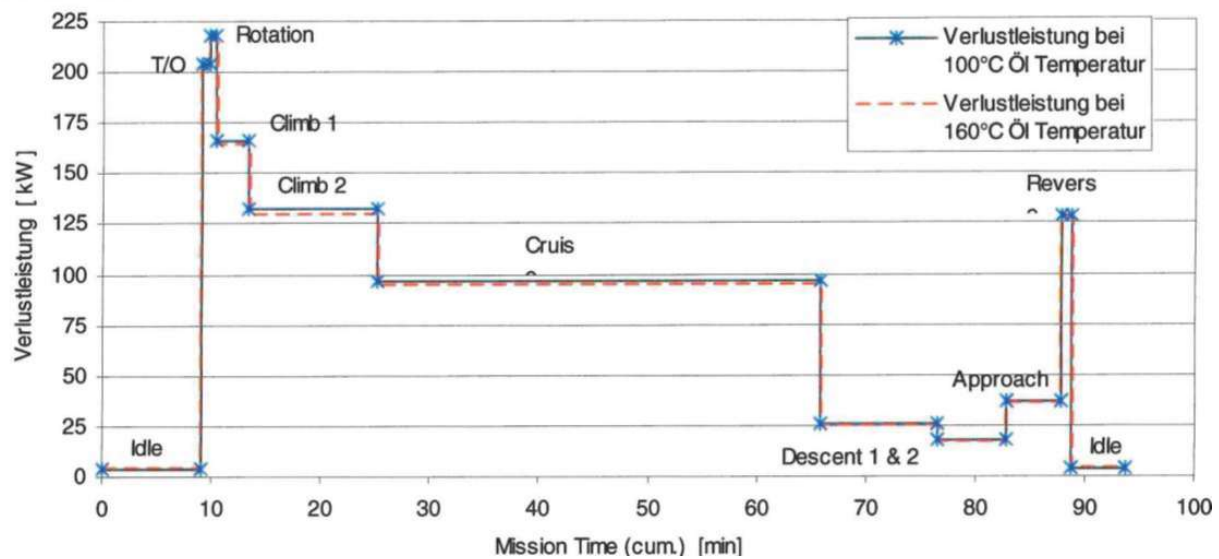


Abbildung 50 Getriebeverlustrate abhängig vom Lastkollektiv der Flugphase [7]

Die im Getriebe entstehende Verlustwärme wird über das Schmiermittel abgeführt, das sich dabei erwärmt. Außerhalb des Getriebes wird das Schmiermittel kontinuierlich über externe Wärmetauscher gekühlt, indem die Wärme an einen Wärmeträger oder die Umgebung abgegeben wird.

Die Gesamtverluste wurden dabei in Verzahnungsverluste (*Verz.Verl.*), Ventilationsverluste (*Vent.Verl.*), Hydraulische Verluste (*Hyd.Verl.*), Lagerverluste (*Lag.Verl.*) aufgeteilt. Zusätzlich wurde eine Optimierte Verzahnung (*Verz.opt.*) aufgezeichnet. Es wird auf die Flugphasen Cruise aufgrund der Dauer und Take-Off (T/O) aufgrund der hohen Leistungsanforderung genauer eingegangen.

	Take-Off	Take-Off (Verz. opt.)	Cruise	Cruise (Verz. opt.)
Ges.Verl. [kW]	266,9	216,5	106,8	94,4
Verz.Verl. [%]	39,8	28,3	19,9	13,1
Vent.Verl. [%]	36,8	42,8	57,9	61,7

Hyd.Verl. [%]	8,7	10,8	10,9	12,4
Lag.Verl. [%]	14,7	18,1	11,3	12,8

Tabelle 3 Verlustanteile laut dem Abschlussbericht von Liebherr/MTU

Aus den Werten in Tabelle 3 wird ersichtlich, dass die von Liebherr durchgeführte Optimierung der Verzahnung (*Verz.opt.*) zu einer deutlichen Reduzierung der Verzahnungsverluste (*Verz.Verl.*) führt. Es lässt sich aber auch erkennen, dass vor allem in der Flugphase „Cruise“ die Ventilationsverluste (*Vent.Verl.*) den größten Anteil ausmachen. Verzahnungsverluste sind mehrheitlich lastabhängige Verluste, wohingegen Ventilationsverluste hauptsächlich von der Drehzahl abhängen. Da in Cruise Flugphase weniger Leistung als bei der Take-Off Flugphase benötigt wird, erscheint es logisch, dass im Cruise die Ventilationsverluste einen deutlich höheren Anteil ausmachen. Ausgehend von diesem Ergebnis wird die Literatur-Recherche nun auf Untersuchungen zu Ventilationsverlusten ausgerichtet.

Um die 60 % der Verluste sind Ventilationsverluste im Cruise, welcher mit Abstand am längsten auftritt.

Eine weitere Untersuchung zum Thema Ventilationsverluste wurde 2018 D. Massani et al [25] durchgeführt und ergab folgendes:

Zahngeschw. [m/s]	40	60	80	100
Ges.Verl. [kW]	1,1	2,4	4,5	7,8
Vent.Verl. [kW]	0,3	1,3	2,9	5,5
Vent.Verl. [%]	27,3	54,2	64,4	70,5

Tabelle 4 Ventilationsverluste ermittelt in der Studie von Massani, et al

In Tabelle 4 sind ein Teil der Ergebnisse zusammengefasst. Hierbei wurde die Abhängigkeit der Ventilationsverluste von der Zahngeschwindigkeit untersucht. Die Zahngeschwindigkeit hängt unmittelbar linear mit der Drehzahl zusammen. Auch hier wird wiederum ersichtlich, dass mit steigender Drehzahl die Ventilationsverluste den Großteil der Gesamtverluste ausmacht.

Die Ergebnisse der angeführten Untersuchungen zeigen, dass vor allem bei höheren Drehzahlen die Ventilationsverluste in einem Getriebe den Großteil der Verluste ausmachen. Es scheint daher lohnenswert, sich mit Möglichkeiten zur Reduzierung dieser Ventilationsverluste genauer auseinanderzusetzen. Dabei muss aber auch untersucht werden, welchen Einfluss eventuelle Maßnahmen zur Reduzierung dieser auf den Wärmehaushalt des Getriebes haben.

3.2 Erfassung der Ventilationsverluste

Die Luftströmung um ein rotierendes Zahnrad wird durch ein komplexes dreidimensionales Wirbelsystem und einen scharfen Übergang vom mitrotierenden zum stationären Bezugssystem charakterisiert. Akin et al. (1975) beschrieben frühzeitig die charakteristische Struktur dieser Strömung, bei der zwischen einer äußeren Grenzschichtströmung und einem inneren, mitrotierenden Wirbelsystem unterschieden wird.

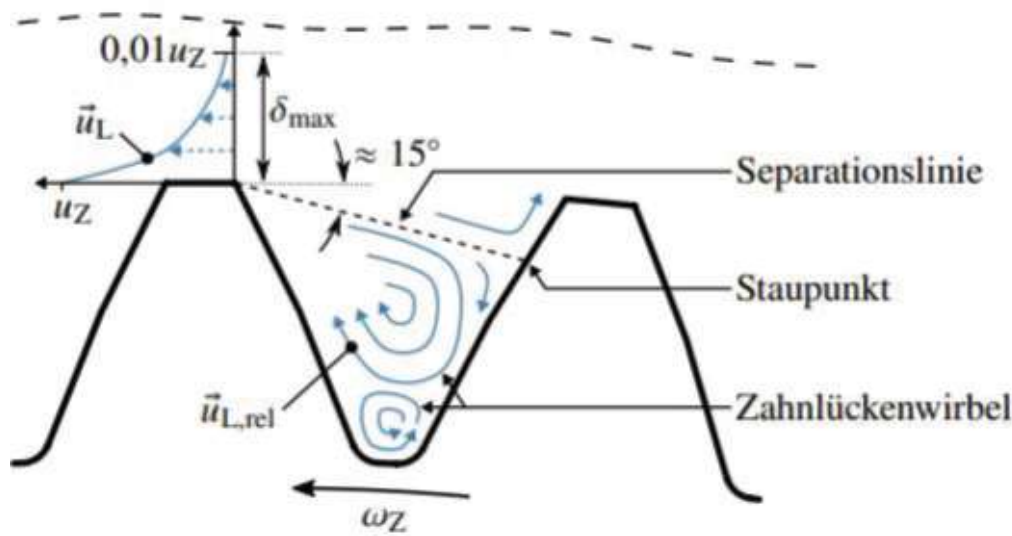


Abbildung 51 Luftströmung in einer Zahnücke und Grenzschichtprofil am Zahnradkopf { [26] S.16}

Die beiden Bereiche sind durch eine etwa 15° geneigte Separationslinie getrennt, die von der Hinterkante des vorausseilenden Zahns bis zum markierten Staupunkt auf der Zahnflanke des nacheilenden Zahns verläuft. Unterhalb dieser Linie wird angenommen, dass sich die Luft im Absolutsystem mit der Umfangsgeschwindigkeit des Zahnrad am Teilkreisdurchmesser bewegt. Wird die Relativgeschwindigkeit zur Zahnradrotation $\vec{u}_{L,rel}$ betrachtet, zeigt sich, dass die Zahnückenströmung durch kleinräumige Wirbel überlagert wird. Oberhalb der Separationslinie entsteht eine fluiddynamische Grenzschicht zwischen dem rotierenden Zahnrad und der Umgebungsluft. An der Zahnkopffläche greift die Haftbedingung, was bedeutet, dass sich die Luft hier annähernd mit der Umfangsgeschwindigkeit in Drehrichtung des Zahnrad mitbewegt. (siehe Abbildung 51)

Akin et al. (1975) erläutern, dass an den Seitenwänden eines Zahnrad Luft radial nach außen transportiert wird und seitlich in die Zahnücken eindringt. Dies führt, wie in zu dreidimensionalen Strömungseffekten. (siehe Abbildung 52)

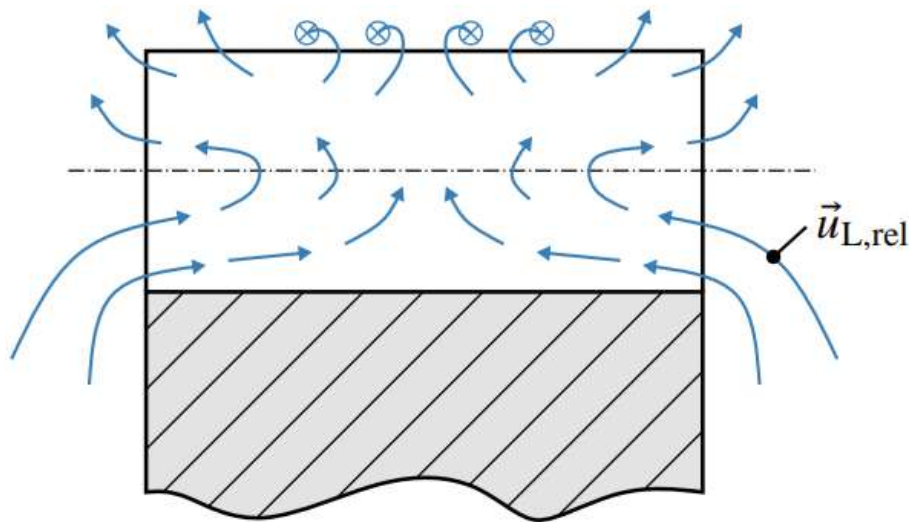


Abbildung 52 Strömungsfeld in einer dreidimensionalen Zahnradlücke durch den Pumpeffekt an den Zahnradseiten { [26] S.16}

Durch weitere Untersuchungen mit dreidimensionalen CFD-Simulationen konnte dieses experimentelle Phänomen gut nachgebildet werden.

3.3 Berechnungsarten der Ventilationsverluste

Drei der am besten dokumentierten Ansätze zur korrekten Modellierung der Ventilationsverluste wurden in einer Studie [27] numerisch simuliert und anschließend mit den Ergebnissen eines realen Prüfstandversuchs validiert. (siehe Abbildung 53)

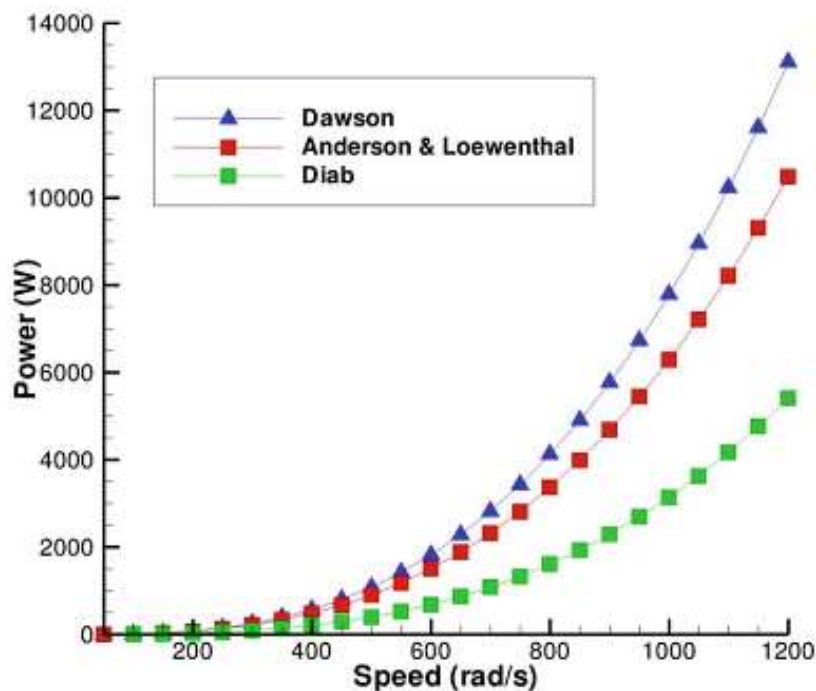


Abbildung 53 Vergleich des kalkulierten Verlusts der Ventilationsverluste für ein Stirnrad mit 13 Zoll Teilungsdurchmesser { [27] S.18}

3.3.1 Dawson

Dawson (1984) beobachtet diesen Effekt durch Strömungsvisualisierung mittels Rauchschwaden ebenfalls. Durch eine seitliche Abdichtung der Zahnücken wird eine stark veränderte Luftströmung und ein starker Einfluss auf die gemessenen Ventilationsverluste festgestellt.

Dawson entwickelte eine eigene Formel zur Berechnung der Ventilationsverluste bei Zahnrädern, basierend auf seinen empirischen Studien. Er definierte den Ventilationsverluste als eine Funktion der Drehzahl N in U/min , des Fußkreisdurchmessers D des Zahnrads in mm , der Zahnbreite F in mm und des Zahnmoduls M in mm .

$$P = N^{2.9} (0.16D^{3.9} + D^{2.9} \cdot F^{0.75} \cdot M^{1.15}) \cdot 10^{-20\phi\lambda} \quad 36$$

Dabei stellt ϕ eine unbekannte Funktion der effektiven Dichte der Luft-Öl-Atmosphäre dar. $\phi = 1$ entspricht einer ölfreien Atmosphäre. Der Term λ berücksichtigt den Einfluss des Gehäuses: Ein λ -Wert von 1 steht für ein Zahnrad, das in freiem Raum arbeitet. Werte von 0,6–0,7 gelten für Zahnräder in großen Gehäusen, und 0,5–0,6 für enge Gehäuse.

In seiner aktualisierten Formel berücksichtigte Dawson zudem den Schrägungswinkel der Zahnräder.

$$P = 1.12 \cdot 10^{-8} C' \rho N^{2.85} D^{4.7} v^{0.15} \lambda \quad 37$$

Dabei ist v die kinematische Viskosität in m^2/s , und C' repräsentiert einen Formfaktor, der auf dem Verhältnis von Zahnbreite zu Durchmesser sowie der Anzahl der Zähne des Zahnrads basiert. Beide Gleichungen liefern den Ventilationsverluste in *Kilowatt*.

3.3.2 Anderson und Loewenthal

Die analytische Formel von Anderson und Loewenthal basiert auf der Analyse von Turbinenrotorrädern, bei der die Ventilationsverluste in *Watt* mit der folgenden Gleichung berechnet werden.

$$P = C_1 \left(1 + 2.3 \frac{t}{R} \right) \rho^{0.8} n^{2.8} R^{4.6} \mu^{0.2} \quad 38$$

Dabei ist C_1 eine Konstante mit $2,04 \times 10^{-8}$, die Zahnbreite t in m , der Teilkreisdurchmesser R in m , die Drehzahl n in U/min , sowie die Dichte ρ in kg/m^3 bzw. die Viskosität μ in $10^{-3} kg/(ms)$ der Atmosphäre.

Um die Öl-Luft-Atmosphäre im Getriebegehäuse zu berücksichtigen, wurden die Dichte und Viskosität der Atmosphäre angepasst, um ein Verhältnis von 34,25 Teilen Luft zu 1 Teil Öl.

Die Gleichung lautet somit:

$$P_w = C_2 \left(1 + 2.3 \frac{t}{R}\right) n^{2.8} R^{4.6} (0.028\mu + C_3)^{0.2} \quad 39$$

Dabei sind die Konstanten $C_2 = 2,82 \times 10^{-7}$ und $C_3 = 0,0190$.

Diese Gleichung berücksichtigt jedoch nicht die Eigenschaften der Zahnradzähne wie Teilungsmodul, Schrägungswinkel usw.

3.3.3 Diab

Die Formel von Diab et al. berechnet die Ventilationsverluste über Leistungsverluste, als Funktion der Fluidichte ρ in kg/m^3 , der Drehgeschwindigkeit ω in rad/s , des Teilkreisradius R in m und eines Gesamtventilationsverlustkoeffizienten C_t :

$$P = \frac{1}{2} C_t \rho \omega^3 R^5 \quad 40$$

Zur Berechnung von C_t werden zwei verschiedene Formeln angegeben. Die erste Formel leitet sich aus einer dimensionsanalytischen Methode ab.

$$C_t = \alpha Re^\beta \left(\frac{b}{R}\right)^\gamma Z^\delta \left\{ \left(\frac{h_1}{R}\right)^\psi + \left(\frac{h_2}{R}\right)^\psi \right\} \quad 41$$

Dabei ist b die Zahnradbreite und die Zähnezah. Die Koeffizienten α , β , γ , δ und ψ sind experimentell ermittelte Koeffizienten. Die Parameter $h_{1,2}$ berücksichtigen von Flanschen in der Nähe der Zähne. Liegt kein Hindernis an der Seite des Zahnrad vor, gilt $h_{1,2}=0,5/(\psi R)$.

Der zweite Lösungsansatz basiert auf einer Analyse der Strömung. Dabei wird der Leistungsverlustkoeffizient C_t in Zahnradoberfläche C_f und der Verzahnung C_l unterteilt. ($C_t = C_f + C_l$).

$$C_f = \frac{2n_1\pi}{5-2m_1} \frac{1}{Re^{*m_1}} \left(\frac{R^*}{R}\right)^5 + \frac{2n_2\pi}{5-2m_2} \left[\frac{1}{Re^{m_2}} - \frac{1}{Re^{*m_2}} \left(\frac{R^*}{R}\right)^5 \right] \quad 42$$

Wobei n_1 und m_1 Koeffizienten für laminare Strömungen sind und die Werte 1,293 bzw. 0,5 haben. Die Koeffizienten n_2 und m_2 gelten für turbulente Strömungen und haben die Werte 0,072 bzw. 0,2.

Re^* ist die kritische Reynoldszahl zwischen laminarer und turbulenter Strömung und ist der kritische Radius, der den laminaren vom turbulenten Bereich trennt.

$$R^* = \sqrt{\frac{\mu Re^*}{\rho \omega}} \quad 43$$

Der Leistungskoeffizient der Verzahnung ergibt sich aus:

$$C_l \cong \xi \frac{Z}{4} \left(\frac{b}{R} \right) \left[1 + \frac{2(1 + X_A)}{Z} \right]^4 (1 - \cos \phi)(1 + \cos \phi)^3 \quad 44$$

Dabei ist X_A der Profilverschiebungskoeffizient und ϕ wird wie folgt berechnet:

$$\phi = \frac{\pi}{Z} - 2(\operatorname{inv}(\alpha_P) - \operatorname{inv}(\alpha_A)) \quad 45$$

Wobei der Druckwinkel am Teilungspunkt α_P und der Druckwinkel Zahnradkopfes α_A sind.

Zusätzlich wurden für die Analyse davon ausgegangen, dass die Flüssigkeit aus einem aktiven Zahnbereich verdrängt wird und dass der Druck auf dem Zahn gleichmäßig ist.

Zahnräder im Eingriff erfordern Schmierung, insbesondere in Hochgeschwindigkeitsgetrieben (mit Teilkreisgeschwindigkeiten über 10.000 ft/min das entspricht über 50,8 m/s). Die Schmierung dient dazu, Reibungsverluste zwischen den Zahnflanken zu verringern und die Zahnräder zu kühlen. Im Eingriffsbereich entsteht durch Reibung eine erhebliche Wärmemenge. In Hochgeschwindigkeitsgetrieben erfolgt die Schmierung durch ein Ölsprühsystem, das einen Ölfilm auf den Zahnflanken aufbaut und so die Reibungsverluste im Eingriff reduziert. Direkt nach dem Eingriff werden die Zahnräder erneut besprüht, um die durch Reibung erzeugte Wärme abzuführen. Da Fliehkräfte das Öl kurz nach der Applikation von den Zahnrädern schleudern, muss die Schmierung kontinuierlich aufgetragen werden. Die Strömungsmechanik in diesen Systemen umfasst daher hochgradig turbulente Luftströmungen, disperse Öl Phasen aus dem Sprühsystem und abgeschleudertes Öl sowie durchgehende Ölfilme auf den Zahnflanken zur Schmierung. [27]

3.3.4 Vergleich der Simulationen mit experimentellen Ergebnissen

Bei der experimentellen Überprüfung wurde festgestellt dass die Simulation Diab bildet am besten die Realität wieder. (siehe Abbildung 54)

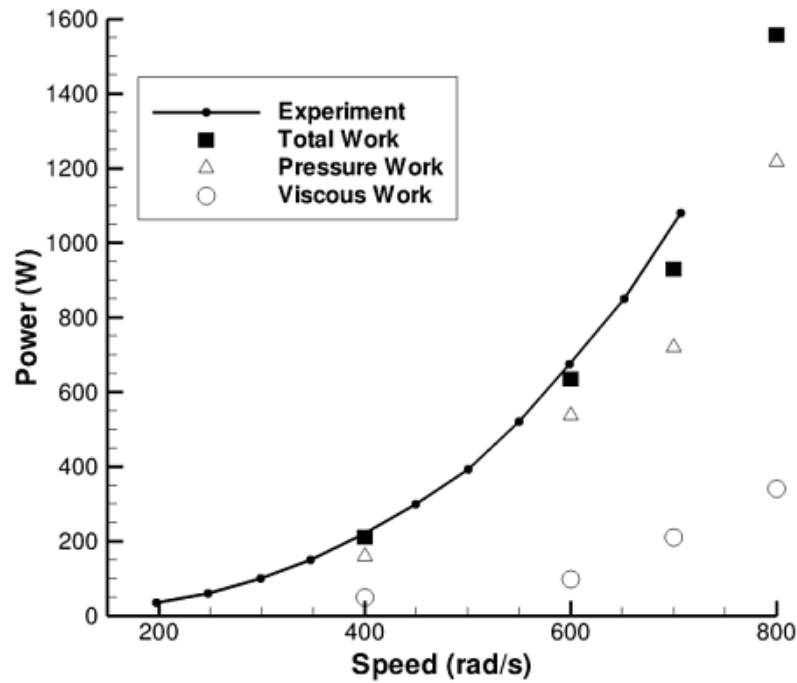


Abbildung 54 Vergleich Ventilationsverluste Simulation mit Experimentell des Diab Gear 1 { [27] S.39}

Zwischen den Vorder- und Rückseiten der Zahnflächen wurden erhebliche Druckunterschiede beobachtet. Dieser Druckunterschied stellt den Hauptgrund des Abbremsmoments dar.

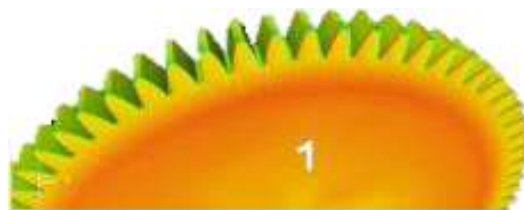


Abbildung 55 Prognostizierte Oberflächendruckverteilung für Diab-Getriebe 1 [27] S.41}

Das Diab Gear 1 Großrad (Abbildung 55) ist nur die Hälfte der Zahnradbreite dargestellt, um Simulationszeiten zu reduzieren. Die rot gefärbten Bereiche kennzeichnen Hochdruckgebiete.

Zusammengefasst deuten die Ergebnisse darauf hin, dass bei Hochgeschwindigkeitsgetrieben, wie sie in Rotorflugzeugen und anderen Hochleistungsflugzeugen verwendet werden, viskose Effekte eine zunehmende Rolle spielen. Außerdem konzentrieren sich die Ventilationsdruckmomente vorwiegend an den Kanten der Zahnflanken.

Auf dieser Basis der Ergebnisse wird nun an Lösungen gearbeitet.

3.4 Lösungsansätze zur Ventilationsverlustminimierung

Drei verschiedene Lösungsansätze wurden für die Verminderung von Ventilationsverlusten gefunden.

3.4.1 Abdeckungen bzw. Shroud

Die praktikabelste Lösung ist das Einhausen der Zähne eines Zahnrades. Dabei wird die Wirkung verbessert, indem der Abstand zwischen der Abdeckung und dem Zahnrad verringert wird. (siehe Abbildung 56)

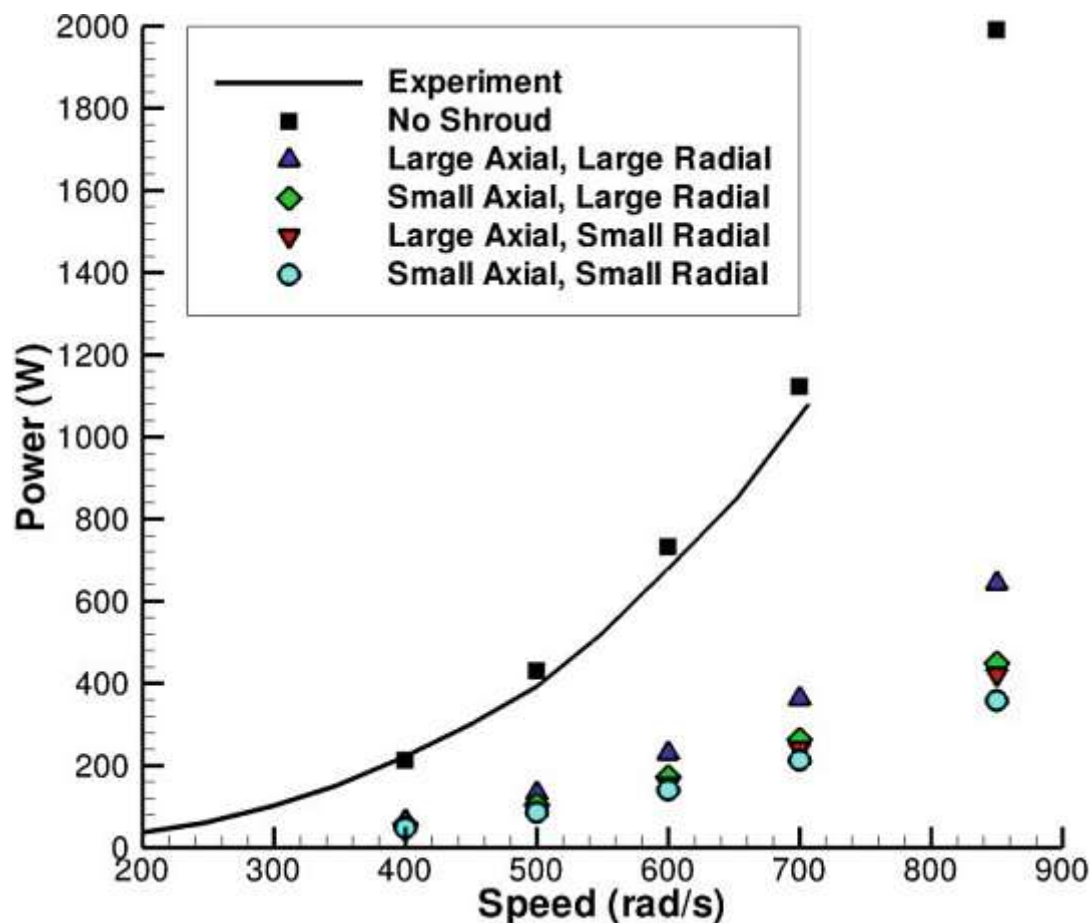


Abbildung 56 Vergleich der prognostizierten Ventilationsverluste zwischen der uneingehausten und den vier eingehausten Konfigurationen des Diab Gear 1 { [27] S.59}

Die Large-Axial-Large-Radial Ummantelung führt zu einer 68%igen Verringerung der Verlusten bei 850 rad/s. Die Ummantelung Small-Axial-Small-Radial bietet eine 81 % bei der gleichen Geschwindigkeit. (siehe Abbildung 56)

Zusätzlich wurden die Ventilationsverluste für ein schrägverzahntes Zahnrad mit 51 Zähnen eines Bell-Helikopters simuliert. (siehe Abbildung 57)

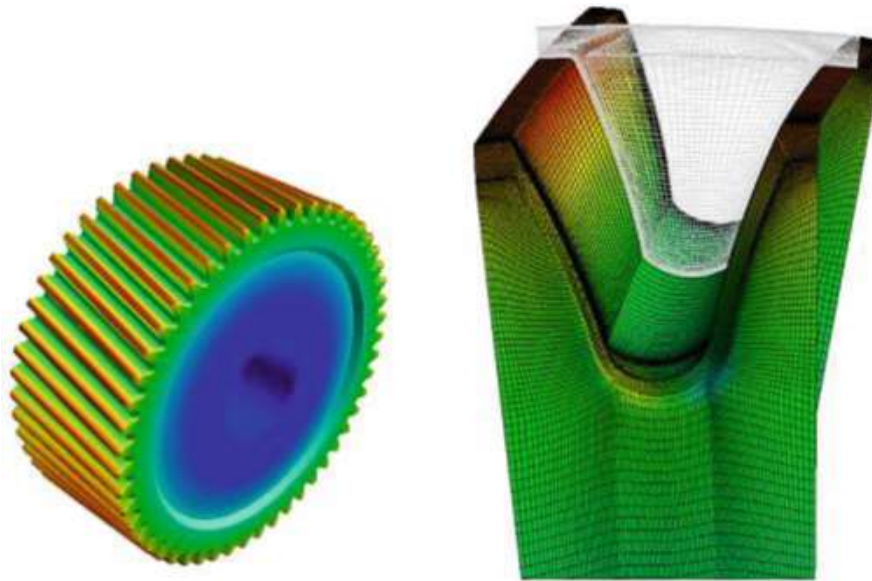


Abbildung 57 Bell-Helikopter Zahnrad mit 51 Zähnen schrägverzahnt { [27] S.104}

In der Abbildung 58 wird die Zusammensetzung der Ventilationsverluste dargestellt. Dabei ist erkennbar das die Verluste aufgrund der Druckdifferenzen an den Zähnen durch Abdeckungen massiv verringert werden können.

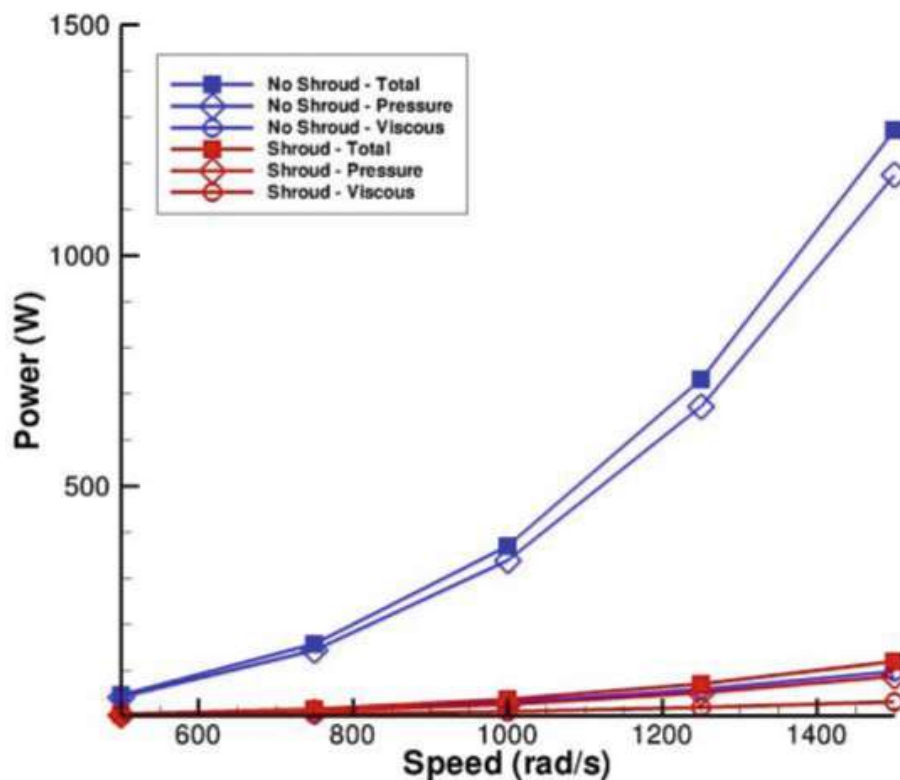


Abbildung 58 Aufschlüsselung der Druck- und viskosen Windungsverluste für ein schrägverzahntes Bell 51-Zahnrad. { [27] S.110}

Die Herausforderungen der Abdeckung liegen in den äußerst engen Toleranzen und Abständen zur Zahnoberfläche sowie in der Gestaltung der Schmierungs- und Kühlsysteme.

3.4.2 Zahnradfinnen

Neben den bereits erwähnten Abdeckungen, die laut *Ruzek et al* [28] aufgrund der geringen Abstände zwischen den rotierenden und stationären Teilen ein gewisses Risiko mit sich bringen. Deshalb schlagen *Ruzek et al* eine Modifizierung der Zahnradgeometrie vor. Diese zielt darauf ab, die axiale Strömung in den Zahnzwischenraum zu minimieren und somit den Druck auf der Zahnoberfläche zu reduzieren. (siehe Abbildung 59)

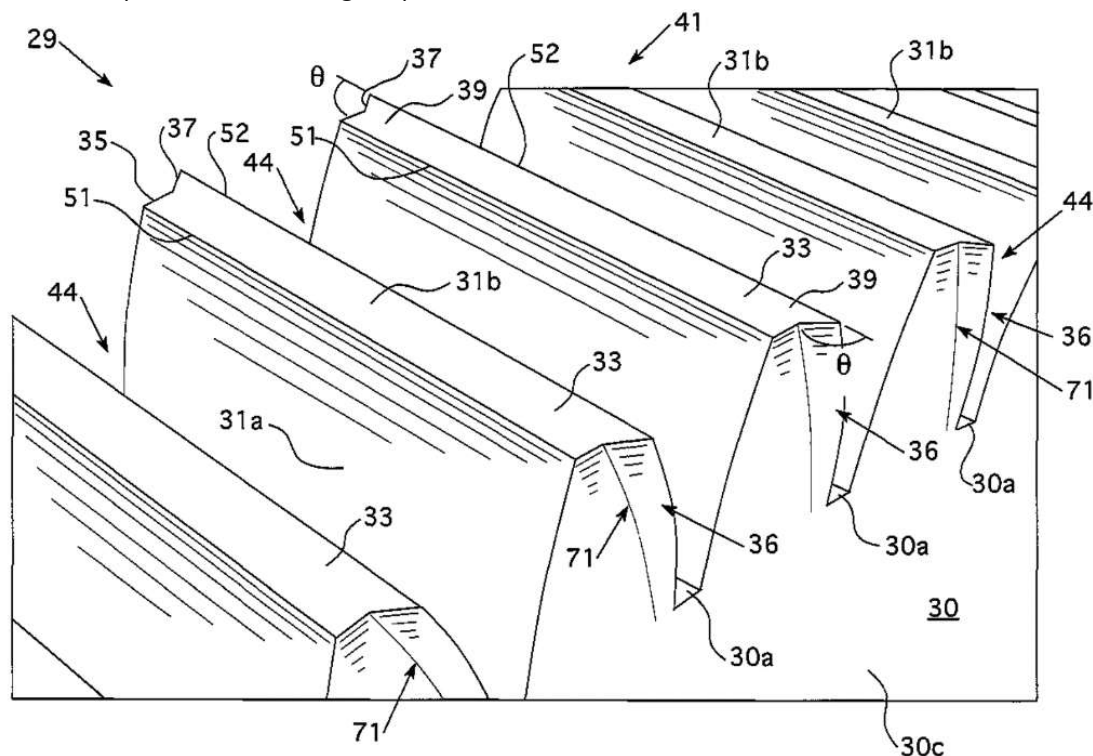


Abbildung 59 Patentierte Zahnradfinnen { [29] S.1 }

Position 36 und 37 zeigen die die zusätzlichen Finnen mit dem Winkel θ . Auf Basis der numerischen Ergebnisse von Forschung von Hill [30] wurde eine Optimierung der Finne angestrebt. Mit Δ als variable Parameter. (siehe Abbildung 60)

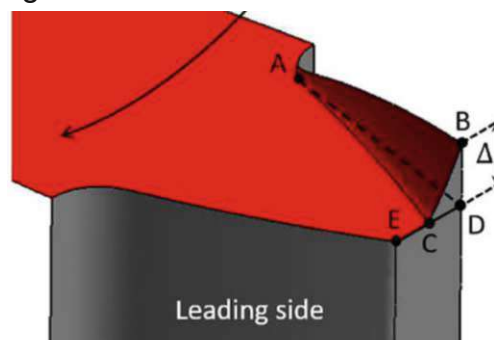


Abbildung 60 Detaillierte Rampengeometrie [28]

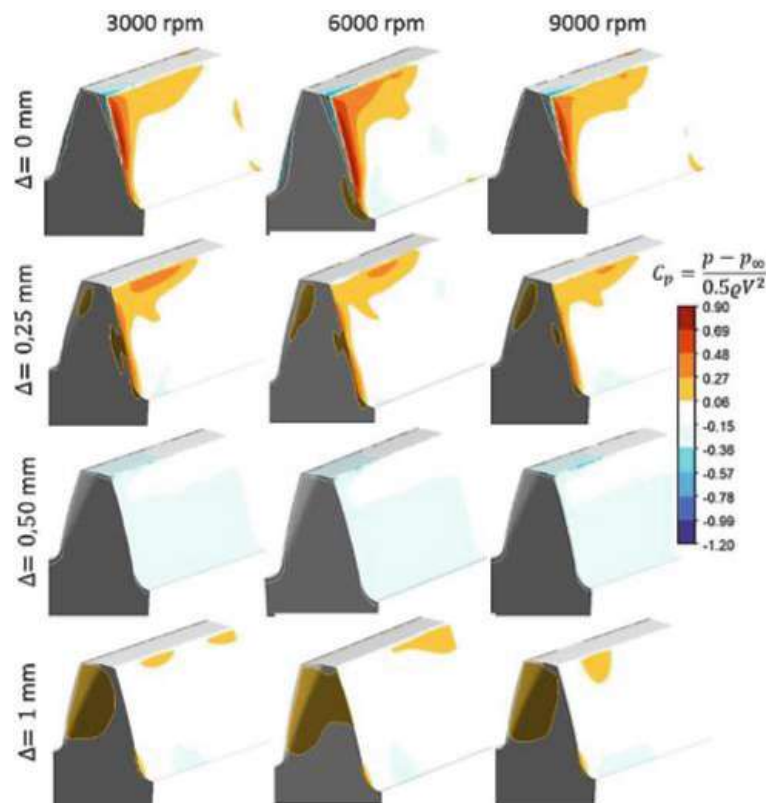


Abbildung 61 Prognostizierte Druckkoeffizientenverteilung über die halbe Breite des Zahns entsprechend dem numerischen Wert von Δ (Zeilen) und der Winkelgeschwindigkeit (Spalten) [28]

Der Luftstrom von der Zahnradseite, der axial in den Zwischenzahnraum gezogen wird, wird bei einem Abstand von $\Delta=0,25 \text{ mm}$ und $\Delta=0,50 \text{ mm}$ (rote Stromlinien) erheblich reduziert, im Vergleich zu $\Delta=0 \text{ mm}$. Dies liegt hauptsächlich an der Rampe, die den Luftstrom leicht ablenkt und das Eindringen in die Kavität verhindert. Obwohl die Stromlinien ähnlich sind, unterscheidet sich die Druckverteilung bei $\Delta=0,50$ deutlich. Der durch den auftreffenden Luftstrom erzeugte Überdruckbereich ist nicht mehr vorhanden, und der zuvor am Zahnfuß lokalisierte Niederdruckbereich hat sich zur Zahnspitze verlagert. Diese beiden Phänomene führen zu einem Minimum in den Ventilationsverlustleistungskurven. (siehe Abbildung 61)

Eine weitere Erhöhung des Rampenparameters Δ ist jedoch nicht vorteilhaft, da der Druckkoeffizient aufgrund des Luftaufpralls stark ansteigt und das entsprechende Ventilationsdrehmoment zunimmt. Die Luftaustrittsregion hat sich von der Symmetrieebene zur Zahnkante verschoben, was den Druckkoeffizienten in diesem Bereich verringert. [28] (siehe Abbildung 62)

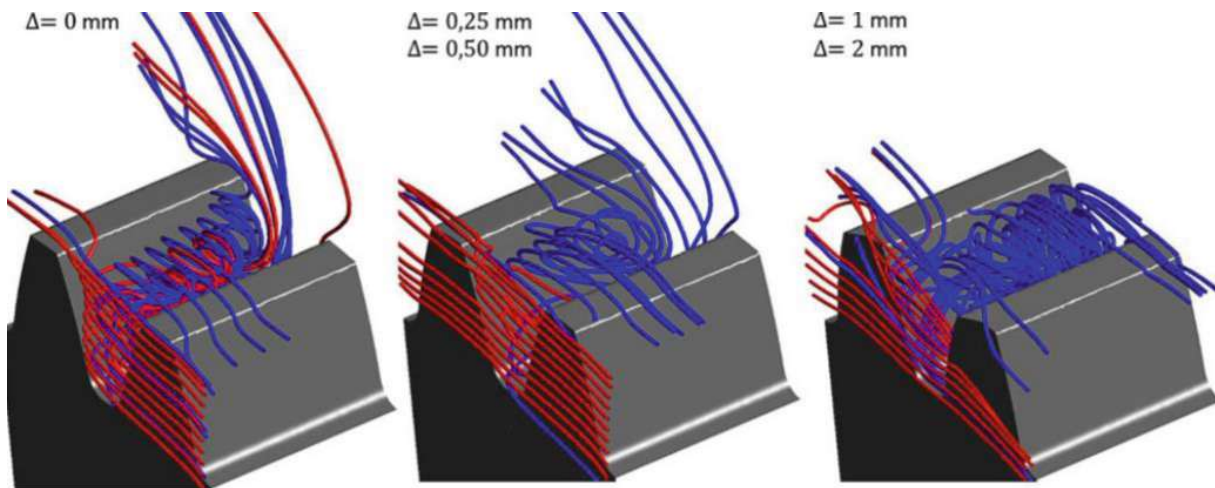


Abbildung 62 Simulierte Stromlinien bei Variation des Rampenparameters Δ { [28] S. 1035}

Es wurde mittels numerischer Simulationen gezeigt, dass bei optimierter Geometrie der Finne, die Ventilationsverluste um 68% reduziert werden konnten, bei einer maximalen Finnenhöhe von 0.5 mm. (siehe Abbildung 61, Abbildung 62, Abbildung 63)

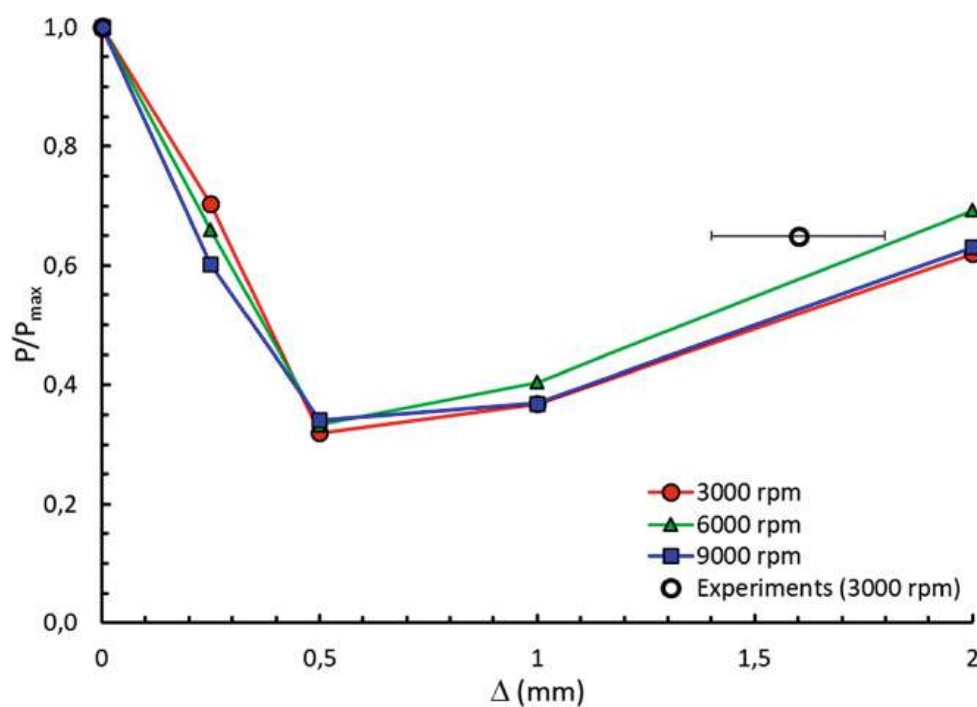


Abbildung 63 Einfluss der Finnenengeometrie auf die Abnahme des Ventilationsverlustleistung im Verhältnis Ohne zu mit Rampe { [28] S. 1034}

3.4.3 Druckreduktion

Die Abbildung 64 verdeutlicht, dass das Ventilationsverlustleistung hauptsächlich aufgrund Druckmomentanteil an den Zähnen entsteht. Durch Absenkung des Umgebungsdrucks auf die Hälfte, können die Ventilationsverluste um 49,8 % gesenkt werden. [31]

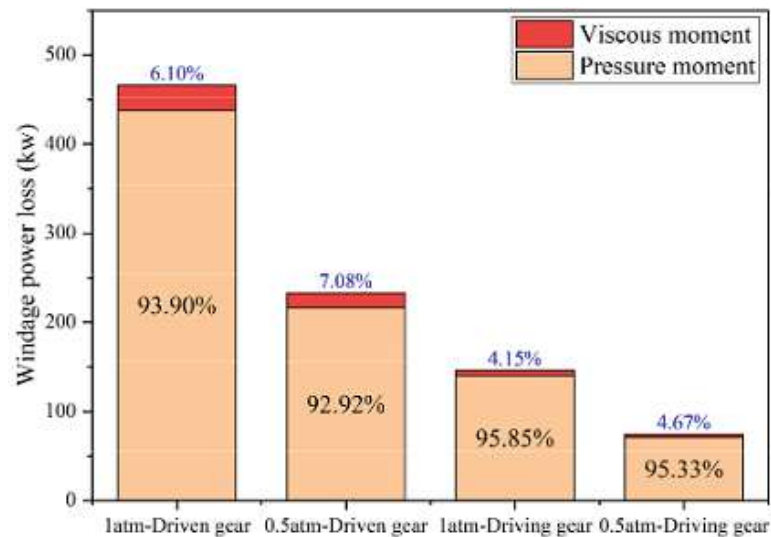


Abbildung 64 Vergleich des prozentualen Anteils des Ventilationsverluste [31]

Das Verhältnis der viskosen Verluste zu den Druckverlusten bleibt bei einer Absenkung des Umgebungsdrucks auf $0,5 \text{ bar}$ annähernd konstant. Durch Absenkung des Drucks wird steigt der Viskose-Momentenanteil im Verhältnis zum Druckmomentenanteil leicht an. (siehe Abbildung 64)

Abbildung 65 zeigt, dass die Ventilationsverluste bei $0,3 \text{ atm}$ deutlich geringer als bei $0,9 \text{ atm}$ sind und steigen mit zunehmender Geschwindigkeit leicht exponentiell an, jedoch langsamer bei $0,3 \text{ atm}$.

Abbildung 66 zeigt, dass die Ventilationsverluste bei steigenden Getriebedrücken linear zunehmen und mit höherer Geschwindigkeit stärkere Steigungen aufweisen.

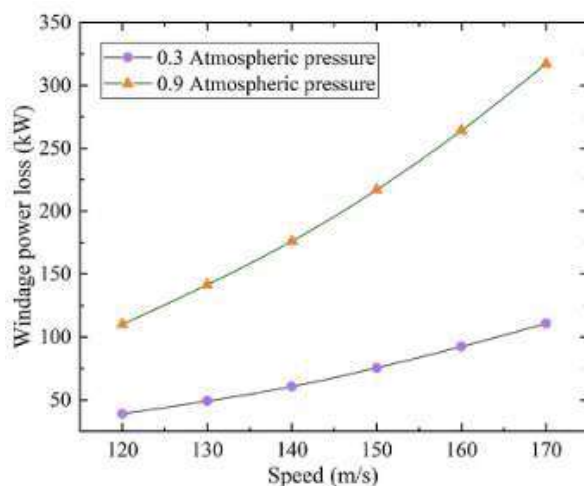


Abbildung 65 Auswirkung der Geschwindigkeit auf die Windkraftverluste bei $0,3$ und $0,9 \text{ atm}$ { [31]S.15}

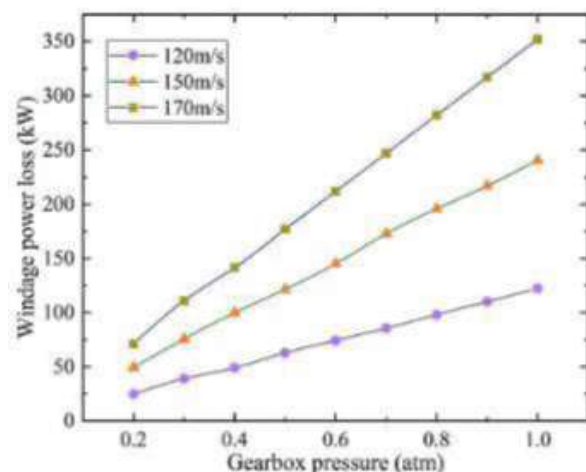


Abbildung 66 Auswirkung des Drucks auf die Ventilationsverluste bei 120 m/s , 150 m/s und 170 m/s .{ [31] S.16}

Aufgrund eines Unterdrucks im Getriebe, wird die Abdichtung erschwert, diese erfordert dadurch besondere konstruktive Maßnahmen.

4 Lagerung

4.1 Abtriebswellenarten

In mehreren Schlussberichten von Adamczewski [5] wurde auf die Eigenschaften von Hohlradabtrieb zu Stegabtrieb verglichen. (siehe Abbildung 67)

Im Getriebeturbofan PW 1100G fungiert die Hohlradwelle als Abtriebswelle, auch bekannt als Sternsystem. In diesem System rotieren Antriebswelle und die Abtriebswelle in entgegengesetzter Richtung und es ist am geeignetsten für Übersetzungsverhältnisse zwischen 1,5 und 3,0. Ein Vorteil des Sternsystems besteht darin, dass der Planetenträger stationär ist, was eine einfachere Lagerung der Planetenräder und eine effizientere Ölzufuhr ermöglicht. Die Sternanordnung führt zu einer entgegengesetzten Drehrichtung von Eingangs- und Ausgangswelle, weshalb es sich um ein Minusgetriebe handeln muss.

Im UltraFan von Rolls-Royce übernimmt der Planetenträger die Abtriebsfunktion, was als Planetensystem bezeichnet wird. Im Gegensatz zum Sternsystem rotieren beim Planetensystem die Antriebswelle und die Abtriebswelle in dieselbe Richtung und es eignet sich für Übersetzungsverhältnisse von 3,0 bis 5,0. Diese Anordnung erlaubt folglich eine höhere Leistungsdichte, allerdings ist eine spezielle Ölzufuhrvorrichtung notwendig, die das Öl von einer statischen Leitung zu den um das Sonnenrad rotierenden Planetenrädern transportiert. Zudem führt diese Rotation zu Zentrifugalkräften, die die Belastung der Planetenlager erhöht. In dieser Konfiguration drehen sich Eingangs- und Ausgangswelle gleichsinnig, was zu einem Plusgetriebe führt.

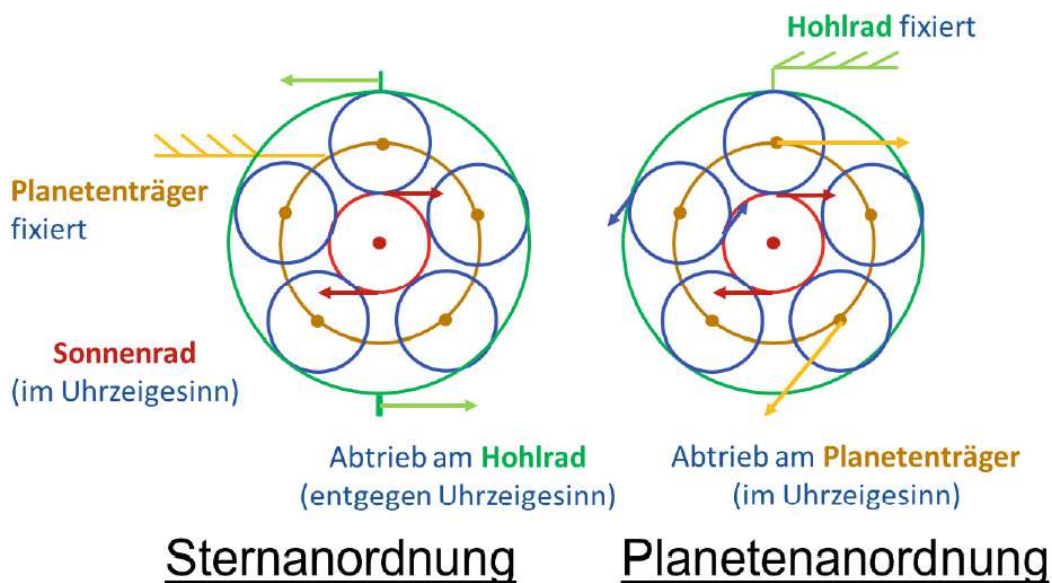


Abbildung 67 Stern- und Planetengetriebe Abtriebsmöglichkeiten { [5] S.20}

Liebherr [7] stellte fest, dass die Planetenlagerkraft bei einem *Sternsystem* mit steigendem Achsabstand zwischen Planeten- und Stegwelle abnimmt, wodurch es in dieser Anordnung sinnvoll erscheint, einen möglichst großen Achsabstand zu realisieren. Die Planetenlagerkraft bei einem *Planetensystem*, die sich aus der Umfangskraft und Radialkraft ergibt, zeigt bei einem kleinen Achsabstand im Vergleich zum Sternsystem eine deutlich niedrigere Planetenlagerkraft, die nahezu unverändert in Abhängigkeit des Achsabstandes bleibt. (siehe Abbildung 68)

Für kleine Achsabstände ist das *Planetensystem* vorzuziehen, während bei Achsabständen ab 200 mm das *Sternsystem* geeigneter ist. (siehe Abbildung 68)

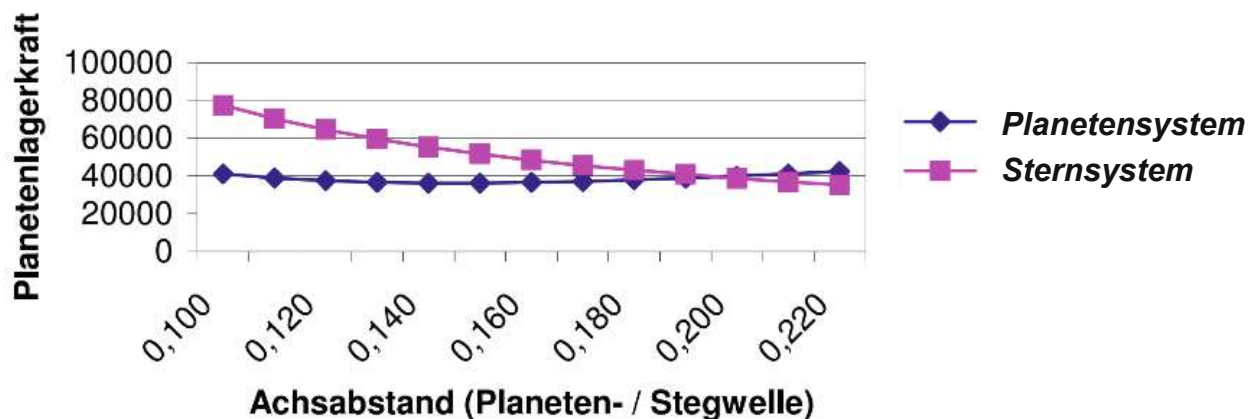


Abbildung 68 Planetenlagerkraft in Abhängigkeit des Achsabstandes (zwei Lager pro Planeten) [7]

Adamczewski [5] evaluierte für Rolls-Royce beide Systemanordnungen anhand von neun gewichteten Kriterien, diese umfassen unter anderem spezifische Merkmale der Verzahnungen und Systemeffekte, wie beispielsweise den Einfluss des Getriebedurchmessers auf die Aerodynamik des Gaspfads. Die Evaluierung zeigte laut Rolls-Royce, dass es keine eindeutige optimale Anordnung gibt, da die Gütefunktion flach ist, wodurch kleine Änderungen in der Gewichtung der Kriterien zu einer anderen optimalen Anordnung führen können. Zudem wurde angemerkt, dass die Gütefunktion mit einer hohen Unsicherheit behaftet ist. Die genauen Kriterien und Gütefunktionen wurden im Abschlussbericht jedoch nicht genannt.

Pratt & Whitney begründen ihre Entscheidung für das Sternsystem damit, dass das Übersetzungsverhältnis den gewünschten Bereich abdeckt und die Gegenläufigkeit von Mantelbläser und Niederdruckturbine aerodynamische Vorteile für die Konfiguration der Turbomaschinen bietet. Sie sagen allerdings auch, dass je höher das Nebenstromverhältnis, desto mehr geht die Tendenz in Richtung Planetensystem.

Die Wahl der Anordnung bei Rolls-Royce und Pratt & Whitney ist außerdem historisch bedingt, da Rolls-Royce in den 1970er Jahren Erfahrungen mit dem Planetensystem sammelte, wohingegen Pratt & Whitney in den 1980er Jahren das Sternsystem erprobte.

4.2 Planetengleitlagerung

Rolls-Royce und Pratt & Whitney setzen Gleitlager für die Planetenradlagerung in ihren Getriebeturbofans ein, da Wälzlager die Anforderungen an die Lebensdauer bei hohen Lagerkräften nicht erfüllen können. Rolls-Royce schildert außerdem, dass Wälzlager selbst mit zukünftigen Entwicklungen, wie leichteren Käfigen oder hohlen Wälzkörpern, keine ausreichende Lebensdauer erreichen werden. [32]

Wie in 2.4 beschrieben erfordert der Einsatz von Gleitlagern die Sicherstellung des hydrodynamischen Betriebs, was bei bestimmten Betriebsbedingungen herausfordernd ist. Kritische Situationen entstehen, wenn nicht genügend Öl zugeführt wird oder die Drehzahl zu gering ist, um ausreichenden hydrodynamischen Druck aufzubauen. Zu diesen Bedingungen gehören das Anlaufen, das Windmilling (Rotation des Mantelbläfers durch äußere Anströmung) sowie Fehlerfälle wie Ausfälle oder Unterbrechungen der Ölversorgung.

Die hohen Lagerbelastungen erfordern Materialien mit exzellenten Gleiteigenschaften, hoher Festigkeit und thermischer Stabilität. Auf Basis der Berechnungen aus den Abschlussberichten von Liebherr [8] wurden zwei bronzebasierte Gleitlagerwerkstoffe identifiziert, die den auftretenden Belastungen standhalten und gleichzeitig günstige Gleiteigenschaften bieten. Das IME empfahl den Einsatz von Blei-Zinn-Bronzen (CuPb20Sn bzw. CuSn12Pb) als Beschichtung des Lagerbolzens zur Verbesserung der Gleiteigenschaften.

Aufgrund der hohen Lagerbelastung können nur zylindrische Lagerbauformen mit einem B/D-Verhältnis größer als eins eingesetzt werden. Dies macht eine Berechnung nach DIN-Norm oder VDI-Richtlinie unzulässig und erfordert den Einsatz numerischer Simulationen. Das hohe B/D-Verhältnis erhöht zudem die Empfindlichkeit des Gleitlagers gegenüber Schiefstellungen, wodurch konstruktive Anpassungen am Planetenrad und Zapfen notwendig werden, um Kantenträgen zu vermeiden. [8]

Bei der Konstruktion von Planetenlagern muss die Verformung des Planetenrads berücksichtigt werden, da sie die Verzahnungstoleranzen beeinflusst. Rolls-Royce schlägt zur Verringerung dieser Verformung eine Verkleinerung des Lagerdurchmessers vor, was die Steifigkeit des Planetenrads erhöht, und die Bolzensteifigkeit verringert, jedoch nachteilig für die Gleitlagerung ist. Der Ölstrom in Gleitlagern übernimmt neben der Schmierung auch die Kühlung und erfordert eine optimierte Ölversorgung, die sowohl für die Verzahnung als auch für das Gleitlager geeignet ist. Bei Planetengleitlagern in Getriebeturbofans rotiert im Vergleich zu herkömmlichen Gleitlagern der Außenring, während die Welle relativ zur Belastungsrichtung stillsteht, was zur Bildung eines Hotspots auf der Welle führt. [33]

4.3 Flexible Planetenbolzen (Flex Pins)

Elastische Planetenbolzen („Flex Pins“) reduzieren durch den Einbau einer einseitig auf den Bolzen aufgesessenen Hülse zwischen Planetenbolzen und Planetenlagerung die Steifigkeit des Systems Planetenträger/Bolzen/Lager/Planetenrad. Durch die einseitige Festlegung der Hülse auf dem Bolzen ist eine zusätzliche Einstellbewegung des Planetenrades mitsamt Lagerung gegenüber dem Bolzen und dem damit verbundenen Planetenträger möglich. (siehe Abbildung 69)

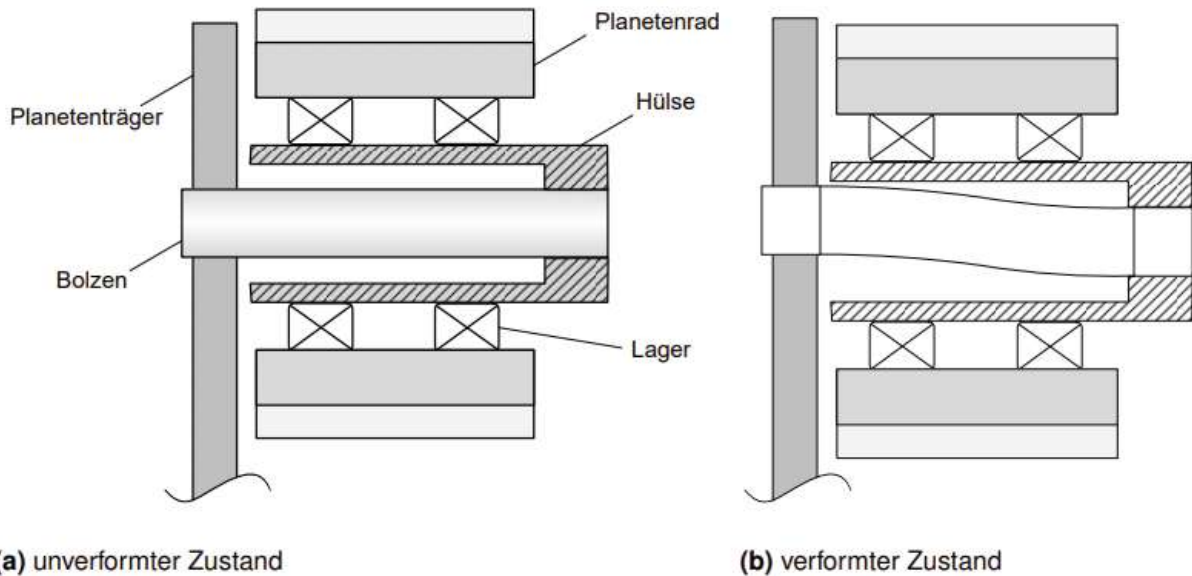


Abbildung 69 Schematische Wirkungsweise des „Flex Pins“ nach „Hicks“ { [34] S.100 }

Durch die insgesamt weichere Anbindung der Planetenräder an den Träger ist eine Verbesserung des Lastaufteilungsverhaltens zu erwarten. Außerdem wird durch die Möglichkeit der zusätzlichen Einstellbewegung ein Ausgleich der Planetenträgerverformung durch eine Gegenbewegung des Planetenrades mitsamt Hülse ermöglicht. Dadurch kann ein besseres Lastanpassungsverhalten des Getriebesystems erreicht werden und der Korrekturbedarf in den Zahneingriffen reduziert werden. [34]

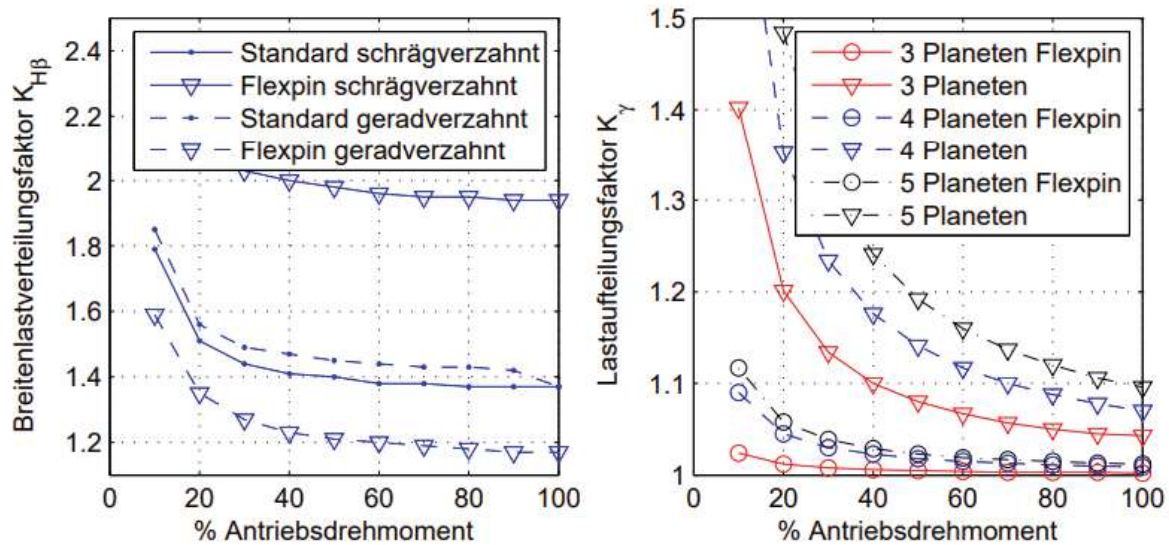


Abbildung 70 Breitenlastverteilungsfaktor $K_{H\beta}$ und Lastaufteilungsfaktor K_γ im Eingriff Sonne-Planet { [34] S.102}

In den untersuchten Getriebearrangungen mit Schrägverzahnung zeigen Varianten mit Flex Pins ein deutlich schlechteres Lastverteilungsverhalten im Vergleich zu herkömmlichen steifen Planetenlagerungen im Planetenträger. Das durch die Axialkräfte in den schrägverzahnten Zahneingriffen entstehende Kippmoment der Planetenräder erfordert eine ausreichend steife Lagerung. Bei flexiblen Flex Pins kippt der schrägverzahnte Planet, was zu einer erheblichen radialen Verschiebung der Zahnflanken in den Zahneingriffen führt. Dieser Effekt kann wahrscheinlich durch Pfeilverzahnung oder Doppelschrägverzahnung umgangen werden. [34] (siehe Abbildung 70)

Das rechte Diagramm zeigt, dass die weichere Anbindung der Planetenräder an den Träger das Lastaufteilungsverhalten verbessert. Bei Getriebekonfigurationen mit drei, vier und fünf Planeten kann der Lastaufteilungsfaktor K_γ über den gesamten Lastbereich signifikant optimiert werden. Das Lastaufteilungsverhalten ist für gerad- und schrägverzahnte Varianten nahezu identisch. Eine Erhöhung der Planetenanzahl ermöglicht eine Steigerung der Leistungsdichte der Getriebesysteme. Die Tendenz zu einer ungleichmäßigeren Lastaufteilung bei höheren Planetenanzahlen wird durch die erhöhte Nachgiebigkeit des Systems aus Planetenbolzen, Lager und Planetenrad ausgeglichen. [34] (siehe Abbildung 70)

4.4 Lagerspiel

Zur Untersuchung des Einflusses von Lagerspiel in der Planetenradlagerung wird eine Fest-Los-Lagerung mit Zylinderrollenlagern modelliert, die konstruktiv bedingt Lagerspiel aufweisen. Hierfür wird die Lagerinnengeometrie zur Berechnung des Verformungsverhaltens der Zylinderrollenlager vorgegeben.

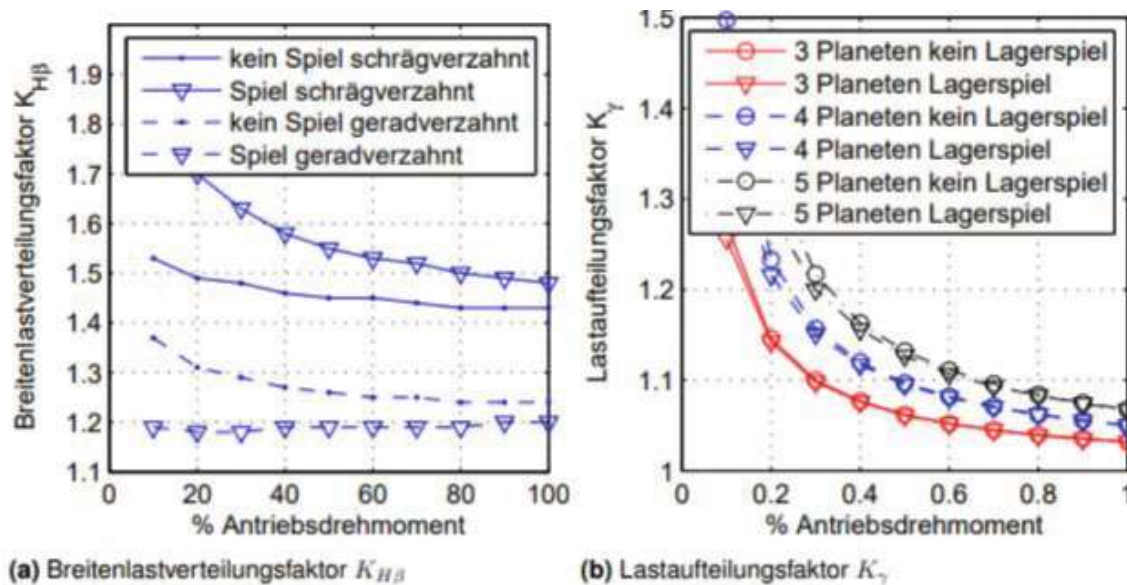


Abbildung 71 Einfluss des Spiels in der Planetenlagerung auf das Lastaufteilungs- und Breitenlastverteilungsverhaltens einer Planetenradstufe bei Gerad- und Schrägverzahnung { [34] S.99 }

Abbildung 71 **a** Der Verlauf des Breitenlastverteilungsfaktors $K_{H\beta}$ zeigt, dass bei schrägverzahnten Getrieben die Axialkraftwirkung ein Verkippen der Planetenräder verursacht. Dieses Verkippen gleicht die ungleichmäßige Lastverteilung in den Zahnkontakten nicht aus. Stattdessen verstärkt das Spiel in der Planetenlagerung diesen Effekt und führt zu einer noch ungleichmäßigeren Lastverteilung im Zahnkontakt, ähnlich wie bei der geradverzahnten Variante.

Abbildung 71 **b** zeigt deutlich, dass das radiale Lagerspiel in der Planetenradlagerung keinen nennenswerten Einfluss auf die Lastaufteilung zwischen den Planeten hat und dadurch Herstellungsabweichungen des Planetenträgers nicht ausgeglichen werden können. Aufgrund der symmetrischen Anordnung der Planeten werden durch die Belastung mit dem Antriebsdrehmoment alle Spiele gleichmäßig überschoben. Ein Ausgleich von Stegteilungsabweichungen ist dadurch nicht möglich.

Die präsentierten Ergebnisse zur Lastaufteilung und zum Breitenlastverhalten in Planetensystemen bestätigen die durch rechnerische und experimentelle Untersuchungen von Vonderschmidt, Winkelmann und Kahraman gewonnenen Erkenntnisse zur Lastaufteilung und zum Breitentragen in Zahneingriffen von Planetengetrieben. [34]

4.5 Einstellbewegung und Lastfaktoren

Vonderschmidt berechnet Lastüberhöhungsfaktoren bei verschiedenen Lasten und Drehzahlen für unterschiedliche Varianten eines Prüfstandgetriebes mit Planetenstufe und gleicht diese mit experimentell gemessenen Werten ab. Er stellt fest, dass einstellbewegliche Stege aufgrund Ihrer hohen Trägheit nur bei niedrigen Drehzahlen zum Lastausgleich geeignet sind, während sich einstellbare Sonnenwellen bei hohen Drehzahlen günstig auswirken. Untersuchungen zur Lastaufteilung ergeben, dass bei Planetengetrieben mit großen Hohlraddurchmessern und günstiger Fertigungsgenauigkeit Herstellungsfehler durch Einstellbewegungen in den Planetenradlagern ausgeglichen werden können.

Insbesondere Getriebevarianten mit einstellbeweglichen Gliedern weisen beim Lastaufteilungsverhalten eine niedrigere Drehzahlabhängigkeit auf. Die Lastüberhöhungsfaktoren nehmen mit zunehmender Belastung ab, steigen mit zunehmender Drehzahl jedoch nur gering bis gar nicht an. Weiterhin wird eine beidseitige Lagerung der Sonnenwelle zur Verbesserung der Breitenlastverteilung in den Zahneingriffen zwischen Sonne und Planeten beschrieben. [34]

Der Lastausgleich bei einer statisch bestimmten Bauweise eines Planetengetriebes (3 oder 5 Planeten) kommt jedoch im Betrieb nur als Mittelwert zustande. Vorhandene Maßabweichungen bei der Verzahnung wechseln zu schnell und die erforderlichen Beschleunigungen sind zu hoch, als dass die Getriebeglieder mit ihrer Masse ihnen genau folgen könnten. Die bei hoher Fertigungsgenauigkeit noch übrigen Maßabweichungen werden daher hauptsächlich durch örtliche elastische Verformungen unter dynamischer Zusatzbelastung der Zähne ausgeglichen (dynamischer Lastausgleich). Dabei entstehen Schwingungen erzeugende dynamische Zahnkräfte, welche als Körperschall und unterhalb der Hörfrequenzen als Vibration weitergeleitet werden. Das nicht gelagerte Getriebeglied nimmt dabei eine Lage ein, in der die Summe dieser Störkräfte ein Minimum erreicht. [35]

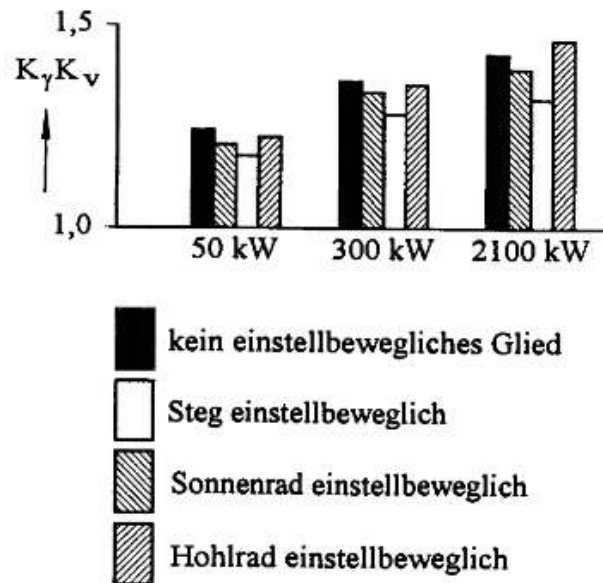


Abbildung 72 Lastüberhöhungsfaktoren K_γ K_v drei Planetengetrieben bei unterschiedlichen Leistungen [35]

Aus der Abbildung 72 lässt erkennen, dass die Unterschiede der dynamischen Lastüberhöhung bei den untersuchten vier Bauarten relativ klein gegenüber der mittleren Lastüberhöhung sind und dass letztere mit der Getriebegröße zunimmt. Dass sie bei der Bauart mit ungelagerten Steg am niedrigsten ist, mag daher kommen, dass Maßabweichungen an den Verzahnungen unmittelbar durch ein örtliches "Ausweichen" des ungelagerten Steges ausgeglichen werden können, während sie einem gelagerten Steg Drehbeschleunigungen erteilen müssen, die erst am nicht gelagerten Gegenrad ausgeglichen werden.

Zusammenfassend wurde laut Müller [35] festgestellt:

- Der Einsatz von fünf gegenüber drei Planetenrädern lohnt sich nur bei niedrigeren Drehzahlen. Für fünf Planetenräder eignet sich eine kombinierte Einstellbeweglichkeit von Sonnenrad und Steg.
- Eine hohe Fertigungsgenauigkeit reduziert die Lastüberhöhung. Verzahnungs- und Stegfehler haben dabei einen großen Einfluss, während Achsabstandsfehler eine geringere Rolle spielen.
- Die Lastüberhöhungsfaktoren K fallen mit wachsender Belastung, aber steigen mit zunehmender Drehzahl.
- Besonders elastische Hohlräder oder Stege führen im Vergleich zu sehr steifen zu niedrigeren Lastüberhöhungen.
- Die Lastüberhöhungen infolge ungleichmäßiger Lastverteilung wachsen mit der Getriebebaugröße.

- Besonders elastische Hohlräder oder Stege führen im Vergleich zu sehr steifen zu niedrigeren Lastüberhöhungen.

In der Dissertation von (Neubauer 2016) [34] wird zusätzlich auf die Wechselwirkung von Einstellbarkeit und Lastaufteilungsfaktor eingegangen. (siehe Abbildung 73)

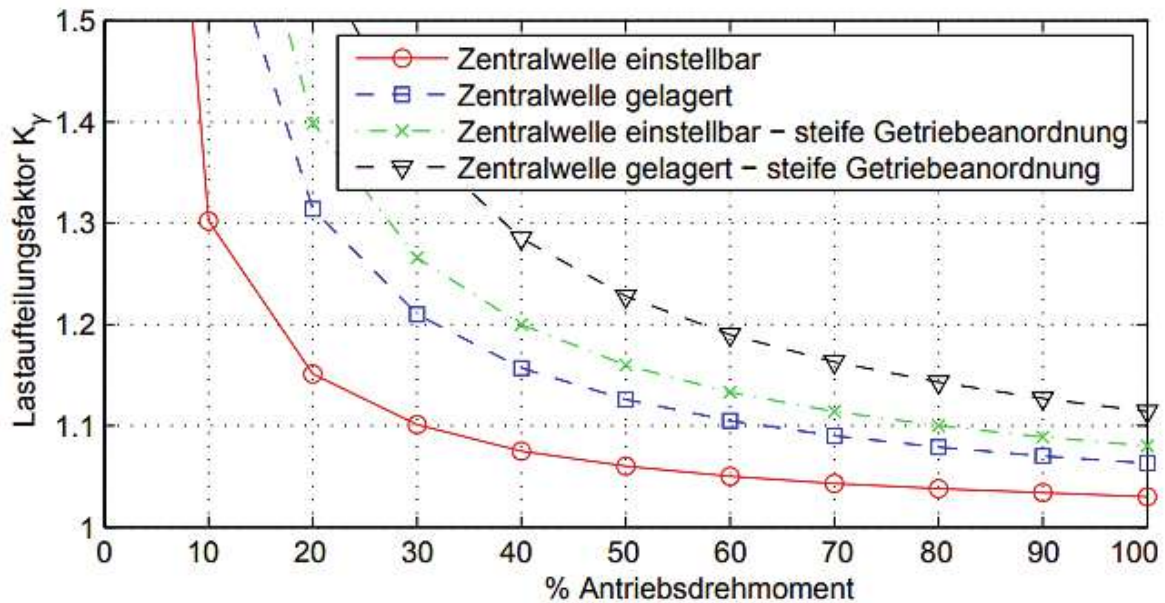


Abbildung 73 Wechselwirkungen zwischen Lastaufteilungs- und Verformungsverhalten des Beispielgetriebes mit vier Planeten über verschiedenen Lasten unter Vorgabe von Herstellungsabweichungen { [34] S.89}

Sehr steife Getriebeanordnungen ohne einstellbare Getriebeelemente weisen beim Lastaufteilungsverhalten eine stark ausgeprägte Empfindlichkeit in Bezug auf vorhandene Herstellungsabweichungen auf. Das Hinzufügen einstellbeweglicher Getriebelemente verbessert das Lastaufteilungsverhalten von Planetengetrieben über den gesamten Lastbereich. Diese Tendenz wird durch das Einbeziehen von im Getriebeumfeld vorhandenen Steifigkeitseinflüssen wie dem Planetenträger und den Planetenradlagerungen weiter verstärkt. (siehe Abbildung 73)

Bei niedrigen Antriebsmomenten und damit niedrigen Zahneingriffslasten wirken sich Herstellungsabweichungen deutlich stärker aus und können durch weiche Getriebeelemente weniger stark ausgeglichen werden. (siehe Abbildung 73)

Weiters wurden die Einflüsse von einstellbaren Zentralwellen auf das Lastverhalten mit Hilfe von Simulationen untersucht.

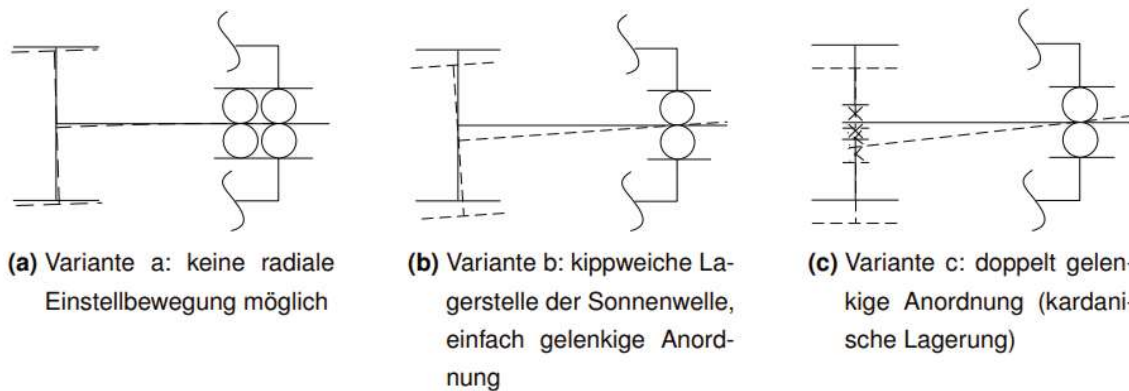


Abbildung 74 Lagervarianten der Sonnenwelle { [34] S.92}

Je nach Ausführung beeinflussen radial einstellbar angeordnete Sonnenwellen jedoch zusätzlich zur Lastaufteilung die Breitenlastverteilung in den Zahneingriffen zwischen Sonnen- und Planetenrädern. (siehe Abbildung 74, Abbildung 75)

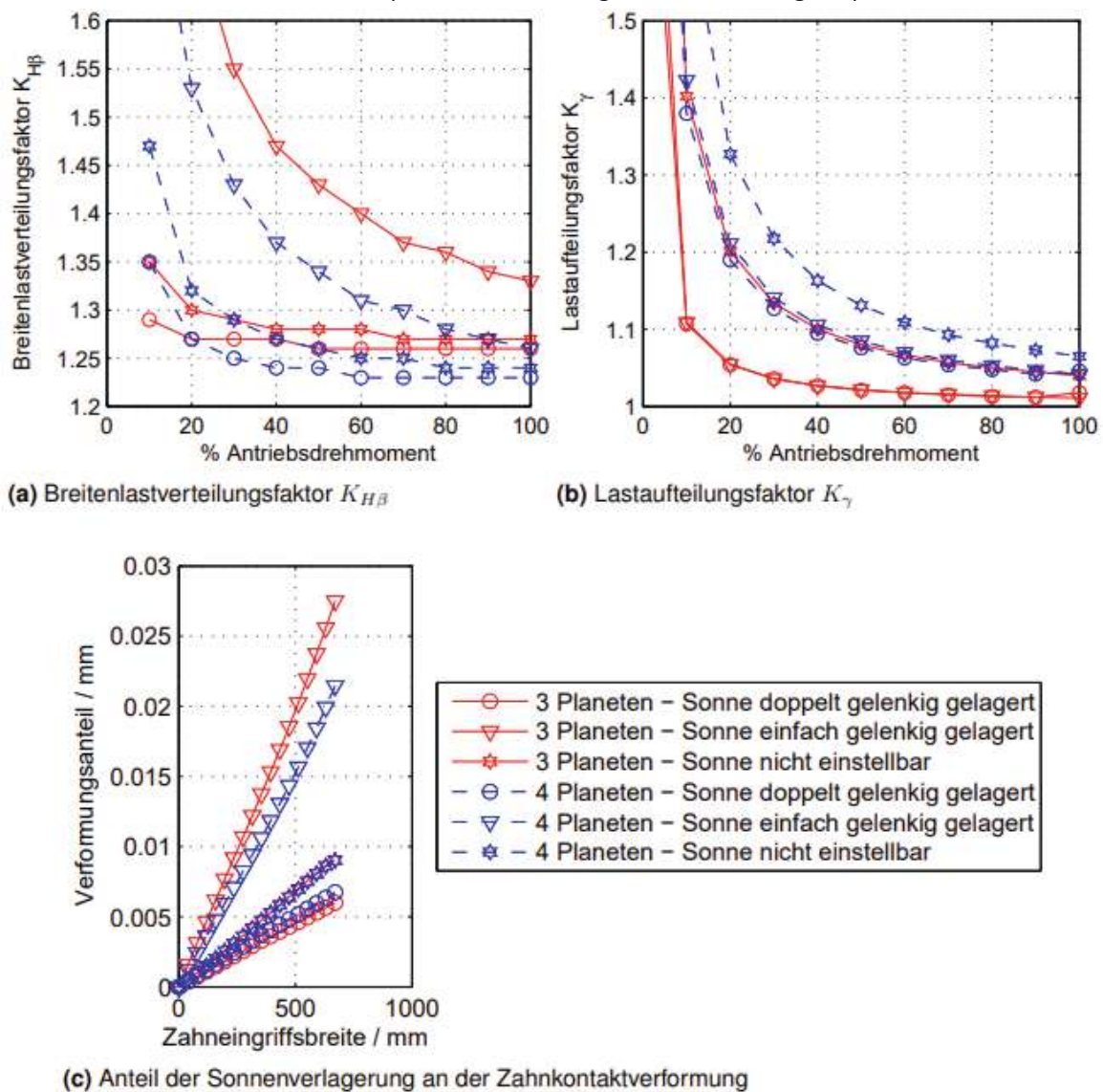


Abbildung 75 Zusammenhängende Betrachtung des Lastaufteilungs- und Breitenlastverhaltens einer Planetenradstufe bei verschiedenen Anordnungen der Sonnenwelle { [34] S.93}

Signifikante Unterschiede zwischen den Varianten **b** und **c** für die Sonnenwellenanordnung. Die einfach gelenkig ausgeführte Sonnenlagerung führt durch die kinematische Anbindung bei radialen Einstellbewegungen zusätzliche Kippbewegungen aus. Diese Kippbewegung wirkt direkt als Verformungsanteil der Zahnkontaktverformung und verursacht ungünstiges Breiten tragen der Zahneingriffe zwischen Sonne und Planeten. Variante c zeigt ein ähnlich gutes Breiten tragen wie Variante a, bei der keine Einstellbewegung möglich ist und dementsprechend die Lastaufteilung auf die Planeten deutlich ungünstig beeinflusst wird. [34] (siehe Abbildung 74, Abbildung 75)

4.6 Planetenanzahl und Lastfaktoren

Die Getriebevariante mit drei Teilleistungssträngen und einem einstellbaren Zentralelement zeigt aufgrund der statischen Bestimmtheit gleichmäßige Lastaufteilung über einen weiten Lastbereich. Die einfach einstellbare Sonnenwelle des Getriebesystems ist in der Lage, unabhängig vom Steifigkeitsverhalten weiterer Getriebeelemente die Last gleichmäßig auf drei symmetrisch angeordnete Planeten aufzuteilen.

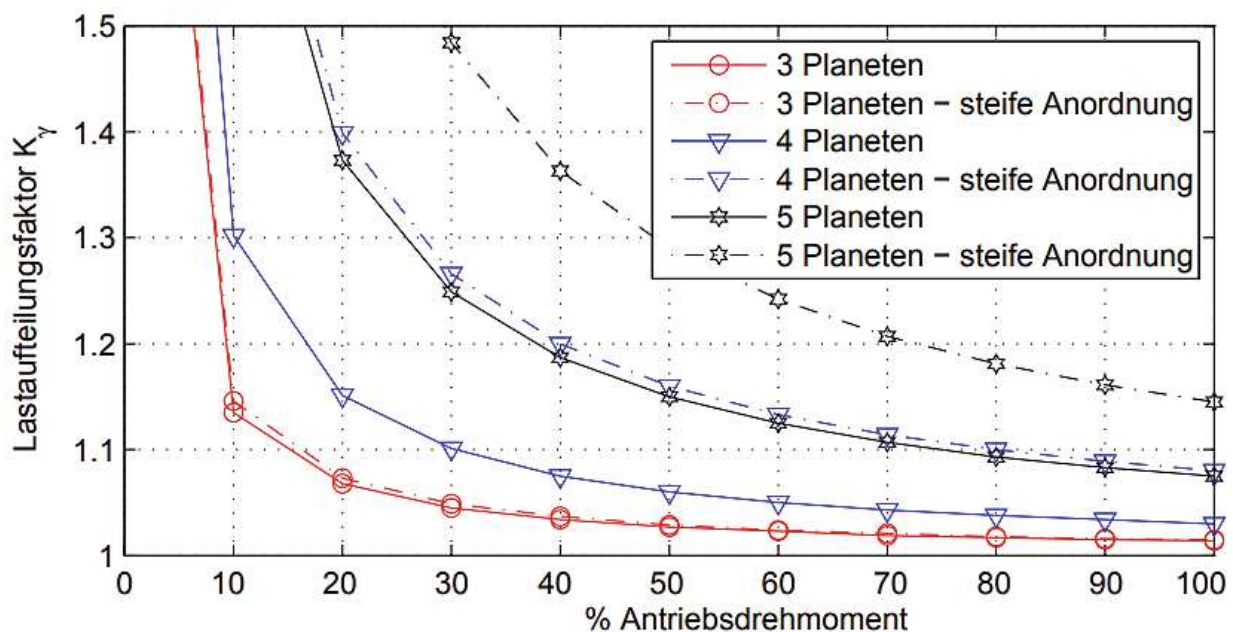


Abbildung 76 Einfluss des Verformungsverhalten des Beispielgetriebesystems auf die Lastaufteilung { [34] S.90}

Die Varianten mit vier und fünf Planeten weisen statische Überbestimmtheit auf, so dass die einstellbare Sonnenwelle nicht in der Lage ist, eine ideale Position einzunehmen, in der der Stegteilungsfehler, der einer Verschiebung eines Planetenrades in Umfangsrichtung des Planetenträgers entspricht, vollständig ausgeglichen werden kann. (siehe Abbildung 76)

Vonderschmidt hält den Einsatz von fünf anstelle von drei Planeten nur bei niedrigen Drehzahlen und unter kombinierter Einstellbewegung von Sonne und Steg für lohnenswert. [34]

Gemäß dem Fachbuch von Müller über Die Umlaufgetriebe. Der Einsatz von fünf gegenüber drei Planetenrädern lohnt sich nur bei niedrigeren Drehzahlen. Für fünf Planetenräder eignet sich eine kombinierte Einstellbeweglichkeit von Sonnenrad und Steg. [35]

Nach (Savage, Rubadeux & Coe, 1996) [36] kann die Lebensdauer eines Planetengetriebes von der Anzahl der Planetenräder abhängen (siehe Abbildung 77). Mit steigendem Übersetzungsverhältnis verringert sich der Durchmesser des Sonnenrads, während die Planetenräder und deren Lager größer werden, was die Lebensdauer erhöht. Konstruktionen mit vier oder fünf Planetenrädern weisen aufgrund der verbesserten Lastverteilung auf mehrere Planeten eine höhere Lebensdauer im Vergleich zu Systemen mit drei Planetenrädern auf. Allerdings wird das maximal erreichbare Übersetzungsverhältnis bei einer höheren Anzahl an Planeten durch den begrenzten Platz zwischen den Rädern eingeschränkt, sofern der Hohlraddurchmesser konstant bleibt. Bei Getrieben mit drei Planetenrädern reduziert sich die Lebensdauer bei Übersetzungsverhältnissen über 5,5, da das höhere Ausgangsdrehmoment zu einer erhöhten Belastung der Planetenlager führt, was letztlich zum Versagen der Wälzlagerung führt.

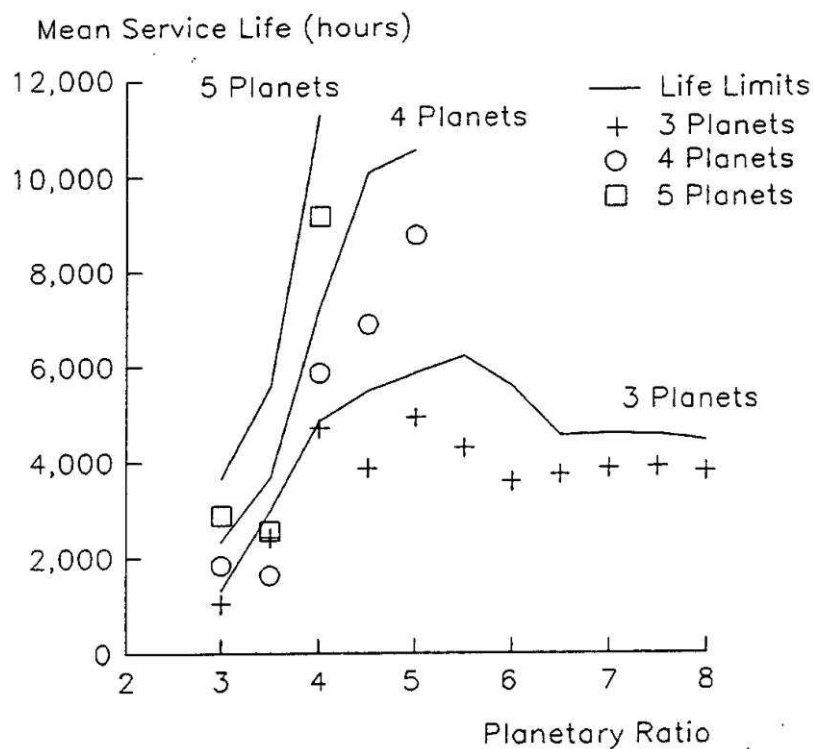


Abbildung 77 Auswirkung der Planetenanzahl auf die Lebensdauer [36]

5 Leitschaufelwärmetauscheranlage

Ein Geared Turbofan besitzt im Vergleich zu einem herkömmlichen Turbofan ein Hochleistungsgetriebe, mit dem der Fan ins langsame unteretzt wird, dadurch kann der Durchmesser des Fans und somit das Nebenstromverhältnis (BPR) vergrößert werden.

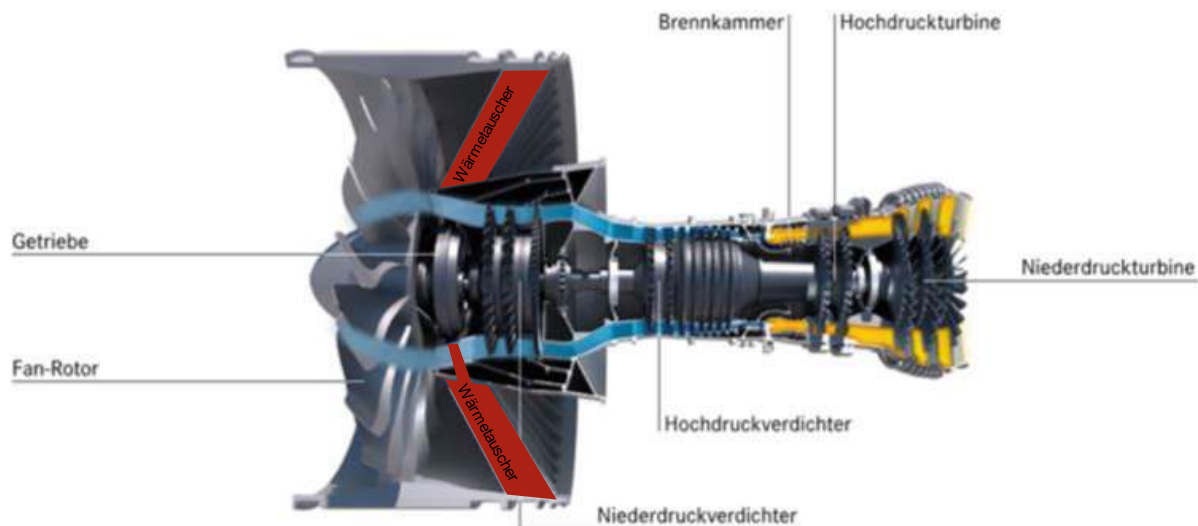


Abbildung 78 PW1100G Wärmeaustauscherkonzept [37]

Das Untersetzungsgetriebe weist, so wie jedes Bauteil, einen Wirkungsgrad auf, somit muss das Getriebeöl gekühlt werden, was bei Leistungen im Megawattbereich zu großen Wärmeaustauschern führt.

Die Idee ist nun, die Leitschaufeln des Fans als Wärmeaustauscher zu nutzen (siehe Abbildung 78), dies bietet eine Vielzahl an Vorteilen.

- **Ausnutzen des Junkers Meredith Effektes:**
Die Abwärme aufgrund der Verluste des Getriebes können zum Teil in zusätzlichen Schub wieder umgewandelt werden.
- **Kompakte Bauweise durch kurze Leitungswege:**
Da die Leitschaufeln einen starken Sweep (Neigung) aufweisen, befindet sich die Leitschaufeln am inneren Mantel direkt über dem Getriebe.
Weniger Öl im System durch kurze Leitungen.
- **Große überströmte Oberfläche:**
Da 48 Leitschaufeln im Luftmassenstrom stehen, ist eine sehr große Fläche überströmt.
- **Möglichkeit des Nachrüstens:**
Durch den modularen Aufbau der Leitschaufeln und den Platzverhältnissen wäre ein Nachrüsten in bestehende Antriebe schwierig, aber möglich.
- **Downsizing des konventionellen Fuel/Öl-Wärmetauschers:**

Durch den zusätzlichen kompakten Kühler kann der konventionelle Fuel/Oil Kühler kleiner ausgeführt werden. Bestenfalls können auch andere Teile des Triebwerks an dieser Stelle gekühlt werden.

- **Ideal geeignet als Wärmetauscher aufgrund des hohen Luftmassenstroms:**

Durch den hohen Luftmassenstrom im Nebenstromkanal, kann die schlechte Wärmeleitfähigkeit der Luft gut ausgeglichen werden, was zu einer geringeren benötigten Oberfläche des Wärmetauschers, als bei konventionellen Wärmetauschern führt.

5.1 Junkers Meredith Effekt:

Junkers entdeckte in den 1920er Jahren, dass Schub durch Kühlerwärme erzeugt werden kann. Fritz Meredith untersucht und beschrieb 1936 dieses aerodynamisches Phänomen. Es beschreibt die Erhöhung des Wirkungsgrads von Flugzeugmotoren durch die Nutzung von Kühlerwärme in einem Flüssigkeitskühlsystem. Dieser Effekt wurde in frühen Flugzeugen mit flüssigkeitsgeköhlten Motoren, wie der Messerschmitt Bf109, P51 Mustang oder der Supermarine Spitfire schon eingesetzt.

Prinzip:

Wenn das heiße Kühlmittel durch den Flugzeugkühler fließt, gibt es Wärme an die Umgebungsluft ab. Dabei erwärmt sich die Luft im Kühler und dehnt sich aus. Durch die Bewegung des Flugzeugs und die Konstruktion des Kühlers wird die erwärmte Luft beschleunigt und durch eine enge Austrittsöffnung ausgestoßen. Dieser Luftstrom erzeugt einen Schub, ähnlich wie bei einem Düsentriebwerk. Der entstandene Rückstoß kompensiert teilweise den aerodynamischen Widerstand des Kühlers. Der durch den Ausstoß der erwärmten Luft erzeugte Schub verringert den Luftwiderstand und kann je nach Fluggeschwindigkeit zu einer erheblichen Effizienzsteigerung führen. Im Wesentlichen verwandelt der Meredith-Effekt den ansonsten verlorenen thermischen Energieabfluss des Kühlmittels in zusätzlichen Vortrieb.

(siehe Abbildung 79)

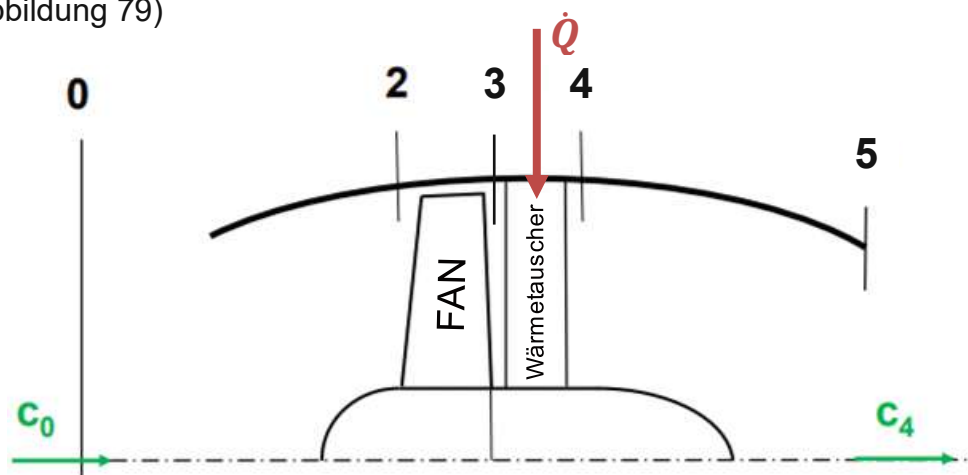
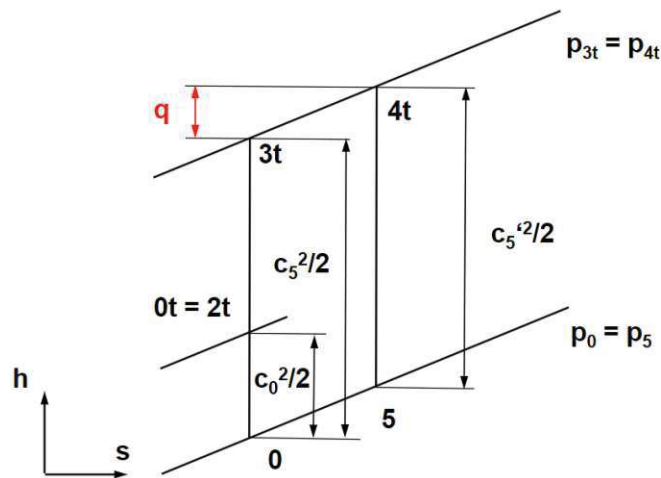


Abbildung 79 Schematischer Aufbau des Fans mit Leitschaufelgitter

Durch die Wärmetauscher-Leitschaukeln wird der Luftmassenstrom im Nebkanal um Die Wärmeenergie q erwärmt, wodurch ein Teil der Energie in Kinetische Energie/ Schub umgewandelt wird. (siehe Abbildung 80)



Fandruckverhältnis:

$$\pi_f = \frac{p_{3t}}{p_{2t}} = \frac{p_{3t}}{p_{0t}}$$

Getriebeabwärme (J/kg):

$$q = c_p (T_{4t} - T_{3t}) \approx c_p (T_5 - T_0)$$

Getriebeabwärmestrom (W):

$$\dot{Q} = \dot{m}q = \dot{m}c_p (T_5 - T_0)$$

Abbildung 80 h-s Diagramm Prinzip des Meredith Effekts [38]

Da die Isobare von p_{3t} bzw. p_{4t} eine stärkere Steigung aufweist als die p_0 bzw. p_5 Isobare, ist das Temperatur Verhältnis $T_{4t} - T_{3t}$ nicht exakt $T_5 - T_0$, jedoch kann es angenähert werden. Der Effekt kann durch eine höheres Fandruckverhältnis π_F , sowie größeren Wärmestrom ausgeprägter werden.

5.2 Dimensionierungsgrößen

Da wesentliche Eckdaten des PW1127G-JM nicht verfügbar sind, werden verschiedene Quellen herangezogen und miteinander verglichen, um eine fundierte Grundlage für die qualitative Dimensionierung zu schaffen.

5.2.1 Liebherr / MTU

In einem Forschungsbericht von Liebherr [7] [8] wurde ein leistungsmäßig vergleichbares Getriebe ausgelegt und entwickelt. (siehe Abbildung 81, Abbildung 82)

Technische Daten:

Folgende Randbedingungen wurden durch den Turbinenhersteller MTU Aeroengines vorgegeben:

Turbinen Gesamtschub	32klb
Bypass-Verhältnis Turbine	10-14
Max. Getriebeeingangsleistung	25000kW
Max. Fan-Drehzahl	3600 1/min
Drehrichtung Fan	frei wählbar
Fan-Durchmesser	1960mm
Max. Antriebsdrehzahl NDV	9000 1/min
Untersetzung:	ca. 2,5
Zielgewicht:	1kg für 100 kW
Ziel Volllastwirkungsgrad	99,2% *)
Betriebstemperatur	>150°C
Schmieröl	MIL-L-23699

Abbildung 81 Technische Daten für das Reduziergetriebe /Vorgaben MTU [7] [8]

Auch der Bauraum für das Getriebe sowie der Aufbau ist vergleichbar zum PW1100G-Klasse. MTU Aeroengines definierte dabei den Einbauraum für das Planetengetriebe als Länge $L = 260 \text{ mm}$, Durchmesser $D = 600 \text{ mm}$, Hohlradteilkreisdurchmesser $d \sim 400 \text{ mm}$. [7]

Als Schmiermittel wurde das *SHELL TURBINE OIL 500* verwendet welches die MIL-L-23699 Vorgaben erfüllt und die Temperaturen bei $100 - 160^\circ\text{C}$ möglich ist. { [7] S.65} Die Fördermenge an Öl wurde mit 180 L/min ausgelegt und die spezifische Wärmekapazität wurde mit $cp_{\text{öl}} = 1816 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$ bei 110°C festgelegt. Die Dichte des Öls bei 110°C liegt bei $\rho_{\text{öl}} = 905 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ { [7] S.69}

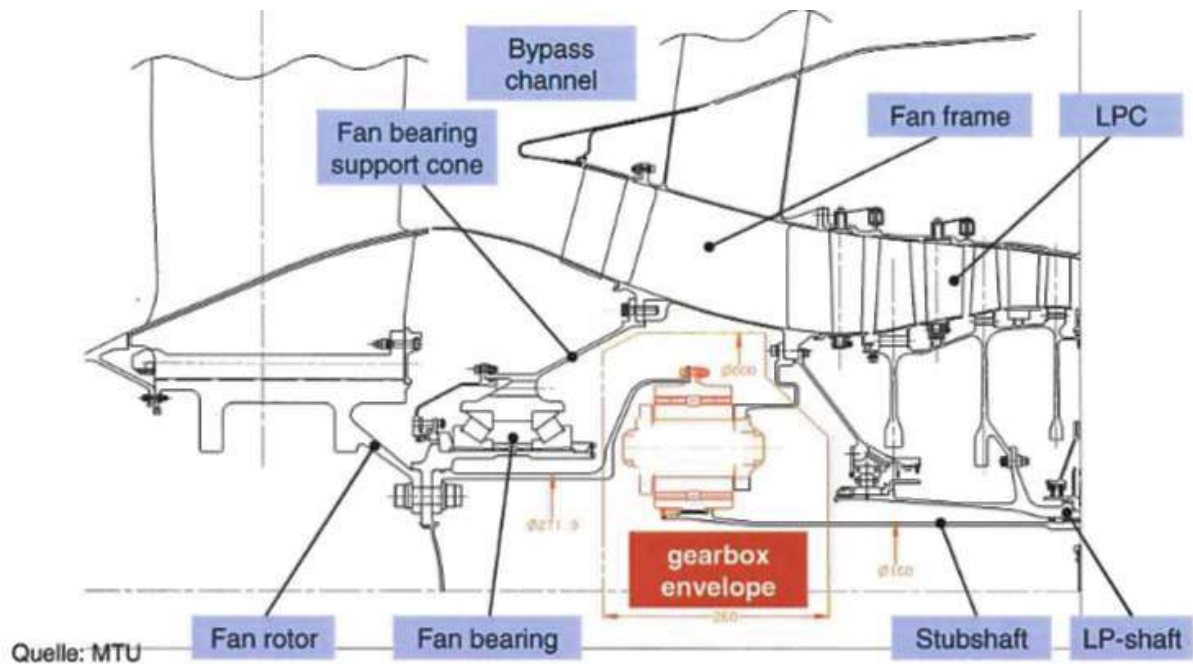


Abbildung 82 Querschnitt durch das Strahltriebwerk mit Reduziergetriebebaurraum [7]

Die erforderliche Lebensdauer beträgt *39.083 Stunden* basierend auf *25.000 Zyklen* mit einer Zyklusdauer von *93,8 Minuten*. Lagerstellen müssen so ausgelegt sein, dass die maximale Hertzsche Pressung 1500 N/mm^2 nicht überschreitet. Für alle Lebensdauerberechnungen wird eine Ausfallwahrscheinlichkeit von *1 %* berücksichtigt.

Wie in 2.3 Wärmehaushalt schon angegeben sind die Schmieröltemperaturen entsprechend definiert.

Getriebeöleingangstemperatur:

Auslegungspunkt:	110°C
Maximal Temperatur	135°C
Transient:	160°C

Getriebeölausgangstemperatur:

Auslegungspunkt:	155°C
Transient:	180°C

Wie in 3.1 Flugphasenaufteilung und Einteilung schon beschrieben wird die Faneingangsleistung für einen typischen Kurzstreckenflug, sowie die Verlustleistungen des Getriebes kalkuliert. (siehe Abbildung 83)

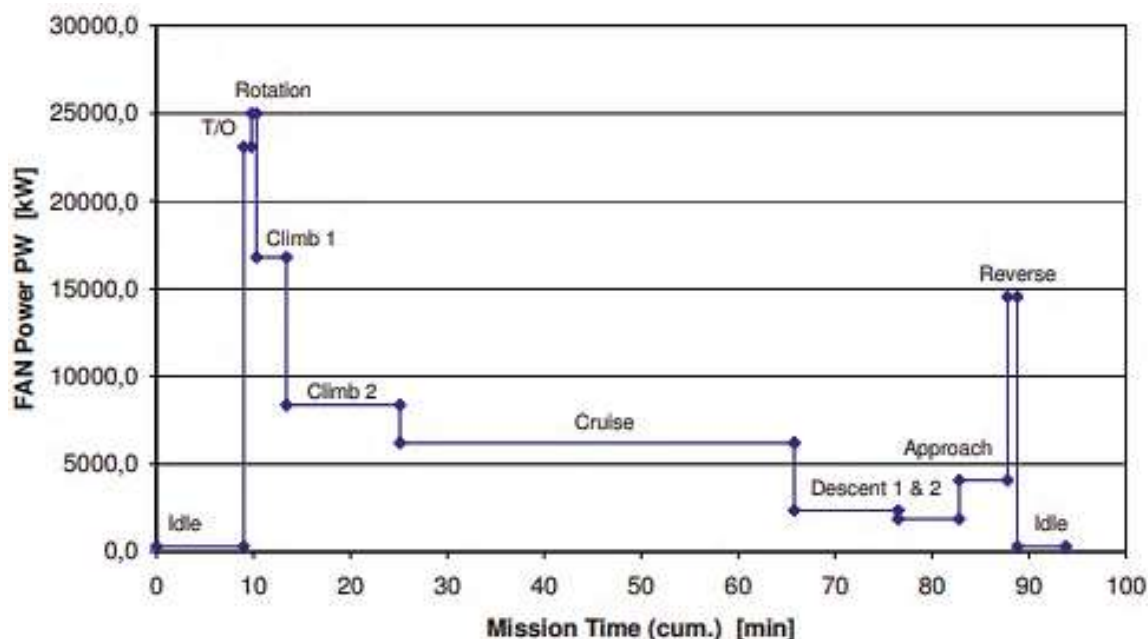


Abbildung 83 Leistungsprofil [7] [8]

Bei den Verlustleistungen wurden das Getriebe bei unterschiedlichen Öltemperaturen untersucht, wobei keine signifikante Änderung der Verlustleistung ersichtlich ist. (siehe Abbildung 84)

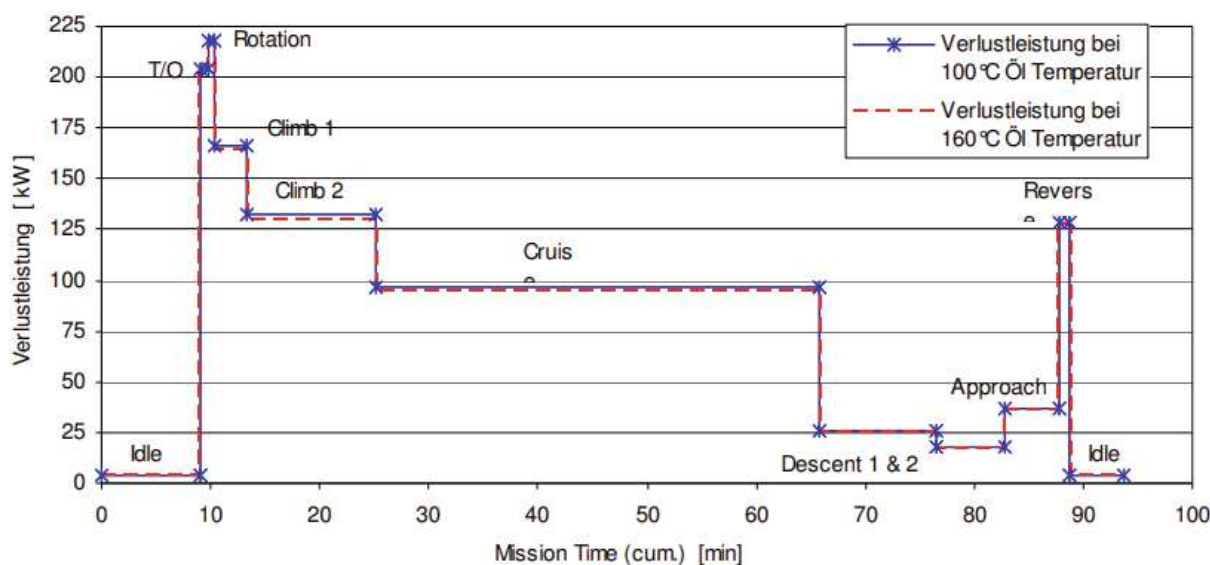


Abbildung 84 Verlustleistungsprofil [7] [8]

Die zwei wichtigsten Flugphasen werden dabei genauer betrachtet.

	Take-Off	Cruise
Ges. Verl. [kW]	216,5	94,4

Tabelle 5 Verlustleistung bei Take-off und Cruise

5.2.2 ASME Turbo Expo 2020

In der vorliegenden Studie wurden die Verlustleistungen zweier moderner Hochleistungsgetriebe Turbofan-Triebwerke, des PW1100G-Klasse-Triebwerks für den Airbus A320neo (siehe Abbildung 85), sowie des Rolls-Royce Ultrafan untersucht. Für die Simulation des PW1100G wurde ein Triebwerk mit einem Schub von 112,5 kN in der Take-Off-Flugphase modelliert. Dieser Wert liegt unter dem des PW1127G-JM, welches für die Take-Off-Flugphase einen Schub von 120,43 kN liefert.

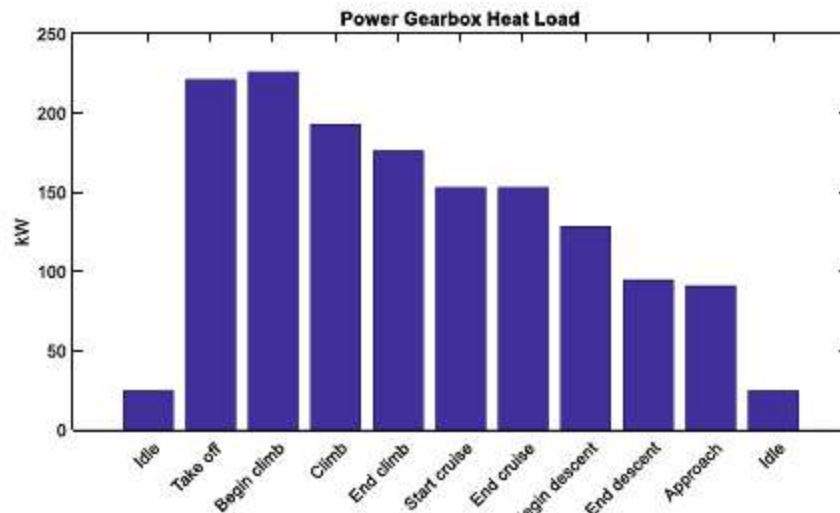


Abbildung 85 Verlustleistung in kW der einzelnen Flugphasen des PW1100G eines A320neo Flugzeuges [39]

Da das in der Simulation angenommene Triebwerk ebenfalls für den Einsatz im A320neo und für die PW1100G-Triebwerksklasse ausgelegt wurde, können die Werte der Wirkungsgrade in den einzelnen Flugphasen (siehe Abbildung 87), sowie die Leistungsverluste der zusätzlichen Triebwerkshilfskomponenten die Auslegung herangezogen werden. Die Verlustleistungen der Accessory Gearbox (AGB) und der Turbofanlagerung angegeben sind in siehe Abbildung 86 ersichtlich.

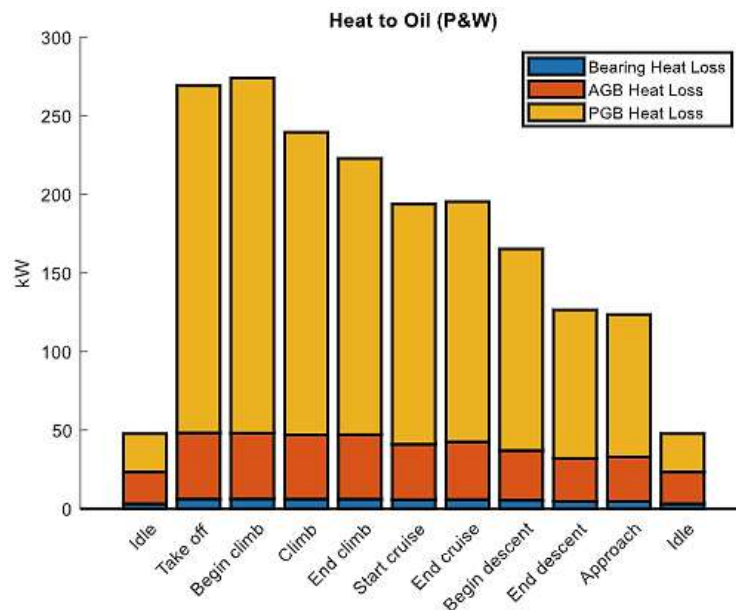


Abbildung 86 Gesamtverlustleistung des PW1100G GTF [39]

Die Planetary Gearbox (PGB) wandelt im Take-Off 225 kW in Wärme um (siehe Abbildung 85). Die Lager erzeugen in der Take-Off Flugphase um die 6 kW. Die Accessory Gearbox (AGB) wandelt 42 kW in Wärme um. Die Lagerverluste, sowie die des AGBs variieren über die einzelnen Flugphasen nur gering. In der Cruise Flugphase liegt die Verlustleistung um die 35 kW, die Wärmeleistung des PGB reduziert sich auf rund 150 kW. (siehe Abbildung 86)

Zusätzlich wurde auch die der Wirkungsgrad über die einzelnen Flugphasen angegeben. (siehe Abbildung 87)

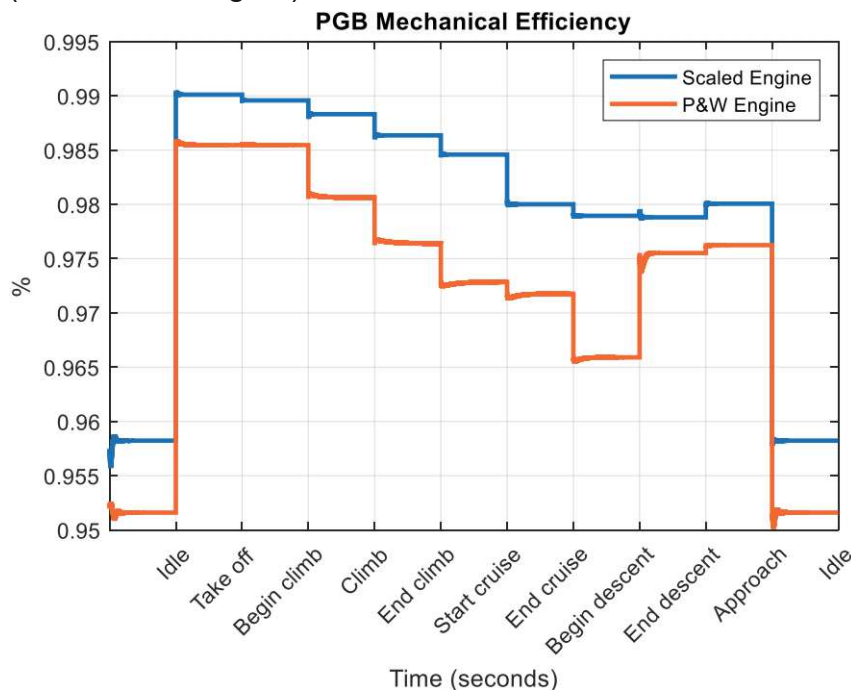


Abbildung 87 Wirkungsgrad des Planetengetriebes in Abhängigkeit der Flugphase [39]

Der Wirkungsgrad für *Take-Off* und *Cruise* werden abgelesen wobei für die Flugphase *Cruise* ein Mittelwert von *Cruise Start* und *Cruise End* gebildet wurde.

Flugphase	Take-Off	Cruise
Getriebewirkungsgrad η_o [-]	0,9855	0,9725

Tabelle 6 Getriebewirkungsgrad abhängig von den Flugphasen

Mit Hilfe der Wirkungsgrade und der angegebenen Verlustleistung kann auf die Fanantriebsleistung zurückgerechnet werden.

$$P_{FAN} = \frac{P_V}{1 - \eta_{Getriebe}}$$

Somit erhält man:

	Take-Off	Cruise
Schub [kN]	112,5	-
Fanleistung [MW]	15,517	5,636

Tabelle 7 Fanleistung in den Flugphasen Take-Off und Cruise

Diese Werte ermöglichen eine Validierung der eigenen GasTurb-Berechnung. Zusätzlich kann mithilfe der erhaltenen Wirkungsgrade in den einzelnen Flugphasen, die Verlustleistung des PW1127G-JM exakter bestimmt werden.

Außerdem kann eine bessere Aussage über die Kühlung von zusätzliche Triebwerksteilen gegeben werden. Näheres in **7.1 Wärmetauscheroberfläche**.

5.2.3 Diplomarbeit Nicolussi

Die Werte zu Dimensionierung des Planetengetriebes von einer PW1127G-JM wurde wie folgt abgeschätzt. Dabei ist die Herangehensweise zur Auslegung nicht schlüssig.

Airbus A320neo		
Flugzeugdaten		
Gesamtlänge	37,57 m	[59]
Tragflächenspannweite	35,80 m	
Sitzplatzanzahl max.	194	
Abfluggewicht max.	79,00 t	
Treibstoffkapazität max.	26739 l	
Reisegeschwindigkeit	840 km/h	[67]
Triebwerksdaten		
Triebwerk	PW1127G-JM	[42]
Triebwerksschub	27075 lbs 120,435 kN	[68]
ECD	Dezember 2014	
EISD	Jänner 2016	

Tabelle 9: Datengrundlage für die Berechnung der Triebwerksleistung

$$P_{\text{Triebwerk}} = \text{Triebwerksschub}_{[\text{kN}]} \cdot \frac{\text{Reisegeschwindigkeit}_{[\text{km/h}]}}{3,6} \cdot 0,8 = 22481,2 \text{ kW} \quad (73)$$

Abbildung 88 Angaben nach Nicolussi [40]

Maximalen Triebwerksschub beim Take-Off (T/O) darf nicht mit der Reisegeschwindigkeit im Cruise multipliziert werden. Faktor 0.8 könnte genauso 0.9 sein, da in P&W Handbuch von ~90% Schub aufgrund des Fans gesprochen wird. [9] {S.2-18} (siehe Abbildung 88, Abbildung 89)

Symbol	Größe	Beschreibung
P_{Ein}	23000 kW	Eingangsleistung Getriebe (Sonnenrad)
$n_{N1\text{MAX}}$	10047 min ⁻¹	Drehzahl Niederdruckverdichter
$\dot{U}S$	3.0625	Übersetzungsverhältnis Getriebe
Z_{SG}	32	Zähnezahl Sonnenrad
Z_{PG}	33	Zähnezahl Planetenrad
Z_{HG}	-98	Zähnezahl Hohlrad
A_P	5	Anzahl der Planetenräder
σ_{Hlim}	1500 N/mm ²	Grübchen-Dauerfestigkeit
V_{100}	5 mm ² /s	Nennviskosität AeroShell 500

Abbildung 89 Eckdaten zur Getriebeauslegung [40]

Die abschließend geschätzte Eingangsleistung wurde auf 23 MW festgelegt, was jedoch als überhöht einzustufen ist.

5.2.4 GasTurb Nachrechnung

Die Auslegung basiert auf der Cruise-Flugphase mit einem Schub von 120,43 kN.

	Einheit	Take-Off	Cruise
Schub F_N	kN	120,43	21,00
Fanleistung P_{FAN}	MW	15,966	6,253
Getriebe Wirkungsgrad η	-	0,9855	0,9725
Verlustleistung P_V	kW	231,507	171,957

Tabelle 8 GasTurb-Berechnung der Fanleistung des PW1127G-JM

Die erhöhte Schubkraft führt zu etwas höheren Ergebnissen im Vergleich zu Abschnitt 5.2.2 ASME Turbo Expo 2020. Die Abschätzung erscheint jedoch plausibel.

Die gesamten Ergebnisse befinden sich im Anhang unter **8.2 GasTurb Auslegung**.

5.2.5 Dimensionierung und Schaufelanzahl

Der bekannte Fan-Durchmesser, mit $D_F = 2057 \text{ mm}$ ($81,09''$), entspricht ungefähr dem Außendurchmesser der Leitradreihe. (siehe Abbildung 90)

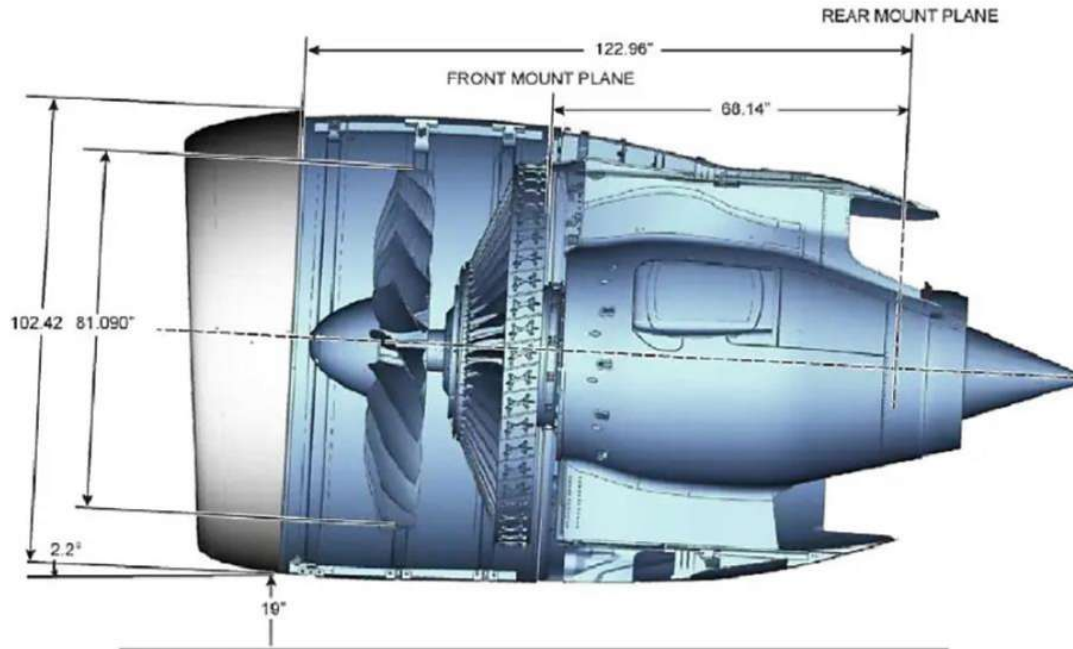


Abbildung 90 Hauptabmessungen des PW1100G Triebwerkes [6]

Der Fan-Durchmesser dient als Grundlage, um mithilfe des GTF-Schnittbildes die Proportionen und somit die ungefähren Abmessungen herauszufinden. (siehe Abbildung 91)

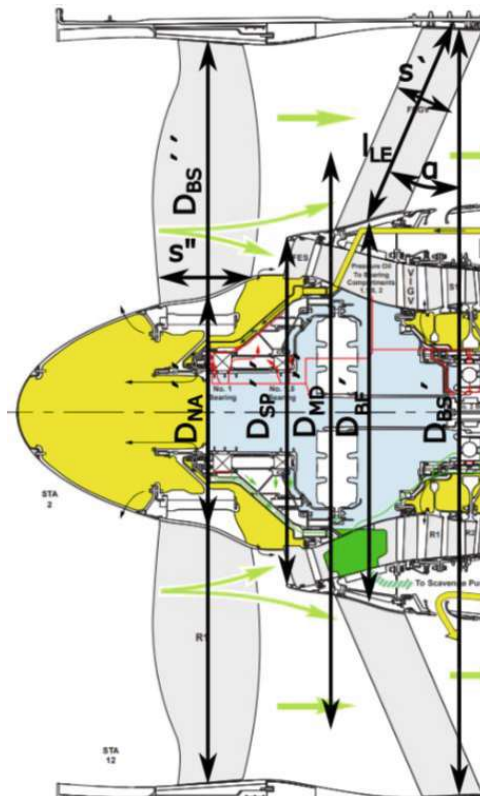


Abbildung 91 Schnittbild des GTF PW1100G [9]

Zur besseren Differenzierung erhalten die Maße der Laufschaufeln den Index '' und die Leitschaufeln den '.

Laufschaufel	
Durchmesser und Längen	[mm]
Blattspitzendurchmesser D_{BS}''	2057
Mitteldurchmesser D_{MD}''	1735
Splitterdurchmesser D_{SP}''	1239
Mittlerer Nabendurchmesser D_{NA}''	637
Schaufelbreite s''	245

Leitschaufel	
Durchmesser und Längen	[mm]
Blattspitzendurchmesser D_{BS}'	2122
Mitteldurchmesser D_{MD}'	1735
Mittlerer Blattfußdurchmesser D_{BF}'	1061
Schaufellänge L_{LE}	571
Schaufelbreite s'	163
Schaufelwinkel α	25 °

Tabelle 9 Leitschaufel und Laufschaufel Dimensionierung

Die Hauptdurchmesser wurden zusätzlich mithilfe echter Bilder des Antriebes überprüft. Über die Leitschaufeln ist der Antrieb mit der Gondel des Flugzeuges verbunden. (siehe Abbildung 92)

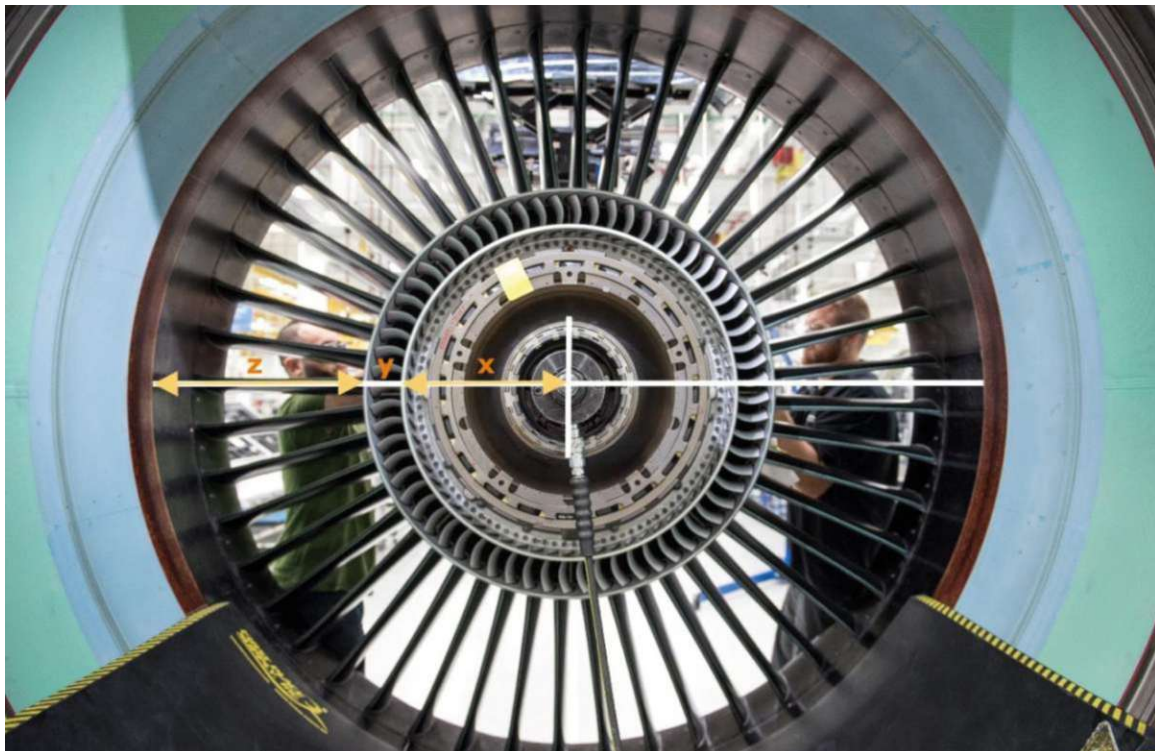


Abbildung 92 Montage eines PW1100G-JM in Middletown Engine Center, Fan-Leitradgitter sichtbar [41]

Anhand eines Bildes des echten PW1100G bei der Montage können die Abstände x , y , z für die Erstausslegung überprüft werden. (siehe Abbildung 92)

Radius und Abstände	[mm]
Bypasskanalspalt z	551
Hauptkanalspalt y	95
Kerntriebwerkradius x	415

Auf den Durchmesser gerechnet erhält man

$$D''_{BS} = 2(x + y + z) = \mathbf{2122\ mm}$$

47

Die Abmessungen von der Abbildung 91 stimmen mit der Abbildung 92 überein.

Zusätzlich wurde auch die Anzahl der Laufschaufeln sowie der Leitschaufeln des Fans überprüft.



Abbildung 93 Fan-Laufschaufelanzahl [42]

Die Laufradstufe besitzt $n_{Lau\!f} = 20$ Schaufelblätter. (siehe Abbildung 93)

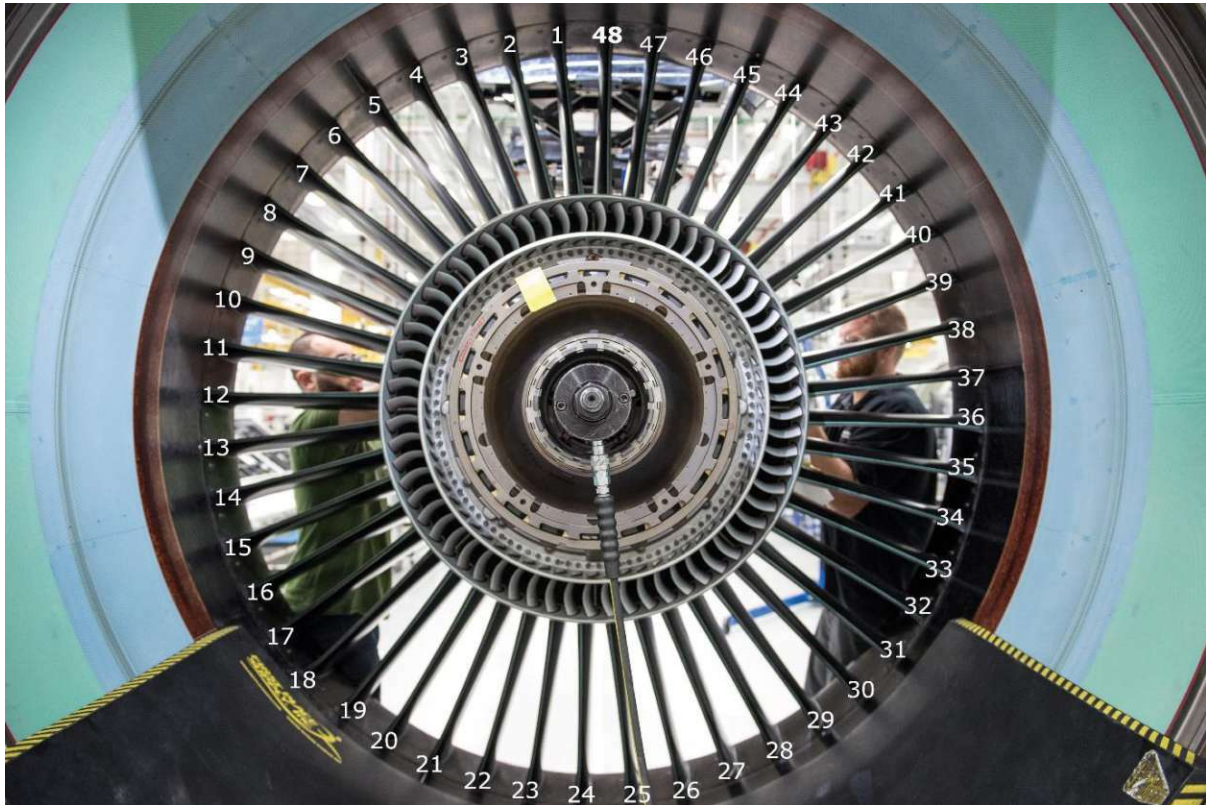


Abbildung 94 Montage eines PW1100G-JM in Middletown Engine Center, Fan-Leitschaufelgitter zählung [41]

Das PW1100G Triebwerk besitzt $n_{Leit} = 48$ Fan-Leitblätter die eine schwache Krümmung und eine axiale Neigung (Sweep) aufweisen. (siehe Abbildung 94)

Für den Nachweis der Plausibilität eines Leitschaufelwärmetauschers müssen auf Basis der inkonsistenten und unzureichenden Werte, eine Abschätzung stattfinden. Dafür wurden die angeführten Quellen verglichen und mit den eigenen GasTurb-Rechnungen ergänzt.

Benennung	Einheit	Wert
Getriebeleistung Take-Off P_{TO}	MW	15,966
Getriebeleistung Cruise P_C	MW	6,2537
Wirkungsgrad Take-Off η_{TO}	-	0,9855
Wirkungsgrad Cruise η_C	-	0,9725
Verlustleistung Take-Off $P_{V,TO}$	kW	231,507
Verlustleistung Cruise $P_{V,C}$	kW	171,957

Getriebe Eingangstemperatur T_E	K	383,15 (110°C)
Getriebe Ausgangstemperatur T_A	K	428,15 (155°C)
Luftmassenstrom Temperatur Take-Off T_{TO}	K	331,63 (58,48°C)
Luftmassenstrom Temperatur Cruise T_C	K	275,60 (2,45°C)
Isentropenexponent κ	-	1,4
Gaskonstante R	$\frac{J}{kg \cdot K}$	287,05
spez. Wärmekapazität Luft bei 60°C cp_L	$\frac{J}{kg \cdot K}$	1008
Dichte der Luft bei 60°C ρ_L	$\frac{kg}{m^3}$	1,10
spez. Wärmekapazität Öl bei 110°C $cp_{öl}$	$\frac{J}{kg \cdot K}$	1816
Dichte des Öls bei 110°C $\rho_{öl}$	$\frac{kg}{m^3}$	905

Tabelle 10 Leitschaufel Dimensionierungstabelle

Die Öltemperatur wird Anhand von **5.2.15.2.1 Liebherr / MTU** nachgebildet da die Eingangs- und Ausgangs-Temperatur für das Getriebe vorhanden ist. Durch die neue optimierte Verzahnung kommt es zu, vergleichsweise geringere Verlustleistung und besseren Wirkungsgrade.

Die Wirkungsgrade des Getriebes für den Take-Off und Cruise-Flugphase stammen von **5.2.2 ASME Turbo Expo 2020**, die Verlustleistung kann jedoch nicht verwendet werden da eine fiktive Schubkraft für die Take-Off Flugphase von 112.5 kN angenommen wurde. Laut Type-Certificate [11] beträgt die Schubkraft des PW1127G-JM bei Take-Off 120,43 kN.

Deshalb wird für die Verlustleistung anhand der eigenen errechneten Fanleistung in GasTurb für Triebwerk mit 120,43 kN Schub ausgelegt.

Zusätzliche Annahmen sind:

- Adiabate Ölleitungen von Getriebe bis Wärmetauscherleitschaufeln
- Gesamte Verlustleistung des Getriebes wird über die Wärmetauscherleitschaufeln übertragen.

5.3 Leitschaufelauslegung

Die hohlen Fan-Leitschaufeln des PW1100G Triebwerks bestehen aus einem Composite Material, welches mit einer Schutzleiste aus einer Titanlegierung ausgestattet ist. Jede Leitschaufel bildet dabei ein eigenes Modul, welches über 4 Schrauben mit dem Kerntriebwerk und Außenring befestigt wird. (siehe Abbildung 95)

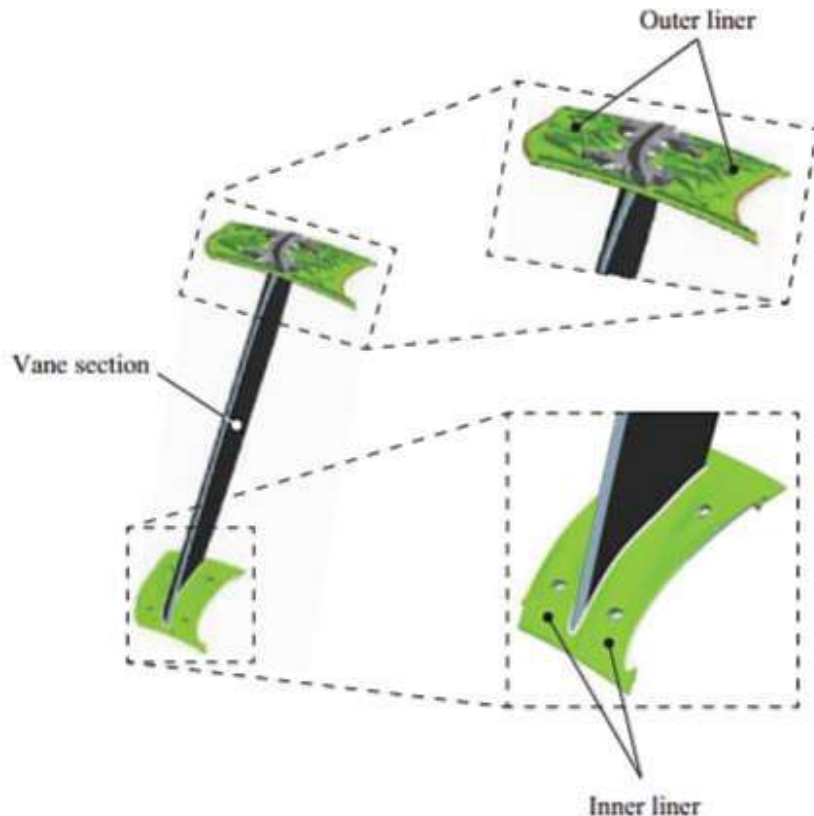


Abbildung 95 Darstellung der Composite Fan-Leitschaufel (FEGV) mit Titanschutzleiste [6]

Die Composite *Fan Exit Guide Vanes* (FEGVs) des PW1100G-JM verbessern die Effizienz des Bypass-Flusses, indem sie den Luftstrom verlustarm richten. Zur Minimierung von Störungen durch nachgelagerte Pylonen sind die Vanes mit fünf optimierten Camber-Winkeln angeordnet. Strukturell fungieren sie als *Structural Guide Vanes* (SGVs), stützen das Fan-Gehäuse und tragen große Flug- und Fan Blade Off-Lasten. [6]

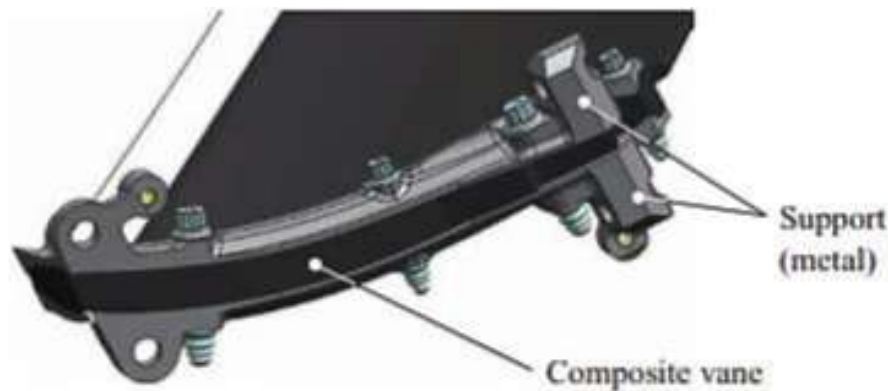


Abbildung 96 Befestigung einer Fan-Leitschaufel (FEGV) [6]

Beide Enden der Vanes werden durch Metallelemente gehalten, um die erforderliche Steifigkeit des gesamten Triebwerks zu gewährleisten. [6] (siehe Abbildung 96)

Mit Hilfe der Proportionen und Eckdaten konnte ein Leitschaufelgitter rekonstruiert werden. Dabei wurde ein Profil verwendet, das dem NACA6409 bis NACA6407 ähnelt.

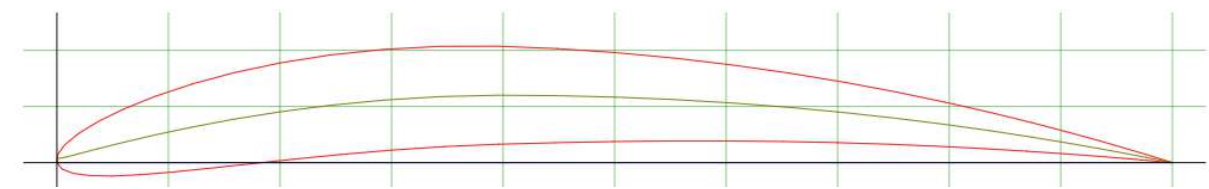


Abbildung 97 NACA 6409 [43]

Das NACA 6409 weist somit eine Profilwölbung von 6%, eine Wölbungsrücklage bei 40% und eine Profildicke von 9% auf. (siehe Abbildung 97)

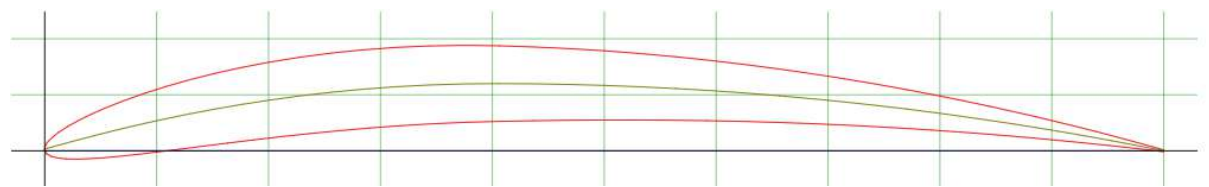


Abbildung 98 NACA 6407 [44]

Das NACA 6407 weist somit eine Profilwölbung von 6%, eine Wölbungsrücklage bei 40% und eine Profildicke von 7% auf. (siehe Abbildung 98)

Für die weitere Auslegung wird das Profil NACA 6409 verwendet, um einen ausreichend großen Querschnitt für das Öl sicherzustellen. Bei der Erstausslegung werden andere Winkel und Verdrehungen vernachlässigt, da diese basierend auf den Bildern nur minimal ausfallen.

Zur genauen Positionierung oder Profilwahl wird der genaue Wert des Abströmwinkels benötigt. Dieser kann nur anhand von Simulationen oder echten Geschwindigkeitsmessungen durchgeführt werden, um die Geschwindigkeitsdreiecke bilden zu können.

5.4 Leitschaukelkonstruktion

Auf Basis der ausgewählten Parameter wurde ein vereinfachtes Modell des Fan-Leitschaukelgitters in Creo 9 nachkonstruiert.



Abbildung 99 Nachkonstruiertes Fan-Leitschaukelgitter

Durch Werkstoffwahl können die zusätzlichen Befestigungsklemmen, Klemmschrauben und Schutzleisten eingespart werden. Zusätzlich kann die Fan-Leitschaukelabdeckung in die Leitschaukel integriert werden. Somit erhält man ein gesamtes Leitschaukelmodul aus einem Bauteil. (siehe Abbildung 99, Abbildung 100)



Abbildung 100 Rekonstruierter Leitschaukelquerschnitt

Der Ölkanal wird durch fünf 4 mm starke Stützpanen unterteilt, um die strukturelle Steifigkeit zu gewährleisten. Das Leitschaukelmodul wird dabei nur in einer Richtung vom Öl durchflossen. Im fordernden Bereich des Profils (nähe Staupunkt) ist mit dem Einschlag von Vogelteilen zu rechnen, deshalb wird hier der Ölkanal nicht maximiert. Außerdem ist die schmale Kontur am gegenüberliegenden Ende für einen Ölkanal ungeeignet. (siehe Abbildung 100)

Entlang des Außenprofils des NACA-Airfoils beträgt die Wandstärke mindestens 4 mm. Die Stützspannen weisen auch eine Dicke von 4 mm auf. (siehe Abbildung 100)

Als Material würde eine TiAl4V-Legierung wie z.B. Titan Garde 5 zum Einsatz kommen.

Deshalb würden sich als Fertigungsmöglichkeiten SLS-Druck oder Druckguss anbieten.

Bezeichnung	Einheit	Wert
Dichte ρ_{Ti}	g/cm^3	4,43
Wärmeleitfähigkeit λ_{Ti}	$\frac{W}{mK}$	7,1

Tabelle 11 Materialeigenschaften von TiAl4V (Titan Grad5)

5.4.1 Schmierölmassenstromauslegung

Mithilfe der nachkonstruierten Laufschaufel kann der Querschnitt für das Schmieröl bestimmt werden. (siehe Abbildung 101)

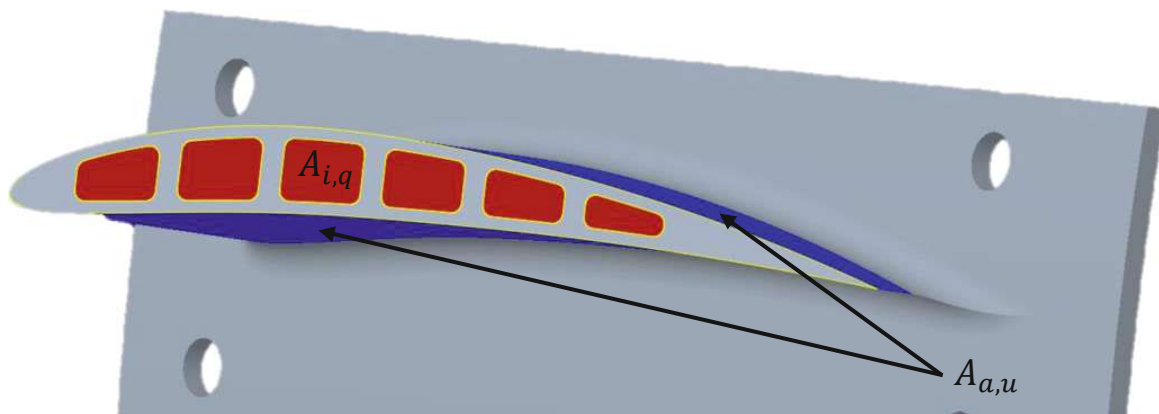


Abbildung 101 Querschnittsfläche $A_{i,q}$ und Umfangsoberfläche der Luft $A_{a,u}$

Für die thermische Auslegung werden die Stege vernachlässigt und mit einer Durchgehenden fiktiven Ölumfangsoberfläche gerechnet. (siehe Abbildung 102)

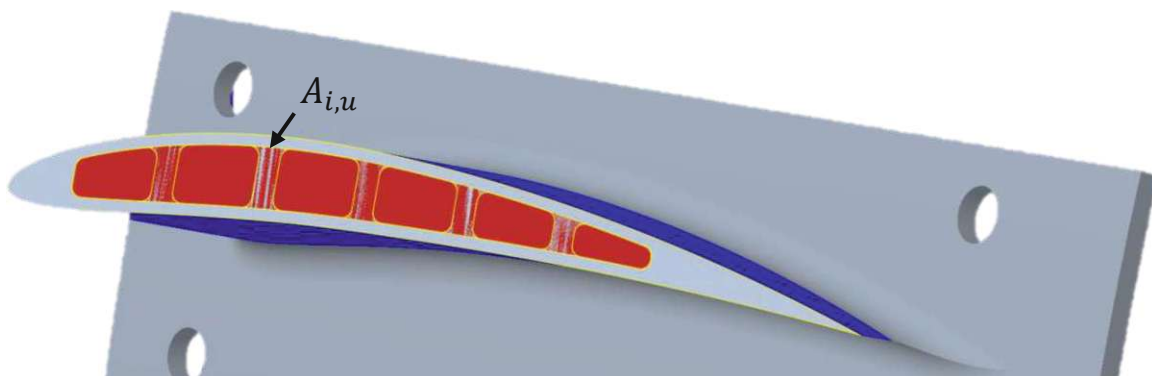


Abbildung 102 Wärmeaustauschoberfläche $A_{i,u}$ des Schmieröls

Oberflächen	Einheit	Wert
Äußere Umfangsoberfläche $A_{a,u}$	m ²	0,190175
Innere Umfangsfläche $A_{i,u}$	m ²	0,133139
Innere Querschnittsfläche $A_{i,q}$	m ²	$6,493 \cdot 10^{-4}$

Tabelle 12 Oberflächen des NACA-Profiles

Die Auslegung des Schmiermittelsystems beginnt mit der Bestimmung der Schmiermittelmenge, die für den Transport der Verlustwärme erforderlich ist. Dies geschieht auf Basis vorgegebener Temperaturen.

$$\dot{V}_{\dot{O}L} = \frac{P_{V,TO}}{\rho_{\dot{O}L} \cdot c_p \cdot \Delta T} = 175,64 \frac{L}{min} \quad 48$$

Der Ölvolumenstrom kann in einen Massenstrom sowie die Geschwindigkeit ausgegeben werden.

$$\dot{m}_{\dot{O}L} = A_{i,q} \cdot v_{\dot{O}L} \cdot \rho_{\dot{O}L} = 2,65 \frac{kg}{s} \quad 49$$

$$v_{\dot{O}L} = \frac{\dot{m}_{\dot{O}L}}{A_{i,q} \cdot \rho_{\dot{O}L}} = 4,51 \frac{m}{s} \quad 50$$

Mit einem 10%-Sicherheitsfaktor wird die Ölgeschwindigkeit beaufschlagt, somit stellt sich eine Geschwindigkeit von $v_{\dot{O}L} = 5 \text{ m/s}$ ein, was einen sehr gebräuchlichen Wert darstellt. Somit kann der neue Ölmassenstrom bestimmt werden.

$$\dot{m}_{\dot{O}L} = A_{i,q} \cdot v_{\dot{O}L} \cdot \rho_{\dot{O}L} = 2,94 \frac{kg}{s} \quad 51$$

Zusätzlich kann auch der Volumenstrom bestimmt werden.

$$\dot{V}_{\dot{O}L} = \frac{\dot{m}_{\dot{O}L}}{\rho_{\dot{O}L}} = 0,0032 \frac{m^3}{s} = 11,69 \frac{m^3}{h} = 194,79 \frac{L}{min} \quad 52$$

Dadurch ergibt sich ein sehr ähnlicher Volumenstrom wie beim Liebherr Abschlussbericht. Die Fördermenge an Öl wurde dort mit 180 L/min ausgelegt. { [7] S.69}

5.5 Getriebewärme zur Schuberhöhung nach NACA No.773

Der NACA No.773 Bericht beruht auf einem Wartime Report von 1942 von den gleichnamigen Autoren Becker und Baals. Mithilfe des NACA No.773 [45] Berichts aus dem Jahre 1943 kann der zu erwartende Zusatzschub abgeschätzt werden. Somit kann eine qualitative Aussage zum Leistungsgewinn erhalten werden.

5.5.1 Aufbau:

In dem Versuchsaufbau wird der Massenstrom innerhalb eines Strömungsrohres mit Wärmestromtauscher behandelt. Der grundlegende Aufbau stellt einen Ram-Jet Antrieb dar. (siehe Abbildung 103, Abbildung 104)

Abschnitt 0:

Beschreibt den freien Luftmassenstrom weit entfernt vom Versuchsaufbau mit einer Relativgeschwindigkeit zum Flugzeug von v_0 .

Abschnitt 2:

Beschreibt die Zustände des Luftmassenstroms kurz vor dem Wärmetauscher.

Abschnitt 3:

Beschreibt die Zustände des Luftmassenstroms kurz nach dem Wärmetauscher.

Abschnitt 4:

Beschreibt die Zustände des Luftmassenstroms weit entfernt nach dem Versuchsaufbau.

Hierbei kann die Annahmen der Absolutdruck $p_0 = p_5$ getroffen werden.

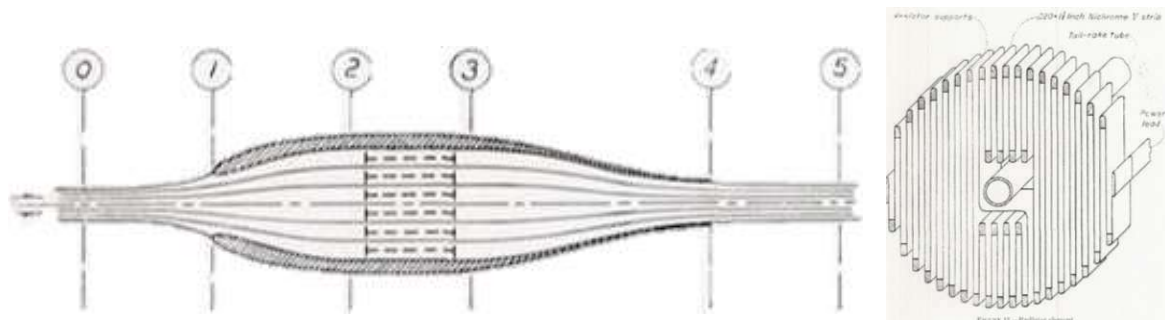


Abbildung 103 Schnittbild durch den prinzipiellen Versuchsaufbau mit den Messpunkten (Links), Aufbau des verwendeten Wärmetauschers (Rechts) [45]

Der Aufbau bestand aus einem 13,6-Zoll-Zylinder mit einem 160-kW-Radiator, der durch ein strömungsgünstiges Flügelprofil im Windkanal fixiert wurde.

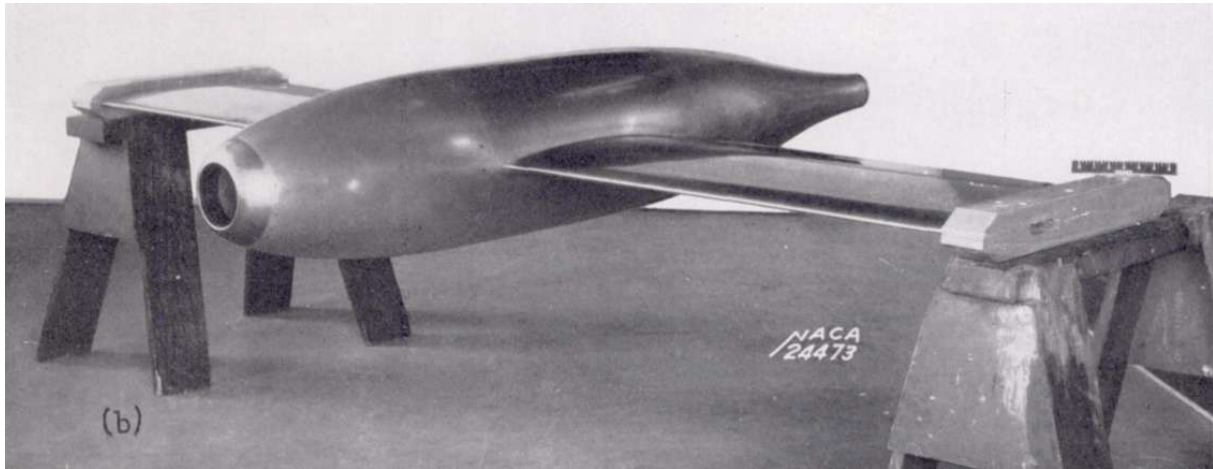


Abbildung 104 Versuchsaufbau NACA No.773 [45]

5.5.2 Berechnung

Mithilfe des Berechnungsprogrammes GasTurb konnten die Geschwindigkeiten im Bereich der Leitschaufeln (v_{13}) nachgebildet werden.

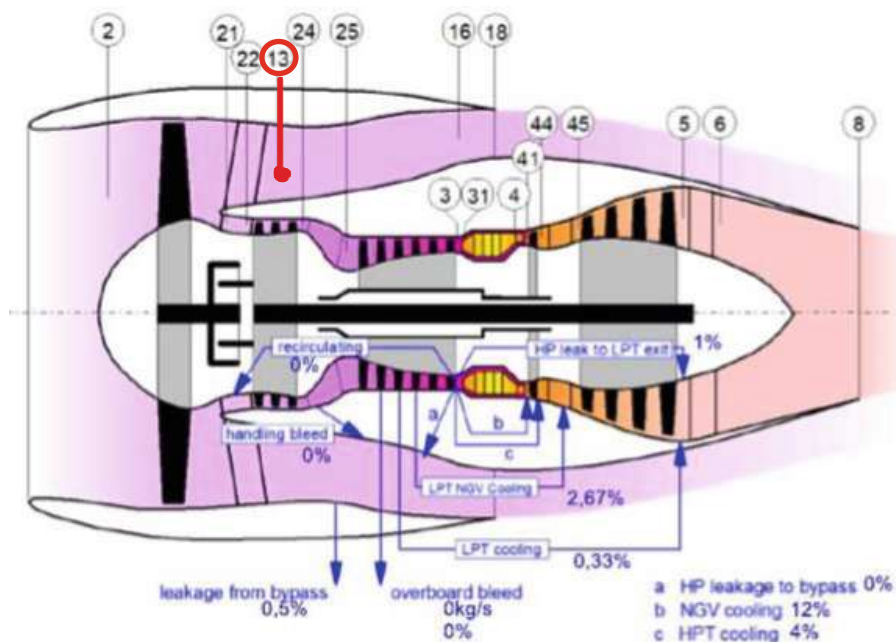


Abbildung 105 Position des Abschnitt 13 nach GasTurb

Aus dem Messpunkt 13 aus der GasTurb-Berechnung werden die wichtigsten Daten zur Bestimmung der Schubrückgewinnung aus **8.2 GasTurb Auslegung** ausgelesen. (siehe Abbildung 105)

	Einheit	Take-Off	Cruise
Getriebeverlustleistung $P_{v_{13}}$	kW	231,507	171,957
Luftmassenstrom $\dot{m}_{13}$	kg/s	449,153	198,690
Temperatur (Absolut) T_{13}	K	331,626	275,603
Druck (Absolut) p_{13}	kPa	142,469	51,850
Machzahl M_{13}	-	0,40	0,45
Dichte ρ_{13}	kg/m ³	1,387	0,594

Tabelle 13 Ausgewählte Kenndaten aus der GasTurb-Berechnung im Abschnitt 13

Die Relativgeschwindigkeit des Luftmassenstroms ist in unserem Falle gleichzusetzen mit jener von Abschnitt 13, da der Fan vorgeschaltet ist. Daraus folgt das $v_0 = v_{13}$ ist.

Da der Fan sich außerhalb der Systemgrenze befindet und somit die Machzahl des Fans der Eintrittsmachzahl am NACA-Versuchsaufbau entspricht, kann M_0 für das NACA-Kennfeld gleich M_{13} aus der GasTurb-Berechnung gleichgesetzt werden. Auch M_2 kann in unserem Fall gleichgesetzt werden mit M_0 , da die Leitschaufel so wenig wie möglich an Widerstand bieten müssen.

Die im NACA-Bericht No.773 angegebenen Temperaturen sind in $^{\circ}F$ absolute angegeben. Da Fahrenheit eine relative Maßeinheit ist, bezieht sich dies tatsächlich auf die *Rankine-Skala* ($^{\circ}R$), die dieselbe Skalierung wie Fahrenheit besitzt, jedoch bei etwa 0 K beginnt.

Mit dem Verhältnis kann der richtige Graph ausgewählt werden.

$$\frac{H}{c_p \dot{m} T_2}$$

53

	Einheit	Take-Off	Cruise
Leistungsverhältnis $\frac{H}{c_p \dot{m} T_2}$	-	0,002	0,003

Tabelle 14 Werte zur Auswahl des richtigen Graphens für Take-Off und Cruise.

Durch den geringen Wert wird deshalb der zahlenmäßig kleinste der Graphen gewählt. Aus dem Verhältnis von M_0 zu M_2 kann nun aus dem Diagramm der Wirkungsgrad ε_H bestimmt werden. Die *Flight Mach number* $M_0 = 0,45$ laut GasTurb im Cruise und $M_0 = 0,4$ in der Take-Off Flugphase . (siehe Abbildung 106)

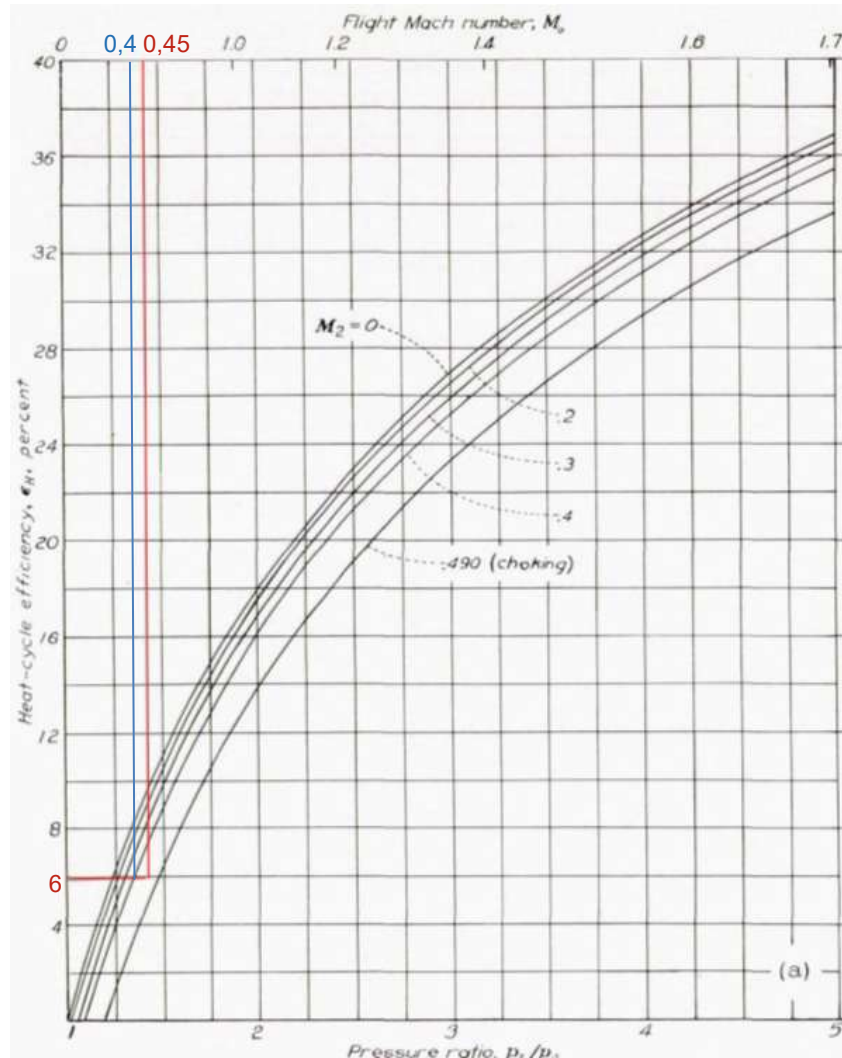


Abbildung 106 Thermische Effizienz in Abhängigkeit vom Druckverhältnis oder der Flugmachzahl für

$$\frac{H}{c_p m T_2} = 0,5 \quad \{ [45] \text{ S.23} \}$$

Wir erhalten für beide Flugphasen einen Wirkungsgrad $\varepsilon_H = 6\%$. (siehe Abbildung 106)

Dass die Machzahl oder der Druck des Luftmassenstrom nach dem Wärmetauscher nicht direkt zum Bestimmen des Wirkungsgrades ε_H benötigt wird, kann wie folgt erklärt werden.

Als erstes wird eine Formulierung für das Energieerhaltungsgesetz benötigt.

[46]

Gl.

5.15

$$\frac{T_t}{T} = 1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot M^2$$

Dieses stellt das Verhältnis von Totaltemperatur T_t zu statischer Temperatur T eines idealen Gases dar und ist nur vom Isentropenexponent κ und der Machzahl M abhängig.

Die Totaltemperatur T_t ist die Temperatur, bei Verzögerung einer Strömung bis zum Stillstand, wie zum Beispiel beim sich einstellenden Staudruck eines Flugkörpers.

Mithilfe der Isentropenbeziehung:

$$\begin{array}{l} [46] \\ \text{Gl.} \\ 5.18 \end{array} \quad \frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad 55$$

erhält man folgenden Zusammenhang

$$\frac{p_t}{p} = \left(\frac{T_t}{T} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot M^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad 56$$

Diese Gleichung beschreibt somit den Totalzustand, der sich bei einem isentropen Aufstauen einer Strömung zum Stillstand ergibt.

5.5.3 Ergebnis

Die Berechnung wurde in PTC Mathcad Prime 10 durchgeführt und befindet sich im Anhang.

Aufgrund der verwendeten Geschwindigkeit ist der Gesamtwirkungsgrad ε_T gleich dem thermischen Rückgewinnungsgrad ε_H .

Der Wirkungsgrad wird ungewöhnlicherweise negativ dargestellt, da die Schubkraft der Bewegungsrichtung entgegengerichtet ist.

Die zusätzliche Schubleistung aufgrund des Wärmetauschers kann mithilfe der erhaltenen Geschwindigkeitsdifferenz bestimmt werden.

$$P_T = \dot{m}(v_5 - v'_5) \cdot v_5 \quad 57$$

Benennung	Einheit	Take-Off	Cruise
Zusätzliche Schubleistung P_T	kW	13,88	10,31
Schuberhöhung ΔF	N	97,63	70,18

Tabelle 15 Zusätzliche Schubleistung

Der Einsatz des Leitschaukelwärmetauschers ermöglicht in der Take-Off Flugphase eines PW1127G-JM eine zusätzliche Schubleistung von $P_T = 13,88 \text{ kW}$.

Der Wirkungsgrad bleibt für beide Flugphasen konstant $\varepsilon_H = 6\%$. Somit ermöglicht der Leitschaukelwärmetauscher in der Cruise-Flugphase eines PW1127G-JM eine zusätzliche Schubleistung von $P_T = 10,31 \text{ kW}$.

5.6 Getriebewärme zur Schuberhöhung nach GbG

Im Rahmen des FFG-Forschungsprojekts GREEN-by-GEARS (GbG) wurde ein vereinfachtes Propulsormodell entwickelt (siehe Abbildung 107), dass die Strahlgeschwindigkeit c und den spezifischen Nettoschub F_{netto} in Abhängigkeit von der Erwärmung des Nebenluftmassenstroms beschreibt.

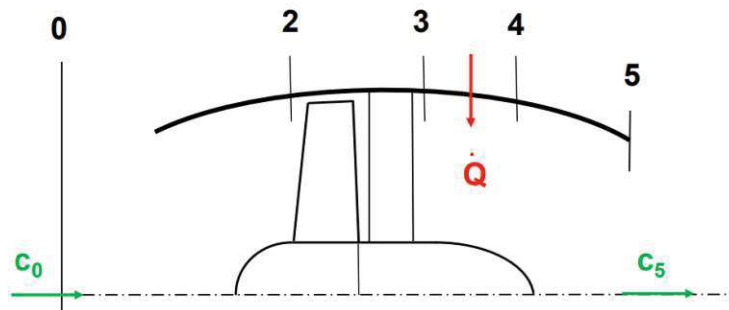


Abbildung 107 Einfaches Propulsormodellaufbau [38]

Die Strahlgeschwindigkeit am Düsenende *ohne* Wärmestromeintrag ($\dot{Q} = 0$) wurde dabei wie folgt dargestellt. Unter der Vereinfachung dass die Temperatur $T_0 = T_5$ gilt.

$$c_5 = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} RT_0 \left[\pi_f^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma_0^2 \right) - 1 \right]} \quad 58$$

Wobei κ de, R , T_0 , Ma , π_f ,

Der spezifische Nettoschub *ohne* Wärmestromeintrag ($\dot{Q} = 0$) ergab somit.

$$\frac{F}{\dot{m}a_0} = \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1} \left[\pi_f^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma_0^2 \right) - 1 \right]} - Ma_0 \quad 59$$

Die Strahlgeschwindigkeit am Düsenende *mit* Wärmestromeintrag ($\dot{Q} > 0$) wurde dabei wie folgt dargestellt.

$$c'_5 = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} RT_5 \left[\pi_f^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma_0^2 \right) - 1 \right]} \quad 60$$

Der spezifische Nettoschub *mit* Wärmestromeintrag ($\dot{Q} > 0$) ergab somit.

$$\frac{F'}{\dot{m}a_0} = \sqrt{\frac{2}{\kappa-1} \left(1 + \frac{\Delta T}{T_0}\right) \left[\pi_f^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} Ma_0^2\right) - 1 \right]} - Ma_0 \quad 61$$

Da die Isobaren einen kleinen Gradientenunterschied aufweisen, kann das ΔT mit der Temperaturerhöhung infolge des Wärmestromeintrags angenähert werden.

$$\Delta T = T_5 - T_0 \approx T_{4t} - T_{3t} \quad 62$$

Es ist jedoch zu berücksichtigen, dass diese Näherung potenziell zu einer optimistischeren Darstellung der Ergebnisse führen kann.

Damit ergibt sich außerdem der Zusammenhang:

$$1 + \frac{\Delta T}{T_0} = 1 + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}c_p T_0} \quad 63$$

Damit kann das Verhältnis der Nettoschübe kann wie folgt angegeben werden.

$$\frac{F'}{F} = \frac{\sqrt{\frac{2}{\kappa-1} \left(1 + \frac{\Delta T}{T_0}\right) \left[\pi_f^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} Ma_0^2\right) - 1 \right]} - Ma_0}{\sqrt{\frac{2}{\kappa-1} \left[\pi_f^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} Ma_0^2\right) - 1 \right]} - Ma_0} \quad 64$$

Außerdem kann auch ein Schubgewinnungsgrad ε_F bestimmt werden.

$$\varepsilon_F = \frac{\Delta F}{F} = \frac{F' - F}{F} = \frac{\sqrt{\frac{2}{\kappa-1} \left(1 + \frac{\Delta T}{T_0}\right) \left[\pi_f^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} Ma_0^2\right) - 1 \right]} - Ma_0}{\sqrt{\frac{2}{\kappa-1} \left[\pi_f^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} Ma_0^2\right) - 1 \right]} - Ma_0} - 1 \quad 65$$

Mit den folgenden Werten aus GasTurb können die Schübe F' und F sowie der Schubgewinnungsgrad ε_F und Schuberrhöhung ΔF bestimmt werden.

Benennung	Einheit	Take-Off	Cruise
Luftmassenstrom $\dot{m}_{13}$	kg/s	449,153	198,69
Isentropenexponent κ	-	1,4	1,4
Temperaturanstieg ΔT	K (°C)	0,5	0,9

Eintrittstemperatur T_0	$K (^{\circ}C)$	298,15 (25)	219,06 (-54,09)
Eintrittstemperatur T_2	$K (^{\circ}C)$	298,15 (25)	245,77 (-27,38)
Luftgeschwindigkeit v_0	Km/h	0	840
Luftgeschwindigkeit v_2	m/s	156,59	167,89
Machzahl Ma_0	-	0	0,78
Machzahl Ma_2	-	0,462	0,550
Fandruckverhältnis π_f	-	1,40606	1,446

Tabelle 16 Eckdaten zur Schubberechnung nach GbG

Auch wenn die Drehzahl in Cruise Flugphase in geringen Maße abnimmt so kann das Fandruckverhältnis π_f gegenüber der Take-Off Flugphase durch den Temperaturabfall steigen.

Für die Geschwindigkeit beim Take-Off wurde $Ma_0 = 0$ gesetzt.

Wie in Abbildung 108 ersichtlich ändert sich durch die unterschiedliche Außentemperatur auch die Schallgeschwindigkeit c .

Temperatur	Schallgeschwindigkeit	
-50 °C	1080 km/h	≈ 300 m/s
-25 °C	1134 km/h	≈ 315 m/s
0 °C	1193 km/h	≈ 331 m/s
20 °C	1235 km/h	≈ 343 m/s
25 °C	1245 km/h	≈ 346 m/s

Abbildung 108 Schallgeschwindigkeit in der Luft abhängig von der Temperatur [47]

Durch die Änderung der Außentemperatur und Fluggeschwindigkeit v ändert sich die Machzahl.

$$Ma = \frac{v}{c}$$

Die Kräfte F_{GbG} bzw. F'_{GbG} in der Cruise Flugphase können mit der Strahlggeschwindigkeit v_{c_5} , der Reisegeschwindigkeit v_{c_0} und dem Massenstrom $\dot{m}_c$ bestimmt werden.

$$F_{GbG,C} = (v_{c_5} - v_{c_0}) \cdot \dot{m}_c \quad 67$$

In der Take-Off Flugphasenbetrachtung ist die steht das Flugzeug $v_{TO_0} = 0$, wodurch sich die Formel der Schubkraft vereinfacht auf.

$$F_{GbG,TO} = (v_{TO_5}) \cdot \dot{m}_c \quad 68$$

Der Schub F_{GbG} beschreibt die ideal erreichbare Schubkraft durch den durch den Fan im Propulsormodell.

Der Schub F'_{GbG} beschreibt die ideal erreichbare Schubkraft durch den Fan sowie durch eine zusätzliche Erwärmung im Propulsormodell.

Die durch die Zusatzerwärmung erhaltene Schub wird mit ΔF_{GbG} beschrieben und ist wie folgt definiert.

$$\Delta F_{GbG} = F'_{GbG} - F_{GbG} \quad 69$$

Daraus ergeben sich folgende Ergebnisse für die Berechnung nach GbG.

Benennung	Einheit	Take-Off	Cruise
Schub F_{GbG}	kN	111,175	18,961
Schub mit Erwärmung F'_{GbG}	kN	111,268	19,095
Schuberhöhung ΔF_{GbG}	N	93,18	134,05
Schubgewinnungsgrad $\varepsilon_{F,GbG}$	$\%$	0,08	0,69

Tabelle 17 Ergebnisse der Schubberechnung nach GbG

Der geringe Schubgewinnungsgrad $\varepsilon_{F,GbG}$ in der Take-Off Flugphase ist durch die betrachtungsweise beim Start mit der Machzahl $Ma_{0,TO} = 0$ geschuldet. Beim Abheben des Flugzeuges von der Landebahn kann mit $Ma_{0,TO} = 0,25$ gerechnet werden, dabei würde sich der Schubgewinnungsgrad auf $\varepsilon_{F,GbG,TO} = 0,12$ verbessern.

5.7 Wärmetauscherauslegung

Für die Temperaturbetrachtungen der Erstausslegung wurde vereinfachend ein reiner Gleichstrom Wärmetauscher verwendet, welcher die gesamte Verlustleistung des Planetengetriebes abführen muss. Hierfür ergeben sich zwei Randbedingungen:

- Der sekundäre Wärmekapazitätsstrom muss ausreichen, um innerhalb der vorgegebenen Temperaturen den Wärmestrom abzuführen.
- Die Austauschkapazität ($k \cdot A$) muss ausreichend dimensioniert sein, um innerhalb der vorgegebenen Temperaturen den maximalen Wärmestrom abzuführen. D.h. es muss für die maximal abzuführende Verlustleistung dimensioniert werden.

Für die Erstausslegung werden lediglich die Wärmeleitung durch die Leitschaufel sowie die Wärmeströmungen von Öl und Luft berücksichtigt. Die Wärmestrahlung wird aufgrund ihrer im Vergleich zu den Wärmeströmungen deutlich geringeren Bedeutung vernachlässigt.

5.7.1 Wärmetauscherberechnungsprogramm

Mithilfe der Eckdaten von 5.2.1 Liebherr/MTU Abschlussbericht [7], der Verlustleistung aus 5.2.4 GasTurb Nachrechnung (St 13) und der Rekonstruktion der Leitschaufel kann mit dem Berechnungsprogramm für Wärmetauscher von der *Schweizer-Fn* [48] der Leitschaufelwärmetauscher ausgelegt werden. Die Temperatur beim Take-Off wird dabei konstant gehalten, obwohl diese mit steigender Höhe abnimmt.

Da Wärmemenge, Volumenstrom von Öl und Luft sowie die geforderten Ein- und Ausgangstemperatur des Öls bekannt sind, kann nun die Ausgangstemperatur der Luft bestimmt werden.

Für die **Take-Off Flugphase** ergibt sich:

Der Volumenstrom der Luft kann mithilfe der GasTurb Berechnung an der Stelle 13 (St 13) über die Dichte und den Massenstrom bestimmt werden.

$$\dot{V}_{L,TO} = \frac{\dot{m}_{L,TO}}{\rho_{L,TO}} = 324,15 \frac{m^3}{s} \quad 70$$

Der Luftvolumenstrom im Nebenkanal, in der Take-Off Flugphase beträgt $\dot{V}_{L,TO} = 324,15 \frac{m^3}{s}$. (siehe Abbildung 109, Abbildung 110, Abbildung 111)

Wärmetauscherausführung	Gleichstrom	
Wärmestrom - Q - (kW)	231.5	
	warmer Seite	kalte Seite
Volumenstrom - V - (m³/h)	11.3	1166959.4
Temperatur Eintritt - t_e - (°C)	155.0	58.5
Temperatur Austritt - t_a - (°C)	110.0	59.0
Temperatur Differenz - Δt - (°C)	45.0	0.512
Logarith. Temperatur Differenz - $\Delta t_{\log}$ - (°C)	71.4	
Medium	Eingabewerte	Eingabewerte
Medium Bezugstemperatur - t_m - (°C)	132.5	58.7
Dichte - ρ - (kg/m³)	905.0	1.39
spez. Wärmekapazität - c_p - (J/(kg·K))	1816.0	1007.6
Wärmewirkungsgrad (Austauschgrad) (-)	0.466	

Abbildung 109 Wärmetauscherberechnung Eingabewerte bei Take-Off [48]

Durch den sehr großen Luftmassenstrom steigt die Temperatur nur um 0,5°C an.

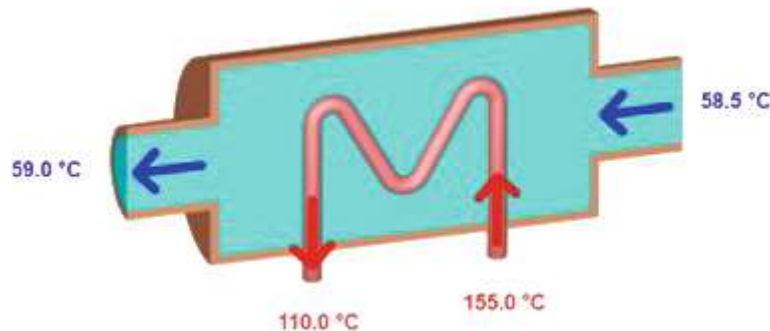


Abbildung 110 Querangeströmter Gleichstrom-Wärmetauscher Prinzipbild bei Take-Off [48]

Der logarithmische Abfall der Öltemperatur ist nur sehr schwach ausgeprägt da die Lufttemperatur nahezu konstant bleibt.

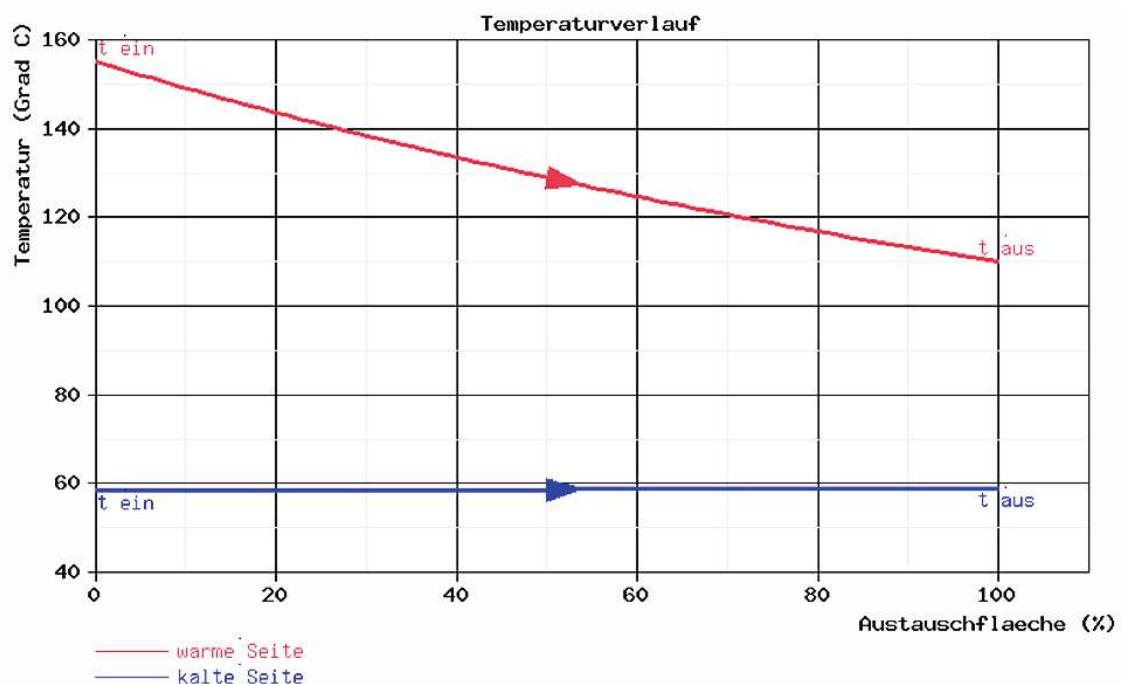


Abbildung 111 Temperaturverlauf der Massenströme über die Fläche bei Take-Off [48]

Für die **Cruise-Flugphase** ergibt sich:

Durch die geringere Dichte wird der geringer Massenstrom ausgeglichen, wodurch der Volumenstrom im Verhältnis zur Take-Off Flugphase annähernd konstant bleibt.

$$\dot{V}_{L,TO} = \frac{\dot{m}_{L,TO}}{\rho_{L,TO}} = 334,78 \frac{m^3}{s} \quad 71$$

Der Luftvolumenstrom im Nebenkanal, in der Cruise Flugphase beträgt $\dot{V}_{L,C} = 334,78 \frac{m^3}{s}$. (siehe Abbildung 112, Abbildung 113, Abbildung 114)

Somit ergibt sich folgende Auswertung:

Wärmetauscherausführung	Gleichstrom	
Wärmestrom - Q - (kW)	172.0	
	warne Seite	kalte Seit
Volumenstrom - V - (m³/h)	8.37	1205208.0
Temperatur Eintritt - te - (°C)	155.0	2.45
Temperatur Austritt - ta - (°C)	110.0	3.31
Temperatur Differenz - Δt - (°C)	45.0	0.862
Logarith. Temperatur Differenz - Δt log - (°C)	128.3	
Medium	Eingabewerte	Eingabewerte
Medium Bezugstemperatur - tm - (°C)	132.5	2.88
Dichte - ρ - (kg/m³)	905.0	0.593
spez. Wärmekapazität - cp - (J/(kg*K))	1816.0	1004.2
Wärmewirkungsgrad (Austauschgrad) (-)	0.295	

Abbildung 112 Wärmetauscherberechnung Eingabewerte bei Cruise [48]

Der Luftmassenstrom wird in der Cruise-Flugphase um 0,9°C durch die Verlustleistung des Getriebeöls angewärmt.

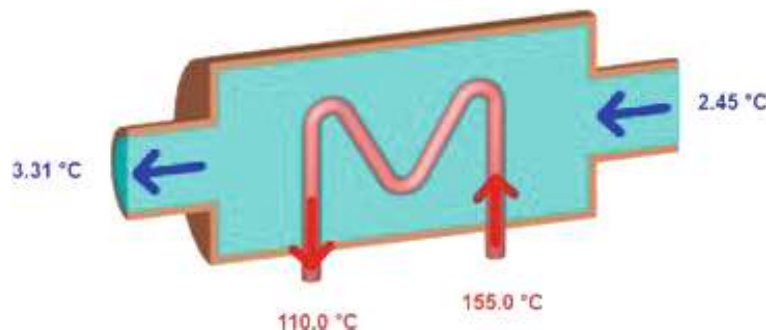


Abbildung 113 Querangeströmter Gleichstrom-Wärmetauscher Prinzipbild bei Cruise [48]

Auch in der Cruise-Flugphase kann tritt nur ein sehr geringer logarithmischer Temperaturabfall auf.

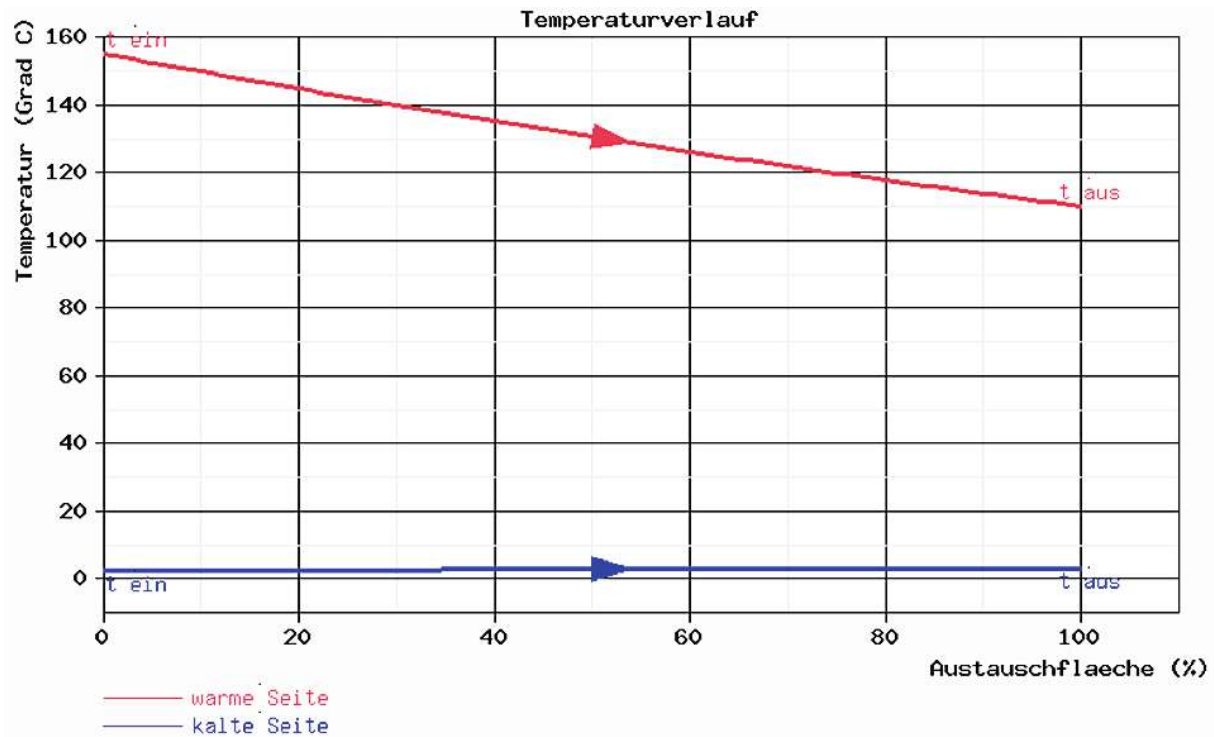


Abbildung 114 Temperaturverlauf der Massenströme über die Fläche bei Cruise [48]

5.7.2 Wärmeübergangszahl der Luft α_L

Um die notwendige Fläche, für die den Wärmetauscher bestimmen zu können muss die Wärmeleitung durch die Leitschaukel mit Hilfe des mittleren Wärmedurchgangskoeffizienten k bestimmt werden.

Der mittlere Wärmeübergangskoeffizient beschreibt den Wärmeübergang zwischen einer Komponente und einem strömenden Fluid. Er wird für eine gegebene Geometrie basierend auf der Fluidtemperatur am Einlauf und der mittleren Wandtemperatur berechnet und ist gemäß der Ähnlichkeitstheorie proportional zur dimensionslosen mittlere Nußeltzahl Nu_m . [49]

Zur Vereinfachung wird die Leitschaukel als Rechteckige Platte betrachtet, welche vom Staupunkt weg gleichmäßig über die Fläche umströmt wird. Somit kann das System auf die Gleichungen für erzwungene Konvektion über eine Platte vereinfacht werden.

Dafür werden zuerst die mittlere Wärmeübergangszahlen α von Luft und Öl bestimmt.

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_F}{L_c}$$

72

Dabei stellt λ_F die Wärmeleitfähigkeit des Fluides dar und L_c die charakteristische Länge. Um die mittlere Nußeltzahl Nu_m bestimmen zu können, müssen die Reynoldszahl Re und Prandtlzahl Pr berechnet werden, um sicher zu gehen, dass es sich um eine turbulente Strömung handelt und sich im Gültigkeitsbereich befindet.

$$Re = \frac{v \cdot L}{\nu} \quad 73$$

Wobei ν die kinematische Viskosität beschreibt und v die Geschwindigkeit über die Fläche.

$$Pr = \frac{\nu \cdot c_p \cdot \rho_L}{\lambda_F} \quad 74$$

Der Gültigkeitsbereich einer längs angestrahnten Platte mit erzwungener Konvektion liegt $5 \cdot 10^5 < Re < 1 \cdot 10^7$ und $0,6 \leq Pr \leq 2000$.

Parameter	Einheit	Take-Off	Cruise
kinematische Viskosität der Luft ν_L	$\frac{m^2}{s}$	$13,584 \cdot 10^{-6}$	$13,678 \cdot 10^{-6}$
spez. isobare Wärmekapazität $c_{p,L}$	$\frac{J}{kg \cdot K}$	1007,55	1004,21
Dichte der Luft ρ_L	$\frac{kg}{m^3}$	1,38561	0,59349
Wärmeleitfähigkeit der Luft λ_L	$\frac{W}{m \cdot K}$	0,028457	0,024405
Luftgeschwindigkeit v_L	$\frac{m}{s}$	142,172	146,833
Reynoldszahl der Luft Re_L	-	$1,706 \cdot 10^6$	$1,75 \cdot 10^6$
Prandtlzahl der Luft Pr_L	-	0,666	0,334
Mittlere Nußeltzahl der Luft $Nu_{m,L}$	-	2767	1745
Wärmeübergangszahlen der Luft α_L	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$	483	261

Tabelle 18 Berechnungsparameter für die Wärmeübergangszahl α_L der Luft

Für die Take-Off Flugphase ist die Konvektionsrechnung zulässig, jedoch für die Cruise-Flugphase liegt die Prandtlzahl $Pr_{L,C} = 0,334$ leicht ausserhalb des Gültigkeitsbereiches ($0,6 \leq Pr \leq 2000$), was aufgrund des geringen Drucks bzw. Dichte zurückzuführen ist.

Mit der Sicherheit das wir uns im Turbulenten Strömungsbereich befinden wird mithilfe der mittleren Nußeltzahl Nu_m für die Wärmeübergangszahlen α bestimmt.

$$Nu_m = \frac{0.037 * Re^{0.8} * Pr}{1 + 2,443 * Re^{-0.1} * (Re^{\frac{2}{3}} - 1)} * K \quad 75$$

Der Faktor K ist nur für Flüssigkeiten Relevant und kann für Gase mit $K = 1$ gesetzt werden.

Die Wärmeübergangszahlen der Luft α_L für die Cruise-Flugphase kann nur als grobe Schätzung angesehen werden da die Prandtlzahl Pr_L knapp kleiner ist als der Gültigkeitsbereich zulässt.

5.7.3 Wärmeübergangszahl des Öls $\alpha_{\text{öl}}$

In weiter Folge wird nun die Wärmeübergangszahlen des Schmieröls $\alpha_{\text{öl}}$ bestimmt. Dazu können Parameter von 5.2.1 Liebherr/MTU Abschlussbericht [7] entnommen werden. Lediglich die Wärmeleitfähigkeit $\lambda_{\text{öl}}$ konnte nur mit allgemeinem Maschinenöl angenähert werden. [49]

Parameter	Einheit	Take-Off	Cruise
kinematische Viskosität des Öls $\nu_{\text{öl}}$	$\frac{m^2}{s}$	$5 * 10^{-6}$	$5 * 10^{-6}$
kin. Viskosität des Öls Wandnähe $\nu_{\text{öl},W}$	$\frac{m^2}{s}$	$25 * 10^{-6}$	$25 * 10^{-6}$
spez. isobare Wärmekapazität $c_{p,\text{öl}}$	$\frac{J}{kg \cdot K}$	1816	1816
Dichte des Öls $\rho_{\text{öl}}$	$\frac{kg}{m^3}$	905	905
Wärmeleitfähigkeit des Öls $\lambda_{\text{öl}}$	$\frac{W}{m \cdot K}$	0,126	0,126
Ölgeschwindigkeit $v_{\text{öl}}$	$\frac{m}{s}$	4,51	3,58
Reynoldszahl des Öls $Re_{\text{öl}}$	-	$5,15 * 10^5$	$4,09 * 10^5$
Prandtlzahl des Öls $Pr_{\text{öl}}$	-	65,22	65,22

Prandtlzahl des Öls in Wandnähe $Pr_{\dot{O}L}$	-	326,09	326,09
Mittlere Nußeltzahl des Öls $Nu_{m,\dot{O}L}$	-	4414,04	3585,12
Wärmeübergangszahlen des Öls $\alpha_{\dot{O}L}$	$\frac{W}{m^2 K}$	974,03	791,11

Tabelle 19 Berechnungsparameter für die Wärmeübergangszahl $\alpha_{\dot{O}L}$ des Schmieröls

Der Wärmeübergangszahl des Öls $\alpha_{\dot{O}L}$ ist etwa doppelt so groß wie Wärmeübergangszahl der Luft α_L .

5.7.4 Wärmeübergangskoeffizienten k

Die Wärmeleitfähigkeit des Titan Grad in 5.5.4 kann durch die Annahme das die Wandstärke entlang des NACA-Profiles kontinuierlich $\partial_{Ti} = 4 \text{ mm}$ beträgt vereinfacht werden. Mithilfe von Wärmeübergangszahlen der Luft 5.7.2 und des Öls 5.7.3 kann der Wärmeübergangskoeffizient k gebildet werden. (siehe Abbildung 115)

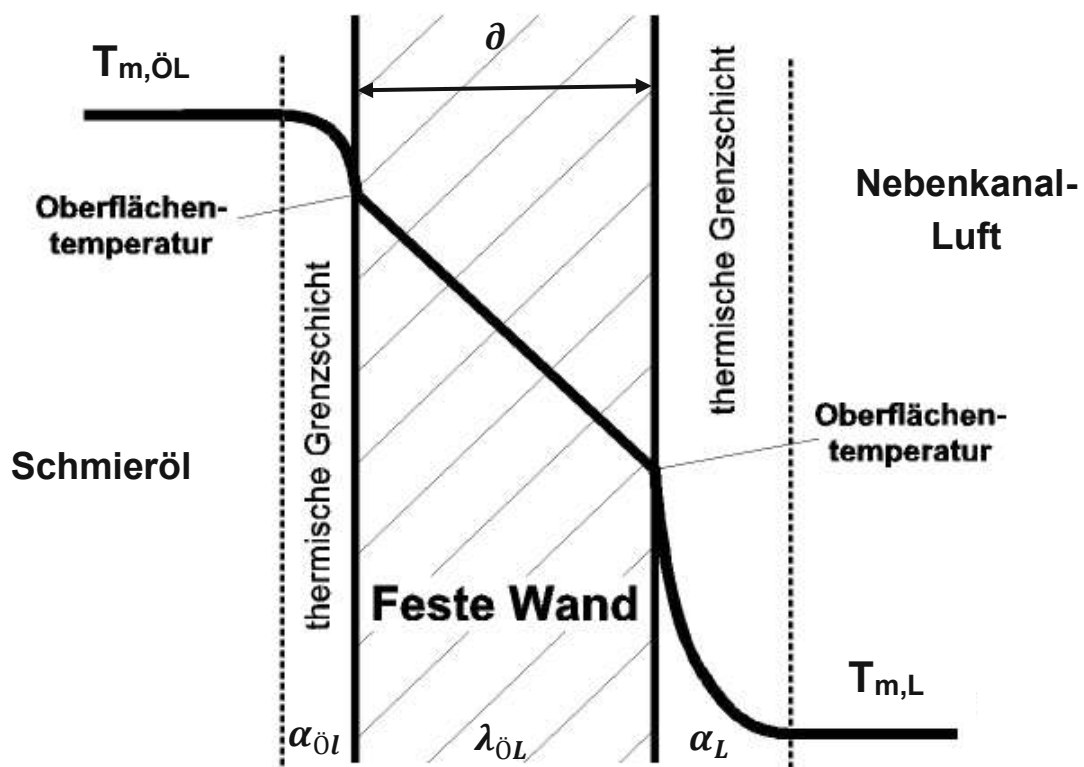


Abbildung 115 Darstellung des Wärmeübergangs

Die thermischen Grenzschichten erschweren die Wärmeübertragung durch die Wandstärke der Titanschaufel weiter.

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_L} + \frac{\partial_{Ti}}{\lambda_{Ti}} + \frac{1}{\alpha_{\dot{O}L}} \right)^{-1}$$

Parameter	Einheit	Take-Off	Cruise
Wärmeübergangskoeffizient k	$\frac{W}{m^2 K}$	273,20	176,85

Tabelle 20 Wärmeübergangskoeffizient k für Take-Off und Cruise- Flugphase

5.7.5 Wärmetauscher Oberflächendimensionierung

Die benötigte Wärmeaustauschfläche A wird mit dem Wärmestrom $\dot{Q}$, Wärmeübergangskoeffizienten k und logarithmischen Mittelwert der Temperaturdifferenz $\Delta t_{m,\log}$ gebildet.

$$A = \frac{\dot{Q}}{k \cdot \Delta t_{m,\log}} \quad 77$$

Bei Gleichstromwärmetauschern stellt sich die größte Temperaturdifferenz am Anfang ein und die Kleinste am Ende.

$$\Delta t_{m,\log} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}\right)} \quad 78$$

Somit kann die benötigte Wärmeaustauschfläche $A_{\min}$ für die Take-Off und Cruise Flugphase bestimmt werden.

Parameter	Einheit	Take-Off	Cruise
Wärmeaustauschfläche $A_{\min}$	m^2	11,877	7,581

Tabelle 21 Wärmeaustauschfläche $A_{\min}$ für Take-Off und Cruise- Flugphase

Die Wärmeaustauschfläche des Leitschaufelgitters beträgt $A_{LE} = 9,1284 m^2$. In der Take-Off Flugphase reicht die Wärmetauscheroberfläche mit den getroffenen Temperaturannahmen nicht aus. Für die Cruise Flugphase ist die benötigte Wärmeaustauschfläche um 20% kleiner als die Vorhandene.

Anders als bei der Cruise-Flugphase weist die Take-Off-Flugphase einen kontinuierlichen Steigflug auf, wobei die Lufttemperatur fällt, somit steigt der Temperaturgradient immer weiter an, was zu einer Verminderung der benötigten Wärmeaustauschfläche führt.

5.7.6 Erhöhung des Öl-Temperaturgradienten

Eine Möglichkeit, die vorhandene Oberfläche für die Anforderungen der Startphase (Take-Off) ausreichend zu gestalten, ist die gezielte Nutzung der transienten

Öltemperatur des Planetengetriebes. Dadurch wird ein erhöhter Temperaturgradient erzeugt, der die Wärmeabfuhrkapazität des Systems verbessert. Das Öl-System würde sich immer noch in dem zugelassenen Bereich damit bewegen. Die Transienten Temperaturen dürfen nur für kurze Zeitspanne auftreten.

Parameter	Einheit	Take-Off	Cruise
Transiente Öl-Eingangstemperatur $T_{Ein,öl,T}$	$^{\circ}C$	180	180
Transiente Öl-Ausgangstemperatur $T_{Aus,öl,T}$	$^{\circ}C$	160	160
Benötigte Wärmeaustauschfläche $A_{min,T}$	m^2	7,639	5,826
Wärmeaustauschfläche Sicherheitsfaktor s_G	-	1,195	1,567

Tabelle 22 Wichtigsten Parameter bei Transienter Öl-Kühlung

Der leicht verbesserte Wirkungsgrad würde eine ausreichende Kühlung gewährleisten.

5.7.7 Verbesselter Wirkungsgrad

Der Wirkungsgrad des *Scaled Engine (Ultrafan Nachbau)* aus ASME Turbo Expo 2020 { [39] S.4} besitzt einen Gesamtwirkungsgrad des Getriebes von $\eta_{G,V} = 99\%$.

Im Abschlussbericht *Lufo III* von Liebherr/MTU { [7] S.83} wird zusammengefasst das durch die Optimierte Verzahnung ein Theoretischer Wirkungsgrad von $\eta_{G,V,Theo} = 99,15\%$ erzielt wird, mit der Aussicht diesen in realen Tests auf $\eta_{G,V,Prak} = 99,20\%$ erhöhen zu können.

Mit der Annahme das der Wirkungsgrad durch Verringerung der Ventilationsverluste und Optimierung der Verzahnung steigt.

Parameter	Einheit	Take-Off
Wirkungsgrad $\eta_{G,V}$	—	0,99
Getriebeverlustleistung $P_{V,To}$	kW	159,66
Wärmeaustauschfläche $A_{min,G}$	m^2	8,191
Wärmeaustauschfläche Sicherheitsfaktor s_G	-	1,114

Tabelle 23 Wichtigsten Parameter bei einem Getriebewirkungsgrad von 99%

Der leicht verbesserte Wirkungsgrad würde eine ausreichende Kühlung gewährleisten.

6 Auswertung / Resultate

Die Leitschaufelmodule sind so gestaltet, dass sie gegen die bestehenden Module ausgetauscht werden können und über speziell angepasste Ölleitungsendstücke miteinander verbunden werden.

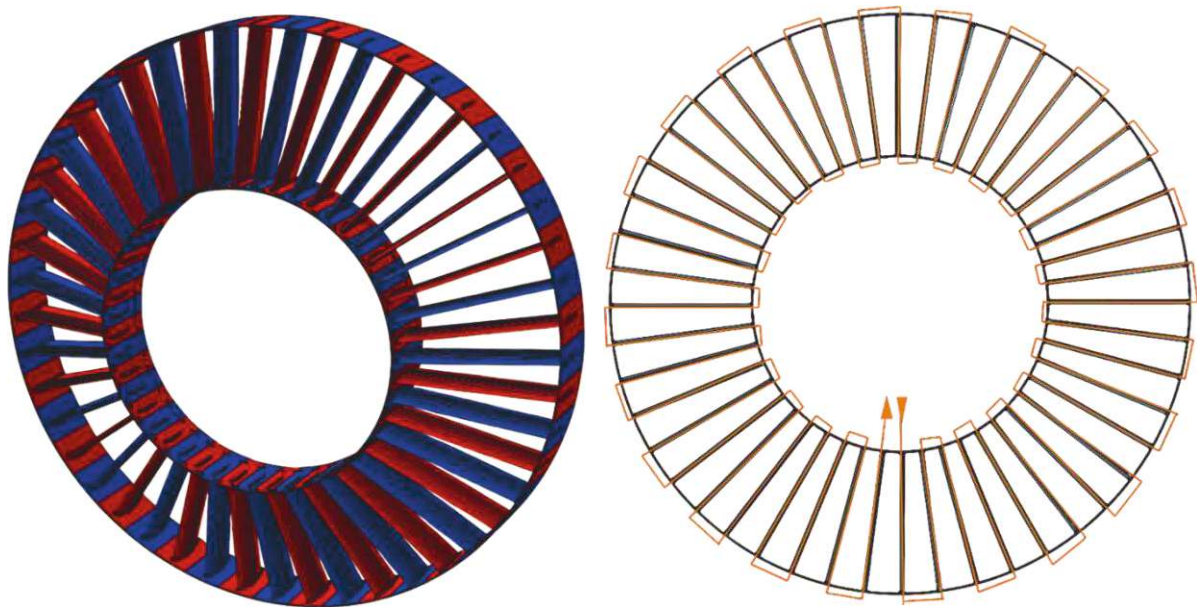


Abbildung 116 Öllauf in den Wärmetauscherleitradschaufelgitter

Die roten und blauen Finnen repräsentieren die Wärmetauscherleitradschaufeln des Systems. Die roten Finnen symbolisieren den Ölfluss in Richtung des Außenrings, während die blauen Finnen den Rückfluss des Öls in Richtung des Innenrings darstellen. Die Wärmetauscherleitradschaufeln sind dabei seriell hintereinander angeordnet und werden nacheinander durchströmt. (siehe Abbildung 116)

6.1 Maximal Kühlleistung $\dot{Q}_{max}$ bzw. $P_{c,max}$

Unter der Verwendung aller 48 Schaufelmodule als Wärmetauscherschaufeln, stellt sich die maximale Wärmeaustauschfläche $A_{LE} = 9,1284 \text{ m}^2$ ein.

Die maximal Kühlleistung kann in Take-Off und Cruise unterteilt werden und mit nachstehender Formel berechnet werden.

$$P_c = \dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta t_{m,\log}$$

79

Der maximal austauschbare Wärmestrom kann in der folgenden Tabelle für Dauerleistung und transiente Spitzenleistung unterteilt werden. Dabei darf die transiente Temperatur nur für einen kurzen Zeitraum auftreten.

Parameter	Einheit	Take-Off	Cruise
max. Kühlleistung $P_{c,max}$	kW	177,934	207,053
Transiente max. Kühlleistung $P_{c,max,Trans}$	kW	276,657	269,442

Tabelle 24 Maximale mögliche Kühlleistungen

6.2 SFC

Die Minimierung des Brennstoffverbrauchs SFC (Specific Fuel Consumption) bezogen auf den Schub SFC_F , aufgrund des Junkers Meredith Effektes ist in folgende Tabelle zu erkennen, jeweils für die Cruise und Take-Off Flugphase und nach NACA No.773 sowie nach GbG.

Parameter	Einheit	Take-Off	Cruise
Unverbesserter $SFC_{F,alt}$	$\frac{g}{kN * s}$	6,987	13,613
Verbesserter nach NACA $SFC_{F,neu,NACA}$	$\frac{g}{kN * s}$	6,982	13,568
Verbesserter nach GbG $SFC_{F,neu,GbG}$	$\frac{g}{kN * s}$	6,982	13,527

Tabelle 25 Vergleich der SFC_F -Werte von mit und ohne Leitschaufelwärmetauscher

Im Cruise wird $SFC_{F,alt}$ um 0,33% reduziert bei der Berechnung nach NACA und um 0,63% nach GbG. Obwohl diese Verbesserung auf den ersten Blick gering erscheint, kann diese über die gesamte Flugdauer und bei Betrachtung der gesamten Flugzeugflotte einen erheblichen Unterschied bewirken.

Die Berechnung nach NACA No.773 können durch die Betrachtung von GbG validiert werden. Da die Abweichung zwischen NACA und GbG kleiner 1% in der Cruise Flugphase sind und in der Take Off Flugphase die SFC gleich sind.

6.3 Ventilationsverluste

Zur Reduzierung der Ventilationsverluste bieten sich drei Lösungsansätze an. Ähnliche Ansätze werden auch in Strömungsmaschinen verwendet.

- Zahnradabdeckungen: (3.4.1 Abdeckungen bzw. Shroud)
Durch eine enge Abdeckungen um die Zähne des Zahnrades kann der Viskoseanteil der Verlustleistung drastisch reduziert werden. Lediglich der

verhältnismäßig geringe Druckanteil der Verlustleistung bleibt größtenteils vorhanden.

Zahnradabdeckungen stellen die realisierbarste der drei Lösungsansätze dar. Die größte Problemstellung sind hierbei die Ölkühlung und Schmierung sowie die engen Toleranzen.

- Zahnradfinnen: (3.4.2 Zahnradfinnen)

Zahnradfinnen ist ein neuartiger patentierter Lösungsansatz, bei dem die Lücken zwischen den Zähnen über Strömungsumlenkung, Mithilfen von Finnen am Zahnrad, umgangen werden. Damit sind bis zu 68% Reduktion der Ventilationsverlustleistung möglich.

Die Zahnräder dürfen jedoch nur in einer Drehrichtung betrieben werden, da sonst die Ventilationsverluste größer werden als bei einem vergleichbaren kommerziellen Zahnrad.

- Druckreduktion (3.4.3 Druckreduktion)

Die Reduktion des Luftdrucks im Getriebe führt zu einer nahezu linearen Abnahme der Verlustleistung.

Größten Herausforderungen stellen die Dichtheit des Systems, und das Verhalten des Öls bei geringen Drücken dar. Insbesondere konventionelle Radialwellendichtringe sind aufgrund ihrer Empfindlichkeit gegenüber Druckdifferenzen ungeeignet.

6.4 Lagerung

- Abtriebsunterschied von Hohlrad und Planetenträger: (4.1 Abtriebswellenarten)

Die Planetenlagerkräfte bleiben bei einem Abtrieb über den Planetenträger mit steigendem Achsabstand zwischen Sonne und Planet nahezu konstant. Im Gegensatz dazu zeigen Planetengetriebe mit Abtrieb über das Hohlrad bei kleinen Achsabständen höhere Planetenlagerkräfte. Diese nehmen jedoch mit steigendem Achsabstand ab, bis sie schließlich geringer ausfallen als die Planetenlagerkräfte beim Stegabtrieb.

- Lagerspiel: (4.4 Lagerspiel)

Radiales Lagerspiel hat keinen signifikanten Einfluss auf die Lastaufteilung, verstärkt jedoch das Verkippen bei schrägverzahnten Getrieben.

Symmetrische Belastung überschiebt alle Spiele gleichmäßig, sodass keine Korrektur von Stegteilungsabweichungen erfolgt.

- Einstellbewegung, Flex Pins und Lastfaktoren: (4.3, 4.5, 4.6)
Flex Pins ermöglichen eine Einstellbewegung und verringern den Lastaufteilungsfaktor. Damit fällt der Lastaufteilungsfaktor eines Fünfplanetensystems mit Flex Pins unter den eines konventionellen Dreiplanetensystems.
Einstellbeweglichkeit von Sonne und Steg reduzieren die Lastaufteilungsfaktor.
- Planetenanzahl: (4.6 Planetenanzahl und Lastfaktoren)
Drei symmetrisch angeordnete Planeten zeichnen sich durch gleichmäßige Lastaufteilung und statische Bestimmtheit aus.
Größere Planetenanzahl erhöht die Lebensdauer, jedoch begrenzt durch Platzverhältnisse, sowie Übersetzungsverhältnisse.

7 Ausblick

Die Auslegung zeigt, dass der Einsatz eines Leitschaufel-Wärmetauschers technisch realisierbar ist und einen positiven Einfluss auf die spezifische Brennstoffverbrauchsrate (SFC) hat.

7.1 Wärmetauscheroberfläche

Der höchste Wirkungsgrad wird in der Flugphase des Take-Offs erreicht. Dieser kann durch Optimierungen am Getriebe, wie beispielsweise die Reduzierung von Ventilationsverlusten und eine optimierte Verzahnung, weiter gesteigert werden. Laut dem Abschlussbericht von Liebherr/MTU ist ein Wirkungsgrad von bis zu 99,2 % durch solche Maßnahmen realisierbar. Unter diesen Bedingungen könnte auch der Einsatz eines Leitschaufelwärmetauschers für die Take-Off-Phase technisch realisierbar.

7.2 Erhöhung des Wärmestroms

Die Abwärme der Accessory Gearbox (AGB), oder anderer Komponenten könnte die Schubkraft in der Cruise Flugphase zusätzlich erhöhen. Da die benötigte Wärmeaustauschfläche für das Planetengetriebe (PGB) signifikant kleiner ist als die vorhandene.

Durch die zusätzlichen 35 kW des (AGB) in der Cruise Flugphase würde sich ein Verlustleistung von $Q_{V,z} = 206,957 \text{ kW}$ einstellen der knapp unterhalb der maximalen Kühlleistung liegt.

Parameter	Einheit	Cruise
Verlustleistung (AGB+PGB) $Q_{V,z}$	kW	206,96
Zusätzliche Schubleistung $P_{T,z}$	kW	12,40
Verbesserter nach NACA $SFC_{F,neu,NACA,z}$	$\frac{g}{\text{kN} * s}$	13,559
Verbesserter nach GbG $SFC_{F,neu,GbG,z}$	$\frac{g}{\text{kN} * s}$	13,514

Tabelle 26 Schuberhöhung durch zusätzliche Wärmequellen

Der $SFC_{F,neu,NACA,z}$ nach NACA verbessert sich auf 0,40% gegenüber dem unverbesserten $SFC_{F,alt}$. Der $SFC_{F,neu,GbG,z}$ nach GbG verbessert sich um 0,73% gegenüber $SFC_{F,alt}$.

Zusätzlich kann der Wärmetauscher im Flugzeug kleiner ausgeführt werden.

7.3 FE-Simulation und CFD-Simulation

Um das Konzept zu optimieren, müssten in weiterer Folge FE-Simulationen für die Steifigkeit sowie für die Wärmeströme CFD-Simulationen ausgearbeitet werden.

8 Anhang

8.1 Mathcad Berechnung



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN

Diplomarbeit



NACA No.773

Zusatzschubkraftbestimmung

Allgemein:

$$c_{p_{15_L}} := 1005 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad c_{p_{TO_L}} := 1007.6 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad c_{p_{C_L}} := 1004.2 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Take-Off:

$$P_{TO} := 231.507 \text{ kW} \quad m_{TO} := 449.153 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad T_{TO_0} := 331.626 \text{ K} = 58.48 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$v_{TO} := 142.172 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad M_{TO} := 0.4 \quad \rho_{TO_L} := 1.38561 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Cruise:

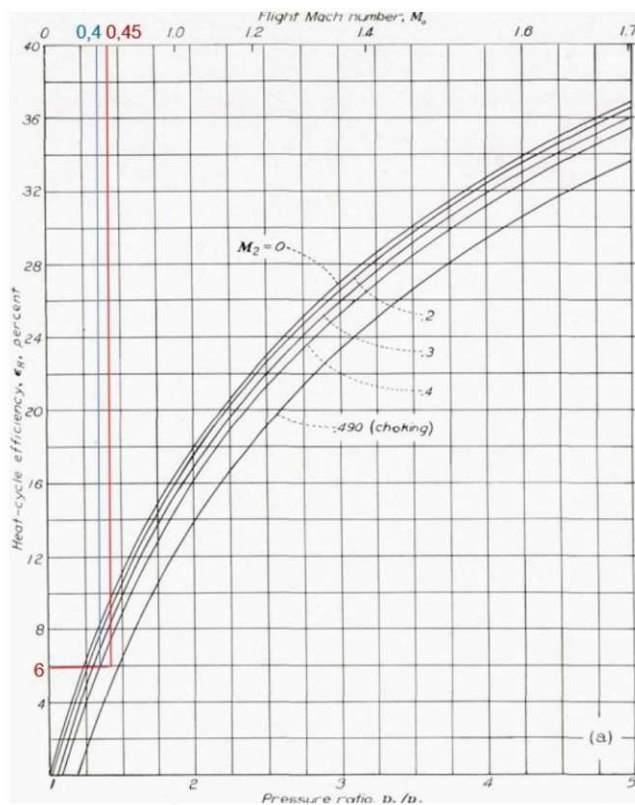
$$P_C := 171.957 \text{ kW} \quad m_C := 198.69 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad T_{C_0} := 275.603 \text{ K} = 2.45 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$v_C := 146.833 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad M_C := 0.45 \quad \rho_{C_L} := 0.59349 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Graphenauswahl: S.23 B.8

$$\frac{P_{TO}}{c_{p_{TO_L}} \cdot m_{TO} \cdot T_{TO_0}} = 0.00154$$

$$\frac{P_C}{c_{p_{C_L}} \cdot m_C \cdot T_{C_0}} = 0.00313$$



{ [45] S.23}

NACA No.773*Zusatzschubleistungsbestimmung***Take-Off: Berechnung:**

Thermische Rückgewinnungswirkungsgrad: Aus dem Graph erhält man $\varepsilon_H = 6 \%$

$$\varepsilon_H := \frac{m_{TO} \cdot (v_{TO}^2 - v_{TO_neu}^2)}{2 \cdot P_{TO}} \quad \text{S.21 G.31}$$

Umgeschrieben erhält man die neue Geschwindigkeit $\varepsilon_H := 0.06$

$$v_{TO_neu} := \sqrt{v_{TO}^2 - \frac{2 \cdot P_{TO} \cdot \varepsilon_H}{m_{TO}}} = 142.39 \frac{m}{s}$$

Gesamtwirkungsgrad:

$$\varepsilon_{TO_T} := \frac{m_{TO} \cdot (v_{TO} - v_{TO_neu}) \cdot v_{TO}}{P_{TO}} = -0.06 \quad \text{S.21 G.32}$$

Aufgrund der verwendeten Geschwindigkeit ist der Gesamtwirkungsgrad ε_T gleich dem, Thermischen Rückgewinnungsgrad ε_H .

Der Wirkungsgrad muss negativ sein, da die Schubkraft der Bewegungsrichtung entgegengerichtet ist. Die zusätzliche Schubleistung aufgrund des Wärmetauschers kann mithilfe der erhaltenen Geschwindigkeitsdifferenz bestimmt werden.

Zusatz Schubleistung:

$$P_{T_TO} := m_{TO} \cdot (v_{TO} - v_{TO_neu}) \cdot v_{TO} = -13.88 \text{ kW}$$

Der Einsatz des Leitschaufelwärmetauschers ermöglicht in der Take-Off Flugphase eines PW1127G-JM einen zusätzlichen Schubleistung von $P_{T_TO} = 13.88 \text{ kW}$.

Die Machgeschwindigkeiten im Triebwerk ändern sich nur marginal wodurch $\varepsilon_H = 6 \%$ auch für Cruise bestehen bleibt.

Cruise Berechnung:

$$v_{C_neu} := \sqrt{v_C^2 - \frac{2 \cdot P_C \cdot \varepsilon_H}{m_C}} = 147.19 \frac{m}{s}$$

Gesamtwirkungsgrad:

$$\varepsilon_{C_T} := \frac{m_C \cdot (v_C - v_{C_neu}) \cdot v_C}{P_C} = -0.06 \quad \text{S.21 G.32}$$

Zusatz Schubleistung:

$$P_{T_C} := m_C \cdot (v_C - v_{C_neu}) \cdot v_C = -10.31 \text{ kW}$$

Der Einsatz des Leitschaufelwärmetauschers ermöglicht in der Cruise Flugphase eines PW1127G-JM einen zusätzlichen Schubleistung von $P_{T_C} = 10.31 \text{ kW}$.

NACA No.773

Zusatzschubkraftbestimmung

$$\Delta F_{T_TO} := |m_{TO} \cdot (v_{TO} - v_{TO_neu})| = 97.63 \text{ N}$$

$$\Delta F_{T_C} := |m_C \cdot (v_C - v_{C_neu})| = 70.18 \text{ N}$$

Der Einsatz des Leitschaufelwärmetauschers ermöglicht in der Cruise Flugphase eines PW1127G-JM eine zusätzliche Schubkraft von $\Delta F_{T_C} = 70.18 \text{ N}$ und in der Take-Off Flugphase einen zusätzlichen Schub von $\Delta F_{T_TO} = 97.63 \text{ N}$ nach NACA No.773.

Effizienzsteigerung

$$m_{B_TO} := 0.84149 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$m_{B_C} := 0.28591 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$F_{N_TO} := 120.4279 \text{ kN}$$

$$F_{N_C} := 21.0021 \text{ kN}$$

$$SFC_{F_TO} := \frac{m_{B_TO}}{F_{N_TO} + \Delta F_{T_TO}} = 6.98 \frac{\text{gm}}{\text{s} \cdot \text{kN}}$$

$$SFC_{F_C} := \frac{m_{B_C}}{F_{N_C} + \Delta F_{T_C}} = 13.57 \frac{\text{gm}}{\text{s} \cdot \text{kN}}$$

$$SFC_{F_TO_alt} := 6.9875 \frac{\text{gm}}{\text{s} \cdot \text{kN}}$$

$$SFC_{F_C_alt} := 13.6134 \frac{\text{gm}}{\text{s} \cdot \text{kN}}$$

$$\eta_{TO} := \frac{SFC_{F_TO_alt} - SFC_{F_TO}}{SFC_{F_TO_alt}} \cdot 100 = 0.08$$

$$\eta_C := \frac{SFC_{F_C_alt} - SFC_{F_C}}{SFC_{F_C_alt}} \cdot 100 = 0.33$$

Zusatzkomponentenkühlung:

Zusatzwärmestrom da in der Cruise Flugphase ein ausreichender Wärmetauscherfläche zur Verfügung steht, kann das AGB mitgekühlt werden.

$$Q_{AGB} := 35 \text{ kW}$$

$$v_{C_neu_z} := \sqrt{v_C^2 - \frac{-2 \cdot (P_C + Q_{AGB}) \cdot \epsilon_H}{m_C}} = 147.26 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$P_{T_C_z} := m_C \cdot (v_C - v_{C_neu_z}) \cdot v_C = -12.399 \text{ kW}$$

$$F_{T_C_z} := |m_C \cdot (v_C - v_{C_neu_z})| = 84.45 \text{ N}$$

$$SFC_{F_C_z} := \frac{m_{B_C}}{F_{N_C} + F_{T_C_z}} = 13.56 \frac{\text{gm}}{\text{s} \cdot \text{kN}}$$

ÖL-Auslegung:

$$T_{Aus_ÖL} := 110 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \rho_{ÖL_110} := 905 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad A_{i,Q} := 6.493 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$T_{Ein_ÖL} := 155 \text{ } ^\circ\text{C} \quad c_{p_ÖL_110} := 1816 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\Delta T_{ÖL} := |T_{Aus_ÖL} - T_{Ein_ÖL}| = 45 \text{ K}$$

$$T_{m_ÖL} := \frac{T_{Ein_ÖL} + T_{Aus_ÖL}}{2} = 405.65 \text{ K}$$

Bei der Auslegung des Schmiermittelsystems wird zunächst die für den Verlustwärmetransport erforderliche Schmiermittelmenge bestimmt auf Basis vorgegebener Temperaturen. Die Berechnung erfolgt nach folgendem Zusammenhang:

$$\dot{V} = \frac{60000 \times P_{Verl.}}{\rho \times c_p \times \Delta \vartheta} \quad \dot{V}: \quad \text{Öl Volumenstrom in} \quad \text{Ltr./min}$$

$$P_{Verl.}: \quad \text{Verlustleistung in} \quad \text{kW}$$

$$\rho: \quad \text{Dichte des Öles in} \quad \text{kg/m}^3$$

$$c_p: \quad \text{spez. Wärmekapazität d. Öles in J/kg} \cdot \text{K}$$

$$\Delta \vartheta: \quad \text{Temperaturdifferenz} \quad \text{K}$$

Quelle: Liebherr/MTU (LUFOIII) [7]

$$V_{ÖL} := \frac{P_{TO}}{\rho_{ÖL_110} \cdot c_{p_ÖL_110} \cdot \Delta T_{ÖL}} = 187.82 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

sehr ähnlich zu den 180 L/min aus dem Abschlussbericht von Liebherr/MTU (LUFOIII)

$$m_{ÖL} := V_{ÖL} \cdot \rho_{ÖL_110} = 2.83 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$v_{ÖL} := \frac{m_{ÖL}}{A_{i,Q} \cdot \rho_{ÖL_110}} = 4.82 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \Rightarrow \text{Gewählt } v_{ÖL} = 5 \text{ m/s}$$

$$v_{ÖL_g} := 5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$m_{ÖL_g} := A_{i,Q} \cdot \rho_{ÖL_110} \cdot v_{ÖL_g} = 2.94 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$V_{ÖL_g} := \frac{m_{ÖL_g}}{\rho_{ÖL_110}} = 0.0032 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Wärmetauscherauslegung

Luft – Wand

$$\nu_{L_TO} := 13.584 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

$$c_{p_{L_TO}} := 1007.55 \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$\lambda_{L_TO} := 0.028457 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$\rho_{L_TO} := 1.38561 \frac{kg}{m^3}$$

$$m_{L_TO} := 449.153 \frac{kg}{s}$$

$$v_{L_TO} := 142.172 \frac{m}{s}$$

$$\nu_{L_C} := 13.678 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

$$c_{p_{L_C}} := 1004.21 \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$\lambda_{L_C} := 0.024405 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$\rho_{L_C} := 0.59349 \frac{kg}{m^3}$$

$$m_{L_C} := 198.69 \frac{kg}{s}$$

$$v_{L_C} := 146.833 \frac{m}{s}$$

charakteristische Länge L ident zur Sehnenlänge s der Leitschaukel

$$L := 0.163 \text{ m}$$

Volumenstrom für Berechnungstool

$$V_{L_TO} := \frac{m_{L_TO}}{\rho_{L_TO}} = 324.1554 \frac{m^3}{s}$$

$$V_{L_C} := \frac{m_{L_C}}{\rho_{L_C}} = 334.7824 \frac{m^3}{s}$$

Oberflächenbestimmung

$$Re_{L_TO} := \frac{v_{L_TO} \cdot L}{\nu_{L_TO}} = 1.71 \cdot 10^6$$

$$Re_{L_C} := \frac{v_{L_C} \cdot L}{\nu_{L_C}} = 1.75 \cdot 10^6$$

$$Pr_{L_TO} := \frac{\nu_{L_TO} \cdot c_{p_{L_TO}} \cdot \rho_{L_TO}}{\lambda_{L_TO}} = 0.67$$

$$Pr_{L_C} := \frac{\nu_{L_C} \cdot c_{p_{L_C}} \cdot \rho_{L_C}}{\lambda_{L_C}} = 0.33$$

Turbulente Strömung:

Gültigkeitsbereich: $5 \cdot 10^5 < Re < 10^7$

$0.6 \leq Pr \leq 2000$

Für die Take-Off Flugphase ist die Konvektionsrechnung zulässig, jedoch für die Cruise-Phase leider nicht mehr, da die Prantzahl aufgrund des geringen Drucks zu klein wird.

$$Nu_{m_{L_TO}} := \frac{0.037 \cdot Re_{L_TO}^{0.8} \cdot Pr_{L_TO}}{1 + 2.443 \cdot Re_{L_TO}^{-0.1} \cdot \left(Pr_{L_TO}^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} = 2.77 \cdot 10^3$$

$$Nu_{m_{L_C}} := \frac{0.037 \cdot Re_{L_C}^{0.8} \cdot Pr_{L_C}}{1 + 2.443 \cdot Re_{L_C}^{-0.1} \cdot \left(Pr_{L_C}^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} = 1.75 \cdot 10^3$$

$$\alpha_{L_TO} := \frac{Nu_{m_{L_TO}} \cdot \lambda_{L_TO}}{L} = 483.03 \frac{kg}{s^3 \cdot K}$$

$$\alpha_{L_C} := \frac{Nu_{m_{L_C}} \cdot \lambda_{L_C}}{L} = 261.3 \frac{kg}{s^3 \cdot K}$$

Wärmetauscherauslegung

ÖL – Wand – Rohr

Die Bezugstemperatur und die abhängigen Wert für das Öl können aus dem Abschlussbericht von Liebherr/MTU [7] [8] ausgelesen werden.

charakteristische Länge L entspricht 2 mal der mittleren Höhe des Ölkanals $H_{\text{ÖL}}$:

Die Länge der Leitschaufel $h_{\text{ÖL}}$ darf nicht als charakteristische Länge verwendet werden.

$$\begin{array}{llll}
 T_{m_{\text{ÖL}}} = 405.65 \text{ K} & h_{\text{ÖL}} := 571 \text{ mm} & H_{\text{ÖL}} := 10 \text{ mm} & \boxed{L} := 2 \cdot H_{\text{ÖL}} \\
 \nu_{\text{ÖL}} := 5 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} & \lambda_{\text{ÖL}} := 0.126 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} & m_{\text{ÖL}} = 2.83 \frac{\text{kg}}{\text{s}} & \nu_{\text{ÖL}_W} := 25 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \\
 cp_{\text{ÖL}} := 1816 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} & \rho_{\text{ÖL}} := 905 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} & v_{\text{ÖL}_{TO}} := 4.51 \frac{\text{m}}{\text{s}} & v_{\text{ÖL}_C} := 3.58 \frac{\text{m}}{\text{s}}
 \end{array}$$

$$Re_{\text{ÖL}_{TO}} := \frac{v_{\text{ÖL}_{TO}} \cdot L}{\nu_{\text{ÖL}}} = 18040$$

$$Re_{\text{ÖL}_C} := \frac{v_{\text{ÖL}_C} \cdot L}{\nu_{\text{ÖL}}} = 14320$$

$$Pr_{\text{ÖL}} := \frac{\nu_{\text{ÖL}} \cdot cp_{\text{ÖL}} \cdot \rho_{\text{ÖL}}}{\lambda_{\text{ÖL}}} = 65.22$$

Prandtlzahl bei
Wandtemperatur

$$Pr_{\text{ÖL}_W} := \frac{\nu_{\text{ÖL}_W} \cdot cp_{\text{ÖL}} \cdot \rho_{\text{ÖL}}}{\lambda_{\text{ÖL}}} = 326.09$$

$$K := \left(\frac{Pr_{\text{ÖL}}}{Pr_{\text{ÖL}_W}} \right)^{0.25} = 0.67$$

Laminare Strömung

Gültigkeitsbereich: $Re < 2300$

$$0,1 \leq Pr \leq \infty$$

$$0,1 < Pe \cdot \frac{d}{h} < 10^4$$

Turbulente Strömung

Gültigkeitsbereich: $2300 < Re < 5 \cdot 10^6$

$$0,5 \leq Pr \leq 2000$$

$$h/d > 1$$

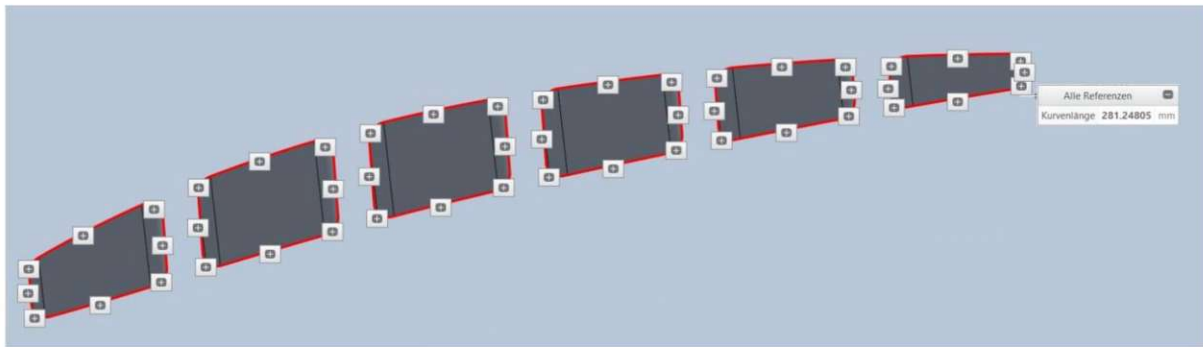
Alle Kriterien des Gültigkeitsbereiches werden für Turbulenten Strömung erfüllt.

Wärmetauscherauslegung

ÖL – Wand – Rohr

Bei innen durchströmten Querschnitten ist die charakteristische Länge L der Innendurchmesser bei kreisrunden Kanälen. Für andere Querschnitte wird der gleichwertige Durchmesser, basierend auf Querschnittsfläche und wärmeaustauschendem Umfang, verwendet.

Der benötigte Umfang der Ölkanäle $U_{\dot{O}L}$ für die Berechnung eines äquivalenten Durchmesseres wurde aus dem 3D-Modell entnommen.



Zusätzlich wird auch die Länge des Ölkanals $h_{\dot{O}L}$ ausgelesen.

$$U_{\dot{O}L} := 281.25 \text{ mm}$$

Allgemeine Formel für gleichwertigen Durchmesser:

$$d_{gl} := \frac{4 \cdot A_{iQ}}{U_{\dot{O}L}} = (9.23 \cdot 10^{-3}) \text{ m}$$

$$\xi_{TO} := (0.79 \cdot \ln(Re_{\dot{O}L_{TO}}) - 1.64)^{-2} = 0.03 \quad \xi_C := (0.79 \cdot \ln(Re_{\dot{O}L_C}) - 1.64)^{-2} = 0.03$$

$$Nu_{m_{\dot{O}L_{R_{TO}}}} := \frac{\frac{\xi_{TO}}{8} \cdot (Re_{\dot{O}L_{TO}} - 1000) \cdot Pr_{\dot{O}L}}{1 + 12.7 \cdot \left(Pr_{\dot{O}L}^{\frac{2}{3}} - 1 \right) \cdot \sqrt{\frac{\xi_{TO}}{8}}} \cdot \left(1 + \left(\frac{d_{gl}}{h_{\dot{O}L}} \right)^{\frac{2}{3}} \right) \cdot K = 217.81$$

$$Nu_{m_{\dot{O}L_{R_C}}} := \frac{\frac{\xi_C}{8} \cdot (Re_{\dot{O}L_C} - 1000) \cdot Pr_{\dot{O}L}}{1 + 12.7 \cdot \left(Pr_{\dot{O}L}^{\frac{2}{3}} - 1 \right) \cdot \sqrt{\frac{\xi_C}{8}}} \cdot \left(1 + \left(\frac{d_{gl}}{h_{\dot{O}L}} \right)^{\frac{2}{3}} \right) \cdot K = 175.94$$

$$\alpha_{\dot{O}L_{R_{TO}}} := \frac{Nu_{m_{\dot{O}L_{R_{TO}}}} \cdot \lambda_{\dot{O}L}}{L}$$

$$\alpha_{\dot{O}L_{R_C}} := \frac{Nu_{m_{\dot{O}L_{R_C}}} \cdot \lambda_{\dot{O}L}}{L}$$

$$\alpha_{\dot{O}L_{R_{TO}}} = 1372.20 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$\alpha_{\dot{O}L_{R_C}} = 1108.41 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Wärmetauscherauslegung

ÖL-Wand-Rohr

Da die Geschwindigkeit in jeden Ölkanal gleich groß ist, kann aus Strömungssicht ein mittlerer Strömungskanal betrachtet werden. Dafür wird über die Querschnittsfläche eine mittlerer Fläche erzeugt werden.

$$A_{i;Q_m} := \frac{A_{i;Q}}{6} = (1.08 \cdot 10^{-4}) \text{ m}^2$$

Auch der Umfang der einzelnen Kanäle wird gemittelt.

$$U_{\dot{O}L_m} := \frac{64.63 \text{ mm} + 50.82 \text{ mm} + 50.83 \text{ mm} + 48.53 \text{ mm} + 44.71 \text{ mm} + 39.66 \text{ mm}}{6} = 0.05 \text{ m}$$

$$d_{gl_m} := \frac{4 \cdot A_{i;Q_m}}{U_{\dot{O}L_m}} = (8.68 \cdot 10^{-3}) \text{ m}$$

$$Nu_{m_ÖL_R_TO_m} := \frac{\frac{\xi_{TO}}{8} \cdot (Re_{\dot{O}L_TO} - 1000) \cdot Pr_{\dot{O}L}}{1 + 12.7 \cdot \left(Pr_{\dot{O}L}^{\frac{2}{3}} - 1 \right) \cdot \sqrt{\frac{\xi_{TO}}{8}}} \cdot \left(1 + \left(\frac{d_{gl_m}}{h_{\dot{O}L}} \right)^{\frac{2}{3}} \right) \cdot K = 217.28$$

$$Nu_{m_ÖL_R_C_m} := \frac{\frac{\xi_C}{8} \cdot (Re_{\dot{O}L_C} - 1000) \cdot Pr_{\dot{O}L}}{1 + 12.7 \cdot \left(Pr_{\dot{O}L}^{\frac{2}{3}} - 1 \right) \cdot \sqrt{\frac{\xi_C}{8}}} \cdot \left(1 + \left(\frac{d_{gl_m}}{h_{\dot{O}L}} \right)^{\frac{2}{3}} \right) \cdot K = 175.51$$

$$\alpha_{\dot{O}L_R_TO_m} := \frac{Nu_{m_ÖL_R_TO_m} \cdot \lambda_{\dot{O}L}}{L}$$

$$\alpha_{\dot{O}L_R_C_m} := \frac{Nu_{m_ÖL_R_C_m} \cdot \lambda_{\dot{O}L}}{L}$$

$$\alpha_{\dot{O}L_R_TO_m} = 1368.87 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$\alpha_{\dot{O}L_R_C_m} = 1105.72 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Die Betrachtung von einem mittleren Kanal zu einen Gesamtenkanal, weist eine insignifikanten Untrschied auf.

Dennoch wird mit den Ergebnis aus der Betrachtung mit der mittleren Querschnittsfläche und mittleren Umfang weiterverwendet, besser die Wirklichkeit abbildet.

Wärmeübergangskoeffizienten k

Die Wandstärke der Titan-Leitschaufel wird mit kontinuierlichen $\delta_{Ti} = 4 \text{ mm}$ angenommen.

$$\delta_{Ti} := 4 \text{ mm} \quad \lambda_{Ti} := 7.1 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$k_{TO} := \left(\frac{1}{\alpha_{\dot{O}L_R_TO_m}} + \frac{\delta_{Ti}}{\lambda_{Ti}} + \frac{1}{\alpha_{L_TO}} \right)^{-1}$$

$$k_C := \left(\frac{1}{\alpha_{\dot{O}L_R_C_m}} + \frac{\delta_{Ti}}{\lambda_{Ti}} + \frac{1}{\alpha_{L_C}} \right)^{-1}$$

$$k_{TO} = 297.25 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$k_C = 188.86 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Wärmetauscherauslegung

Wärmeaustauschfläche

$$T_{Ein_ÖL} = 155 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

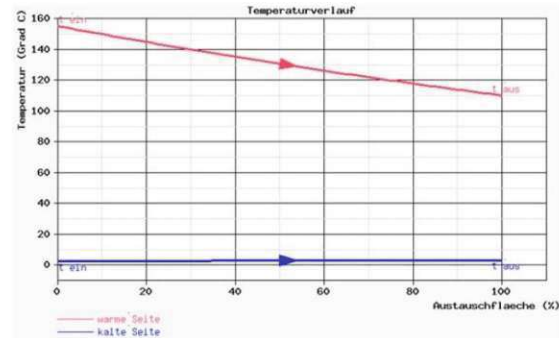
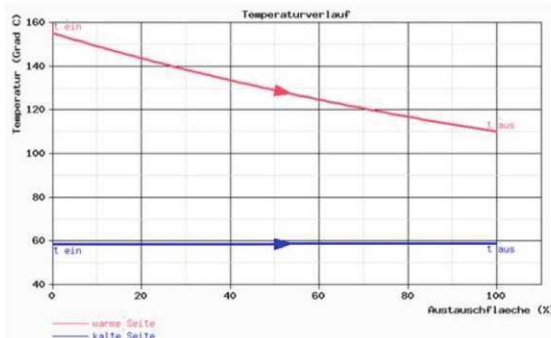
$$T_{Ein_L_TO} := 58.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{Ein_L_C} := 2.45 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{Aus_ÖL} = 110 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{Aus_L_TO} := 59 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{Aus_L_C} := 3.31 \text{ }^{\circ}\text{C}$$



Bei Gleichstromwärmetauschern stellt sich die größte Temperaturdifferenz am Anfang ein und die kleinste am Ende.

$$\Delta t_{max_TO} := T_{Ein_ÖL} - T_{Ein_L_TO} = 96.5 \text{ K}$$

$$\Delta t_{max_C} := T_{Ein_ÖL} - T_{Ein_L_C} = 152.55 \text{ K}$$

$$\Delta t_{min_TO} := T_{Aus_ÖL} - T_{Aus_L_TO} = 51 \text{ K}$$

$$\Delta t_{min_C} := T_{Aus_ÖL} - T_{Aus_L_C} = 106.69 \text{ K}$$

$$\Delta t_{m.log_TO} := \frac{\Delta t_{max_TO} - \Delta t_{min_TO}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{max_TO}}{\Delta t_{min_TO}}\right)} = 71.35 \text{ K}$$

$$\Delta t_{m.log_C} := \frac{\Delta t_{max_C} - \Delta t_{min_C}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{max_C}}{\Delta t_{min_C}}\right)} = 128.26 \text{ K}$$

$$A_{min_TO} := \frac{P_{TO}}{k_{TO} \cdot \Delta t_{m.log_TO}} = 10.92 \text{ m}^2$$

$$A_{min_C} := \frac{P_C}{k_C \cdot \Delta t_{m.log_C}} = 7.1 \text{ m}^2$$

Vorhandene Leitschaufeloberfläche: $A_{Leitschaufeln} := 9.1284 \text{ m}^2$

$$s_{TO} := \frac{A_{Leitschaufeln}}{A_{min_TO}} = 0.84$$

$$s_C := \frac{A_{Leitschaufeln}}{A_{min_C}} = 1.29$$

Im Take-Off fall reicht die Wärmetauscheroberfläche mit den getroffenen Temperaturannahmen nicht aus. Anders als im Cruise steigt die Reiseflughöhe im Take-Off drastisch an, deshalb kann auch hier ein Mittelwert herangezogen werden.

Wärmetauscherauslegung

Wärmeaustauschfläche – Transiententemperatur

$$T_{Ein_ÖL_Tran} := 180 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

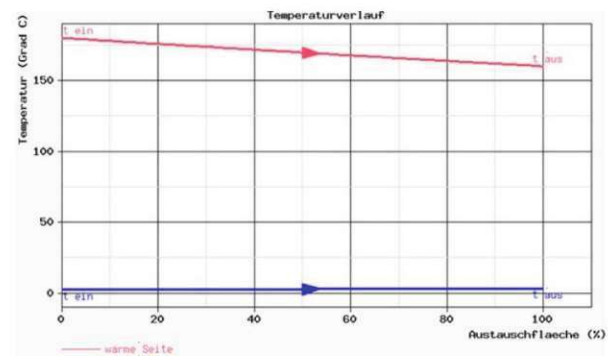
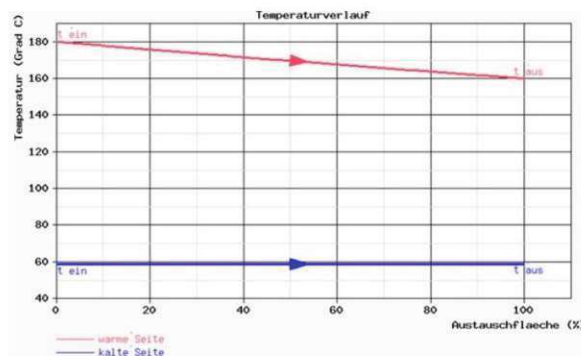
$$T_{Ein_L_TO} = 58.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{Ein_L_C} = 2.45 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{Aus_ÖL_Tran} := 160 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{Aus_L_TO} = 59 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{Aus_L_C} = 3.31 \text{ }^{\circ}\text{C}$$



Durch die höhere Öl-Temperatur kann die benötigte Oberfläche verringert werden.

$$\Delta t_{max_TO_Tran} := T_{Ein_ÖL_Tran} - T_{Ein_L_TO}$$

$$\Delta t_{max_C_Tran} := T_{Ein_ÖL_Tran} - T_{Ein_L_C}$$

$$\Delta t_{min_TO_Tran} := T_{Aus_ÖL_Tran} - T_{Aus_L_TO}$$

$$\Delta t_{min_C_Tran} := T_{Aus_ÖL_Tran} - T_{Aus_L_C}$$

$$\Delta t_{max_TO_Tran} = 121.5 \text{ K}$$

$$\Delta t_{max_C_Tran} = 177.55 \text{ K}$$

$$\Delta t_{min_TO_Tran} = 101 \text{ K}$$

$$\Delta t_{min_C_Tran} = 156.69 \text{ K}$$

$$\Delta t_{m.log_TO_Tran} := \frac{\Delta t_{max_TO_Tran} - \Delta t_{min_TO_Tran}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{max_TO_Tran}}{\Delta t_{min_TO_Tran}}\right)}$$

$$\Delta t_{m.log_C_Tran} := \frac{\Delta t_{max_C_Tran} - \Delta t_{min_C_Tran}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{max_C_Tran}}{\Delta t_{min_C_Tran}}\right)}$$

$$\Delta t_{m.log_TO_Tran} = 110.93 \text{ K}$$

$$\Delta t_{m.log_C_Tran} = 166.9 \text{ K}$$

$$A_{min_TO_Tran} := \frac{P_{TO}}{k_{TO} \cdot \Delta t_{m.log_TO_Tran}} = 7.02 \text{ m}^2$$

$$A_{min_C_Tran} := \frac{P_C}{k_C \cdot \Delta t_{m.log_C_Tran}} = 5.46 \text{ m}^2$$

$$s_{TO_Tran} := \frac{A_{Leitschaufeln}}{A_{min_TO_Tran}} = 1.3$$

$$s_{C_Tran} := \frac{A_{Leitschaufeln}}{A_{min_C_Tran}} = 1.673$$

Wärmeaustauschfläche – max.Transiente Kühlleistung

$$Q_{max_TO_Tran} := A_{Leitschaufeln} \cdot k_{TO} \cdot \Delta t_{m.log_TO_Tran} = 301.01 \text{ kW}$$

$$Q_{max_C_Tran} := A_{Leitschaufeln} \cdot k_C \cdot \Delta t_{m.log_C_Tran} = 287.74 \text{ kW}$$

Wärmetauscherauslegung

Wärmeaustauschfläche – Wirkungsgrad

Getriebeleistung beim Take-Off: $P_{G_TO} := 15.966 \text{ MW}$

Verbesserter Getriebewirkungsgrad: $\eta_{G_V} := 0.99$

Getriebeverlustleistung beim Take-Off: $Q_{V_TO} := P_{G_TO} \cdot (1 - \eta_{G_V}) = 159.66 \text{ kW}$

$$A_{\min_G_TO} := \frac{Q_{V_TO}}{k_{TO} \cdot \Delta t_{m,\log_TO}} = 7.53 \text{ m}^2$$

$$s_G := \frac{A_{Leitschaufeln}}{A_{\min_G_TO}} = 1.21$$

Wärmeaustauschfläche – max.Kühlleistung

$$Q_{\max_TO} := A_{Leitschaufeln} \cdot k_{TO} \cdot \Delta t_{m,\log_TO} = 193.6 \text{ kW}$$

$$Q_{\max_C} := A_{Leitschaufeln} \cdot k_C \cdot \Delta t_{m,\log_C} = 221.12 \text{ kW}$$

Schuberhöhung nach GbG

Zusatzschubkraftbestimmung

Allgemein:

$$\kappa := 1.4 \quad c_{0_TO} := 346 \frac{m}{s} \quad c_{0_C} := 300 \frac{m}{s} \quad R := 287.05 \frac{J}{kg \cdot K}$$

Take-Off:

$$v_{TO_0} := 0 \frac{m}{s} \quad Ma_{TO_0} := \frac{v_{TO_0}}{c_{0_TO}} = 0 \quad T_{TO_0} := 298.15 \text{ K} = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$v_{TO_2} := 156.59 \frac{m}{s} \quad Ma_{TO_2} := 0.462 \quad T_{TO_2} := 298.15 \text{ K} = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{TO} := 0.5 \text{ K} \quad \pi_{f_TO} := 1.40606 \quad m_{TO} = 449.15 \frac{kg}{s}$$

Cruise:

$$v_{C_0} := 840 \frac{km}{hr} = 233.33 \frac{m}{s} \quad Ma_{C_0} := \frac{v_{C_0}}{c_{0_C}} = 0.78 \quad T_{C_0} := 219.06 \text{ K} = -54.09 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$v_{C_2} := 167.89 \frac{m}{s} \quad Ma_{C_2} := 0.55 \quad T_{C_2} := 245.77 \text{ K} = -27.38 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_C := 0.9 \text{ K} \quad \pi_{f_C} := 1.446 \quad m_C = 198.69 \frac{kg}{s}$$

Schubgewinnungsgrad ε_F :

$$\varepsilon_{F_C_GbG} := \left(\frac{\sqrt{\frac{2}{\kappa-1} \left(1 + \frac{\Delta T_C}{T_{C_0}} \right) \left[\pi_{f_C}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot Ma_{C_0}^2 \right) - 1 \right] - Ma_{C_0}}}{\sqrt{\frac{2}{\kappa-1} \left[\pi_{f_C}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot Ma_{C_0}^2 \right) - 1 \right] - Ma_{C_0}}} - 1 \right) \cdot 100 = 0.69$$

$$\varepsilon_{F_TO_GbG} := \left(\frac{\sqrt{\frac{2}{\kappa-1} \left(1 + \frac{\Delta T_{TO}}{T_{TO_0}} \right) \left[\pi_{f_TO}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot Ma_{TO_0}^2 \right) - 1 \right] - Ma_{TO_0}}}{\sqrt{\frac{2}{\kappa-1} \left[\pi_{f_TO}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot Ma_{TO_0}^2 \right) - 1 \right] - Ma_{TO_0}}} - 1 \right) \cdot 100 = 0.08$$

Schubkraft F :

Cruise:

$$v_{C_GbG} := \sqrt{\frac{2 \kappa}{\kappa-1} R \cdot T_{C_0} \cdot \left(\pi_{f_C}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot Ma_{C_0}^2 \right) - 1 \right)} = 328.76 \frac{m}{s}$$

$$F_{C_GbG} := (v_{C_GbG} - v_{C_0}) m_C = 18.961 \text{ kN}$$

$$v_{C_GbG}' := \sqrt{\frac{2 \kappa}{\kappa-1} R \cdot (T_{C_0} + \Delta T_C) \cdot \left(\pi_{f_C}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot Ma_{C_0}^2 \right) - 1 \right)} = 329.44 \frac{m}{s}$$

$$F_{C_GbG}' := (v_{C_GbG}' - v_{C_0}) m_C = 19.095 \text{ kN}$$

Schuberhöhung nach GbG

Zusatzschubkraftbestimmung

Take Off:

$$v_{TO_GbG} := \sqrt[2]{\frac{2 \kappa}{\kappa - 1} R \cdot T_{TO_0} \cdot \left(\pi_{f_TO}^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma_{TO_0}^2 \right) - 1 \right)} = 247.52 \frac{m}{s}$$

$$F_{TO_GbG} := (v_{TO_GbG} - 0) \cdot m_{TO} = 111.175 \text{ kN}$$

$$v_{TO_GbG}' := \sqrt[2]{\frac{2 \kappa}{\kappa - 1} R \cdot (T_{TO_0} + \Delta T_{TO}) \cdot \left(\pi_{f_TO}^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma_{TO_0}^2 \right) - 1 \right)} = 247.73 \frac{m}{s}$$

$$F_{TO_GbG}' := (v_{TO_GbG}' - 0) \cdot m_{TO} = 111.268 \text{ kN}$$

Schuberhöhung ΔF :

$$\Delta F_{C_GbG} := F_{C_GbG}' - F_{C_GbG} = 134.05 \text{ N}$$

$$\Delta F_{TO_GbG} := F_{TO_GbG}' - F_{TO_GbG} = 93.18 \text{ N}$$

SFC_F bestimmung und Wirkungsgradsteigerung η :

$$m_{B_TO} = 0.84 \frac{kg}{s}$$

$$F_{N_TO} = 120.428 \text{ kN}$$

$$SFC_{F_TO_GbG} := \frac{m_{B_TO}}{F_{N_TO} + \Delta F_{TO_GbG}} = 6.982 \frac{gm}{s \cdot kN}$$

$$SFC_{F_TO_alt} = 6.988 \frac{gm}{s \cdot kN}$$

$$\eta_{TO_m_GbG} := \frac{SFC_{F_TO_alt} - SFC_{F_TO_GbG}}{SFC_{F_TO_alt}} \cdot 100 = 0.077$$

$$m_{B_C} = 0.29 \frac{kg}{s}$$

$$F_{N_C} = 21.002 \text{ kN}$$

$$SFC_{F_C_GbG} := \frac{m_{B_C}}{F_{N_C} + \Delta F_{C_GbG}} = 13.527 \frac{gm}{s \cdot kN}$$

$$SFC_{F_C_alt} = 13.613 \frac{gm}{s \cdot kN}$$

$$\eta_{C_GbG} := \frac{SFC_{F_C_alt} - SFC_{F_C_GbG}}{SFC_{F_C_alt}} \cdot 100 = 0.634$$

Schuberhöhung nach GbG

Zusatzschubkraftbestimmung

Zusatzkomponentenkühlung für Cruise:

Zusatzwärmestrom da in der Cruise Flugphase ein ausreichender Wärmetauscher Oberfläche zur Verfügung steht, kann das AGB mitgekühlt werden.

$$Q_{AGB} = 35 \text{ kW} \quad P_C = 171.96 \text{ kW} \quad m_C = 198.69 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad c_{p_{TO_L}} = 1007.6 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\Delta T_{C_z} := \frac{Q_{AGB} + P_C}{m_C \cdot c_{p_{TO_L}}} = 1.03 \text{ K}$$

$$v_{C_GbG_z}' := \sqrt{\frac{2 \kappa}{\kappa - 1} R \cdot (T_{C_0} + \Delta T_{C_z}) \cdot \left(\pi_{f_C}^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma_{C_0}^2 \right) - 1 \right)} = 329.54 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$F_{C_GbG_z}' := (v_{C_GbG_z}' - v_{C_0}) m_C = 19.115 \text{ kN}$$

$$\Delta F_{C_GbG_z} := F_{C_GbG_z}' - F_{C_GbG} = 153.95 \text{ N}$$

$$SFC_{F_C_GbG_z} := \frac{m_{B_C}}{F_{N_C} + \Delta F_{C_GbG_z}} = 13.5143 \frac{\text{gm}}{\text{s} \cdot \text{kN}}$$

$$\eta_{C_GbG_z} := \frac{SFC_{F_C_alt} - SFC_{F_C_GbG_z}}{SFC_{F_C_alt}} \cdot 100 = 0.728$$

8.2 GasTurb Auslegung [50]

Cruise (Auslegungspunkt)

Alt=10630m / Mn=0,780 ISA

Close Help

Overview

Range Save input Slider

Unit Conv Title

Diagrams

T-S H-S P-V

Station Data

Output

Print Clipboard Save

Excel

Initialize Export Disconnect

Save

Summary Air System Stations Additional

Station	W kg/s	T K	P kPa	WRstd kg/s	FN	=	21,00 kN
amb		219,06	23,984		TSFC	=	13,6134 g/(kN*s)
2	214,585	245,77	35,858	560,000	WF	=	0,28591 kg/s
13	198,690	275,60	51,850	379,731	s NOX	=	0,6026
21	15,895	264,99	45,453	33,980	Core Eff	=	0,5513
22	15,895	264,99	45,453	33,980	Prop Eff	=	0,8262
24	15,895	356,07	116,360	15,386	BPR	=	12,5000
25	15,895	356,07	116,360	15,386	P2/P1	=	1,0000
3	15,895	762,06	1419,594	1,845	P3/P2	=	39,59
31	12,208	762,06	1419,594		P5/P2	=	0,8708
4	12,493	1550,00	1419,594	2,068	NGV Out. 2 Stage HPT		
405	12,684	1539,15	1419,594		P16/P13	=	1,0000
41	13,638	1489,17	1419,594	2,213	P16/P6	=	1,66049
43	13,638	1085,00	300,302		P16/P2	=	1,44600
44	16,181	1036,83	300,302		P6/P5	=	1,00000
45	16,181	1036,83	300,302	10,356	A8	=	0,38511 m ²
49	16,181	608,85	31,226		A18	=	1,61253 m ²
5	16,181	608,85	31,226	76,323	XM8	=	0,63228
8	16,181	608,85	31,226	76,323	XM18	=	1,00000
18	198,690	275,60	51,850	379,731	WBld/w2	=	0,00000
Bleed	0,000	762,06	1419,589		CD8	=	0,95564
Efficiency	isentr	polytr	RNI	P/P	CD18	=	0,97600
Outer LPC	0,9167	0,9209	0,427	1,446	PWX	=	0,0 kw
Inner LPC	0,8976	0,9010	0,427	1,268	V18/V8_id	=	1,10856
IP Compressor	0,8950	0,9079	0,495	2,560	WBLD/w22	=	0,00000
HP Compressor	0,8737	0,9081	0,893	12,200	Wreci/w25	=	0,00000
Burner	0,9995			1,000	Loading	=	100,00 %
HP Turbine	0,8913	0,8717	2,056	4,727	WCHN/w25	=	0,07200
LP Turbine	0,9424	0,9234	0,658	9,617	WCHR/w25	=	0,16000
HP Spool mech Eff	0,9950	Nom Spd	17664 rpm		WCLN/w25	=	0,00000
LP Spool mech Eff	0,9800	Nom Spd	7620 rpm		WCLR/w25	=	0,00000
IPC & LPT		Nom Spd	23340 rpm		WBld/w25	=	0,00000
P22/P21=1,0000	P25/P24=1,0000	P45/P44=1,0000			Gear Rat	=	3,06300
hum [%]	war0	FHV	Fuel		WlKBy/w25	=	0,00000
0,0	0,00000	42,798	Generic		WlKLP/w25	=	0,00000

Input Data File:

P:\GASTURB_ERGEBNISSE\efe\pw1127GJM.CYG

	Units	St 2	St 22	St 24	St 25	St 3	St 4	St 44	St 45	St 5	St 6	St 8	St 13	St 16	St 18
Mass Flow	kg/s	214,585	15,8952	15,8952	15,8952	15,8952	12,4934	16,1811	16,1811	16,1811	16,1811	16,1811	198,69	198,69	198,69
Total Temperature	K	245,768	264,968	356,065	356,065	762,059	1550	1036,83	1036,83	608,85	608,85	608,85	275,603	275,603	275,603
Static Temperature	K	231,72	252,348	339,193	339,193	756,631	1529,84	996,728	1010,86	594,067	572,517	567,165	264,858	263,531	229,596
Total Pressure	kPa	35,8577	45,4532	116,36	116,36	1419,59	1419,59	300,302	300,302	31,2259	31,2259	31,2259	51,8502	51,8502	51,8502
Static Pressure	kPa	29,1904	38,3152	98,1223	98,1223	1381,69	1339,77	255,296	270,483	28,473	24,8327	23,9839	45,1216	44,3365	27,3849
Velocity	m/s	167,888	159,258	184,474	184,474	108,628	226,182	307,867	247,938	178,544	278,735	298,451	146,833	155,635	303,83
Area	m ²	2,91247	0,188692	0,085501	0,085501	0,023001	0,018105	0,058902	0,070012	0,542775	0,384181	0,368025	2,28003	2,1782	1,57383
Mach Number		0,55	0,5	0,5	0,5	0,2	0,3	0,5	0,4	0,37	0,587874	0,63228	0,45	0,478172	0,999927
Density	kg/m ³	0,438853	0,528949	1,00777	1,00777	6,36165	3,05093	0,892305	0,932173	0,166972	0,151106	0,147319	0,59349	0,586099	0,415518
Spec Heat @ T	J/(kg*K)	1003,5	1003,96	1009,68	1009,68	1089,67	1268,6	1180,47	1180,47	1077,73	1077,73	1077,73	1004,21	1004,21	1004,21
Spec Heat @ Ts	J/(kg*K)	1003,16	1003,66	1008,21	1008,21	1088,38	1266,37	1172,48	1175,34	1074,01	1068,86	1067,59	1003,96	1003,92	1003,11
Enthalpy @ T	J/kg	-52551,8	-33269,1	58397,5	58397,5	482534	1,44762E6	808939	808939	324521	324521	324521	-22619,7	-22619,7	-22619,7
Enthalpy @ Ts	J/kg	-66645	-45950,6	41382,2	41382,2	476634	1,42204E6	761547	778202	308582	285674	279985	-33399,6	-34730,8	-68776
Entropy Function @ T		-0,675305	-0,412122	0,623299	0,623299	3,37784	6,43421	4,67929	4,67929	2,58905	2,58905	2,58905	-0,274842	-0,274842	-0,274842
Entropy Function @ Ts		-0,881022	-0,582959	0,452823	0,452823	3,35078	6,37634	4,51693	4,57471	2,49676	2,35996	2,32519	-0,413839	-0,413839	-0,913209
Exergy	J/kg	26799	44443,2	130110	130110	538332	1,31127E6	685259	685259	189945	189945	189945	54740,2	54740,2	54740,2
Gas Constant	J/(kg*K)	287,05	287,05	287,05	287,05	287,05	287,046	287,047	287,047	287,047	287,047	287,047	287,05	287,05	287,05
Fuel-Air-Ratio		0	0	0	0	0	0,023421	0,017987	0,017987	0,017987	0,017987	0,017987	0	0	0
Water-Air-Ratio		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Name	Formula	Value	Comment
cp_val1	((dh213*St13_W)+(dh221*St22_W))/1000	6,25371	Fan Leistung gesamt in MW
cp_val2	(dh213*St13_W)/1000	5,94721	outer Fan Leistung in MW
cp_val3	(dh221*St22_W)/1000	0,306503	inner Fan Leistung in MW
cp_val4	St13_P/St2_P	1,446	outer Fan FPR
cp_val5	(St2_W*(St18_V*(St8_V/St18_V/(1+BPR_des)+(BPR_des/(1+BPR_des))))	65,1119	Schub gesamt in kN (stimmt nicht 100%, eher zum V
cp_val6	St2_W*St8_V/(1+BPR_des)/1000	4,74395	Schub core engine in kN
cp_val7	St2_W*St18_V*BPR_des/(1+BPR_des)/1000	60,368	Schub Fan in kN
cp_val8	cp_val7/cp_val5	0,927142	Anteil Schub Fan
cp_val9	cp_val6/cp_val5	0,0728583	Anteil Schub core
cp_val10	cp_val8+cp_val9	1	=1
cp_val11	ZP13q2/ZP21q2	1,14074	FPR outer/inner
cp_val12	(ZP21q2-1)/(ZP13q2-1)	0,6	C (Xue, 2019)
cp_val13	(ZP21q2-1)/(cp_val4-1)	0,6	(FIPR-1)/(FOPR-1)

Maximum Take-Off Thrust ($\Delta T_{ISA} = 10\text{ K}$) (Off-Design)

SL static, ISA +10 C, Rel GG Speed=1.077

Close Help

Overview

Range Save input Slider

Unit Conv Title

Diagrams

T-S H-S P-V

Station Data

Output

Print Clipboard Save

Excel

Initialize Export Disconnect

Save

Station	W kg/s	T K	P kPa	WRstd kg/s	FN
amb		298,15	101,325		120,43 kN
2	486,412	298,15	101,325	494,780	6,9875 g/(kN*s)
13	449,153	331,63	142,469	342,694	0,84149 kg/s
21	37,259	319,64	126,011	31,554	1,5488
22	37,259	319,64	126,011	31,554	1,1239 EPR
24	37,259	411,53	292,678	15,415	Core Eff = 0,4839
25	37,258	411,53	292,678	15,415	Prop Eff = 0,0000
3	37,258	872,82	3617,972	1,816	BPR = 12,0549
31	28,614	872,82	3617,972		P2/P1 = 1,0000
4	29,456	1812,62	3617,972	2,069	P3/P2 = 35,71
405	29,903	1799,91	3617,972		P5/P2 = 1,1239
41	32,139	1741,00	3617,972	2,212	NGV Out. 2 Stage HPT
43	32,139	1291,96	795,301		P16/P13 = 1,0000
44	38,100	1230,42	795,301		P16/P6 = 1,25109
45	38,100	1230,42	795,301	10,031	P16/P2 = 1,40606
49	38,100	791,92	113,875		P6/P5 = 1,00000
5	38,100	791,92	113,875	56,200	A8 = 0,38511 m ²
8	38,100	791,92	113,875	56,200	A18 = 1,61253 m ²
18	449,153	331,63	142,469	342,694	XM8 = 0,42024
Bleed	0,000	872,82	3617,972		XM18 = 0,71521
Efficiency	isent	polytr	RNI	P/P	WBLD/w2 = 0,00000
Outer LPC	0,9079	0,9122	0,960	1,406	CD8 = 0,94162
Inner LPC	0,8890	0,8924	0,960	1,244	CD18 = 0,95483
IP Compressor	0,9419	0,9483	1,100	2,323	PWX = 0,0 kw
HP Compressor	0,8757	0,9092	1,889	12,362	V18/V8_id = 1,08725
Burner	0,9999			1,000	WBLD/w25 = 0,00000
HP Turbine	0,8899	0,8714	4,369	4,549	wreci/w25 = 0,00000
LP Turbine	0,9453	0,9310	1,433	6,984	Loading = 30,08 %
HP Spool mech Eff	0,9950	Speed	19018 rpm		WCHN/w25 = 0,07200
LP Spool mech Eff	0,9800	Speed	7785 rpm		WCHR/w25 = 0,16000
IPC & LPT		Speed	23847 rpm		WCLN/w25 = 0,00000
P22/P21=1,0000					WCLR/w25 = 0,00000
P25/P24=1,0000					WBLD/w25 = 0,00000
P45/P44=1,0000					wLkBy/w25 = 0,00000
hum [%]	war0	FHV	Fuel		wLkLP/w25 = 0,00000
0,0	0,00000	42,798	Generic		

Input Data File:
P:\GASTURB_ERGEBNISSE\ef\pw1127GJM.CYG (modified)

Units	St 2	St 22	St 24	St 25	St 3	St 4	St 44	St 45	St 5	St 6	St 8	St 13	St 16	St 18
Mass Flow	kg/s	486,412	37,2589	37,2589	37,2584	29,456	38,0999	38,0999	38,0999	38,0999	38,0999	449,153	449,153	449,153
Total Temperature	K	298,15	319,642	411,529	411,529	872,823	1812,62	1230,42	1230,42	791,921	791,921	331,626	331,626	331,627
Static Temperature	K	285,929	307,113	392,055	392,056	866,93	1789,71	1188,01	1202,82	782,54	771,6	321,605	320,445	300,959
Total Pressure	kPa	101,325	126,011	292,678	292,678	3617,97	3617,97	795,301	795,301	113,875	113,875	142,469	142,469	142,469
Static Pressure	kPa	87,5356	109,503	246,55	246,552	3524,39	3414,28	684,972	721,804	108,697	102,882	127,915	126,302	101,326
Velocity	m/s	156,594	158,968	198,912	198,909	114,375	244,803	322,027	260,308	145,059	213,498	228,758	142,172	248,713
Area	m ²	2,91247	0,188692	0,085501	0,085501	0,023001	0,018105	0,058902	0,070012	0,542775	0,384181	0,362645	2,28003	2,1782
Mach Number		0,461942	0,452568	0,501917	0,501909	0,197527	0,301539	0,481853	0,387224	0,264247	0,391494	0,420246	0,395624	0,418638
Density	kg/m ³	1,06652	1,24214	2,19079	2,1908	14,1626	6,64609	2,00863	2,09058	0,483905	0,464511	0,459269	1,38561	1,37309
Spec Heat @ T	J/(kg*K)	1004,76	1006,51	1015,34	1015,34	1114,87	1308,44	1224,13	1224,13	1132,34	1132,34	1007,55	1007,55	1007,55
Spec Heat @ Ts	J/(kg*K)	1004,46	1005,42	1012,81	1012,81	1113,56	1306,43	1217,23	1219,8	1129,88	1127,01	1006,88	1006,88	1004,88
Enthalpy @ T	J/kg	4,3807E-3	2,1665,2	114476	114476	604606	1,80043E6	1,04741E6	1,04741E6	529036	529036	33750,9	33750,9	33751,8
Enthalpy @ Ts	J/kg	-12260,8	9029,88	94693	94693,7	598065	1,77046E6	995559	1,01353E6	518515	506245	502871	23644,5	22474,8
Entropy Function @ T	J/kg	5,1189E-8	0,244339	1,13295	1,13295	3,89881	7,19151	5,42498	5,42498	3,61546	3,61546	0,373592	0,373592	0,373602
Entropy Function @ Ts	J/kg	-0,146287	0,103918	0,961441	0,961447	3,87261	7,13356	5,27564	5,32801	3,56893	3,51394	0,265834	0,253147	0,032823
Exergy	J/kg	4,3807E-3	19414,4	108296	108296	576921	1,49094E6	759456	759456	229605	229605	30943,6	30943,6	30943,7
Gas Constant	J/(kg*K)	287,05	287,05	287,05	287,05	287,05	287,045	287,047	287,047	287,047	287,047	287,05	287,05	287,05
Fuel-Air-Ratio		0	0	0	0	0	0,029408	0,022585	0,022585	0,022585	0,022585	0	0	0
Water-Air-Ratio		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Name	Formula	Value	Comment
cp_val1	((dh213*St13_W)+(dh221*St22_W))/1000	15,9661	Fan Leistung gesamt in MW
cp_val2	(dh213*St13_W)/1000	15,1589	outer Fan Leistung in MW
cp_val3	(dh221*St22_W)/1000	0,807223	inner Fan Leistung in MW
cp_val4	St13_P/St2_P	1,40606	outer Fan FPR
cp_val5	(St2_W*(St18_V*(St8_V/St18_V/(1+BPR_des)+(BPR_des/(1+BPR_des)))	120,258	Schub gesamt in kN
cp_val6	St2_W*St8_V/(1+BPR_des)/1000	8,24227	Schub core engine in kN
cp_val7	St2_W*St18_V*BPR_des/(1+BPR_des)/1000	112,016	Schub Fan in kN
cp_val8	cp_val7/cp_val5	0,931462	Anteil Schub Fan
cp_val9	cp_val6/cp_val5	0,0685381	Anteil Schub core
cp_val10	cp_val8+cp_val9	1	=1
cp_val11	ZP13q2/ZP21q2	1,14074	FPR outer/inner
cp_val12	(ZP21q2-1)/(ZP13q2-1)	0,6	C

9 Literaturverzeichnis

- [1] Statista, „Passagierflugverkehr und Klimaschutz,“ Statista, <https://de.statista.com/statistik/studie/id/70799/dokument/flugpassagierverkehr-und-klimaschutz/>, 2024.
- [2] DLR Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt, „Neue DLR-Luftfahrtstrategie,“ 15 12 2021. [Online]. Available: https://www.dlr.de/de/aktuelles/nachrichten/2021/04/20211215_auf-dem-weg-zu-einer-emissionsfreien-luftfahrt.
- [3] H. Rick, Gasturbinen und Flugantriebe: Grundlagen, Betriebsverhalten und Simulation, ISBN 978-3-540-79445-5: Springer, 2013.
- [4] B. F. H. W. D. J. Christian Spura, Roloff/Matek Maschinenelemente, Springer, 2023.
- [5] U. Adamczewski, „Schlussbericht HOCHLEISTUNGSGETRIEBE UEBERLAST UND AUSDAUERTESTS,“ Rolls-Royce Deutschland Ltd & Co KG, Dahlewitz, 2021.
- [6] balakumarramadoss, „Scribd,“ 20 08 2018. [Online]. Available: <https://de.scribd.com/document/386635825/01-A-320-NEO-pdf>. [Zugriff am 07 11 2024].
- [7] Liebherr-Aerospace Lindenberg GmbH, „Lufo III "HDV-R-Test" "Verifikation eines effizienten Schwerlastgetriebes hoher Drehzahl für Getriebefans",“ 2007.
- [8] Liebherr-Aerospace Lindenberg GmbH, „Schlussbericht zum Forschungsprojekt „HiSpeeT“ FKZ 20T0904B,“ 88161 Lindenberg im Allgäu / Germany, 2012.
- [9] M. K. Jha, „Scribd,“ 01 03 2021. [Online]. Available: <https://de.scribd.com/document/496566814/1100G-JM-LBM-02-Engine-Construction>. [Zugriff am 07 11 2024].
- [10] W. Sheridan, M. McCune und M. Winter, „Geared Turbofan™ Engine: Driven by Innovation,“ in *Green Aviation*, John Wiley & Sons, 2016, pp. 105-113.
- [11] EASA, „TYPE-CERTIFICATE PW1100G-JM Series Engines,“ EASA, <https://www.easa.europa.eu/en/document-library/type-certificates/engine-cs-e/easaim093-pw1100g-jm-series-engines>, 2012.

- [12] Airbus, „TECHNICAL TRAINING MANUAL POWER PLANT PW 1100G,“ Scribd, <https://de.scribd.com/document/431366642/Power-Plant-Pw-1100g>, 2015.
- [13] W. Bräunling, Flugzeugtriebwerke, ISBN 978-3-540-76368-0 : Springer, 2009.
- [14] M. Geilich, „Analyse konventioneller Antriebssysteme und Entwicklungspotenziale von Fluggasturbinen im zivilen Luftverkehr,“ DLR Deutsches Zentrum für Luft und Raumfahrt, DLR-IB-AT-KP-2019-159, 2019.
- [15] Federal Aviation Administration, „Airplane Flying Handbook (FAA-H-8083-3C),“ https://www.faa.gov/regulations_policies/handbooks_manuals/aviation/airplane_handbook, 2022.
- [16] A. Epstein, „The Pratt & Whitney PurePower Geared Turbofan Engine,“ Academie de l’Airet de l’Espace Paris, 2015.
- [17] I. M. F. T. SATO Atsushi, „Development of PW1100G-JM Turbofan Engine,“ IHI Engineering Review , Vol. 47 No.1, 2014.
- [18] C. C.Riegler, „THE GEARED TURBOFAN TECHNOLOGY - OPPORTUNITIES, CHALLENGES AND READINESS STATUS,“ MTU Aero Engines GmbH, 1st CEAS European Air and Space Conference, 2007.
- [19] Austrian Airlines, „Austrian,“ [Online]. Available: <https://www.austrian.com/at/de/airbus-a320neo>. [Zugriff am 12 11 2024].
- [20] I. Henrich, „Wie funktioniert ein Turbofan-Triebwerk? -Aufbau eines Triebwerks,“ MTU Aero Engines, 01 2024. [Online]. Available: <https://aeroreport.de/de/good-to-know/wie-funktioniert-ein-turbofan-triebwerk-aufbau-eines-triebwerk>. [Zugriff am 2024 11 12].
- [21] A. Längauer, „Berechnung der Meridianströmung in einem Axialventilator mit verstellbarer Voluteleihe,“ TU Wien, 2015.
- [22] R. Willinger, Skriptum Thermische Turbomaschinen, TU Wien, 2015.
- [23] H. H. P. R.-Y. Y. CHUAN-TSUNG LEE, RUDDER PROFILE OF POWER-FREE UNDERWATER VEHICLE FOR KUROSHIO POWER GENERATION, Taiwan: ISBN: 978-0-9960437-9-3, 2020.
- [24] kien, „SCRIBD,“ 28 04 2023. [Online]. Available: <https://de.scribd.com/document/641348364/PW1100G-JM-AF-1>. [Zugriff am 24 10 2024].

- [25] D. Massani, T. Fondelli, B. Facchini, L. Tarchi und F. Leonardi, „Windage Losses of a Meshing Gear Pair Measured at Different Working Conditions,“ in *Proceedings of ASME Turbo Expo 2018 Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, Oslo, Norway, 2018.
- [26] M. Keller, „Zur numerischen Simulation der Ölstrahl-Zahnrad-Interaktion in Flugtriebwerken,“ Forschungsberichte aus dem Institut für Thermische Stromungsmaschinen (ITS), KIT, 2022.
- [27] Matthew J. Hill and Robert F. Kunz, „A Computational Investigation of Gear Windage,“ NASA, Pennsylvania State University, Philadelphia, Pennsylvania, 2012.
- [28] R. B. Y. M. F. V. P. V. M. Ruzek, „On the reduction of windage power losses in gears by the modification of tooth geometry,“ in *Forschung im Ingenieurwesen*, Springer, 2023, p. 1034.
- [29] R. F. Kunz, R. B. Medvitz und M. J. Hill. US Patent US 8,578,807 B2, 2013.
- [30] R. B. M. M. J. H. Robert Kunz, „HIGH SPEED GEAR SIZED AND CONFIGURED TO REDUCE WINDAGE LOSS“. United States Patent Patent US 8,578,807 B2, 12 11 2013.
- [31] H. Z. Y. D. Bo Huang, „CFD Modelling and Numerical Simulation of the Windage Characteristics of a High-Speed Gearbox Based on Negative Pressure Regulation,“ *processes*, p. 21, 08 03 2023.
- [32] D. Otto und A. Klotzsche, „Betriebssichere Radialgleitlagertechnologie für Hochleistungsgetriebe in Triebwerksanwendungen (BERTHOLT),“ Rolls-Royce Deutschland Ltd & Co KG, 2020.
- [33] K. Klingsporn, „Verbessertes Ölsystem eines Triebwerks mit Hochleistungsgetriebes: Simulation, Architektur und Technologie,“ Rolls-Royce Deutschland Ltd & Co KG, Dahlewitz, 2022.
- [34] B. Neubauer, Lastverteilung und Anregungsverhalten in Planetengetriebesystemen, TU München, 2016.
- [35] H. W. Müller, Die Umlaufgetriebe, Springer, 1998.
- [36] M. Savage, K. L. Rubadeux und H. H. Coe, Effects of Planetary Gear Ratio on Mean Service Life, NASA, 1996.

- [37] AEROREPORT, „ <https://aeroreport.de/de/>“, MTU, [Online]. Available: <https://aeroreport.de/de/good-to-know/wie-funktioniert-ein-turbofan-triebwerkaufbau->. [Zugriff am 27 02 2024].
- [38] D. R. Willinger, „Ergebnisse aus dem Forschungsprojekt "Green by Gears",“ E302-02, TU Wien, 2024.
- [39] S. Jafari, T. Nikolaidis, A. S. J. Van Heerden, C. P. Lawson und D. Bosak, Physicsbased thermal model for power gearboxes in geared turbofan engines, ASME Turbo Expo : Turbomachinery Technical Conference and Exposition, 2020.
- [40] J. Nicolussi, „Aufbau und Evaluierung des Getriebes eines Geared-Turbofan-Triebwerkes durch Simulationstools“, TU Wien, Feldkirch, 2024.
- [41] Pratt & Whitney, „Pratt & Whitney Middletown Engine Center (17p1243-038),“ 2024. [Online]. Available: <https://www.prattwhitney.com/en/newsroom/multimedia/middletown-engine-center>. [Zugriff am 24 10 2024].
- [42] Sprit Airlines, „Simple Flying“, 11 08 2023. [Online]. Available: <https://simpleflying.com/pratt-whitney-engine-troubles-affect-airbus-a320neo-market-share/>. [Zugriff am 20 10 2024].
- [43] Airfoil Tools, „NACA 4 digit airfoil generator (NACA 6409 AIRFOIL),“ Airfoil Tools, 2024. [Online]. Available: <http://airfoiltools.com/airfoil/naca4digit?MNaca4DigitForm%5Bcamber%5D=6&MNaca4DigitForm%5Bposition%5D=40&MNaca4DigitForm%5Bthick%5D=09&MNaca4DigitForm%5BnumPoints%5D=81&MNaca4DigitForm%5BcosSpace%5D=0&MNaca4DigitForm%5BcosSpace%5D=1&MNaca4DigitForm%5Bclo>. [Zugriff am 22 10 2024].
- [44] Airfoil Tools, „AH-6-40-7 AIRFOIL (ah6407-il),“ 2024. [Online]. Available: <http://airfoiltools.com/airfoil/details?airfoil=ah6407-il>. [Zugriff am 2024 10 24].
- [45] D. B. John Becker, „[No.773] Analysis of heat and compressibility Effects in internal flow systems and high-speed tests of Ram-Jet System,“ National Advisory Committee for Aeronautics, U.S. Government Printing Office, Washington 25,D.C., 1943.
- [46] E. Bohl, Technische Strömungslehre, ISBN 978-3-8343-3129-8 (14.Auflage): Vogel, 2008.

- [47] B. e. al, „Wikipedia – Die freie Enzyklopädie,“ 22 08 2024. [Online]. Available: <https://de.wikipedia.org/w/index.php?title=Mach-Zahl&oldid=247945693>. [Zugriff am 04 01 2025].
- [48] A. Schweizer, „Formelsammlung und Berechnungsprogramme Maschinen- und Anlagenbau,“ 30 11 2022. [Online]. Available: https://www.schweizer-fn.de/berechnung/waerme/wt/wt_start.php. [Zugriff am 20 11 2024].
- [49] A. Schweizer, „Formelsammlung und Berechnungsprogramme Maschinen- und Anlagenbau (Wärmeleitfähigkeit - Flüssigkeiten),“ pixabay.com, 11 12 2022. [Online]. Available: https://www.schweizer-fn.de/stoff/wleit_fluessigkeit/wleit_fluessigkeit.php. [Zugriff am 26 11 2024].
- [50] B. Efe, „Berechnungsergebnisse im Rahmen des Forschungsprojektes "Green by Gears",“ E302-2, TU Wien, 2024.
- [51] N. Johannes, „Aufbau und Evaluierung des Getriebes eines Geared-Turbofan-,“ TU Wien, 2024.

10 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1 Durchschnittlicher Kerosinverbrauch der deutschen Flugzeugflotte in den Jahren 1990 bis 2023 (in Liter pro Passagier und 100 Kilometer) [1]	1
Abbildung 2 Brennstoffverbrauch von Flugzeugen bis 2050 (in Liter pro Passagier und 100 Kilometer) [2]	2
Abbildung 3 Prognose des weltweiten Treibstoffverbrauchs aller kommerziellen Fluggesellschaften von 2020 bis 2050 (in Millionen Tonnen) [1]	2
Abbildung 4 Prognose der Produktionsmenge von nachhaltigen Flugkraftstoffen (SAF) und deren Anteil am Gesamtbedarf an Flugkraftstoffen weltweit in den Jahren 2025 bis 2050 (in Milliarden Litern) [1].....	3
Abbildung 5 Entwicklung des zivilen Luftverkehrs und CO ₂ -Emissionen bis 2050 sowie erwartete CO ₂ -Reduzierung durch neue Technologien. { [3] S.789}.....	3
Abbildung 6 Wälzgetriebe: a) schrägverzahnte Stirnräder, b) Innenradpaar, c) Zahnstange, d) Doppelschrägverzahnung, e) Pfeilverzahnung, f) Kegelradpaar mit Geradverzahnung, g) Kegelradpaar mit Schrägverzahnung, h) Kegelplanrad [4]	5
Abbildung 7 Getriebebauformen: a) Standard-Standgetriebe, b) Umlauf- bzw. Planetengetriebe [4]	6
Abbildung 8 Aufbau eines Planetengetriebes [4]	7
Abbildung 9 Bauarten von Planetengetrieben: a) einfaches Minusgetriebe, b) Minusgetriebe mit Stufenplanet, c) Plusgetriebe mit Stufenplanet und zwei Sonnenrädern, d) Plusgetriebe mit Stufenplanet und zwei Hohlrädern [4]	8
Abbildung 10 PW1100G Planetengetriebe [6]	8
Abbildung 11 Geschwindigkeitsplan für ein Zweiwellengetriebe: a) stillgesetztes Hohlrad (Welle 2), b) stillgesetzter Steg s, c) stillgesetztes Sonnenrad (Welle 1) [4] .	9
Abbildung 12 KUTZBACH'scher Drehzahlplan für Zweiwellengetriebe [4]	10
Abbildung 13 Lagerung des PW1100G Triebwerkes [9]	11
Abbildung 14 Schmiersystem des PW1100G 1 [12]	13
Abbildung 15 Layout des Schmiersystem eines PW1100G 2 [12].....	14
Abbildung 16 Zahnradablenkbleche [10]	14
Abbildung 17 Öl-Pumpenschematik mit Zusatzpumpe für Windmilling-Effekte [10] ..	15
Abbildung 18 Vergleich der wesentlichen Eigenschaften von klassischen Triebwerkswerkstoffen und von möglicherweise zukünftigen Werkstoffen [13]	16
Abbildung 19 Ts-Diagramm eines idealen, geschlossenen Joule-Prozesses und eines realen offenen Gasturbinenprozesses [14].....	17
Abbildung 20 Turbofan TF (Schema aus [GasTurb]) eines klassischen Front-Fan-Bypass-Triebwerks ohne Mischung in 2 Wellen-Bauweise mit Fan F, ohne Niederdruckverdichter LPC und ohne Mischung. (Beispiel GE CF6-50). Arbeitsprozess im h-s-Diagramm für den Flugfall $M_0 > M_2$ [3]	18
Abbildung 21 Einteilung der Flugantriebe [13]	19
Abbildung 22 Vergleich der Vortriebswirkungsgrade von Strahltriebwerken 1 [13]....	20

Abbildung 23 Vergleich von Vortriebswirkungsgraden verschiedener Strahltriebwerke 2 [3]	21
Abbildung 24 Prinzip eines Turbojetantriebes [15]	22
Abbildung 25 Turboprop Festwellen-Triebwerk [15]	23
Abbildung 26 Turboprop Freilaufturbinentriebwerk [15]	23
Abbildung 27 Turbofan [15]	24
Abbildung 28 Auswirkungen des Fan-Durchmessers auf Treibstoffverbrauch und Lautstärke [16]	25
Abbildung 29 Prinzipvergleich eines PW1100G-JM zu einer konventionellen Antriebskonfiguration [17]	26
Abbildung 30 Vergleich der Gewichtsaufteilung eines konventionellen TF zu einem GTF [18]	27
Abbildung 31 Optimierungsmöglichkeiten der Stufenanzahl bei einer schnelllaufenden Niederdruckturbine. [13]	27
Abbildung 32 Schematische Darstellung eines Zweistromtriebwerkes mit Kontrollflächen und Strömungsgrößen zur Anwendung des Impulssatzes { [13] S.260}	29
Abbildung 33 Turbofan-Triebwerk TF mit hohem Bypass-Verhältnis BPR ohne Mischung. Spezifischer Brennstoffverbrauch SFC abhängig vom Gesamtdruckverhältnis OPR und dem Fan-Durchmesser, für den Reiseflug (cruise) { [3], S.16}	34
Abbildung 34 SFC_F abhängig vom spezifischen Schub, TET und Fandruckverhältnis, eines TJ mit Einstrom-Einwellen-Gasgenerator GG als Schubtriebwerk mit Schubdüse { [3] S.7}	34
Abbildung 35 Thermischer Wirkungsgrad von Bypass-Turbofan-Triebwerken abhängig vom Gesamtdruckverhältnis OPR und der Turbinen-Eintrittstemperatur TET. { [3] S.27}	35
Abbildung 36 Wärmetauscher Bauarten [7]	36
Abbildung 37 Temperaturgefälle im Wärmetauscher: Gleichstromwärmetauscher (links) und Gegenstromwärmetauscher (rechts) [7]	36
Abbildung 38 Wärmeübertragung aufgrund von Wärmeleitung (Konduktion) [10]	37
Abbildung 39 Wärmeübertragung aufgrund von Konvektion [10]	38
Abbildung 40 Triebwerkszuteilung { [6] S.42}	40
Abbildung 41 Schnittbild des PW1100G [20]	41
Abbildung 42 Geschwindigkeitsdreiecke an einem Verdichterlaufradgitter { [21] S.14}	42
Abbildung 43 Prinzip der Arbeitsweise einer axialen Verdichterstufe [22]	43
Abbildung 44 Typische Axialverdichterprofile { [13] S.610}	44
Abbildung 45 NACA-Profilgeometrie [23]	45
Abbildung 46 Fan-Stufe mit Gehäuse des PW1100G { [6] S.73}	46
Abbildung 47 Leitschaufelgitter des PW1100G [6]	46

Abbildung 48 Gepfeilte (swept) Leitradbeschauflung zur Minderung des Wechselwirkungslärms zwischen Fanrotor und nachfolgendem Leitapparat [24].....	47
Abbildung 49 Gestaltung einer Fanstufe mit erhöhten Axialabstand zur Lärmminimierung { [13] S.1305}	47
Abbildung 50 Getriebeverluste abhängig vom Lastkollektiv der Flugphase [7].....	48
Abbildung 51 Luftströmung in einer Zahnücke und Grenzschichtprofil am Zahnradkopf { [26] S.16}.....	50
Abbildung 52 Strömungsfeld in einer dreidimensionalen Zahnradücke durch den Pumpeffekt an den Zahnradseiten { [26] S.16}	51
Abbildung 53 Vergleich des kalkulierten Verlusts der Ventilationsverluste für ein Stirnrad mit 13 Zoll Teilungsdruchmesser { [27] S.18}.....	51
Abbildung 54 Vergleich Ventilationsverluste Simulation mit Experimentell des Diab Gear 1 { [27] S.39}.....	55
Abbildung 55 Prognostizierte Oberflächendruckverteilung für Diab-Getriebe 1 [27] S.41}.....	55
Abbildung 56 Vergleich der prognostizierten Ventilationsverluste zwischen der uneingehausten und den vier eingehausten Konfigurationen des Diab Gear 1 { [27] S.59}.....	56
Abbildung 57 Bell-Helikopter Zahnrad mit 51 Zähnen schrägverzahnt { [27] S.104}	57
Abbildung 58 Aufschlüsselung der Druck- und viskosen Windungsverluste für ein schrägverzahntes Bell 51-Zahnrad. { [27] S.110}	57
Abbildung 59 Patentierte Zahnradfinnen { [29] S.1}.....	58
Abbildung 60 Detaillierte Rampengeometrie [28]	58
Abbildung 61 Prognostizierte Druckkoeffizientenverteilung über die halbe Breite des Zahns entsprechend dem numerischen Wert von Δ (Zeilen) und der Winkelgeschwindigkeit (Spalten) [28]	59
Abbildung 62 Simulierte Stromlinien bei Variation des Rampenparameters Δ { [28] S. 1035}	60
Abbildung 63 Einfluss der Finnengeometrie auf die Abnahme des Ventilationsverlustleistung im Verhältnis Ohne zu mit Rampe { [28] S. 1034}	60
Abbildung 64 Vergleich des prozentualen Anteils des Ventilationsverluste [31]	61
Abbildung 65 Auswirkung der Geschwindigkeit auf die Windkraftverluste bei 0,3 und 0,9 atm { [31]S.15}	61
Abbildung 66 Auswirkung des Drucks auf die Ventilationsverluste bei 120 m/s, 150 m/s und 170 m/s. { [31] S.16}	61
Abbildung 67 Stern- und Planetengetriebe Abtriebsmöglichkeiten { [5] S.20}	62
Abbildung 68 Planetenlagerkraft in Abhängigkeit des Achsabstandes (zwei Lager pro Planeten) [7]	63
Abbildung 69 Schematische Wirkungsweise des „Flex Pins“ nach „Hicks“ { [34] S.100}	65

Abbildung 70 Breitenlastverteilungsfaktor $K_{H\beta}$ und Lastaufteilungsfaktor K_y im Eingriff Sonne-Planet { [34] S.102}	66
Abbildung 71 Einfluss des Spiels in der Planetenlagerung auf das Lastaufteilungs- und Breitenlastverhaltensverhaltens einer Planetenradstufe bei Gerad- und Schrägverzahnung { [34] S.99}	67
Abbildung 72 Lastüberhöhungsfaktoren K_y K_v drei Planetengetrieben bei unterschiedlichen Leistungen [35]	69
Abbildung 73 Wechselwirkungen zwischen Lastaufteilungs- und Verformungsverhalten des Beispielgetriebes mit vier Planeten über verschiedenen Lasten unter Vorgabe von Herstellungsabweichungen { [34] S.89}	70
Abbildung 74 Lagervarianten der Sonnenwelle { [34] S.92}	71
Abbildung 75 Zusammenhängende Betrachtung des Lastaufteilungs- und Breitenlastverhaltensverhaltens einer Planetenradstufe bei verschiedenen Anordnungen der Sonnenwelle { [34] S.93}	71
Abbildung 76 Einfluss des Verformungsverhalten des Beispielgetriebesystems auf die Lastaufteilung { [34] S.90}	72
Abbildung 77 Auswirkung der Planetenanzahl auf die Lebensdauer [36]	73
Abbildung 78 PW1100G Wärmetauscherkonzept [37]	74
Abbildung 79 Schematischer Aufbau des Fans mit Leitschaufelgitter	75
Abbildung 80 h-s Diagramm Prinzip des Meredith Effekts [38]	76
Abbildung 81 Technische Daten für das Reduziergetriebe /Vorgaben MTU [7] [8]	77
Abbildung 82 Querschnitt durch das Strahltriebwerk mit Reduziergetriebebaurraum [7]	78
Abbildung 83 Leistungsprofil [7] [8]	79
Abbildung 84 Verlustleistungsprofil [7] [8]	79
Abbildung 85 Verlustleistung in kW der einzelnen Flugphasen des PW1100G eines A320neo Flugzeuges [39]	80
Abbildung 86 Gesamtverlustleistung des PW1100G GTF [39]	80
Abbildung 87 Wirkungsgrad des Planetengetriebes in Abhängigkeit der Flugphase [39]	81
Abbildung 88 Angaben nach Nicolussi [40]	82
Abbildung 89 Eckdaten zur Getriebeauslegung [40]	83
Abbildung 90 Hauptabmessungen des PW1100G Triebwerkes [6]	84
Abbildung 91 Schnittbild des GTF PW1100G [9]	84
Abbildung 92 Montage eines PW1100G-JM in Middletown Engine Center, Fan-Leitradgitter sichtbar [41]	85
Abbildung 93 Fan-Laufschaufelanzahl [42]	86
Abbildung 94 Montage eines PW1100G-JM in Middletown Engine Center, Fan-Leitschaufelgitter zählung [41]	87
Abbildung 95 Darstellung der Composite Fan-Leitschaufel (FEGV) mit Titanschutzleiste [6]	89

Abbildung 96 Befestigung einer Fan-Leitschaufel (FEGV) [6]	90
Abbildung 97 NACA 6409 [43]	90
Abbildung 98 NACA 6407 [44]	90
Abbildung 99 Nachkonstruiertes Fan-Leitschaufelgitter	91
Abbildung 100 Rekonstruierter Leitschaufelquerschnitt.....	91
Abbildung 101 Querschnittsfläche A_i, q und Umfangsoberfläche der Luft A_a, u	92
Abbildung 102 Wärmeaustauschoberfläche A_i, u des Schmieröls	92
Abbildung 103 Schnittbild durch den prinzipiellen Versuchsaufbau mit den Messpunkten (Links), Aufbau des verwendeten Wärmetauschers (Rechts) [45].....	94
Abbildung 104 Versuchsaufbau NACA No.773 [45]	95
Abbildung 105 Position des Abschnitt 13 nach GasTurb	95
Abbildung 106 Thermische Effizienz in Abhängigkeit vom Druckverhältnis oder der Flugmachzahl für $H_{cpm}T_2 = 0,5$ { [45] S.23}.....	97
Abbildung 107 Einfaches Propulsormodellaufbau [38]	99
Abbildung 108 Schallgeschwindigkeit in der Luft abhängig von der Temperatur [47]	101
Abbildung 112 Wärmetauscherberechnung Eingabewerte bei Take-Off [48]	104
Abbildung 113 Querangeströmter Gleichstrom-Wärmetauscher Prinzipbild bei Take-Off [48].....	104
Abbildung 114 Temperaturverlauf der Massenströme über die Fläche bei Take-Off [48]	104
Abbildung 115 Wärmetauscherberechnung Eingabewerte bei Cruise [48].....	105
Abbildung 116 Querangeströmter Gleichstrom-Wärmetauscher Prinzipbild bei Cruise [48]	105
Abbildung 117 Temperaturverlauf der Massenströme über die Fläche bei Cruise [48]	106
Abbildung 118 Darstellung des Wärmeübergangs	109
Abbildung 119 Öllauf in den Wärmetauscherleitrad-schaufelgitter	112

11 Formelverzeichnis

1	7
2	9
3	28
4	28
5	28
6	28
7	29
8	29
9	30
10	30
11	30
12	30
13	30
14	30
15	30
16	30
17	30
18	30
19	31
20	31
21	31
22	31
23	32
24	32
25	32
26	32
27	32
28	32
29	37
30	38
31	39
32	39
33	40
34	40
35	42
36	52
37	52
38	52
39	53

40	53
41	53
42	53
43	54
44	54
45	54
46	81
47	86
48	93
49	93
50	93
51	93
52	93
53	96
54	97
55	98
56	98
57	98
58	99
59	99
60	99
61	100
62	100
63	100
64	100
65	100
66	101
67	102
68	102
69	102
70	103
71	105
72	106
73	107
74	107
75	108
76	109
77	110
78	110
79	112

12 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1 Öltemperaturen aus dem <i>Type-Certificate</i> des PW1100G-JM.....	12
Tabelle 2 Getriebeöltemperaturen bei Liebherr/MTU Forschungsprojekt	12
Tabelle 3 Verlustanteile laut dem Abschlussbericht von Liebherr/MTU	49
Tabelle 4 Ventilationsverluste ermittelt in der Studie von Massani, et al	49
Tabelle 5 Verlustleistung bei Take-off und Cruise	79
Tabelle 6 Getriebewirkungsgrad abhängig von den Flugphasen.....	81
Tabelle 7 Fanleistung in den Flugphasen Take-Off und Cruise.....	82
Tabelle 8 GasTurb-Berechnung der Fanleistung des PW1127G-JM.....	83
Tabelle 9 Leitschaufel und Laufschaufel Dimensionierung.....	85
Tabelle 10 Leitschaufel Dimensionierungstabelle.....	88
Tabelle 11 Materialeigenschaften von TiAl4V (Titan Grad5)	92
Tabelle 12 Oberflächen des NACA-Profiles.....	93
Tabelle 13 Ausgewählte Kenndaten aus der GasTurb-Berechnung im Abschnitt 13	96
Tabelle 14 Werte zur Auswahl des richtigen Graphens für Take-Off und Cruise.....	96
Tabelle 15 Zusätzliche Schubleistung	98
Tabelle 16 Eckdaten zur Schubberechnung nach GbG.....	101
Tabelle 17 Ergebnisse der Schubberechnung nach GbG	102
Tabelle 18 Berechnungsparameter für die Wärmeübergangszahl α_L der Luft.....	107
Tabelle 19 Berechnungsparameter für die Wärmeübergangszahl $\alpha_{\dot{O}L}$ des Schmieröls	109
Tabelle 20 Wärmeübergangskoeffizient k für Take-Off und Cruise- Flugphase	110
Tabelle 21 Wärmeaustauschfläche A_{min} für Take-Off und Cruise- Flugphase	110
Tabelle 22 Wichtigsten Parameter bei Transienter Öl-Kühlung	111
Tabelle 23 Wichtigsten Parameter bei einem Getriebewirkungsgrad von 99%	111
Tabelle 24 Maximale mögliche Kühlleistungen.....	113
Tabelle 25 Vergleich der SFC_F -Werte von mit und ohne Leitschaufelwärmetauscher	113
Tabelle 26 Schuberrhöhung durch zusätzliche Wärmequellen.....	116

13 Abkürzungsverzeichnis

bzw.	beziehungsweise
d.h.	das heißt
etc.	et cetera
max.	maximal
z.B.	zum Beispiel
TF	Turbofan
GTF	Geared Turbofan
GTF	Turbofan mit Hochleistungsgetriebe
NACA	National Advisory Committee for Aeronautics
FEGV	Fan Exit Guide Vanes
ADSOV	Active Damper Shut Off Valve
AGB	Angle Gearbox
AOHE	Air/Oil Heat Exchanger
FDGS	Fan Drive Gear System
FOHE	Fuel/Oil Heat Exchanger
FOHEBV	FOHE Bypass Valve
IDGOOHE	IDG Oil/Oil Heat Exchanger
JOSV	Journal Oil Shuttle Valve
LSOP	Lubrication and Scavenge Oil Pump
MGB	Main Gearbox
OCM	Oil Control Module
VORV	Variable Oil Reduction Valve
AGB	Accessory Gearbox
PGB	Power Gearbox (Planetengetriebe)
TiAl	Titan-Aluminide
MMC	Metall-Matrix-Verbundwerkstoff
BLING	Bladed Ring
BLISK	Bladed Disc
CFK	Kohlefaser-verbundwerkstoff
LPC	Low pressure compressor
LPT	Low pressure Turbine
NDT	Niederdruck Turbine (Low pressure Turbine)

SFC_F	Thrust Specific Fuel Consumption
TSFC	Thrust Specific Fuel Consumption
SFC_P	Power Specific Fuel Consumption
μ	Bypass-Verhältnis
Π_{FAN}	Fandruckverhältnis
η	Wirkungsgrad
BPR	Bypass Verhältnis (bypass ratio)
OPR	Gesamtdruckverhältnis (overall pressure ratio)
TET	Turbineneintrittstemperatur (turbine entry temperature)
CFD	Computational Fluid Dynamics
GbG	Green by Gears
FE	Finite Elemente