



*Institute for
Thermal Turbomachinery
and Machine Dynamics*



Untersuchung des Einflusses einer Cut-On Auslegung auf die Schallabstrahlung und Aerodynamik von modernen Fantriebwerken

Masterarbeit

zur Erlangung des akademischen Grades Diplom-Ingenieur

eingereicht an der

Fakultät für Maschinenbau der Technischen Universität Graz

von

Manuel Zenz, BSc

Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik

Vorstand: o.Univ.-Prof. Dr.-Ing. Franz Heitmeir

Betreuer

Dipl.-Ing. Dr. techn. Andreas Marn

Dipl.-Ing. Florian Schönleitner

Graz, August 2016

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

Statutory Declaration

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present masters thesis.

Datum/Date

Unterschrift/Signature

Kurzfassung

Getrieben von strengen rechtlichen Auflagen müssen bei modernen Flugtriebwerken die Schallemissionen immer weiter reduziert werden. Hauptgrund hierfür ist die Tatsache, dass immer mehr Menschen in der unmittelbaren Nähe von Flughäfen leben. Diese Flughafenrainer werden natürlich einer ständigen Lärmbelastigung ausgesetzt. Insbesondere bei Start- und Landevorgängen ist der Anteil des abgestrahlten „Lärms“ durch die Triebwerke im Vergleich zum Gesamtflugzeug besonders hoch. Deswegen ist es unerlässlich zu verstehen, welche Triebwerkskomponenten sich als die größten schallverursachenden Quellen herausstellen. Neben Fan und Strahl ist bei modernen Flugtriebwerken der „Turbinenlärm“ ein Hauptbestandteil des emittierten Schalls. Führende Triebwerkshersteller wie z.B. Rolls Royce beschäftigen sich daher umfassend mit der Reduzierung dieser Schallemissionen. Die experimentellen Untersuchungen werden jedoch zumeist an Universitäten durchgeführt.

Aus diesem Grund findet im Rahmen dieser Arbeit eine Neukonstruktion des Turbinenprüfstandes (STTF-AAAI) des Institutes für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik an der Technischen Universität Graz statt, um neue Entwicklungen akustisch zu untersuchen. Der Prüfstand besteht aus einer Niederdruckturbinenstufe und repräsentiert die letzten Schaufelreihen eines zivilen kommerziellen Flugtriebwerkes. Untersucht wird ein Rotor mit Deckband und einer ohne. Dadurch wird die Umströmung an dieser Stelle, hervorgerufen durch den Druckausgleich zwischen der Druck- und Saugseite der Schaufel, weitest gehend unterdrückt. Damit entsteht dort kein sogenannter „tip leakage vortex“ (Spaltwirbel aufgrund der Spitzenumströmung). Der Rotor mit Deckband ist Teil einer sogenannten Cut-On Auslegung, welche bereits seit Beginn an bei Verwendung von Strahltriebwerken zum Einsatz kommt. Hingegen befindet sich der Rotor ohne Deckband in einer neuen und innovativen Form von Flugzeugtriebwerken, dem Cut-Off Design. Diese Auslegung ermöglicht es, ausgewählte Frequenzen daran zu hindern sich ins Fernfeld und damit in die Umwelt auszubreiten. Durch eine solche Maßnahme kann ein weiterer Durchbruch in der Minimierung des Triebwerkslärms erzielt werden. Umsetzung findet diese Idee durch die Verwendung einer höheren Anzahl von Statorschaufeln gegenüber den Rotorschaufeln. Die akustische Messstrecke, bestehend aus Mikrofonen welche wandbündig sowohl am Gehäuse als auch an der Nabe montiert sind, befindet sich stromabwärts liegend hinter der letzten Schaufelreihe, dem sogenannten „turbine exit casing“ (TEC), und kann um 360° rotiert werden. Dadurch ist es möglich, den gesamten Strömungskanal akustisch abzubilden. Der an dieser Stelle auftretende Schall wird, falls kein Mischer vorhanden ist, direkt in die Umgebung abgegeben und sollte deswegen so gering wie möglich ausfallen. Betrachtet wird der Betriebspunkt Approach, welcher der Landung und somit einer typischen Flugphase entspricht, bei der die Lärmbelastigung der Flughafenrainer besonders hoch ist. Die erhaltenen Rohdaten werden einer Frequenzanalyse, gefolgt von einer akustischen Modenanalyse, welche sich in eine azimutale und eine radiale Modenanalyse aufteilt, unterzogen. Die Ergebnisse der Cut-On Auslegung dienen zum Vergleich mit der Untersuchung einer Cut-Off Auslegung beim selben Betriebspunkt. Dadurch wird gezeigt, dass die abgegebene Schalleistung durch die deutlich reduzierten Rotor-Stator

Interaktionsmoden und deren Streuung beim Cut-Off Design entsprechend stark sinkt. Diese Interaktionsmoden dominieren hingegen bei der Cut-On Auslegung, weshalb alle weiteren Interaktionen zwischen den verschiedenen Schaufelreihen dadurch nebensächlich sind. Anders ist dies beim Cut-Off Design, bei welcher in weiterer Folge eine Untersuchung aller zusätzlichen Moden notwendig ist, um eine quantitative Aussage über die Schallausbreitung abgeben zu können.

Abstract

Due to stricter judicial laws regarding the emitted noise of modern aircraft engines they have to become more and more silent. The main reason is the growing number of people living directly beside an airport. These neighbours are of course always exposed to disturbances. Especially at take-off and landing the part of noise generation caused by the engine is very high compared to the whole airplane. Hence you have to know exactly which components are the strongest acoustical sources. Besides fan and jet noise the turbine noise is an essential part of the emitted acoustic noise of a modern aircraft engine. Therefore, leading manufacturers of those engines, like Rolls Royce, are dealing with the reduction of the acoustic emission extensively. However the experimental investigations are taking place at universities mostly.

Therefore, this thesis deals with a constructional change of a low-pressure test turbine called STTF-AAAI located at the Institute for Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics at Graz University of Technology. Furthermore, the following acoustical investigation of mentioned turbine is a main part of the work. The testing facility consists of a low-pressure turbine stage which represents the last stage of a commercial civil aircraft engine. A rotor with a shroud is under investigation. Using a shroud leads to a reduction of the so-called tip leakage vortex which is caused by the circulation of the blade tip due to pressure difference between pressure and suction side of the blade. This rotor is part of a cut-on design which is in use since the beginning of jet engines. However, the rotor without shroud belongs to a modern and innovative sort of aircraft engines, the cut-off design. This layout gives you the opportunity to prevent selected frequencies from propagating into the far field. With a method like that there can be another breakthrough in reducing the noise of an engine. To realize this idea the number of stator vanes is higher than the rotor blades. The acoustic measurement system consisting of microphones is located downstream the so-called turbine exit casing (TEC) which contains the last row of vanes. The microphone array is mounted on the casing as well as on the hub and 360deg traversable. That is to say, that the acoustic noise measured at this place is directly emitted to the environment if there is no mixer. That is of course the reason why there should be as little noise as possible. The examined operating point is the typical flight phase approach at which the disturbance of the neighbours is extremely high. The produced raw data of the measurements are used for a frequency analyses followed by an acoustical mode analyses which is split into an azimuthal and a radial mode analyses. The results are compared with a test run of a cut-off design at the same operating point. It is shown that the emitted sound power is eased significant because of the reduced rotor-stator interaction modes and their variations using the cut-off design. On the other hand these modes are dominating at the cut-on design. That is the reason why all other interactions between the different vanes and blades become secondary. That is the difference to the cut-off design where all the other modes need also an investigation to obtain a quantitative explanation of the sound propagation.

Nomenklatur

Abkürzungen:

ACARE	Advisory Council of Aeronautical Research in Europe
AMA	Azimutalmodenanalyse
BPF	Blade Passing Frequency (Blattfolgefrequenz)
CAD	Computer-Aided Design
EGV	Exit Guide Vane (Nachleitrad)
EPNL	Effective Perceived Noise Level (Effektiv wahrgenommener Lärmpegel)
FFT	Fast Fourier Transformation
GTF	Geared Turbofan (Getriebefan)
HDT	Hochdruckturbine
HDV	Hochdruckverdichter
ICAO	International Civil Aviation Organization
IGV	Inlet Guide Vane (Vorleitrad)
ITTM	Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik
LE	Leading Edge (Schaufelvorderkante)
LeiLa	<u>Le</u> iser <u>L</u> uftfahrt <u>a</u> ntrieb
MassiF	<u>M</u> aßnahmen zur <u>S</u> challpegel <u>s</u> enkung <u>i</u> m <u>F</u> lugverkehr – Effektive Triebwerks <u>l</u> ärm <u>m</u> inderung
MTU	Motoren Turbinen Union
NDT	Niederdruckturbine
NDV	Niederdruckverdichter
PWL	Sound Power Level (Schalleistungspegel)
RMA	Radialmodenanalyse
SPL	Sound Pressure Level (Schalldruckpegel)

STTF-AAAI	Subsonic Test Turbine Facility for Aerodynamic, Acoustic and Aeroelastic Investigations (Subsonischer Turbinenprüfstand)
TE	Trailing Edge (Schaufelhinterkante)
TEC	Turbine exit casing (Turbinenausstrittsgehäuse)
Vital	<u>En</u> vironmentally Friendly Aero Engine

Griechische Symbole

α, β, σ	[1/m]	Wellenzahl im Kanal
α_{mn}	[1/m]	Axiale Wellenzahl
β_{mn}	[1/m]	Wellenzahl
φ_p, φ_v	[°]	Phasenverschiebung
Δh	[kJ/kg]	Stufengefälle des Verdichters bzw. der Turbine
λ	[m]	Wellenlänge
ρ	[kg/m ³]	Dichte, Schalldichte
θ	[°]	Umfangswinkel, Koordinate
ω, Ω	[rad/s]	Kreisfrequenz, Winkelgeschwindigkeit

Lateinische Symbole

c	[m/s]	Ausbreitungsgeschwindigkeit, Schallgeschwindigkeit
c_p	[m ² /(s ² K)]	Spezifische Wärmekapazität
c_u	[m/s]	Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit der Strömung
f	[Hz]	Frequenz
h	[-]	Harmonischer Index
i_{Stator}, V	[-]	Anzahl der Statorschaufeln (Vanes)
i_{Rotor}, B	[-]	Anzahl der Rotorschaufeln (Blades)
k	[1/m]	Wellenzahl
k	[-]	Kalibrierparameter

k	[-]	Wert nach Tyler & Sofrin
m	[-]	Umfangsmode
n	[1/s]	Drehzahl
n	[-]	Radialmode
p	[N/m ²]	Druck, Schalldruck
p_t	[N/m ²]	Totaldruck
r	[m]	Radius, Koordinate
r	[-]	Recoveryfaktor
t	[s]	Zeit
u	[m/s]	Umfangsgeschwindigkeit
v	[m/s]	Schallschnelle
x, y, z	[m]	Koordinaten
A_{mn}	[N/m ²]	Schalldruckamplitude
F_{mn}	[-]	Normalisierungsfaktor
I	[W/m ²]	Schallintensität
J_m	[-]	Bessel-Funktion
L	[dB]	Pegelgröße
Ma	[-]	Machzahl
Ma_u	[-]	Machzahl bezogen auf die Umfangsgeschwindigkeit
N_m, Y_m	[-]	Neumann-Funktion (Bessel Funktion zweiter Ordnung)
P_{mn}	[W]	Schalleistungsamplitude
R	[m]	äußerer Radius, Koordinate
T	[K]	Temperatur
T_t	[K]	Totaltemperatur
Y	[m ² /s ²]	Spezifische Schaufelarbeit

Inhalt

Eidesstattliche Erklärung.....	I
Kurzfassung.....	II
Abstract	IV
Nomenklatur.....	V
1 Einleitung	1
Aufgabenstellung	5
2 Allgemeiner Prüfstands Aufbau	6
Betriebspunkte.....	9
3 Theoretische Grundlagen	11
3.1 Akustik.....	11
3.1.1 Schall – Definition und Entstehung	11
3.1.2 Kenngrößen	12
3.1.3 Schallausbreitung	14
3.1.4 Schallentstehung bei Triebwerken	22
3.1.5 Stator – Rotor Interaktion.....	24
3.2 Cut-On / Cut-Off – Design	27
3.3 Deckband	28
3.4 Akustische Analysemethoden.....	31
3.4.1 Adaptive Neuabtastung und Phasenmittelung.....	32
3.4.2 Azimutalmodenanalyse (AMA)	33
3.4.3 Radialmodenanalyse (RMA) und Berechnung der Schallleistung.....	36
3.5 Strömungsmessung	37
3.5.1 Statische Druckmessbohrungen	37
3.5.2 Totaldruck und Totaltemperatur.....	38
3.5.3 5-Loch-Sonde mit Temperaturmessstelle.....	39
4 Konstruktion.....	41
4.1 Turbinenrig	41
4.1.1 Stator	44
4.1.2 Rotor und Zwischenscheibe	46
4.1.3 Gehäuse	51
4.1.4 TEC	55
4.1.5 Abstandsvariation.....	57

4.2	Zahnkranz-Traversierung	58
4.3	Rake Konstruktion	62
5	Messtechnik und Messpositionen.....	65
5.1	Akustik.....	67
5.2	5-Loch-Sonde	68
5.3	Statische Druckmessbohrungen.....	71
5.3.1	Gehäuse	71
5.3.2	TEC Schaufeln	72
5.3.3	Statorschaufel	74
5.4	Totaldruck und Totaltemperatur	75
5.4.1	Rakes	75
5.4.2	TEC Schaufeln	76
5.4.3	Grenzschichtkämme	76
6	Diskussion der Messergebnisse.....	79
6.1	Aerodynamik	79
6.1.1	Ebene 0	80
6.1.2	Ebene C	81
6.1.3	Ebene D	83
6.2	Akustik.....	85
6.2.1	Frequenzspektren	85
6.2.2	Azimutalmodenanalyse	87
6.2.3	Radialmodenanalyse.....	91
7	Zusammenfassung und Ausblick	96
	Abbildungsverzeichnis	97
	Tabellenverzeichnis.....	100
	Literaturverzeichnis.....	101
	Anhang	103
	Anhang A – Ebene D, Cut-On, Auswertung 5-Loch-Sonde	103
	Anhang B – Ebene D, Cut-Off, Auswertung 5-Loch-Sonde.....	108
	Anhang C – Zeichnungsableitungen	114
	Anhang D - Datenblätter	146
	Anhang E - Abschätzung der Rotorlänge	156

1 Einleitung

Durch die ständige Zunahme des weltweiten Flugverkehrs entstehen in gleichem Ausmaß immer mehr Probleme. Ein grundlegendes stellen die Schallemissionen eines jeden Flugzeuges dar, welche von den Menschen als Lärm empfunden werden. Dadurch sinkt nicht nur die Lebensqualität der Flughafenanrainer, welche davon besonders betroffen sind, es steigen vielmehr auch die gesundheitsschädigenden Gefahren durch die zahlreichen Start- und Landevorgänge. Einerseits steigt der Flugverkehr stetig an und andererseits rücken die Vorstädte durch die Urbanisierung immer näher an bereits bestehende Flughäfen heran, weshalb es wichtig ist die Lärmbelästigung von Flughafenanrainern durch zukünftige innovative Konzepte so gering wie möglich zu halten. Insbesondere lärmrelevante Flugsituationen wie Start, Landung und Überflug während des Steigfluges in solch bewohnten Gebieten sind dabei von vorrangigem Interesse. Dies stellt besonders die Luftfahrtindustrie immer wieder vor große Herausforderungen, da die International Civil Aviation Organization (ICAO) global gültige Lärmgrenzwerte festgelegt hat, welche natürlich bei der Markteinführung eines neuen Flugzeugtriebwerkes erfüllt sein müssen.

Ursachen für die Lärmentstehung sind einerseits die Umströmung des Flugzeuges an sich und andererseits die Triebwerke, bei welchen ein breiter Optimierungsbereich in Bezug auf die Schallemissionen vorhanden ist. Ein Antrieb zur Weiterentwicklung dieser Komponente ist durch die Tatsache gegeben, dass es sich hierbei um die gravierendste Lärmquelle handelt. Nachfolgende Abbildung zeigt einen Vergleich der verschiedenen Lärmquellen bei den Betriebspunkten Start (Take-off) und Landung (Approach). Man erkennt, dass bei Take-Off der Strahl- und Fanlärm dominierend sind. Dagegen ist der Anteil der Turbine sehr gering. Der Unterschied beträgt mehr als 10dB und ist daher vom menschlichen Gehör nicht mehr wahrnehmbar. Betrachtet man Approach, so stellt man fest, dass hier der Fan und die Turbine die größten Schallemissionen auf der Triebwerksseite sind.

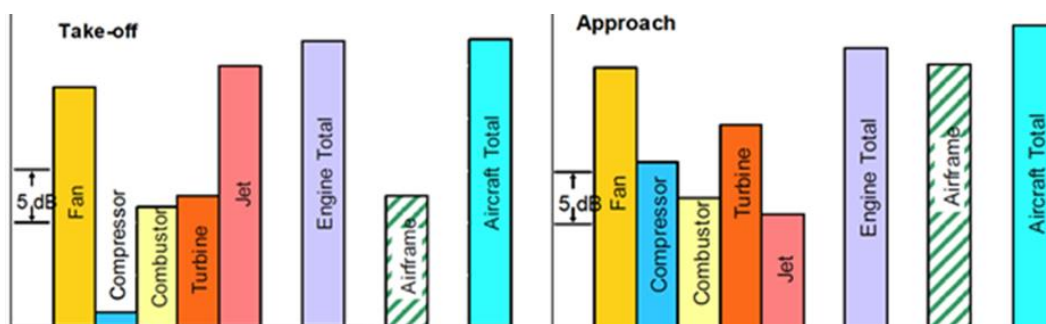


Abbildung 1: Ursprünge von Flugzeuglärm [20]

Wird aufgrund neuer Forschungsergebnisse und der daraus resultierenden Neuerungen an der Triebwerksarchitektur, wie z.B. dem GTF, der Strahl- und Fanlärm reduziert, dann wird ohne rechtzeitig ergriffene Maßnahmen die Turbine zum Hauptschallemissionen des Triebwerkes. Das gleiche gilt auch bezüglich des Rumpfes, dessen Form ebenfalls immer intensiver akustisch optimiert wird, um beim Landeanflug möglichst geringe Schallemissionen zu

erzeugen. Wenn nun all diese Komponenten des Gesamtflugzeuges immer weiter optimiert werden besteht natürlich akuter Handlungsbedarf bei der Turbine und im speziellen bei der letzten Stufe. Deswegen laufen seit etlichen Jahren Projekte, angetrieben durch die ACARE - Ziele (*Advisory Council for Aeronautics Research in Europe*), welche sich mit der Reduktion des Triebwerkslärms bis zum Jahr 2020 beschäftigen. Abbildung 2 zeigt den Verlauf der bis dato geschehenen Lärminderungen bei Flugzeugtriebwerken.

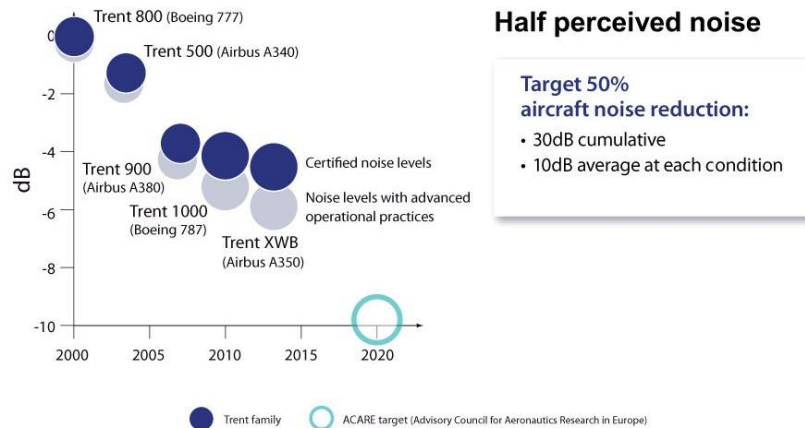


Abbildung 2: Trend der Lärminderung (Rolls Royce) [1]

Es ist jedoch deutlich erkennbar, dass diese Entwicklung in den letzten Jahren etwas stagnierte. Deswegen werden zurzeit neuartige Turbinenkonfigurationen sowie Ringraum- und Schaufelgeometrien untersucht. Dies geschieht unter anderem ebenfalls im Bereich der schnelllaufenden Niederdruckturbinen (NDT) für Geared Turbofan-Anwendungen (GTF). Von besonderem Interesse ist dieses Bauteil, da der Fan immer leiser wird und dadurch der Anteil der NDT an der Lärmemission zunimmt. Um genau diesen Anteil zu minimieren erfolgen Versuche am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik (ITTM). In Abbildung 3 ist der zu untersuchende Abschnitt des Flugtriebwerks in rot gekennzeichnet. Da es sich um den letzten Abschnitt des Triebwerkes handelt erfolgt die Schallabgabe direkt an die Umwelt, weshalb eine Minderung der hier auftretenden Emissionen besonders wichtig ist. Diese Abbildung zeigt ein modernes Fantriebwerk mit einem integrierten Untersetzungsgetriebe. Es handelt sich hierbei um ein PW1100G von Pratt and Whitney, welches zur Zeit untersucht wird und in Zukunft beim A320 Neo zur Anwendung kommt. Der Einbau eines solchen Getriebes ermöglicht eine deutliche Erhöhung der Drehzahl von NDT und NDT bei gleichzeitig geringerer Fandrehzahl, vorgegeben durch die Festigkeit der Schaufelfußverbindung und der Schaufel selbst.

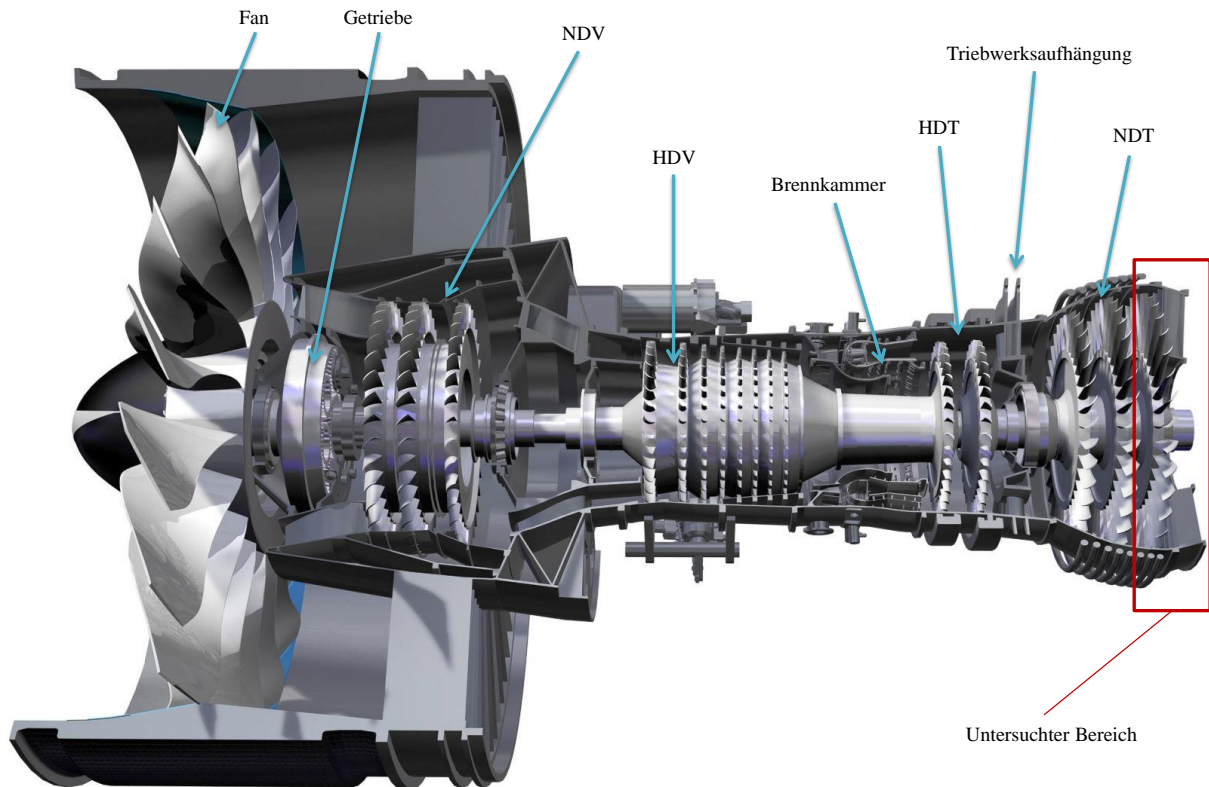


Abbildung 3: Fantriebwerk PW1100G [2]

Der Fan würde im Fall ohne Getriebe aufgrund seines Durchmessers und der eventuell daraus resultierenden, zu hohen Geschwindigkeit an den Schaufelspitzen zu einer Limitierung der Drehzahl führen. Diese kann im Extremfall der Schallgeschwindigkeit und darüber entsprechen, bei welcher sich Verdichtungsstöße ausbilden. Solche Stöße tragen in weiterer Folge zu einer unerwünschten Erhöhung der Lärmemissionen und Verluste bei. Durch die Drehzahlerhöhung des Niederdrucksegmentes ergibt sich außerdem ein höheres Gesamtdruckverhältnis im Triebwerk, wobei die Stufenzahl gleich bleibt oder sogar verringert wird. Weiters kann durch die entstandene Entkopplung von Fan und Niederdruckwelle ein sehr hohes Bypassverhältnis realisiert werden. Daraus folgen wiederum eine Steigerung des Vortriebswirkungsgrades des gesamten Flugzeugtriebwerkes und eine Minderung des Strahlärms. Letzteres ist auf die Verringerung der Strahlgeschwindigkeit zurück zu führen.



Abbildung 4: Getriebefantriebwerk PW1000G [3]

Nachstehende Abbildung zeigt den gravierenden Unterschied eines Flugzeuges mit und ohne Getriebefan bezüglich der Schallemissionen während des Startvorganges.

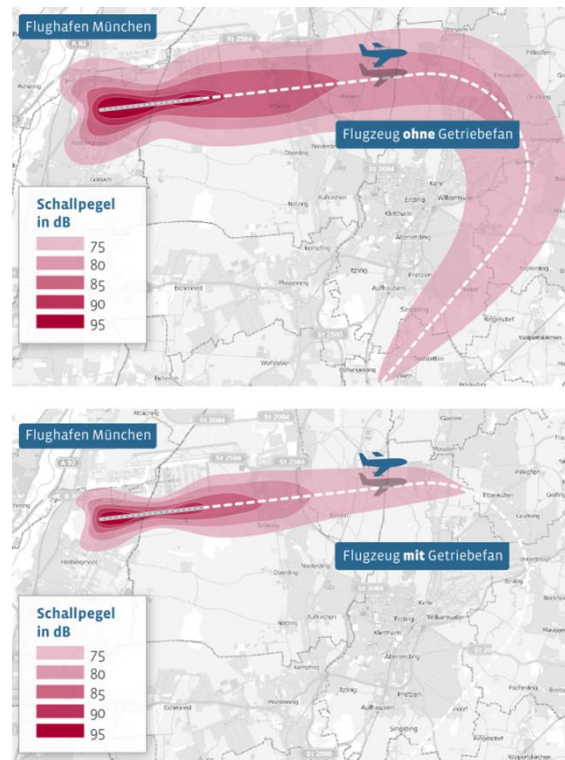


Abbildung 5: Schallemissionen beim Startvorgang mit und ohne Getriebefan [26]

Aufgabenstellung

Diese Diplomarbeit hat einerseits die Konstruktion eines neuen Versuchssetups (Turbinenrig) für den bereits bestehenden STTF-AAAI (Subsonic Test Turbine Facility for Aerodynamic, Acoustic and Aeroelastic Investigations) und andererseits die Instrumentierung der selbigen, Durchführen der Messungen sowie die Auswertung und Interpretation der Messergebnisse zum Inhalt.

Die Aufgabe besteht darin, eine Detailkonstruktion des Turbinenrig's zu erstellen, damit ein Rotor mit Deckband und ein Stator sowie ein Turbinenaustrittsgehäuse mit geänderten Schaufelzahlen eingebaut werden können. Besonderes Augenmerk liegt hierbei auf den Gehäuseeringen der einzelnen Komponenten, welche den Strömungskanal widerspiegeln. Die Montage soll möglichst einfach und das Turbinenrig als Ganzes flexibel gestaltet sein, um eventuelle, nachträgliche Umbauten durchführen zu können. Weiters sind die Herstellungskosten zu beachten. Eine weitere konstruktive Aufgabe stellt die Neuerung der Sondentraversierung zur Messung der Kanalströmung dar. Es soll eine Möglichkeit zur 360° Rotation der verwendeten Messsonde realisiert werden, was in späteren Projekten relevant wird.

Der zweite Teil beschäftigt sich mit der Durchführung von Versuchen an diesem Prüfstand. Durch diese werden aerodynamische und akustische Messergebnisse erhalten, welche in weiterer Folge mit modifizierten Auswerteroutinen ausgewertet und anschließend interpretiert werden. Von besonderem Interesse sind dabei die Interaktionen zwischen den Schaufelgittern bezüglich Cut-On und Cut-Off Auslegung. Dadurch entsteht ein akustischer Vergleich. Ein aerodynamischer Vergleich resultiert aus der Untersuchung eines Rotor mit und eines ohne Deckband.

Die gesamte Arbeit findet im Rahmen des Forschungsverbundes LeiLa (Leiser Luftfahrtantrieb) statt. Bei diesem Projekt sind die in Abbildung 6 aufgelisteten Verbundpartner und weitere kleine und mittelständische Unternehmen beteiligt.



Abbildung 6: Verbundpartner LeiLa [1]

Im Zuge dieser Untersuchungen werden numerische Verfahren zur Vorhersage der tonalen Lärmentstehung, Ausbreitung innerhalb der mehrstufigen Turbine und Schallabstrahlung erweitert bzw. neu geschaffen. Zur Überprüfung der Simulationsergebnisse dient die in dieser Arbeit untersuchte repräsentative NDT-Stufe.

2 Allgemeiner Prüfstands Aufbau

Abbildung 7 zeigt den STTF-AAAI (Subsonic Test Turbine Facility for Aerodynamic, Acoustic and Aeroelastic Investigations) Prüfstand am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik mit allen relevanten Komponenten. Wie bereits erwähnt handelt es sich um einen Niederdruckturbinenprüfstand. Die Versuchseinrichtung ist ein offener Kreislauf mit kaltem Strömungsmedium. Die Turbine wird durch verdichtete Luft angetrieben. Die Verdichteranlage besitzt eine maximale Leistung von 3MW und befindet sich im Keller des Institutes. Der Prüfstand besitzt eine Wasserbremse, welche die Energie der Turbine aufnimmt und diese in Wärme umwandelt. Sie ist durch eine Kupplung mit der Rotorwelle verbunden, wodurch die Drehzahl gesteuert werden kann. Andererseits ist die Wasserbremse mit einer Schwungscheibe gekoppelt, welche als Energiespeicher dient. Fällt die Wasserbremse aus, verhindert diese Schwungscheibe einen unkontrollierten Anstieg der Drehzahl. Nachfolgende Abbildung zeigt die Hauptkomponenten des STTF-AAAI Prüfstandes.

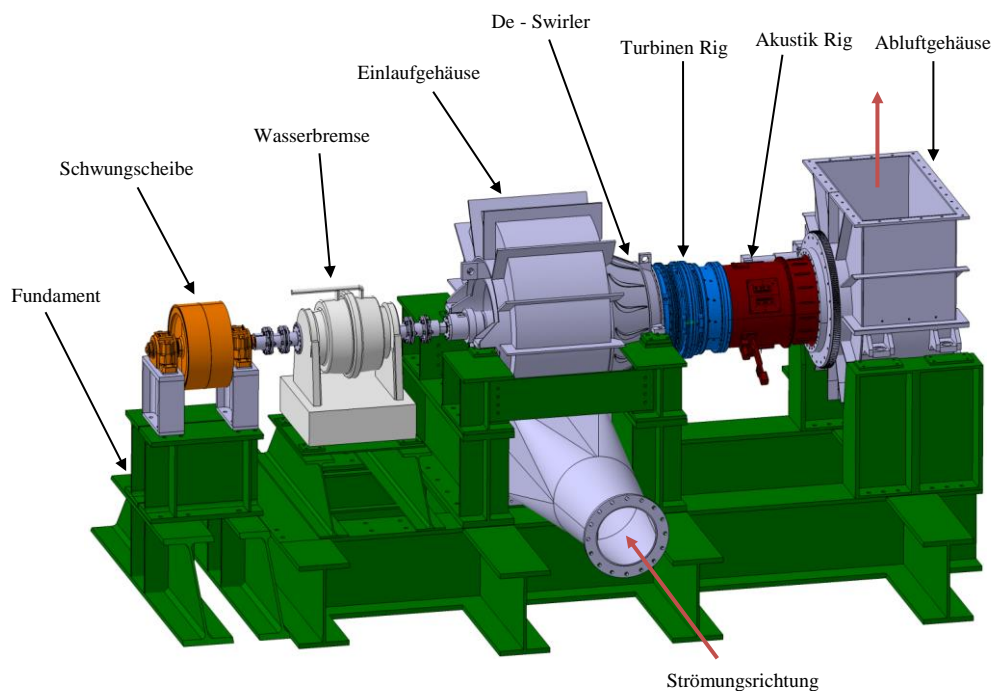


Abbildung 7: Allgemeiner Prüfstands Aufbau [12]

Abbildung 8 zeigt den Weg der Strömung durch den Prüfstand von links nach rechts. Zuvor durchläuft die verdichtete Luft ausgehend von der Verdichteranlage einen Kühler, durch welchen eine konstante Temperatur zwischen 40 und 140°C eingestellt werden kann. Anschließend strömt der zugeführte Luftmassenstrom zuerst durch ein spiralenförmiges Einlaufgehäuse. Der radiale Zustrom ergibt sich aus dem grundsätzlichen Aufbau mit der Wasserbremse und der Schwungscheibe. Durch das Einlaufgehäuse wird die Strömungsrichtung von einer tangentialen in eine axiale umgelenkt. Dadurch entsteht jedoch ein Drall, welcher durch den nachfolgenden De-Swirl wieder ausgeglichen wird. Im Anschluss befindet sich ein perforiertes Blech. Dieses dient zur Homogenisierung der

Strömung für das nachfolgende Vorleitrad (IGV), welches das erste Schaufelgitter im Turbinenrig darstellt. Des Weiteren besteht das Turbinenrig aus der Niederdruckturbinenstufe, d.h. einem Stator und einem Rotor, und dem Nachleitrad (EGV). Nach dem Turbinenrig folgt das Akustikrig. Dieses kann durch ein Zahnrad um 360° rotiert werden. Die Luft strömt anschließend durch 17 Struts, welche eine mechanische Stützwirkung bezüglich des Akustikrig haben, bevor das Medium über das Abluftgehäuse in den Abluftturm gelangt und abschließend an die Umgebung abgegeben wird. Die angesprochenen Struts behalten im Falle einer Traversierung des Akustikrig ihre relative Position zu den Mikrofonen, da sie die ausgeführte Rotation mitmachen.

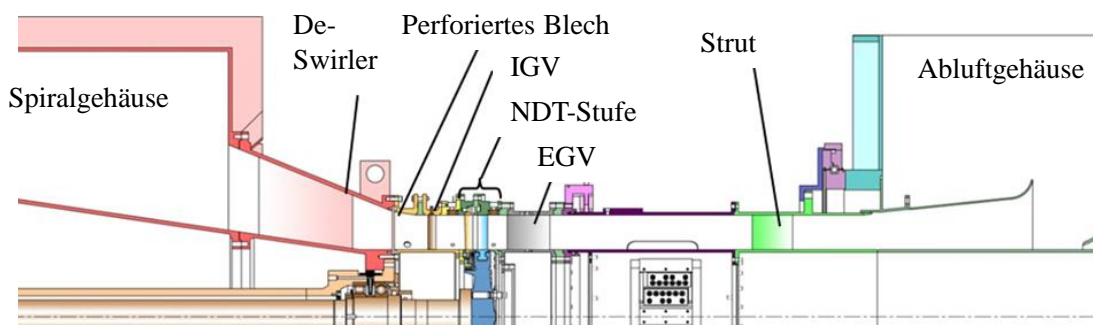


Abbildung 8: Schnitt durch STTF (Vital Konfiguration)

Der Durchmesser des Rig beträgt in etwa die Hälfte einer NDT eines realen Flugtriebwerkes, wodurch sich die Abmessungen des Strömungskanales ergeben. Im Gegensatz zu den in ihrer Befestigungsart starren Stator- bzw. Rotorschaukeln und den EGV's, können die IGV's um $\pm 10^\circ$ um ihre Längsachse verdreht werden. Dadurch kann die Anströmung der NDT-Stufe beeinflusst werden. Es besteht die Möglichkeit dass TEC bei Bedarf durch ein anderes, mit z.B. anderer Schaufelgeometrie, zu tauschen. Weiters kann eine Abstandsvariation durchgeführt werden, wodurch sich die axialen Abstände zwischen dem Rotor und dem Nachleitrad verändern lassen.

Um die gleichen aerodynamischen Belastungen wie am realen Triebwerk zu erhalten, wird aufgrund der Skalierung die Drehzahl verdoppelt. Nachfolgende Formeln veranschaulichen diese Überlegung.

$$\psi = \frac{\Delta h}{\frac{u^2}{2}} \quad (1)$$

$$u = \omega \cdot r \quad (2)$$

Dabei wird ψ als Druckziffer bezeichnet. Sie dient als dimensionslose Kennzahl für die Belastung. Δh entspricht der Enthalpiedifferenz vor und nach dem Laufrad und u stellt deren Umfangsgeschwindigkeit dar. Unter ω versteht man die Kreisfrequenz und r entspricht dem Radius. Nimmt der Radius ab muss, bei konstanter Umfangsgeschwindigkeit, die Drehzahl zwangsläufig um denselben Faktor steigen.

Im Grunde entspricht der Prüfstand einem Baukastensystem, welches einen schnellen Umbau zwischen verschiedenen Konfigurationen zulässt. Dadurch können die Abstände zwischen Stator und Rotor bzw. Rotor und EGV sehr einfach variiert werden. Weiters kann durch die aus platzgründen gleichbleibenden Anbindungen an das Einlauf- bzw. Abluftgehäuse eine Umstellung zwischen verschiedenen Rig's mittels eines überschaubaren Arbeitsaufwandes durchgeführt werden.

Abschließend werden noch einige Eigenschaften der Versuchsanlage angeführt:

- Massenstrom: 2,5 – 15 kg/s
- Maximales Druckverhältnis: 2
- Maximale Drehzahl: 6800 rpm
- Eintrittstemperatur: 40 – 140 °C

Für eine genauere Betrachtung des Prüfstandes sei hier auf die Dissertation von Herrn Mathias Moser ([12]) verwiesen, welche sich mit dem Aufbau der Versuchsanlage von Grund auf beschäftigt und welche neben [6] zur Erstellung dieses Kapitels herangezogen wurde.

Betriebspunkte

Entsprechend den akustischen Zertifizierungspunkten werden verschiedene Betriebspunkte für den Prüfstand definiert. Es existiert dazu bereits ein Vorschlag der ICAO, bei dem die drei wichtigsten Betriebszustände berücksichtigt sind. Hierbei handelt es sich um den Landeanflug, den Start sowie den Überflug während des Steigfluges. Dabei werden die Geräuschemissionen des Triebwerkes durch den effektiv wahrgenommenen Geräuschpegel (Schalldruckpegel) Effective Perceived Noise Level (EPNL) ausgedrückt. Abbildung 9 zeigt die von der ICAO vorgeschlagenen Betriebspunkte.

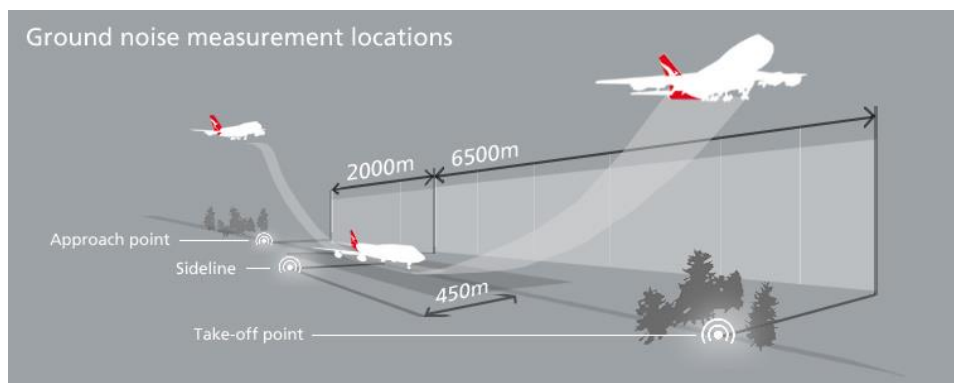


Abbildung 9: Veranschaulichung der Betriebspunkte [16]

Der folgende Absatz beschäftigt sich kurz mit den oben genannten Betriebspunkten.

Landeanflug - Approach:

Der Messpunkt befindet sich in 2000m Entfernung zur Grenze der Landebahn. Das Flugzeug befindet sich in einer Höhe von 120m über dem Boden. Es wird also der Landeanflug unter einem bestimmten Gleitpfadwinkel untersucht.

Startvorgang - Sideline:

Hier erstreckt sich ein Messbereich im Abstand von 450m entlang des gesamten Rollfeldes. Untersucht wird der Startvorgang, wobei der höchste auftretende Messwert zur Betrachtung herangezogen wird. Nur in diesem Bereich arbeiten die Triebwerke mit ihrer maximalen Leistung.

Start/Steigflug - Take-off/Cut-Back:

6500m nach dem Lösen der Bremse befindet sich der dritte Messpunkt. Es wird der Steigflug mit bereits reduziertem Schub (*Cut-Back*) betrachtet.

Weiters wird im Rahmen der durchgeführten Versuche der Auslegungspunkt des Triebwerks **ADP** (*Aero Design Point*) untersucht.

Nachfolgende Tabelle zeigt die jeweiligen Betriebspunktparameter des Projektes. Diese werden vom Projekt VITAL übernommen und können dadurch zu Vergleichszwecken herangezogen werden.

Tabelle 1: Betriebspunkt Daten

Betriebspunkt Daten	Einheit	ADP	Sideline	Cutback	Approach
Gesamtdruck Eintritt	kPa	170	164,3	144	124
Gesamttemperatur Eintritt	K	370	370	370	370
Gesamtdruck Austritt	kPa	106,6	106,9	106,8	106,9
Gesamttemperatur Austritt	K	328,2	331,6	343,2	356,7
Druckverhältnis	-	1,595	1,537	1,348	1,160
Massenstrom	kg/s	15	14,25	11,25	7,5
Drehzahl	1/min	6480	6310	5900	4600
Leistung	kW	631,6	550,8	304,3	100,4
Stage Loading	-	2,438	2,361	1,894	1,546
Reaktionsgrad	-	0,502	0,484	0,457	0,446
Durchflusszahl	-	1,056	1,033	0,889	0,787

3 Theoretische Grundlagen

In diesem Kapitel wird zum Einen auf die theoretischen Grundlagen in Bezug auf die zu untersuchende Akustik und den dabei verwendeten Messsystemen eingegangen und zum anderen auf die Unterschiede zwischen den in weiterer Folge zu vergleichenden Turbinenauslegungen sowie eine kurze Gegenüberstellung zwischen Vor- und Nachteilen von Rotoren mit und ohne zusätzlichem Deckband. Die zur Auswertung notwendigen Analyseverfahren werden ebenfalls in diesem Kapitel vorgestellt und in ihren Grundzügen erläutert.

3.1 Akustik

Die Akustik wird als die Lehre des Schalls definiert. Sie behandelt unter Anderem dessen Entstehung und Ausbreitung, seine Eigenschaften und auch seine Messung. In den nachfolgenden Unterkapiteln werden diese Themen und weitere, zur Durchführung der Messdatenauswertung benötigte theoretische Grundlagen, behandelt. Es soll dabei auch kurz auf Schallentstehung und –ausbreitung bei Flugzeugtriebwerken im Allgemeinen eingegangen werden. Weiters wird die Wellengleichung für den Fall eines zylindrischen Strömungskanals wie er bei der Durchführung der Versuche verwendet wird gelöst und in weiterer Folge auf spezielle Anwendungen angepasst. Von besonderem Interesse bei dieser Arbeit ist die Stator-Rotor-Interaktion, weshalb ebenfalls ein Unterkapitel zu diesem Thema zu finden ist.

Als Quellen zur Erstellung dieses Kapitels werden [3], [7], [10] und [11] herangezogen.

3.1.1 Schall – Definition und Entstehung

Unter dem Begriff Schall versteht man im physikalischen Sinn mechanische Schwingungen von Teilchen eines elastischen Mediums. Diese Schwingung resultiert aus einer Anregung von Molekülen, welche in weiterer Folge benachbarte Moleküle anregen. Die Anregung findet durch eine Störung, worunter kleine Änderungen von Druck und Dichte verstanden werden können, statt.

Die daraus entstehenden Schwankungen breiten sich wellenförmig um einen mittleren, stationären Zustand aus und können sowohl in festen, flüssigen als auch in gasförmigen Medien auftreten, jedoch nicht im Vakuum. Es gibt zwei Haupttypen von Wellen welche die Bezeichnungen Longitudinalwellen und Transversalwellen tragen. Die Longitudinalwellen können sich in allen Medien, sprich in festen, flüssigen und gasförmigen, ausbreiten wohingegen die Transversalwellen nur in Festkörpern auftreten. Die Richtung der Schwingungen ist bei den Longitudinalwellen parallel zur Ausbreitungsrichtung und bei Transversalwellen senkrecht dazu. Im weiteren Verlauf wird jedoch nur auf die Ausbreitung in Gasen eingegangen, da nur diese für die vorliegende Arbeit relevant ist. Im Speziellen der

Luftschall, welcher die Schallausbreitung im Medium Luft darstellt. D.h. es erfolgt eine Beschränkung auf die Longitudinalwellen.

Die Anregung, also die Schallentstehung, kann grundsätzlich durch mechanische, strömungsmechanische, elektrische, magnetische oder thermodynamische Vorgänge erfolgen. Da in dieser Arbeit die Betrachtung einer Flugzeugturbine stattfindet, ist die mechanische Anregung (resultiert aus Stößen, Reibung, Unwucht etc.) in Kombination mit der strömungsmechanischen Anregung von vorrangigem Interesse. Dabei kann die Strömung feste Bauteile, wie z.B. Schaufeln in einem Triebwerk, zum Schwingen anregen, was wiederum zu einer Schallemission führt.

3.1.2 Kenngrößen

Schallwellen breiten sich in einem Raum aus, welcher als Schallfeld bezeichnet wird. Die akustischen Kenngrößen werden daher als Feldgrößen bezeichnet und charakterisieren diesen Raum. Dabei handelt es sich um Größen, welche das Schallfeld in seinem gestörten Zustand darstellen. D.h. sie setzen sich aus einer ungestörten, stationären Größe und aus einer Schwankungsgröße zusammen, wobei diese Schwankungen nur sehr klein gegenüber den Ruhewerten sind.

Die Schwankungsgrößen sind wie folgt definiert:

Schalldruck p' :

Dies ist ein dem Gleichdruck eines Mediums überlagerter Wechseldruck (p' in der Akustik aber auch mit p abgekürzt) und stellt außerdem die charakteristische Größe der Schallwahrnehmung durch das menschliche Ohr dar. Bei einer harmonischen Schwingung kann der Schalldruck in komplexer Form wie folgt dargestellt werden

$$\underline{p}' = \hat{p} \cdot e^{i(\omega t + \varphi_p)} \quad (3)$$

Dabei stellt \hat{p} die Amplitude, ω die Kreisfrequenz und φ_p eine Phasenverschiebung dar. Zu beachten ist, dass bei einer cosinusförmigen Schwingung nur der Realteil und bei einer sinusförmigen nur der Imaginärteil relevant ist. Die Einheit des Schalldrucks lautet Pascal Pa.

Schallschnelle \vec{v}' :

Darunter versteht man jene Geschwindigkeit, mit welcher die Teilchen eines Mediums um ihre Ruhelage schwingen. Es handelt sich dabei um eine gerichtete Größe, welche sich wiederum komplex darstellen lässt. Ihre Einheit ist m/s.

$$\underline{\vec{v}}' = \hat{v} \cdot e^{i(\omega t + \varphi_v)} \quad (4)$$

Die Schallschnelle \vec{v}' wird in der Akustik oft mit \vec{v} abgekürzt.

Zusätzlich zu den Schwankungsgrößen werden in der Akustik diverse Energiegrößen verwendet, zu denen nachfolgend angeführte Größen zählen.

Schallintensität \vec{I} :

Sie berechnet sich als Produkt aus Schalldruck und Schallschnelle und gibt die Schallenergie an, welche pro Zeiteinheit durch eine bestimmte Flächeneinheit hindurch tritt. Aufgrund der Abhängigkeit von der Schallschnelle ist auch die Schallintensität eine gerichtete Größe. Ihre Einheit lautet W/m^2 oder $\text{Nm/m}^2\text{s}$.

$$\vec{I} = p' \cdot \vec{v}' \quad (5)$$

Schalleistung P:

Diese Leistung wird durch Integration der Schallintensität über eine senkrecht zum Schnellevektor stehende Einheitsfläche erhalten und besitzt die Einheit Watt.

$$P = \int_S \vec{I} \cdot d\vec{S} \quad (6)$$

Aufgrund der sehr großen Wertebereiche der Schallfeldgrößen hat es sich als zweckmäßig erwiesen, nicht deren Zahlenwerte anzugeben sondern diese auf logarithmische Verhältnisgrößen umzurechnen. Diese so erhaltenen Kenngrößen werden als Pegelgrößen bezeichnet und besitzen die dimensionslose Einheit Dezibel dB. Einen positiven Nebeneffekt stellt die Tatsache dar, dass das menschliche Hörempfinden in etwa einer logarithmischen Reizskala entspricht.

Schalldruckpegel:

$$L_p = 10 \cdot \log\left(\frac{p'^2}{p_0^2}\right) = 20 \cdot \log\left(\frac{p'}{p_0}\right) \quad (7)$$

Hierbei ist $p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{Pa}$ und stellt sowohl den Bezugsdruck für Luft als auch die Hörschwelle dar.

Schallschnellepegel:

$$L_v = 10 \cdot \log\left(\frac{v'^2}{v_0^2}\right) = 20 \cdot \log\left(\frac{v'}{v_0}\right) \quad (8)$$

Wobei der Bezugswert $v_0 = \frac{p_0}{\rho c} = 5 \cdot 10^{-8} \frac{\text{m}}{\text{s}}$ mit dem Schalldruck verknüpft ist und ebenfalls für Luft bei Normbedingungen ($p = 1013 \text{ mbar}$, $t = 20^\circ\text{C}$) gilt.

Schallintensitätspegel:

$$L_I = 10 \cdot \log\left(\frac{I}{I_0}\right) \quad (9)$$

Dabei stellt I_0 die Bezugsintensität dar und berechnet sich zu $I_0 = p_0 \cdot v_0 = 10^{12} \frac{W}{m^2}$.

Schalleleistungspegel:

$$L_W = 10 \cdot \log\left(\frac{P}{P_0}\right) \quad (10)$$

$P_0 = I_0 \cdot A_0$ stellt dabei die Bezugsleistung dar und beträgt, mit $A_0 = 1m^2$, 10^{-12} W.

3.1.3 Schallausbreitung

Wie bereits erwähnt versteht man unter Schall mechanische Schwingungen bzw. Schwankungen des vorherrschenden Druckes bzw. der Dichte. In dem hier betrachteten Medium Luft, aber auch in Flüssigkeiten, treten nur Longitudinalschwingungen auf, welche sich im Raum ausbreiten. Es ist nun möglich diese Vorgänge durch die sogenannte Wellengleichung der jeweiligen Schwankungsgröße zu beschreiben. Auf eine detaillierte Herleitung wird im Rahmen dieser Arbeit verzichtet. Siehe dazu unter anderem [7], [9], [15]. Es sei lediglich darauf hingewiesen, dass die Wellengleichung aus der Kombination der Erhaltungssätze (Kontinuitäts- und Impulsgleichung) und der Druck-Dichte Beziehung $p = p(\rho)$ erhalten wird.

Für den Schalldruck ergibt sich folgende Wellengleichung:

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \Delta p' = 0 \quad (11)$$

mit dem Laplace Operator $\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$ für kartesische Koordinaten.

Aus dieser Gleichung ist zu erkennen, dass sich eine Druckstörung p' mit der Schallgeschwindigkeit c ausbreitet. Betrachtet man nun den einfachen Fall der Ausbreitung einer ebenen Schallwelle, so sind die akustischen Größen lediglich von einer Ortskoordinate abhängig. Die vereinfachte Wellengleichung lässt sich dann wie folgt anschreiben, wobei im betrachteten Fall die x-Richtung als Ausbreitungsrichtung der Welle angenommen wird:

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} = \frac{\partial^2 p'}{\partial x^2} \quad (12)$$

Die d'Alembertsche Lösung der eindimensionalen Wellengleichung lautet allgemein

$$p' = F(x - ct) + G(x + ct) \quad (13)$$

Hierbei sind F und G beliebige, reelle Funktionen, welche mindestens zweimal ableitbar sein müssen. $F(x - ct)$ ist eine Welle, die sich auf der Kurve $x - ct = \textit{konstant}$ unverzerrt in die positive x -Richtung ausbreitet. Die Funktion $G(x + ct)$ pflanzt sich hingegen auf der Kurve $x + ct = \textit{konstant}$ in negativer Richtung der x -Koordinate fort. Daraus ergibt sich nach [15]:

für F: auf der Kurve ist

$$x = \textit{konstant} + ct \rightarrow \frac{dx}{dt} = +c > 0$$

→ rechtslaufende Welle

für G: auf der Kurve ist

$$x = \textit{konstant} - ct \rightarrow \frac{dx}{dt} = -c < 0$$

→ linkslaufende Welle

Nachfolgende Abbildung zeigt die Ausbreitung einer ebenen Welle in Raum und Zeit. Dabei ist in der x - t -Ebene eine rechtslaufende Welle dargestellt. Die linkslaufende Welle würde sich dementsprechend in negativer x -Richtung ausbreiten. Die Größe p' ist dabei entlang den Geraden $(x - ct) = \textit{konstant}$, welche in der x - t -Ebene schräg verlaufen, konstant. Die dritte Koordinatenachse gibt den Verlauf der Schallschnelle u' wieder. Auch sie ist entlang den Geraden $(x - ct) = \textit{konstant}$ konstant.

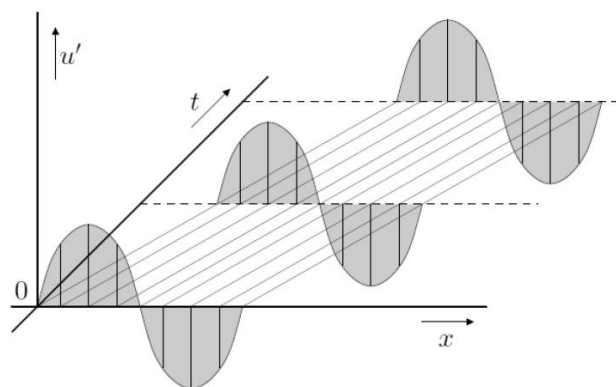


Abbildung 10: Ausbreitung einer ebenen Welle [7]

Betrachtet man eine harmonische Welle die sich nur in positiver Richtung ausbreitet, so ergibt sich für die Funktion G z.B. eine cosinusförmige Verteilung. Die Funktion F wird hingegen zu Null. Mit diesen Annahmen lässt sich die Lösung der Druckverteilung angeben als

$$p' = \hat{p} \cdot \cos(\omega t - kx) = \Re\{\hat{p}e^{i(\omega t - kx)}\} \quad (14)$$

Die Variable \hat{p} ist dabei die Amplitude, ω die Kreisfrequenz und $k = \frac{\omega}{c}$ wird als Wellenzahl bezeichnet.

Zylindrischer Strömungskanal mit Nabenkörper

Im Rahmen dieser Arbeit kommt ein zylindrischer Strömungskanal mit Nabenkörper zum Einsatz, weshalb das Lösen der Wellengleichung für diesen Fall näher betrachtet wird. Dazu erfolgt im ersten Schritt eine Transformation der Gleichung (11) auf Zylinderkoordinaten:

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial p'}{\partial r} \right) - \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial \theta^2} - \frac{\partial^2 p'}{\partial z^2} = 0 \quad (15)$$

Hierbei ist r der Abstand zur Mittelachse des Rohres, z die Koordinate in Richtung dieser Achse und θ stellt den Winkel relativ zu einer festgelegten Richtung dar. Siehe dazu nachfolgende Abbildung.

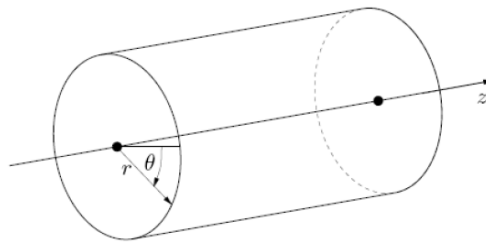


Abbildung 11: Koordinaten des zylindrischen Strömungskanals

Um diese partielle Differentialgleichung zweiter Ordnung zu lösen, wird ein sogenannter Separationsansatz der Form

$$p' = f(z) \cdot g(r) \cdot h(\theta) \cdot e^{i\omega t} \quad (16)$$

verwendet. Dieser Ansatz mit harmonischer Zeitabhängigkeit wird einmal abgeleitet und in Gleichung (15) eingesetzt. Daraus ergibt sich

$$\left(\frac{\omega}{c}\right)^2 + \frac{1}{f} \frac{d^2 f}{dz^2} + \frac{1}{g} \left[\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dg}{dr} \right) \right] + \frac{1}{h} \frac{1}{r^2} \frac{d^2 h}{d\theta^2} = 0 \quad (17)$$

Um die einzelnen Funktionen des Produktansatzes zu erhalten, muss obige Gleichung so umgeformt werden, dass die vorhandenen Terme mit den jeweiligen Variablen auf einer Seite stehen. Damit selbige Gleichung für alle Kombinationen von r , z und θ erfüllt ist, müssen beide Seiten konstant sein. D.h. sie benötigen eine Unabhängigkeit von diesen Variablen. Daraus ergeben sich $h(\theta)$ und $f(z)$

$$\frac{1}{h} \frac{d^2 h}{d\theta^2} = -\sigma^2 \quad (18)$$

$$\frac{1}{f} \frac{d^2 f}{dz^2} = -\alpha^2 \quad (19)$$

wobei die Konstanten als $-\sigma^2$ und $-\alpha^2$ bezeichnet werden.

Da die Variable r in zwei Summanden der Gleichung (17) enthalten ist, kommt man für die vom Radius abhängige Funktion $g(r)$ nicht so einfach auf die gewünschte Form. Sie kann deshalb nur bestimmt werden, wenn eine der oben genannten Konstanten bereits bekannt ist. Es sei nun $-\sigma^2$ als gegeben angenommen. Daraus ergibt sich bei Betrachtung des letzten Summanden aus Gleichung (17)

$$\frac{1}{h} \frac{1}{r^2} \frac{d^2 h}{d\theta^2} = -\frac{\sigma^2}{r^2} \quad (20)$$

Eingesetzt in die Ausgangsgleichung resultiert dadurch eine Elimination der Winkelabhängigkeit:

$$\frac{1}{g} \left[\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dg}{dr} \right) \right] - \frac{\sigma^2}{r^2} = -\left(\frac{\omega}{c} \right)^2 - \frac{1}{f} \frac{d^2 f}{dz^2} \quad (21)$$

Hierbei hängt die rechte Seite der Gleichung nur mehr von z ab. Da wiederum beide Seiten konstant sein müssen, wird eine weitere Konstante mit der Bezeichnung $-\beta^2$ eingeführt:

$$\frac{1}{g} \left[\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dg}{dr} \right) \right] - \frac{\sigma^2}{r^2} = -\beta^2 \quad (22)$$

Aus dem Einsetzen der Gleichungen (19) und (22) in die Gleichung (17) folgt

$$\left(\frac{\omega}{c} \right)^2 = \alpha^2 + \beta^2 \quad (23)$$

Im ersten Schritt wird nun die Lösung von $h(\theta)$ bestimmt, woraus sich die Konstante σ berechnen lässt. Anschließend können sowohl $g(r)$ als auch die Konstante β ermittelt werden. Schlussendlich bekommt man mit den bekannten Werten und der Beziehung (23) die letzte noch fehlende Konstante α .

Zur anfänglichen Ermittlung der Funktion $h(\theta)$ dient der Ansatz

$$h(\theta) = A_3 e^{-i\sigma\theta} + B_3 e^{i\sigma\theta} \quad (24)$$

wobei die Konstanten σ , A_3 und B_3 derart gewählt werden müssen, dass die Randbedingungen erfüllt sind. Als Grenzen für die Laufvariable θ wird $\theta = 0$ und $\theta = 2\pi$ festgelegt. Die frei gewählte Randbedingung $\theta = 0$ soll weder bezüglich ihrer genauen Positionierung noch ihrer Richtung einen Einfluss auf die Wellengleichung haben. Deswegen behilft man sich mit einer sogenannten periodischen Randbedingung $h(\theta) = h(\theta + 2\pi)$, durch welche dies gewährleistet wird. Diese Bedingung wird erfüllt, wenn man für die Konstante σ einen ganzzahligen, positiven Wert wählt ($\sigma = \sigma_m = m = 0, 1, 2, \dots$; m stellt hierbei die Ordnungszahl dar). Dadurch liefert der Ansatz eine periodische Lösung, was aber

ebenfalls bedeutet, dass die gewählte Konstante nicht eindeutig festgelegt ist. Selbiges gilt auch für die Faktoren A_3 und B_3 , welche unabhängig voneinander frei gesetzt werden können.

Zur Bestimmung der Funktion $g(r)$ wird die Gleichung (22) als erstes umgeformt und anschließend eine Substitution der Form $\beta r = s$; $\sigma = \nu$; $a(s) = a(\beta r)$ durchgeführt. Daraus ergibt sich folgender Zusammenhang

$$s^2 \frac{d^2 a}{dr^2} + s \frac{da}{ds} + (s^2 - \nu^2)a = 0 \quad (25)$$

worunter man die sogenannte Bessel'sche Differentialgleichung versteht. Ihre Lösung setzt sich aus einer Kombination der Bessel-Funktion erster Art J_ν und der Neumann-Funktion N_ν , welche die Bessel-Funktion 2. Art darstellt, zusammen und sieht folgendermaßen aus

$$a = A \cdot J_\nu + B \cdot N_\nu \quad (26)$$

Hierbei stellt ν wiederum eine Ordnung dar. Für sie gilt: $\nu = \sigma = m$. Für die allgemeine Lösung der Funktion $g(r)$ ergibt sich schließlich

$$g(r) = A_2 \cdot J_m(\beta r) + B_2 \cdot N_m(\beta r) \quad (27)$$

Diese Gleichung muss durch den Kreisringquerschnitt die Randbedingung der schallharten Wand sowohl an der äußeren Rohrwand als auch an der Wand des Nabenkörpers erfüllen. D.h. die Geschwindigkeit normal zur Fläche ist Null und der Druck ein Maximum. Bei einer schallweichen Wand ist dies genau umgekehrt.

Zylindrischer Strömungskanal

Um die Konstanten zu bestimmen sind in weiterer Folge Randbedingungen nötig. Einerseits gilt am Außenradius bei $r = R$ die Forderung einer schallharten Wand (entspricht keiner Bewegung an dieser Stelle, d.h. die Geschwindigkeit senkrecht zur Fläche ist Null). Im Unterschied zur Betrachtung eines Ringförmigen Strömungskanals fällt hier die Annahme einer schallharten Wand am Nabenkörper weg. Deshalb wird für $r = 0$ eine weitere Bedingung gefordert, da an dieser Stelle ansonsten eine Singularität entsteht. Darunter ist eine Massenquelle zu verstehen, wobei eine Zu- und Abfuhr von Masse an diesem Ort auszuschließen ist. D.h., dass die Randbedingung für $r = 0$ eine endliche Lösung verlangt und damit eine Massenquelle an dieser Stelle ausschließt. Dies wiederum wird erreicht wenn die Neumann-Funktion Null gesetzt wird, woraus sich Gleichung (27) anschreiben lässt zu

$$g(r) = A_2 \cdot J_m(\beta r) \quad (28)$$

Die Bessel-Funktion muss an der Stelle $r = R$ entweder ein Maximum oder ein Minimum annehmen. Der Faktor β stellt hierbei eine Stellgröße dar, mit welcher der Abstand r zur Erreichung dieser Bedingung skaliert werden kann. Wegen der unendlichen Anzahl von lokalen Extrema der Bessel-Funktion und der damit einhergehenden gleich hohen Anzahl von möglichen Werten für β , wird eine zweite Ordnungszahl $n = 0, 1, 2, \dots$ eingeführt. Ein

Beispiel für die Bessel-Funktionen zeigt die nachfolgende Abbildung, in welcher die Funktionen für die Ordnungen von 0 bis 8 dargestellt sind.

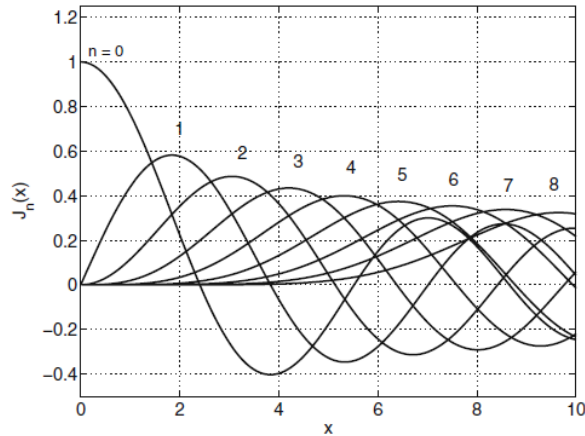


Abbildung 12: Bessel-Funktion der Ordnung 0 bis 8 [14]

Das n-te lokale Extremum der Bessel-Funktion m-ter Ordnung wird mit s_{mn} gekennzeichnet. Daraus ergeben sich für die Konstante β folgende Möglichkeiten

$$\beta = \frac{s_{mn}}{R} \equiv \beta_{mn} \quad (29)$$

Damit ergibt sich Gleichung (28) letztendlich zu

$$g(r) = A_2 \cdot J_m(\beta_{mn}r) \quad (30)$$

A_2 stellt dabei die Amplitude der radialen Verteilung dar. Wird β_{mn} in Gleichung (29) und (23) eingesetzt, so erhält man für die Konstante α

$$\alpha = \sqrt{\left(\frac{\omega}{c}\right)^2 - \beta_{mn}^2} \equiv \alpha_{mn} \quad (31)$$

Die Lösung der Funktion $f(z)$ kann in analoger Weise zu $h(\theta)$ mit einem Ansatz der Form

$$f(z) = A_1 e^{-i\alpha z} + B_1 e^{i\alpha z} \quad (32)$$

und unter Berücksichtigung von Gleichung (31) berechnet werden.

Werden die erhaltenen Funktionen (24), (30) und (32) unter Berücksichtigung der Ordnungen m und n in die Ausgangsgleichung (16) eingesetzt, so ergibt sich schließlich die allgemeine Lösung für den Schalldruck zu

$$p'(z, r, \theta, t) = \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} (A_{mn3} e^{-im\theta} + B_{mn3} e^{im\theta}) \cdot A_2 J_m(\beta_{mn}r) \cdot (A_{mn1} e^{-i\alpha_{mn}z} + B_{mn1} e^{i\alpha_{mn}z}) \cdot e^{i\omega t} \quad (33)$$

Die Gleichung sieht für den zylindrischen Strömungskanal mit Nabenkörper gleich aus, mit dem Unterschied, dass anstelle von Gleichung (30) die Gleichung (27) in der Lösung vorkommt.

Die Ordnungszahlen m und n bestimmen die Form der Lösung werden als Moden bezeichnet. Dabei ist zu beachten, dass jedes Modenpaar ein anderes Druckfeld ergibt. In Abbildung 13 ist die Druckverteilung in einem Rohr mit zylindrischem Querschnitt dargestellt, wobei die dunklen Zonen einen negativen und die Hellen einen positiven Schalldruck kennzeichnen. Die Ordnungszahl m gibt die Anzahl der Knotenlinien in Umfangsrichtung an und n steht für die Zahl der Knotenringe um die Mitte.

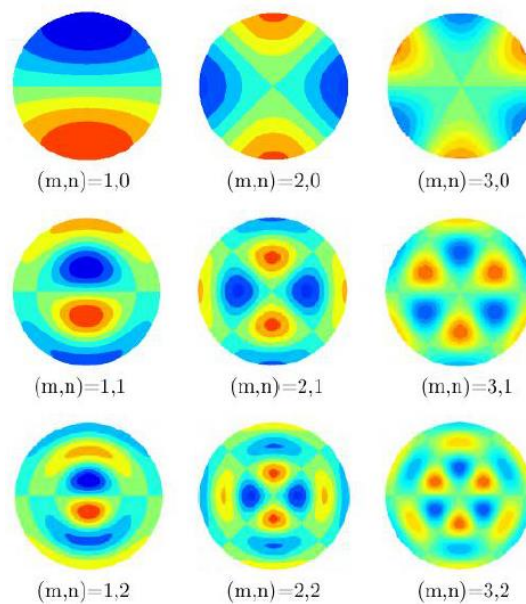


Abbildung 13: Druckverteilung in zylindrischem Strömungskanal [7]

Aus diesem Grund werden sie auch als Azimutal- bzw. Radialmode bezeichnet. Die jeweilige Bessel-Funktion bestimmt den radialen Verlauf des Druckfeldes von der Mitte zum Rand.

Die Ausbreitung der Schallwellen in axialer Richtung des Strömungskanals wird durch die beiden Konstanten A_1 und B_1 sowohl in positiver als auch in negativer Richtung bestimmt. A_3 und B_3 sind wiederum Größen, welche die Ausbreitung in Umfangsrichtung beeinflussen. Für beide Konstantenpaare gilt, dass bei gleichem Wert eine stehende Welle entsteht.

Damit sich eine Welle in einem zylindrischen Kanal in axialer Richtung fortpflanzen kann muss eine Bedingung erfüllt werden, die man als Cut-On bzw. auch umgekehrt als Cut-Off Bedingung bezeichnet. Sie besagt, dass eine reguläre Wellenausbreitung in axialer Richtung nur dann stattfinden kann, wenn die sogenannte axiale Wellenzahl α_{mn} eine rein reelle Zahl ist. Bei Betrachtung von Gleichung (31) wird ersichtlich, dass zu diesem Zweck der Term unter der Wurzel positiv sein muss. Es gilt daher die Bedingung

$$\frac{\omega}{c} > \beta_{mn} = \frac{s_{mn}}{R} \quad (34)$$

Wird diese nicht erfüllt, klingt die Lösung durch den imaginären Anteil von α_{mn} entweder ab oder steigt entsprechend an. Aus obiger Gleichung kann die Cut-Off Frequenz bestimmt werden. Darunter ist die Grenzfrequenz zu verstehen, unter der eine Wellenausbreitung nicht mehr möglich ist.

$$\omega_{c,mn} = c \cdot \frac{s_{mn}}{R} \quad (35)$$

Es besteht weiters die Möglichkeit einer geometrischen Interpretation dieser Cut-Off Bedingung. Durch einfache Umformung gelangt man zu der Ungleichung $\omega_{c,mn}R > cs_{mn}$. Ist nun $m = 1$, so entspricht die linke Seite der Ungleichung genau jener Geschwindigkeit, mit welcher ein Knotenpunkt an der Wand umläuft. Dieser Mode wird als „Spinning Mode“ bezeichnet. Da sich das Druckfeld während einer Periode um 360° dreht, legt dieser besagte Knotenpunkt eine Strecke von $2\pi R$ zurück und zwar mit einer Geschwindigkeit von ωR . Dies entspricht also der Mindestgeschwindigkeit, die zur Ausbreitung einer umlaufenden Mode nötig ist.

Wellenausbreitung bei überlagerter Strömung:

In den vorangegangenen Abschnitten wird von einem ruhenden Medium ausgegangen. In der Realität tritt aber zumeist eine Strömung im betrachteten System auf. Ist dies der Fall, kann die allgemeine Wellengleichung (11) nicht mehr verwendet werden. Es gibt nun zwei Möglichkeiten um dieses Problem zu lösen. Zum ersten kann die Wellengleichung erweitert werden, wodurch sich eine Betrachtung mit einer Grundströmung erzielen lässt. Die zweite und in weiterer Folge auch verwendete Möglichkeit ist eine Transformation in ein mitbewegtes Koordinatensystem. Dadurch ist im betrachteten System keine Grundströmung vorhanden, d.h. das Medium ist in Ruhe und die Anwendung der einfachen Wellengleichung ist wieder erlaubt.

Es wird nun eine Strömung mit konstanter Geschwindigkeit u_0 angenommen, wobei die Reibungseffekte und ein Haften an der Wand vernachlässigt werden. Betrachtet wird eine eindimensionale Schallwelle, wobei Größen im bewegten System mit dem Index B und Größen im ruhenden System mit dem Index R versehen sind. Da die Schwankungsgrößen p', ρ' und u' unabhängig vom Bezugssystem sind, erhalten sie keinen Index. Damit ergibt sich folgende Koordinatentransformation

$$x_B = x_R - u_0 t \quad (36)$$

Diese Transformation eingesetzt in Gleichung (13) ergibt die Lösung

$$p'_B = F(x_B - ct) + G(x_B + ct) \quad (37)$$

Aufgrund der Unabhängigkeit der Druckschwankung vom Koordinatensystem kann die Lösung auch angeschrieben werden als

$$p'_R = p'_B(x_B, t) = p'_B(x_R - u_0 t, t) \quad (38)$$

In Kombination mit der allgemeinen Lösung von vorhin ergibt sich für das ruhende System

$$p'_R = F(x_R - (c + u_0)t) + G(x_R + (c - u_0)t) \quad (39)$$

Hierbei stellt der erste Term eine sich in positive x-Richtung und der zweite eine sich in negative x-Richtung ausbreitende Welle dar. Es ist ersichtlich, dass sie sich mit unterschiedlicher Geschwindigkeit ($c \pm u_0$) ausbreiten. Die Druckverläufe können, wie bereits in Gleichung (14) gezeigt, folgendermaßen angeschrieben werden

$$p'_B = \hat{p}e^{i(\omega_B t - kx_B)} \quad (40)$$

$$p'_R = \hat{p}e^{i(\omega_R t - kx_R)} \quad (41)$$

Da der Druck nicht vom Bezugssystem abhängt müssen die zwei oberen Druckverläufe am selben Ort identisch sein. Nach dem Gleichsetzen unter der Verwendung der richtigen Koordinaten und einer einfachen Umformung erhält man nachstehenden Zusammenhang

$$kx_B - \omega_B t = k(x_B + u_0 t) - \omega_R t \quad (42)$$

Dabei wird k als Wellenzahl bezeichnet und kann folgendermaßen beschrieben werden

$$k = \frac{\omega_B}{c} = \frac{2\pi}{\lambda} \quad (43)$$

wobei λ die Wellenlänge darstellt. Führt man weiters die Machzahl $Ma = \frac{u_0}{c}$ ein, so erhält man den Zusammenhang zwischen den beiden Frequenzen.

$$\omega_R = \omega_B(1 + ku_0) = \omega_B(1 + Ma) \quad (44)$$

Die Ruhfrequenz ist dabei im Vergleich zur Frequenz des mitbewegten Systems um den sogenannten Dopplerfaktor $(1+Ma)$ verschoben.

3.1.4 Schallentstehung bei Triebwerken

Bei einem Flugzeugtriebwerk übernimmt der Fan den Hauptanteil der Lärmemissionen, gefolgt von der Turbine und dem Verdichter. Hierbei ist jedoch darauf zu achten, dass die auftretenden Emissionen vorwiegend von der jeweiligen Flugphase abhängen. Diese werden bei den Versuchen durch verschiedene Betriebspunkte realisiert (siehe dazu Kapitel 2). In einem realen Triebwerk sind Turbine und Verdichter mehrstufig ausgeführt. Nachfolgende Abbildung zeigt den Anteil der Schallemissionen bezogen auf die verschiedenen Triebwerkskomponenten.

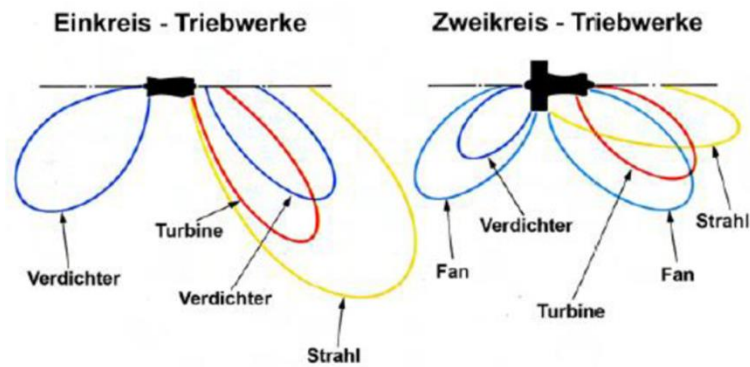


Abbildung 14: Vergleich der Schallemissionen verschiedener Triebwerke [7]

Die gesamte Geräuschbelastung durch ein Triebwerk setzt sich einerseits aus einem sogenannten Breitbandlärm und andererseits aus einem tonalen Lärm der jeweiligen Triebwerkskomponente zusammen. Nachfolgende Abbildung zeigt welche dieser Komponenten aus welchen der angesprochenen Lärmarten bestehen.



Abbildung 15: Geräuschquellen bei Triebwerken [7]

Breitbandlärm:

Darunter ist emittierter Schall in einem großen Frequenzbereich zu verstehen. Dieser Anteil resultiert unter anderem durch Schall, welcher durch fluktuierende Druckverteilungen bzw. Schaufelkräften entsteht. Ursache dafür ist die diskontinuierliche Zu- und Abströmung der Schaufeln, welche wiederum aus Nachlaufdellen resultieren. Dadurch bilden sich diverse Formen von Wirbeln und Turbulenzen aus (Sekundärwirbel an Blattspitze und –wurzel, Verwirbelungen an Schaufelvorderkante und –hinterkante).

Der Betrieb eines Triebwerkes außerhalb des optimalen Auslegungspunktes (Off-Design) geht immer mit einer Abweichung vom optimalen Zuströmwinkel einher. Daraus ergibt sich ein weiterer Bestandteil des Breitbandlärms, welcher sich durch einen variablen Inzidenzwinkel (Differenzwinkel zwischen Eintrittswinkel der Beschauflung und effektivem Zuströmwinkel) bemerkbar macht. Dieser ist maßgeblich für die Dicke des Profilaufbaus verantwortlich.

Tonaler Lärm:

Darunter sind diskrete Töne (Ton = monofrequenter Schall) zu verstehen, welche als einzelne Peaks in einem Frequenzspektrum auftreten. Ursache für diesen Anteil sind auf der einen Seite Wechselwirkungen zwischen Schaufelnachläufen und den darauf folgenden Leit- und Laufradschaufeln. Genauer gesagt durchtrennt ein Laufrad die vom davorliegenden Leitrad ausgehenden Nachläufe. Die Nachläufe des Rotors treffen wiederum auf die Vorderkante des folgenden Stators. Bei transsonischen Triebwerken haben auch Verdichtungsstöße an der Beschaukelung einen wesentlichen Einfluss auf den Betrag des unerwünschten Schalls.

Rotiert eine Laufradbeschaukelung in einem homogenen Strömungsfeld, so bildet sich durch die Druckschwankungen ein diskreter Ton entsprechend der Frequenz einer einzelnen, rotierenden Schaufel aus. Die Frequenz hängt sowohl von der Drehzahl des Rotors als auch von der Schaufelzahl ab und wird als Blattfolgefrequenz (Blade Passing Frequency, BPF) bezeichnet. Sie berechnet sich zu

$$f = \frac{n}{60} \cdot i_s \quad (45)$$

Hierbei ist n die Drehzahl in U/min und i_s die Anzahl der Rotorschaukeln. Die so erhaltene Frequenz stellt die Grundfrequenz des Laufrades dar. Sie und ihre ganzzahligen Vielfachen, auch höher Harmonische genannt, überlagern sich dem bereits erwähnten Breitbandlärm in einem bestimmten, sehr begrenzten Frequenzbereich. Diese Betrachtung gilt allerdings nur bei einem einzelnen Laufrad. Die Kombination mit einem Stator wird in nachfolgendem Kapitel näher erläutert.

In der betrachteten Versuchsanlage befindet sich lediglich eine Niederdruckstufe einer Turbine. Deshalb konzentriert sich diese Arbeit in weiterer Folge auf diese Komponente, wobei die Betrachtungen prinzipiell auch auf den Verdichter angewendet werden können. In Abbildung 15 ist angegeben dass der dominierende Anteil der Schallemissionen einer Turbine durch den tonalen Lärm hervorgerufen wird.

3.1.5 Stator – Rotor Interaktion

Tyler und Sofrin zeigen in [13], dass drei grundsätzliche Hauptmechanismen zur Entstehung von Schall durch die Stator-Rotor-Interaktion zu unterscheiden sind:

1. Das Durchtrennen der Nachläufe von stromauf liegenden Statorschaufeln durch den Rotor
2. Das Auftreffen der vom drehenden Rotor verursachten Nachläufe auf die stromab liegenden, stehenden Statorschaufeln
3. Beeinflussung des rotierenden Druckfeldes um die Rotorschaukeln durch Wechselwirkung mit den Statorschaufeln

Die oben erwähnten Nachläufe befinden sich hinter einer Schaufelreihe und besitzen eine diskontinuierliche Geschwindigkeitsverteilung. Siehe dazu die nachfolgende Abbildung, in welcher die Verdichterbeschaufelung eines Fans dargestellt ist.

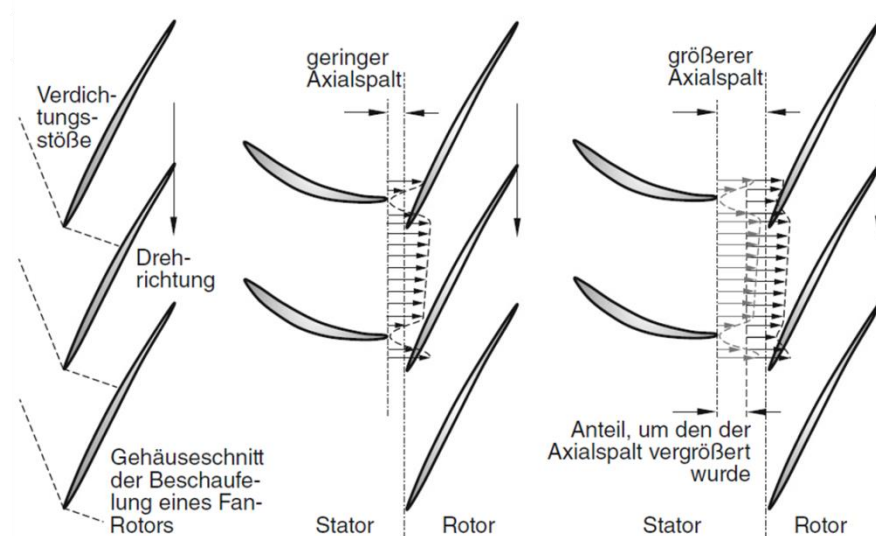


Abbildung 16: Axialspalte zwischen Stator und Rotor [3]

Es ist zu erkennen, dass die Größe des Axialspaltes zwischen Leit- und Laufrad einen beträchtlichen Einfluss auf die Druckverteilung hat. Je größer dieser axiale Spalt ist, desto besser ist die Ausmischung der Nachlaufzellen. Sprich die Geschwindigkeit hat länger Zeit sich an die Geschwindigkeiten der Nachbarschichten anzupassen.

Ist der Spalt jedoch gering, wandert der Staupunkt von der Vorderkante der stromab am nächsten liegenden Rotorschaukeln in Richtung derer Druckseite. Diese Verschiebung bezieht sich auf Abbildung 16 und somit auf einen Verdichter. Bei einer Turbine wandert der Staupunkt in Richtung der Saugseite. Dadurch entsteht eine Druckstörung an der Schaufelvorderkante, welche sich zwischen den Schaufeln in Umfangsrichtung ausbreitet. Aus den sich überlagernden Störungen resultiert ein rotierendes Druckfeld. Die Richtung dieses Feldes muss nicht zwingend mit der Drehrichtung des Laufrades identisch sein. Diese Druckschwankungen ergeben schließlich den tonalen Anteil der entstehenden Geräuschemissionen.

Nach Tyler und Sofrin ist es nun möglich eine lineare Kombination aus Stator und Rotor zu erstellen, woraus sich charakteristische Druckmuster, sogenannte Moden, berechnen lassen. Dabei gilt die Annahme, dass ein einzelner Nachlauf nur eine einzelne Druckstörung auslöst. Weiters findet die Reflexion an benachbarten Schaufeln keine Berücksichtigung. Daraus resultiert folgende mathematische Formulierung:

$$m = h \cdot B \pm k \cdot V \quad (46)$$

Die Umfangsmodenordnung wird hierbei mit m bezeichnet. B stellt die Anzahl der Rotorschaukeln und V die Schaufelanzahl des Stators dar. Die Variable h wird als harmonischer Index bezeichnet und kennzeichnet die Grundfrequenz und die höher

harmonischen Frequenzen des Laufrades ($h = 1, 2, 3, \dots$). k steht für einen positiven oder negativen, ganzzahligen Wert ($k = 0, \pm 1, \pm 2, \dots$). Aus obiger Gleichung ist zu erkennen, dass sich das Druckfeld je nach Vorzeichen der Mode m entweder mit oder entgegen der Rotationsrichtung des Laufrades bewegen kann. Nachfolgende Abbildung veranschaulicht diesen Fall für die Grundfrequenz ($h = 1$) und $k = -1$. Im oberen Beispiel ist die Anzahl der Rotorscheaufeln $B = 8$ und die Schaufelanzahl des Stators $V = 6$. Im unteren Bereich der Abbildung wird, bei Betrachtung desselben Laufrades, die Anzahl der Leitschaufeln auf $V = 9$ erhöht.

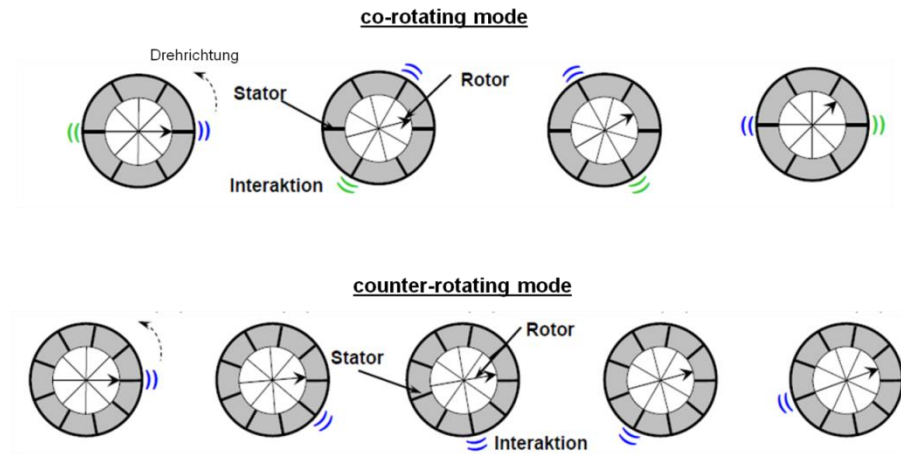


Abbildung 17: Drehrichtungen des Druckfeldes [18]

Es ist zu erkennen, dass die Interaktion zwischen Stator und Rotor im oberen Teil dieselbe Rotationsrichtung aufweist wie das Laufrad (co-rotating mode). Genau gegensätzlich sind die Drehrichtungen bei der zweiten Betrachtung (counter-rotating mode). Daraus ergibt sich für einen positiven Wert der Mode m dieselbe und für einen negativen Wert eine entgegengesetzte Rotationsrichtung des Druckmusters im Vergleich zu der des Laufrades.

Die Kreisfrequenz der Mode kann wie folgt berechnet werden, wobei Ω die Kreisfrequenz des Rotors darstellt:

$$\Omega_m = \Omega \cdot \frac{h \cdot B}{m} = \Omega \cdot \frac{h \cdot B}{h \cdot B \pm k \cdot V} \quad (47)$$

Es besteht die Möglichkeit Gleichung (46) zu erweitern, um eine Betrachtung der Stator-Rotor Interaktion zwischen mehreren Leit- und Laufrädern zu ermöglichen. Dadurch ist eine akustische Betrachtung der Strömung durch mehrstufige Turbinen möglich.

$$m = h \cdot B \pm k_1 \cdot V_1 \pm k_2 \cdot V_2 \quad (48)$$

Diese Gleichung gilt zur Bestimmung der Umfangsmodenordnung bei der Interaktion eines Rotors mit jeweils einem stromauf und stromab liegenden Stator. Eine Begrenzung für die theoretisch unendliche Anzahl der Moden stellen einerseits die Geometrie des Strömungskanals und andererseits die Höhe der untersuchten 1.BPF dar.

3.2 Cut-On / Cut-Off – Design

Grundsätzlich versteht man unter diesen Begriffen Auslegungsmöglichkeiten von Turbinen. Wie bereits in Kapitel 3.1.3 erwähnt handelt es sich dabei um die Möglichkeit eine gewisse Frequenz an der Ausbreitung ins Fernfeld zu hindern. Zur Wiederholung sind nachfolgend noch einmal die axiale Wellenzahl und die Bedingung für die Ausbreitungsfähigkeit einer Frequenz angegeben.

$$\alpha = \sqrt{\left(\frac{\omega}{c}\right)^2 - \beta_{mn}^2} \equiv \alpha_{mn}$$

$$\frac{\omega}{c} > \beta_{mn} = \frac{s_{mn}}{R}$$

Bei einem Triebwerk kann die zu Unterdrückung einer Frequenz nun durch konstruktive Eingriffe, wie z.B. durch Änderung des Verhältnisses von Stator- zu Rotorschaukeln, hervorgerufen werden. Nachfolgende Abbildung zeigt einen Vergleich zwischen einer konventionellen Cut-On Auslegung und einer innovativen Cut-Off Auslegung. Betrachtet man den Rotor der letzten Stufe (Rotor mit der Nummer 7 im Bild), so kann man daraus auf den in dieser Arbeit untersuchten Prüfstand zurück schließen. Im Frequenzspektrum ist zu erkennen, dass sich durch die verminderte Anzahl von Rotorschaukeln beim Cut-Off Design die 1.BPF deutlich verringert. Grund dafür ist schlicht die Definition dieser Frequenz mit $f = \frac{n}{60} \cdot i_s$. Diese nimmt natürlich bei gleicher Drehzahl n mit der Schaufelzahl des Rotors i_s ab. Der Rotor mit der Nummer 5 im Bild besitzt die geringste Anzahl von Schaufeln und weist damit auch die niedrigste Frequenz im Spektrum auf. Durch diese Reduktion nimmt in weiterer Folge auch die Anzahl der im Strömungskanal ausbreitungsfähigen Moden ab, da s_{mn} , was von m und n abhängig ist, in obiger Ungleichung kleiner werden muss. Dies resultiert aus der Kombination aus den unter Verwendung von Gleichung (46) bestimmbaren Umfangsmoden und der Verringerung des Terms $\left(\frac{\omega}{c}\right)^2$ in obiger Gleichung. Dadurch wird die axiale Wellenzahl bei der Cut-Off Auslegung imaginär, wodurch sich die berechneten Moden nicht ausbreiten können. Daraus ergibt sich wiederum eine Verringerung der Amplitude wie man in Abbildung 18 erkennen kann.

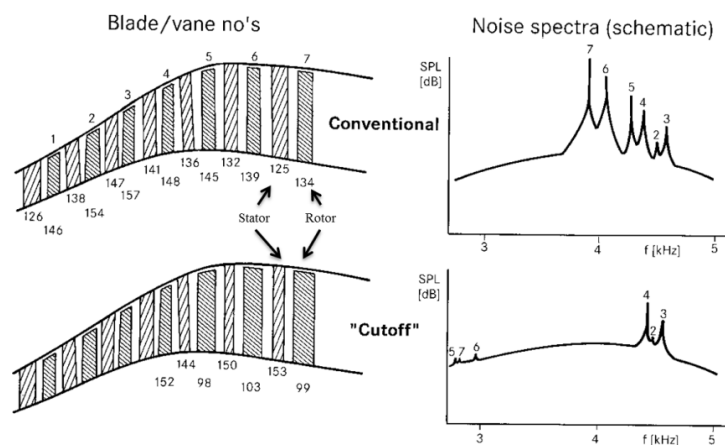


Abbildung 18: Cut-off Design einer Niederdruckturbinenstufe [7]

Bei der Cut-On Auslegung breitet sich der durch diese Interaktionen entstehende Schall ins Fernfeld aus. Beim Cut-Off Setup klingt dieser Anteil exponentiell ab, da sich die Schallwellen mit anderen Wellen durch destruktive Interferenz aufheben. Die Grenzen für solch einen ausbreitungsfähigen Frequenzbereich lassen sich über geometrische Parameter beeinflussen (siehe dazu Kapitel 3.1.4). Vor allem bei der Landung eines Flugzeuges ist es zwingend notwendig so wenig Schall wie nur möglich zu emittieren. Bei akustischer Betrachtung eines Triebwerkes ist daher der Einsatz einer Cut-Off Auslegung von Vorteil, da diese so ausgelegt werden kann, dass eine bestimmte Frequenz, wie z.B. die 1.BPF, nicht in den ausbreitungsfähigen Bereich fällt. Dazu wird in [3] ein kritisches Schaufelverhältnis wie folgt angegeben

$$\frac{i_{Stator}}{i_{Rotor}} = 1.1 \cdot (1 + Ma_u) \cdot h \quad (49)$$

Hierbei stellt i die jeweilige Schaufelzahl dar, Ma_u bezeichnet die Machzahl welche sich aus der Umfangsgeschwindigkeit ergibt und h gibt die jeweilige Harmonische an.

Durch die Reduzierung der Rotorschaufeln bei einer Cut-Off Auslegung im Vergleich zum Cut-On Design ergibt sich eine höhere Belastung des Rotors, da diese Schaufeln eine höhere Umlenkung erzielen müssen. Die Strömung durch ein solch hochumlenkendes Laufrad neigt zum Ablösen an der Saugseite. Dadurch ergeben sich in weiterer Folge mehr Verluste.

3.3 Deckband

Der Spaltwirbel (tip leakage vortex) beim Laufrad entsteht durch die Umströmung der Schaufelspitzen welche hauptsächlich durch die Druckdifferenz zwischen der Druck- und der Saugseite einer Schaufel hervorgerufen wird. Ein weiterer Mechanismus sind Scherkräfte.

Dieser Wirbel pflanzt sich im Triebwerk fort und beeinflusst dadurch die stromabwärts liegenden Stufen erheblich. Durch die Minimierung dieser Umströmung der Schaufelenden und der damit einhergehenden Reduktion der Leckageverluste nimmt der Wirkungsgrad des gesamten Triebwerkes in einem bestimmten Ausmaß zu. Abbildung 19 zeigt den Einfluss des Spaltwirbels vor und hinter dem EGV in Folge eines Rotors mit und ohne Spalt. Die durchgezogene Linie stellt dabei eine Simulation mit Spalt dar und die gestrichelte Linie zeigt eine zweite Simulation ohne Spalt. Auf der y-Achse ist die relative Kanalhöhe aufgetragen.

Am Eintritt des EGV kann man bei der Markierung 1 deutlich den Einfluss der Spitzenumströmung erkennen. Diese große Wirbelstärke resultiert aus dem tip leakage vortex, welcher bei der Betrachtung mit Deckband wie erwartet gänzlich fehlt. Hier tritt nur eine kleine Erhöhung der Verwirbelung durch den upper passage vortex des Rotor auf. Das negative Vorzeichen gibt an, dass sich der Wirbel, bei Blickrichtung Stromauf, im Uhrzeigersinn dreht. Die Markierung 2 im unteren Bereich zeigt den Einfluss des lower passage vortex des Rotors. Markierung 3 weist auf eine Überlagerung vom upper passage vortex des EGV und vom tip leakage vortex des Rotor hin. D.h. sie drehen sich in dieselbe

Richtung und ergeben dadurch eine hohe Verwirbelung. Betrachtet man die gestrichelte Linie in diesem Bereich so kann man erkennen, dass nur mehr der upper passage vortex des EGV durch den Rotor ohne Spalt auftritt. Markierung Nummer 4 zeigt wiederum den Einfluss des lower passage vortex, diesmal von demjenigen der EGV.

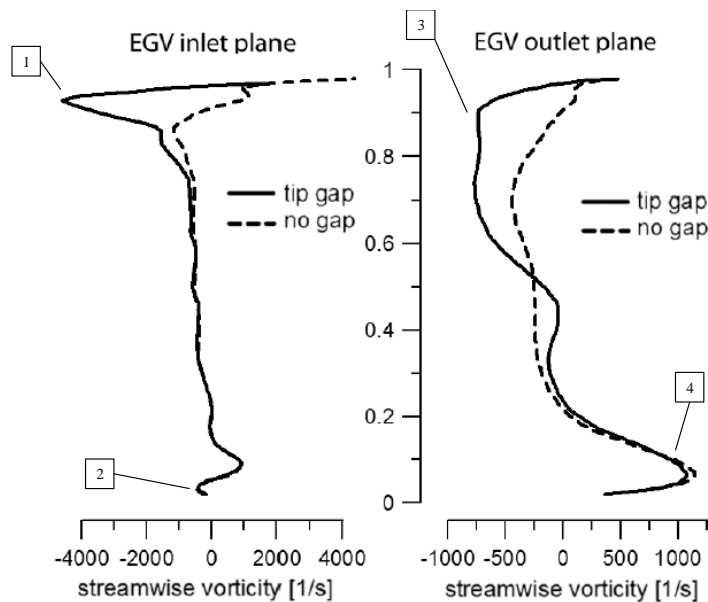


Abbildung 19: Vergleich des Einflusses eines Rotors mit und ohne Spalt auf die EGV [25]

Am Eintritt in das EGV kann man ein Gebiet mit großer Wirbelstärke (-4000 1/s) im Bereich des äußeren Gehäuses erkennen. Diese resultiert aus dem Spaltwirbel des Rotors. Durch den Einsatz eines Deckbandes wird die Spitzenumströmung verhindert. Unter diesem Begriff versteht man einen an den Schaufelspitzen angebrachten Körper zur Abdichtung des Spaltes zwischen den rotierenden Lauschaufeln einer Turbomaschine und dem darüber liegenden Gehäuseteil. Daraus ergibt sich ein geschlossener Ring über den gesamten Umfang des Rotors. In dieser Arbeit werden Rotorschaufeln mit einer vollständigen axialen Überdeckung durch ein Deckband untersucht. In Abbildung 35 im Kapitel 4.1.2 ist diese Laufschaufel dargestellt. Abbildung 20 zeigt Rotorschaufeln mit Deckband, montiert an einer Laufradscheibe mittels einer Tannenbaumfußverbindung.

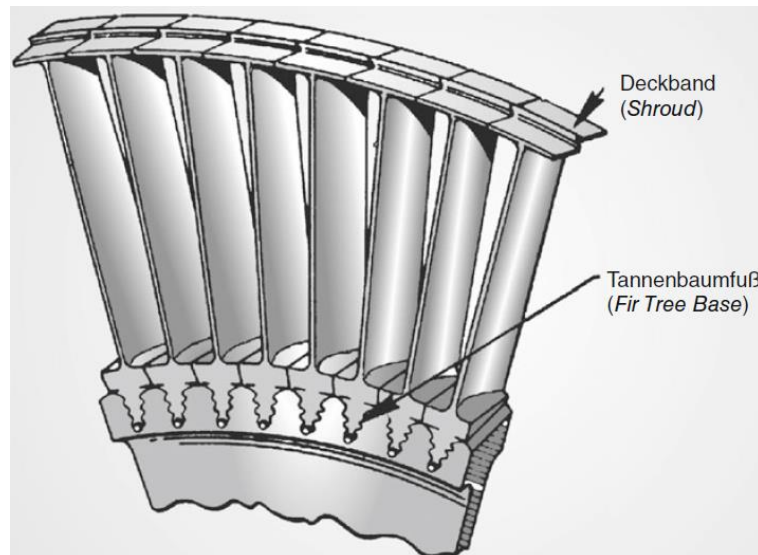


Abbildung 20: Deckband an einem Rotor [3]

Ein wesentlicher Vorteil eines Deckbandes ist die Reduzierung der Verluste (=Totaldruckverlust) in einem Triebwerk. Zur Einschätzung der Unterschiede zeigt die nachfolgende Abbildung einen Rotor mit verschiedenen Ausdehnungen des Spaltes am tip.

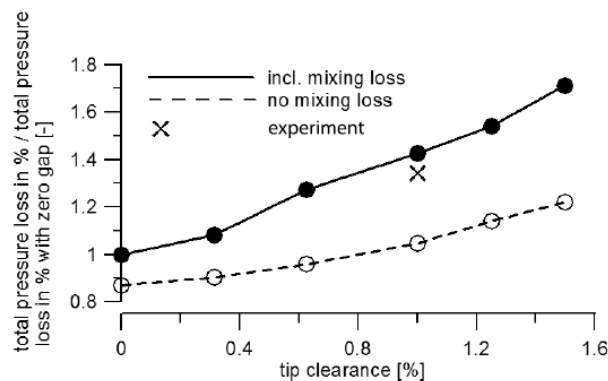


Abbildung 21: Totaldruckverlust im EGV [25]

Zur Validierung der Simulation ist in obiger Abbildung zusätzlich das Ergebnis aus einem durchgeführten Versuch eingezeichnet. Der Spalt wird dabei auf die Sehnenlänge der Rotorschaukel bezogen und in Prozent angegeben. Um einen korrekten Vergleich durchführen zu können, müssen in der Simulation die Verluste durch Ausmischung der Strömung berücksichtigt werden. Der Druckverlust ohne Spalt wird zur Normierung aller Werte verwendet. Es ist zu erkennen, dass bei einem Spalt von 1% der Sehnenlänge die Verluste um 42% höher sind als bei Betrachtung eines spaltlosen Rotors.

Ein weiterer entscheidender Vorteil eines Deckbandes ist die Dämpfung der Schaufelschwingungen. Vor allem in den letzten Turbinenstufen nehmen die Schaufellängen und damit auch die Schwingungen dieser zu. In einem realen Triebwerk sind daher Spalte zwischen den Deckbändern vorhanden. Bei großen Schwingungsamplituden bekommen sie untereinander Kontakt und somit entsteht Reibung. Die Folge daraus ist eine Dämpfung. Zusätzlich entstehen aber auch nichtlineare Effekte.

Im betrachteten Prüfstand sind die Schaufeln durch die einzelnen Deckbänder verspannt. Diese Abstützung ändert die Steifigkeit. Man kann sich darunter einen Träger mit zwei Stützen vorstellen. Ohne Deckband entspricht eine Rotorschaukel einem Kragträger.

Weiters entsteht durch die erhöhte Masse an den Schaufelspitzen eine Zunahme der Fliehkraft, woraus in weiterer Folge eine größere Belastung in der Schaufelfußverbindung resultiert. Bei den in [25] untersuchten Schaufeln erhöhte sich die Spannung im Schaufelfuß und im Gegenstück der Scheibe um ungefähr 50% nur durch die Anbringung eines Deckbandes. Ein Rotor ohne Deckband könnte hingegen eine höhere Drehzahl erreichen bevor eine kritische Spannung im Schaufelfuß auftritt. Dies steigert demnach ebenfalls den Betriebsbereich des jeweiligen Laufrades. Eben diese angesprochenen Fliehkräfte und die thermische Ausdehnungen aller Bauteile im Betrieb erfordern allerdings einen Spalt über den Schaufelenden des Rotors. Um ein Anstreifen oder dergleichen zu vermeiden wird daher ein Verlustmassenstrom in einem gewissen Bereich toleriert.

Nachteilig wirkt sich natürlich auch die Gewichtserhöhung des gesamten Triebwerkes aus, da wegen der hohen Anzahl an Turbinenstufen nicht nur ein Rotor von dieser Maßnahme betroffen ist. Durch den Anstieg des benötigten Materials steigen die Fertigungskosten ebenfalls an. Dies sind zwei Faktoren weshalb Deckbänder wenn möglich vermieden werden.

3.4 Akustische Analysemethoden

Zur Durchführung der Auswertemethoden werden bereits vorhandene Auswerteroutinen herangezogen, welche auf den untersuchten Fall erweitert und abgeändert werden. Dabei handelt es sich vorwiegend um Matlab bzw. Fortran Programme. In den folgenden Unterkapiteln wird dazu die Theorie hinter diesen verwendeten Routinen erläutert.

Grundsätzlich erfolgt die Auswertung in folgenden Schritten:

- Adaptive Neuabtastung und Phasenmittelung aller 4320 Messpunkte
- Azimutalmodenanalyse:
 - Transformation des Zeitsignals in den Frequenzbereich (FFT) für jeden Messpunkt
 - Mittelung der Frequenzspektren über die für die Auswertung verwendeten Mikrofone
 - Auswahl der Amplitude bei der auszuwertenden Frequenz (BPF und deren Harmonische)
- Radialmodenanalyse
- Berechnung der Schalleistung

Zur Messung der Akustik werden Mikrofone verwendet, welche wandbündig zum Strömungskanal verbaut sind (siehe dazu Kapitel 5.1). Der Vorteil dieser Einbaumethode gegenüber Mikrofonkämmen welche in die Strömung ragen ist die nicht vorhandene

Beeinflussung der Strömung. Außerdem entsteht durch solche Kämmen eine Reflexion der Schallwellen welche in einem realen Triebwerk nicht vorhanden ist. Die radiale Modenverteilung kann trotz des wandbündigen Einbaus bestimmt werden, wobei jedoch bestimmte Voraussetzungen erfüllt sein müssen. Diese sind ein zylinderförmiger Strömungskanal und die Forderung, dass kein Druckgradient vorhanden sein darf. Damit kann die Bessel Funktion bestimmt werden, welche für die Berechnung der Moden benötigt wird.

3.4.1 Adaptive Neuabtastung und Phasenmittelung

Bei der Durchführung der Akustikmessungen erfährt die Rotorwelle zwangsweise geringe Drehzahlschwankungen. Diese Schwankungen können sich bei Vernachlässigung negativ auf die Auswertung auswirken, da z.B. mit einer Reduktion der Drehzahl neben dem zu untersuchenden Ton auch ein Ton bei einer niedrigeren Frequenz angeregt wird. Umgekehrtes gilt natürlich bei einer Erhöhung der Solldrehzahl. Deshalb wird unter Zuhilfenahme eines Wellen-Encoder System (Trigger) ein Rechtecksignal pro Umdrehung generiert und somit den Start und das Ende einer einzelnen Umdrehung der Rotorwelle wiedergibt. Das Signal dieses Triggers wird gleichzeitig mit den Messdaten aufgezeichnet. Im Postprocessing kommt es dann zur adaptiven Neuabtastung (Adaptive Resampling) bei welcher eine Rotorumdrehung in eine konstante Anzahl von Abtastpunkten (Samples) zerlegt wird welche nicht von der momentanen Drehzahl abhängig ist. Dadurch werden die Drehzahlschwankungen während einer Messfahrt kompensiert, indem das aufgezeichnete Zeitsignal mittels einer korrigierten Abtastfrequenz erneut abgetastet wird. Die Anzahl der Neuabtastungen kann frei gewählt werden, sollte jedoch folgender Vorschrift genügen

$$nn = \frac{f_s \cdot t}{nperiod} > 2^n \quad (50)$$

Dabei sind f_s die Abtastfrequenz, t die Messzeit pro Messpunkt und $nperiod$ die Anzahl der Umdrehungen während dieser Messzeit welche sich wie folgt berechnen lässt

$$nperiod = \frac{nrpm}{60} \cdot t \quad (51)$$

$nrpm$ ist dabei die betrachtete Drehzahl des Rotors in Umdrehungen pro Minute.

In Gleichung (50) wird nn mit einem Wert von 2^n verglichen. Dieser Vergleich ist mathematisch nicht von Bedeutung. Diese Ungleichung basiert auf von Fortran verwendeten Algorithmus und beschleunigt die Durchführung der Fast Fourier Transformation (FFT).

Anschließend an die adaptive Neuabtastung erfolgt eine Phasenmittelung. Nachfolgend soll eine allgemeine Erklärung dieser Phasenmittelung stattfinden. Dabei wird eine Strömungsgröße, in diesem Fall der Druck p , bei einer bestimmten Phase gemittelt. Erfährt die Strömung eine periodische Schwankung kann sie wie folgt dargestellt werden

$$p(t) = \bar{p} + \langle p(t) \rangle + p'(t) \quad (52)$$

Dabei repräsentiert $p(t)$ den Gesamtdruck, \bar{p} den zeitlichen Mittelwert des Gesamtdruckes, $\langle p(t) \rangle$ deren rein periodischen Anteil und $p'(t)$ eine zufällige Fluktuation, deren Auftreten auf Turbulenzen im Strömungskanal zurückzuführen ist. Führt man die Phasenmittelung über eine hinreichend große Anzahl von Perioden des Rotors durch, so verschwindet der Anteil der Fluktuation, wodurch sich folgende Größe ergibt

$$\tilde{p}(t) = \bar{p} + \langle p(t) \rangle \quad (53)$$

3.4.2 Azimutalmodenanalyse (AMA)

Die Modenanalyse eines Schallfeldes dient zur Feststellung aus welchen Interaktionen in einer Maschine welcher Schall hervor geht. Die zu analysierenden Moden (Eigenlösungen) geben nach lösen der Wellengleichung die Druckverteilung im Strömungskanal dar. Der Begriff Modenordnung gibt dabei die Nullstellen des Druckverlaufs sowohl in radialer als auch in azimuthaler Richtung an. Löst man die Wellengleichung kann der komplexe Schalldruck laut [21] wie folgt geschrieben werden, wobei er in die einzelnen Azimutalmoden aufgelöst ist

$$p'(x, r, \varphi, \omega) = \sum_{m=-\infty}^{m=\infty} A_m(x, r, \omega) e^{-im\varphi} \quad (54)$$

Dabei stellt A_m die komplexe Azimutalamplitude dar und gehört zu der Umfangsmode der Ordnung m . Diese Mode kann wiederum in eine Vielzahl von radialen Moden der Ordnung n aufgeteilt werden. In einem zylindrischen bzw. ringförmigen Strömungskanal kann weiters geschrieben werden

$$A_m(x, r, \omega) = \sum_{n=0}^{n_{max}} f_{mn} \left(\sigma_{mn} \frac{r}{R} \right) [A_{mn}^+(\omega) e^{ik_{mn}^+ x} + A_{mn}^-(\omega) e^{-ik_{mn}^- x}] \quad (55)$$

Hierbei stellen A_{mn}^+ und A_{mn}^- die komplexen Amplituden mit der radialen Modenordnung n dar. R ist der äußere Radius des Strömungskanals und k_{mn}^+ bzw. k_{mn}^- werden als axiale Wellenzahlen bezeichnet. Das „+“ in den vorangehenden Termen bedeutet eine Ausbreitung des Schalls in Strömungsrichtung bzw. „-“ entgegengesetzt dazu. Die Funktion f_{mn} wird als Zylinderfunktion bezeichnet. Sie entspricht der Lösung der Bessel'schen Differentialgleichung für die Randbedingung der schallharten Wand.

$$f_{mn} \left(\sigma_{mn} \frac{r}{R} \right) = \frac{1}{\sqrt{F_{mn}}} \left(J_m \left(\sigma_{mn} \frac{r}{R} \right) + Q_{mn} Y_m \left(\sigma_{mn} \frac{r}{R} \right) \right) \quad (56)$$

Die Größen J_m und Y_m sind die bereits bekannte Bessel- bzw. Neumann-Funktion, jeweils der Ordnung m . Der Eigenwert σ_{mn} ergibt sich aus den Randbedingungen der schallharten Kanalwände und der Bedingung, dass die Radialgeschwindigkeit an der Wand Null ist ([23]).

Q_{mn} ist ein Eigenvektor und F_{mn} stellt einen Normalisierungsfaktor dar, durch welchen das vorliegende orthogonale System in ein orthonormales transformiert wird.

$$F_{mn} = \begin{cases} \frac{1}{2} \left[1 - \frac{r^2}{R^2} \right], & \text{bei } m = n = 0 \\ \frac{1}{2} \left[\left(1 - \frac{m^2}{\sigma_{mn}^2} \right) \hat{f}_{mn}^2(R) - \left(\frac{r^2}{R^2} - \frac{m^2}{\sigma_{mn}^2} \right) \hat{f}_{mn}^2(r) \right], & \text{sonst} \end{cases} \quad (57)$$

mit

$$\hat{f}_{mn} \left(\sigma_{mn} \frac{r}{R} \right) = J_m \left(\sigma_{mn} \frac{r}{R} \right) + Q_{mn} Y_m \left(\sigma_{mn} \frac{r}{R} \right) \quad (58)$$

Die axiale Wellenzahl in Gleichung (55) wird unter Berücksichtigung einer der Schallausbreitung überlagerten Strömung wie folgt berechnet

$$k_{mn}^{\pm} = \frac{k}{1 - M_x^2} \left[-M_x \pm \sqrt{1 - (1 - M_x^2) \left(\frac{\sigma_{mn}}{kR} \right)^2} \right] \quad (59)$$

Hierbei ist M_x die Machzahl in axialer Richtung und k die Wellenzahl. In dieser Form fließt die Annahme einer drallfreien Strömung ein. In der Realität ist dies in vielen Fällen nicht gegeben. Aufgrund der betrachteten Messebene in dieser Arbeit kann dieser Drall jedoch vernachlässigt werden, da Versuche eine nahezu axiale Abströmung hinter dem TEC zeigen. Wäre dem nicht so müsste eine drallbehaftete Strömung mit einem entsprechenden Drallmodell untersucht werden. Eine weitere Möglichkeit zur Darstellung der axialen Wellenzahl ist in nachfolgender Gleichung zu sehen

$$k_{mn}^{\pm} = \frac{-\xi M \pm \sqrt{\xi^2 - 1} \sigma_{mn}}{\sqrt{1 - M^2}} \quad (60)$$

mit dem Verhältnis der tatsächlichen Frequenz zur Grenzfrequenz (Cut-Off Frequenz) $\xi = \frac{\omega}{\omega_{cutoff}}$ und der Machzahl M . Man spricht von einer ausbreitungsfähigen Mode im Strömungskanal wenn k_{mn} reell ist. Mit einer komplexen axialen Wellenzahl klingt eine Mode exponentiell ab. Ist die tatsächliche Frequenz nun geringer als die Grenzfrequenz, so ist aus Gleichung (59) ersichtlich das der Term unter der Wurzel negativ wird und damit k_{mn} einen Imaginärteil besitzt. Dieses Verhalten kann mit einer gedämpften mechanischen Schwingung verglichen werden. Eine kleine Dämpfung hat nur einen geringen Einfluss auf ein schwingendes System wodurch es in weiterer Folge schwingfähig bleibt. Dabei nimmt die Amplitude der vorherrschenden Schwingung exponentiell ab. Im Gegensatz dazu klingt eine Schwingung sofort ab wenn eine große Dämpfung vorhanden ist und geht in die sogenannte Kriechbewegung über.

Zur Bestimmung von A_m in Gleichung (54) gibt es diverse Methoden. Für nähere Ausführungen sei an dieser Stelle auf [22] verwiesen, worin verschiedenste Lösungsverfahren analysiert und bewertet werden. Unter anderem ergibt sich daraus eine Variante zur Messung

mit einem Referenzmikrofon (Kreuzkorrelationsverfahren), wodurch die komplexe Amplitude der azimuthalen Mode anhand der folgenden Gleichung bestimmt werden kann

$$a_m = \frac{1}{N_\varphi} \sum_{k=1}^{N_\varphi} \frac{p_k p_0^* e^{im\varphi_k}}{\sqrt{p_0 p_0^*}} \quad (61)$$

Darin ist k das momentan betrachtete Mikrofon und N_φ deren Gesamtanzahl. Mit φ_k wird die jeweilige Winkelposition bezeichnet und p_k stellt den komplexen Schalldruck an der Umfangsposition k dar. Dieser wird durch eine diskrete Fourier-Transformation erhalten. Unter p_0 bzw. p_0^* versteht man den Druck am Referenzmikrofon bzw. dessen konjugiert komplexer Wert. Damit kann abschließend für die Amplitude der Mode geschrieben werden

$$A_m = \frac{1}{2} |a_m|^2 \quad (62)$$

Im Fall der hier durchgeführten Arbeit wird eine Methode ohne Verwendung eines Referenzmikrofones herangezogen. Dabei wird die azimuthale Mode mittels folgender Gleichung bestimmt

$$A_m = \frac{1}{N_\varphi} \sum_{k=1}^{N_\varphi} p'(x, r, \varphi_k) \cdot e^{im\varphi_k} \quad (63)$$

Aus diesen absoluten Amplituden können in weiterer Folge die Schalldruckpegel berechnet werden. Der Bereich der aus den experimentellen Daten ermittelbaren Azimutalmoden wird durch das Nyquist-Theorem limitiert ([23]). Eine Mode kann demnach nur korrekt bestimmt werden, wenn ihre azimuthale Wellenlänge $\frac{2\pi}{m}$ größer ist als der doppelte Abstand $\Delta\varphi$ zwischen zwei benachbarten Messpunkten. Daraus ergibt sich die maximale Modenordnung zu

$$\frac{2\pi}{m_{max}} > 2\Delta\varphi = 2 \left(\frac{2\pi}{N_\varphi} \right) \rightarrow m_{max} < \frac{N_\varphi}{2} \quad (64)$$

N_φ ist hierbei die Anzahl der Messpositionen am Umfang. Nachstehende Abbildung zeigt eine allgemeine Azimutalmodenverteilung. Die schwarz eingefärbten Moden stellen Interaktionsmoden nach Tyler und Sofrin dar und die rot gestrichenen Linien geben die Cut-On Grenzen an. Der Gesamtschalldruckpegel in der Legende gibt die ausbreitungsfähigen Moden wieder welche zu einem Summenpegel zusammengefasst werden.

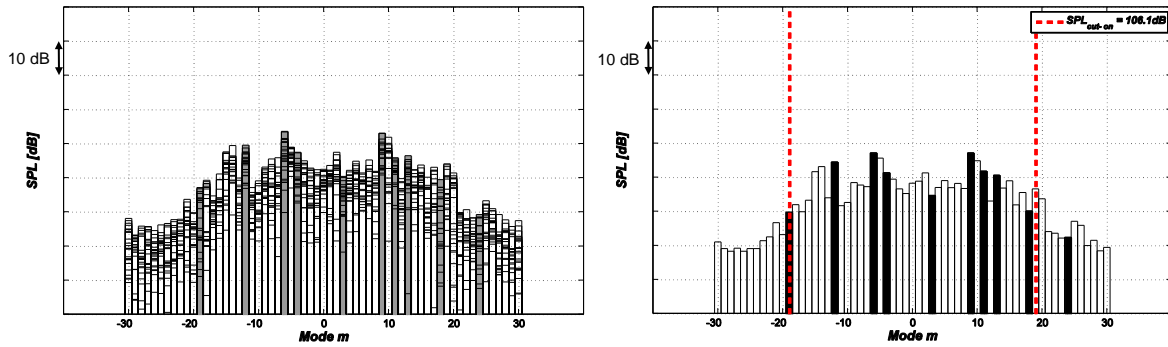


Abbildung 22: AMA bei BPF - gemittelt über Umfangspositionen (links) und anschließend über axiale Positionen (rechts)

3.4.3 Radialmodenanalyse (RMA) und Berechnung der Schalleistung

Die Betrachtung einer einzelnen radialen oder axialen Position im Schallfeld reicht nicht aus um eine exakte Aussage über dieses abgeben zu können. Lediglich eine Kombination aus der Azimutalmodenanalyse sowie der Radialmodenanalyse führt zu einer quantitativen Aussage. Dazu wird basierend auf (55) ein Gleichungssystem aufgestellt.

$$\mathbf{A}_m = \mathbf{W}_m \cdot \mathbf{A} \quad (65)$$

Dabei ist \mathbf{A}_m ein Vektor mit den bereits berechneten Amplituden der Azimutalmoden und besitzt die Länge $2 \cdot x_i$. Zweimal die axiale Position resultiert aus den unterschiedlichen Radien, in dieser Arbeit das Gehäuse und die Nabe, der Messpositionen. \mathbf{W}_m stellt eine Matrix dar, deren Einträge die akustischen Modellgleichungen sind. Ihre Dimension beträgt $2 \cdot x_i \times 2 \cdot n_{max}$, wobei unter n_{max} die maximale vorkommende Radialmode n zu verstehen ist. Die gesuchte Größe in Gleichung (65) ist der Vektor \mathbf{A} , welcher die Amplituden A_{mn}^+ und A_{mn}^- widerspiegelt. Für gewöhnlich ist dieses Gleichungssystem überbestimmt. Deshalb wird zur Lösung dieses Systems die Methode der kleinsten Fehlerquadrate (Least-Mean-Squares Fit, LSQR) herangezogen.

Berechnung der Schalleistung

Die Bewertung der untersuchten Schallquelle erfolgt gewöhnlich durch die Betrachtung der Schalleistung welche über die Grenzen eines Kontrollvolumens transportiert wird. Bei einem zylindrischen Strömungskanal kann dieser Transport nur durch den Ein- und Austrittsquerschnitt geschehen, da hier für das Gehäuse die Annahme keiner Transmission und Absorption getroffen wird. Genannte Schalleistung besitzt Werte in und entgegen der Strömungsrichtung und wird beschrieben durch

$$P_{mn}^{\pm} = \frac{\pi R^2 \alpha_{mn} (1 - M_x^2)^2}{\rho c (1 \mp \alpha_{mn} M_x)^2} |A_{mn}^{\pm}|^2 \quad (66)$$

mit

$$\alpha_{mn} = \sqrt{1 - (1 - M_x^2) \frac{\sigma_{mn}^2}{(kR)^2}} \quad (67)$$

Vergleicht man α_{mn} mit der Gleichung (59) so ist zu erkennen, dass es sich hierbei um den Wurzelterm der axialen Wellenzahl handelt. Dem kann man entnehmen, dass hier dieselbe Cut-Off Bedingung ihre Gültigkeit findet.

3.5 Strömungsmessung

In diesem Kapitel wird kurz auf die Theorie hinter den jeweiligen Messsystemen eingegangen. Nachfolgende Abbildung veranschaulicht die grundsätzliche Positionierung von diversen Messsystemen, welche auch allesamt bei diesem Projekt in Verwendung sind.

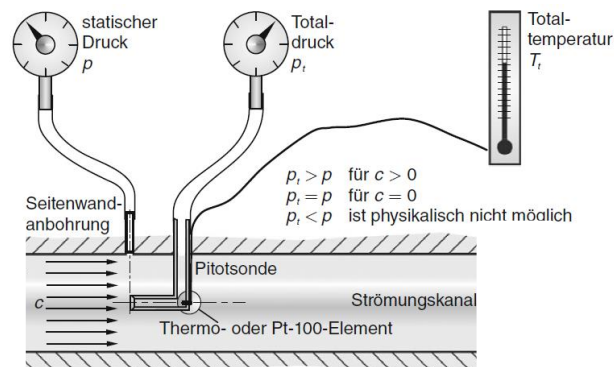


Abbildung 23: Messsysteme [3]

3.5.1 Statische Druckmessbohrungen

Der statische Druck ist jener Druck, welchen ein Fluid im Ruhezustand aufweist. Um diesen zu bestimmen werden die sogenannten statischen Druckmessbohrungen verwendet, welche den statischen Wanddruck an einer bestimmten Stelle aufzeichnen. Jede dieser Bohrungen muss senkrecht zur betrachteten Oberfläche angeordnet sein. Der so erhaltene Messwert entspricht dem lokalen statischen Druck der Außenströmung. Zurückzuführen ist diese Annahme auf die Prandtl'sche Grenzschichthypothese, welche besagt, dass der statische Druck in der Wandgrenzschicht konstant ist.

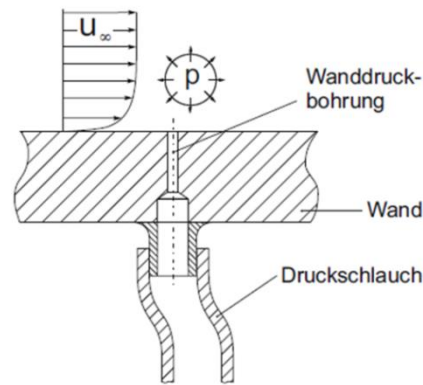


Abbildung 24: Statische Druckmessbohrung [5]

3.5.2 Totaldruck und Totaltemperatur

Die zur Messung dieser Größen verwendeten Messsysteme basieren auf der Grundlage eines Pitot Rohres, mit dessen Hilfe es möglich ist den Totaldruck einer vorherrschenden Strömung zu bestimmen. Dazu wird ein Metallröhrchen mit seiner Öffnung entgegen der Strömungsrichtung, wie in Abbildung 25 dargestellt, angeordnet.

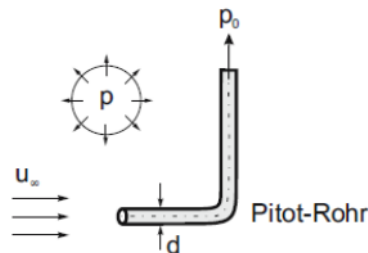


Abbildung 25: Pitot Rohr [5]

Wird die Totaltemperatur bestimmt, so sind die Metallröhrchen mit Thermoelementen zu ersetzen. Diese arbeiten auf Basis des thermoelektrischen Seebeck-Effekts. Dabei wird ein elektrischer Stromkreis mit zwei unterschiedlichen metallischen Leitern verwendet wobei mittels der gemessenen elektrischen Spannung auf die Temperatur geschlossen werden kann.

Für nähere Informationen zur Theorie bezüglich der diversen Messverfahren welche in den letzten Unterkapiteln erwähnt wurden, sei hier auf die Literatur aus [5] verwiesen. Diese wurde auch weitestgehend als Quelle für die Erstellung dieser Kapitel herangezogen.

3.5.3 5-Loch-Sonde mit Temperaturmessstelle

Dieses Kapitel wird vollständig aus [28] übernommen.

Mit Hilfe der Sonde werden 5 Sondendrucke und die Temperatur gemessen, mit welchen in weiterer Folge die Strömungsgrößen $c, p_t, p, T_t, T, \alpha$ und γ bestimmt werden können. Im ersten Schritt werden dimensionslose Kenngrößen definiert. Die Nummerierung der Drücke erfolgt nach der Position der Messbohrung in der Sonde. Siehe dazu nachfolgende Abbildung.

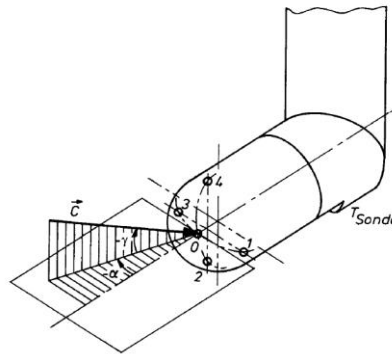


Abbildung 26: Nummerierung der Sondenbohrungen [28]

- Einfluss der Machzahl:

$$k_{Ma} = \frac{\Delta p}{p_0} \quad (68)$$

- Einfluss des Schwenkwinkels (Yaw-Angle):

$$k_\alpha = \frac{p_3 - p_1}{\Delta p} \quad (69)$$

- Einfluss des Neigungswinkels (Pitch-Angle):

$$k_\gamma = \frac{p_4 - p_2}{\Delta p} \quad (70)$$

mit

$$\Delta p = p_0 - \frac{p_1 + p_2}{2} \quad (71)$$

Die gemessene Sondentemperatur ergibt sich zu

$$T_{Sonde} = T + r \frac{c^2}{2c_p} = T \cdot \left(1 + r \frac{\kappa - 1}{2} Ma^2\right) \quad (72)$$

Dabei stellt r den Recoveryfaktor dar, welcher folgendermaßen definiert ist

$$r = \frac{T_{Sonde} - T}{T_t - T} \quad (73)$$

Anschließend werden durch eine mehrparametrische Approximation die Machzahl, der Yaw-Angle, der Pitch-Angle sowie eine Kenngröße für den Totaldruck berechnet.

- Kenngröße für Totaldruck:

$$k_{pt} = \frac{p_t - p_0}{\Delta p} \quad (74)$$

Mit Hilfe dieser Kenngröße kann der in der Strömung vorherrschende Totaldruck bestimmt werden. Mit dem Totaldruck und der berechneten Machzahl kann der statische Druck wie folgt bestimmt werden:

$$p = \frac{p_t}{\left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}} \quad (75)$$

Mit der Sondentemperatur aus Gleichung (72) kann in weiterer Folge auf die Totaltemperatur und die statische Temperatur geschlossen werden.

$$T_t = T_{Sonde} \left(\frac{1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma^2}{1 + r \frac{\kappa - 1}{2} Ma^2} \right) \quad (76)$$

$$T = \frac{T_{Sonde}}{1 + r \frac{\kappa - 1}{2} Ma^2} \quad (77)$$

Abschließend lässt sich die Strömungsgeschwindigkeit wie folgt berechnen

$$c = Ma \sqrt{\kappa RT} \quad (78)$$

Nachfolgende Tabelle zeigt den gesamten Messfehler der verschiedenen Größen an, welche unter der Verwendung der 5-Loch-Sonde auftreten können.

Tabelle 2: Messfehler 5LS [20]

Machzahl	Ma	0.005	-0.004	[-]
Yaw-Angle	α	0.3	-0.3	[°]
Pitch-Angle	γ	0.5	-0.4	[°]
Totaldruck	p_t	3	-3	[mbar]
Statischer Druck	p	5.4	-5.1	[mbar]
Totaltemperatur	T_t	0.6	-0.5	[K]
Statische Temperatur	T	0.7	-0.8	[K]

4 Konstruktion

In diesem Kapitel wird auf die Konstruktion der neuen Prüfstandskonfiguration eingegangen. Diese Neukonstruktion basiert auf den bereits vorhandenen Versuchsanlagen und ermöglicht durch eine Optimierung der einzelnen Gehäuseteile den Umbau auf neue, in der Zukunft untersuchte Projekte. Es kommt ein 1- ½ - Stufen-Turbinenrig zum Einsatz, welches bereits bei bestehenden Projekten erfolgreich genutzt wurde. Da es sich um eine NDT-Stufe handelt, sind die 1-½ Stufen aus der Kombination Stator – Rotor – Stator aufgebaut, wobei der zweite Stator bereits das Nachleitrad am Triebwerksaustritt (EGV) darstellt. Auf das Turbinenrig folgt das Akustikrig, welches im Rahmen dieses Projektes keine Änderung erfährt.

Die aerodynamische Auslegung der eingesetzten Schaufelprofile erfolgt durch die MTU Aero Engines AG in München, welche die Splines in Form von CAD Dateien übergibt. Am Institut für Thermische Turbomaschinen wird die Konstruktion der Profile im Rahmen einer anderen Arbeit abgeschlossen. Ebenso wird die strukturmechanische und –dynamische Bewertung der Schaufeln im Zuge der genannten Arbeit durchgeführt. Die gesamte Konstruktion erfolgt unter Zuhilfenahme der CAD Software Catia V5 R17. Alle relevanten Bauteile und deren Zeichnungsableitungen liegen dieser Arbeit in elektronischer Form bei.

Die Konstruktion einer neuen Sondentraversierung sowie die für das Projekt notwendige Instrumentierung werden in separaten Unterkapiteln behandelt.

Die Konzentrizität aller Gehäuseringe wird durch die Verwendung von geeigneten Passungen an den entsprechenden Durchmessern, an welchen sich eine Berührung von benachbarten Bauteilen ergibt, und durch die Wahl passender Form- und Lagetoleranzen gewährleistet.

4.1 Turbinenrig

Da es sich um eine skalierte Form eines realen Flugtriebwerkes handelt, sind die Abmessungen des Strömungskanals vorgegeben. Genauer gesagt die Schaufelgeometrien, die axialen Abstände zwischen den Schaufelgittern und die Kanalhöhe bzw. Kanallänge. Folgende Tabelle zeigt die Auslegungsdaten des Projektes LeiLa, welche der Cut-On Auslegung entspricht. Zum direkten Vergleich sind die Daten des Projektes MassiF, worunter das Cut-Off Design zu verstehen ist, ebenfalls eingetragen.

Tabelle 3: Auslegungsdaten LeiLa und MassiF

Ringraum-Geometrie Zylinder Ringraum	Einheit	Wert
Nabenradius (hub)	mm	155
Gehäuseradius (tip)	mm	235
Nabenverhältnis	-	0,6596

Tabelle 4: Auslegungsdaten LeiLa und MassiF - Fortsetzung

Beschaufelungen	Einheit	Cut-On / Cut-Off			
		IGV	Stator	Rotor	EGV
Schaufelzahl	-	83	57 / 96	72	12 / 15
Schaufellänge	mm	80	80	80	80
Axiale Breite	mm	18	24.5 / 17	23	125 / 100
Aspect Ratio	-	4.44	3.27 / 4.71	3,48	0.64 / 0.8
Umlenkung (bei ADP)	Grad	45.5	107.1	92.3	30

Die Schaufelumlenkung ist auf den Mittenschnitt bezogen (siehe dafür Abbildung 33). Durch die gleich bleibende Umlenkung ändert sich am Leistungsbedarf des Cut-On Rotor nichts.

Bei der Konstruktion des Turbinenrigs ist besonders auf die Einhaltung der bereits erwähnten axialen Abstände zwischen den einzelnen Schaufelgittern zu achten, da deren Interaktion und Einflussnahme auf die Strömung zu untersuchen ist. Wie bereits bei dem bestehenden Cut-Off Setup können auch bei der Cut-On Auslegung die Abstände zwischen dem Rotor und dem Nachleitrad um $\pm 20\text{mm}$ variiert werden. Dazu werden Distanzringe ersetzt bzw. getauscht. Vergleiche dazu Abbildung 27 und Abbildung 50.

Die angesprochenen Axialabstände der beiden Setups sind in nachfolgender Tabelle dargestellt. Der negative Wert des IGV LE bei der Cut-Off Auslegung bedeutet lediglich eine Verschiebung um 5mm entgegen der Strömungsrichtung, um die höhere Sehnenlänge der Statorschaufeln für Vergleichszwecke mit der Cut-On Auslegung zu kompensieren. Daraus ergeben sich dieselben Abstände zwischen den einzelnen Schaufelgittern wie beim Vergleichssetup. Bezugspunkt hierfür stellt die Vorderkante des Vorleitrades der Cut-Off Auslegung dar. Alle axialen Abstände sind ausgehend von diesem Punkt in Strömungsrichtung angegeben. Die angegebenen Werte sind in Millimeter zu verstehen.

Tabelle 5: Axiale Schaufelpositionen der Cut-On und Cut-Off Auslegung

	Cut-On							
	IGV		Stator		Rotor		EGV	
	LE	TE	LE	TE	LE	TE	LE	TE
tip	-5	13	78,5	103	113	136	179	304
hub			79	103,5	112	135		

	Cut-Off							
	IGV		Stator		Rotor		EGV	
	LE	TE	LE	TE	LE	TE	LE	TE
tip	0	18	84	103	113	136	179	279
hub			86	101				

Bei realen Triebwerken nimmt der Durchmesser des Strömungskanals zwischen der HDT und der NDT zu. Da dies bei akustischen Betrachtungen jedoch von Nachteil ist, wird bei diesem

Projekt, genau wie bei den bereits bestehenden, ein zylindrischer Querschnitt untersucht. Nachstehende Abbildung zeigt den grundsätzlichen Aufbau des Turbinenrigs inklusive Benennung der verschiedenen Schaufelgitter. Das eingetragene Koordinatensystem befindet sich im Bezugspunkt der Cut-Off Auslegung. D.h., wie bereits erwähnt, es liegt auf der Vorderkante des Vorleitrades. Daraus ist der oben angesprochene Versatz der Cut-On Auslegung um 5mm zu erkennen.

Der Außendurchmesser des Strömungskanals wird als tip oder casing bezeichnet und der Innendurchmesser als hub. Links im Bild befindet sich die Anbindung an den De-Swirlter und rechts folgt das Akustikrig. Somit ergibt sich die Strömungsrichtung in dieser Darstellung von links nach rechts, was auch in weiterer Folge beibehalten wird.

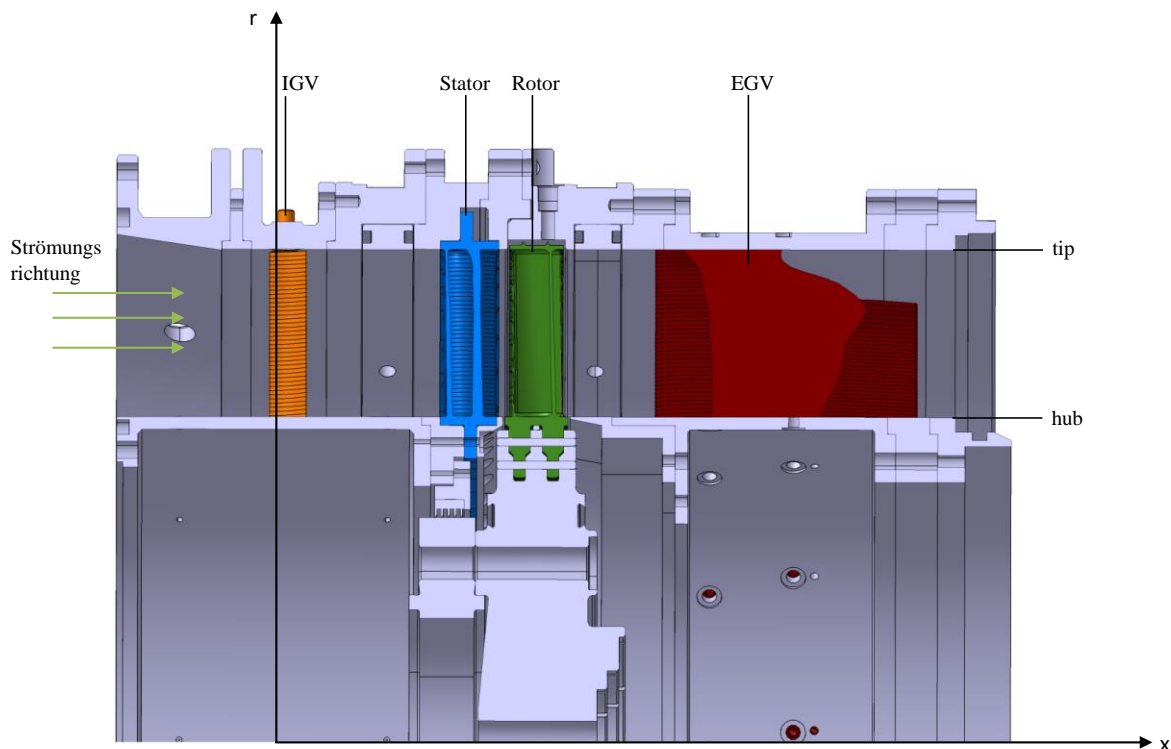


Abbildung 27: LeiLa – Standardkonfiguration

Vor dem Stator befinden sich die sogenannten IGV's, welche für die richtige Anströmung sorgen und den in einem realen Flugtriebwerk auftretenden Drall erzeugen. Sie bilden also die Abströmung der vorhergehenden und im Prüfstand nicht vorhandenen Stufe nach. Dieses Schaufelgitter bleibt genauso wie die beiden äußeren Gehäuseringe stromaufwärts erhalten und wird nicht geändert.

4.1.1 Stator

Der neue Stator besitzt 57 Schaufeln, welche sowohl an einem Innenring als auch an einem Außenring fest durch eine Schraubverbindung befestigt sind. Nachfolgende Abbildung zeigt eine einzelne Statorschaufel. Dabei ist von links nach rechts zuerst die Druckseite, die Hinterkante, die Saugseite und die Vorderkante zu sehen.

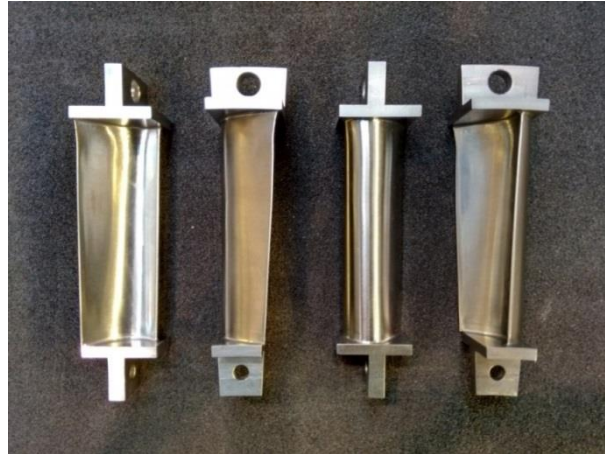


Abbildung 28: Statorschaufel

Werden sowohl der Innenring als auch der Außenring mit den Schaufeln verschraubt, ergibt sich der gesamte Stator wie er in der folgenden Abbildung dargestellt ist. Blickrichtung ist hierbei stromauf.



Abbildung 29: Stator in zusammengebautem Zustand (Blick auf die HK)

Einen wichtigen konstruktiven Punkt stellt die Möglichkeit dar, den Stator bei Bedarf zu tauschen und somit zwischen den Konfigurationen mit 57 bzw. 96 Schaufeln wechseln zu

können. Dabei stellen die 96 Schaufeln einen bereits vorhandenen Stator vom Projekt MassiF¹ dar. Der axiale Abstand zu den angrenzenden Schaufelgittern bleibt dabei konstant. Es ändert sich die Verbindung zum Gehäuse. Da die Schaufelzahlen keinen ganzzahligen gemeinsamen Teiler besitzen, müssen unterschiedliche Verbindungen zum Innenring realisiert werden. Die Variante mit 57 Statorschaufeln wird direkt verschraubt. Währenddessen sind die 96 Schaufeln zuerst an einem Zwischenring und anschließend von diesem ausgehend mit dem Gehäuse zu verbinden. In Abbildung 30 ist der Unterschied dargestellt. Die Anzahl der Verschraubungen mit dem Innenring halbiert sich dadurch, jedoch stellt das wegen der geringen statischen Belastung kein Problem dar. Der Außenring wird für LeiLa neu gefertigt, da auch hier das Problem mit den unterschiedlichen Verschraubungen auftritt. Die Anbindung des gegenwärtigen Außenringes an die neue Prüfstandskonfiguration ist durch die Beibehaltung der Positionen der äußeren Bohrungen gegeben. Die Labyrinthdichtung gegen die Zwischenscheibe wird in beiden Fällen am Zwischenring befestigt. Siehe dazu Abbildung 27.

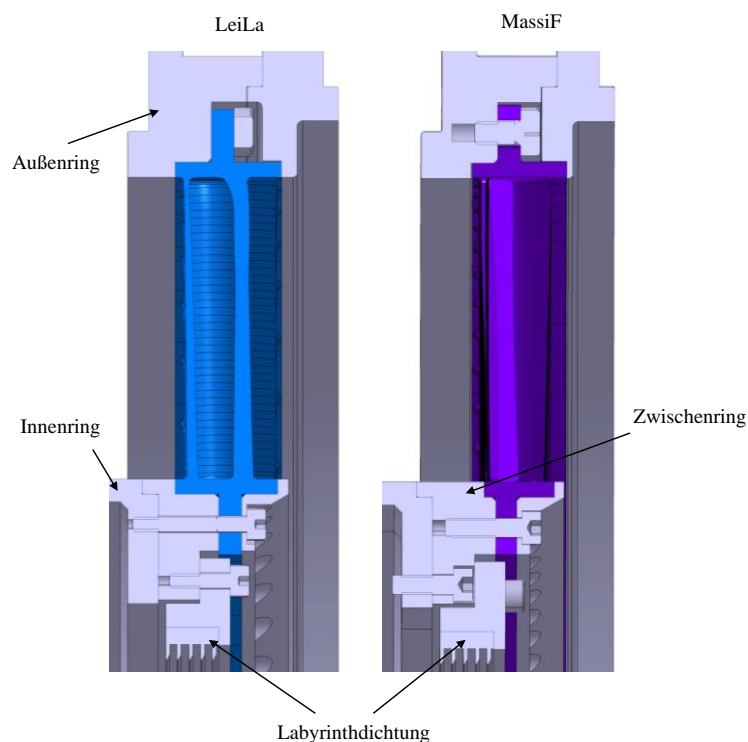


Abbildung 30: Vergleich der Verschraubung

Nachfolgende Abbildung zeigt den Stator mit den Umfangspositionen der instrumentierten Schaufeln. Weiters sind die Vorder- und Hinterkante eingetragen. Im Messsektor ist die Mach Zahl Verteilung beim Betriebspunkt Approach zu sehen.

¹ MassiF: Maßnahme zur Schallpegelsenkung im Flugverkehr – Effektive Triebwerkslärmminderung
Eigentlicher Projektname lautet MassiF-Effekt: Projekt zur Senkung der „Triebwerkslärmemissionen“

Leila Stator

Blickrichtung stromauf

Schaufelzahl: 57

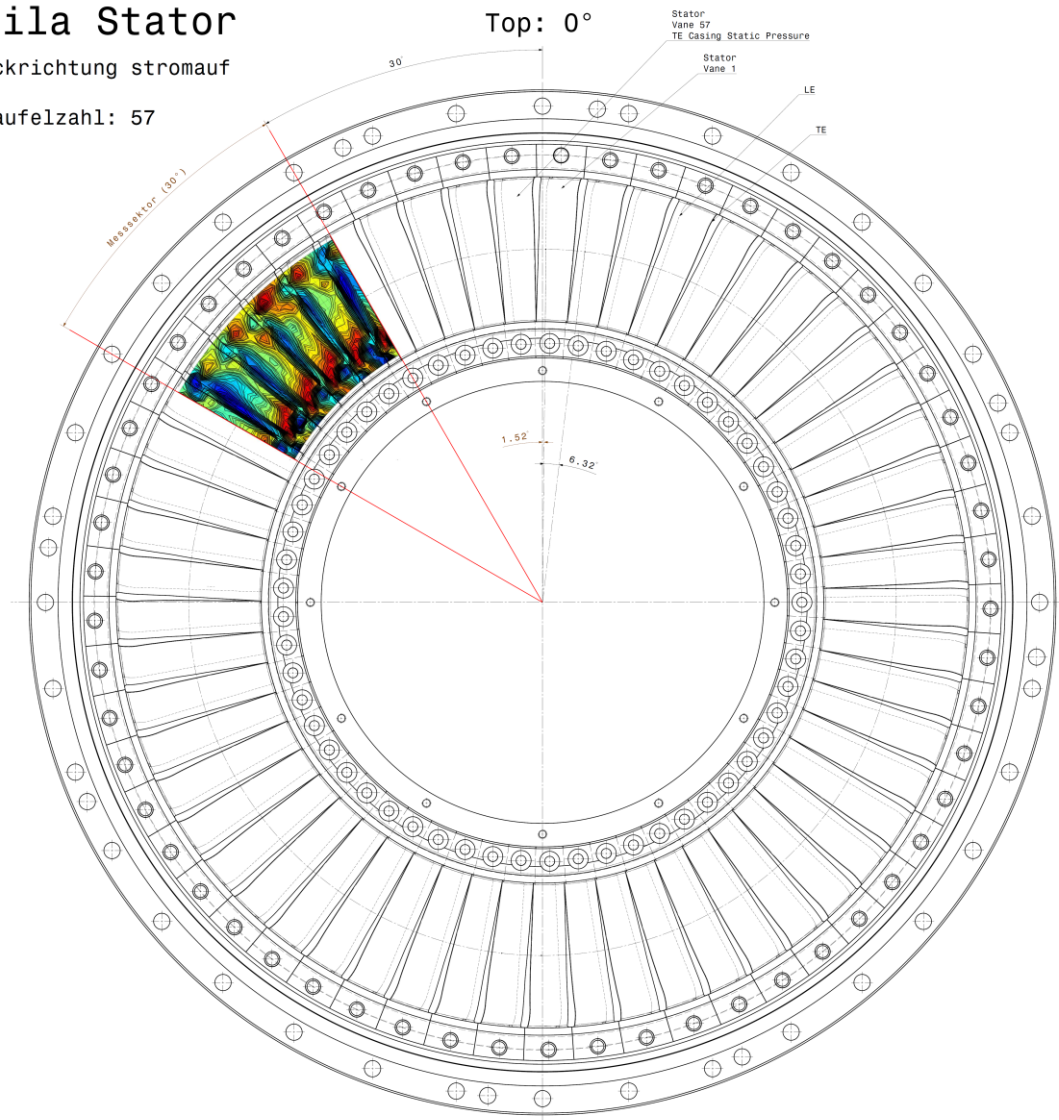


Abbildung 31: Stator mit Ma-Zahl Verteilung

4.1.2 Rotor und Zwischenscheibe

Die absolute Position des Rotors innerhalb des Prüfstands entspricht derjenigen der gegenwertigen Konfiguration. Dies resultiert aus der Vorgabe, dass die axialen Schaufelabstände der beiden Auslegungen identisch sein sollen.

Der Rotor besitzt 72 Laufschaufeln, welche zwei unterschiedliche Schaufelgeometrien aufweisen. D.h., die Umlenkung zwischen LE und TE unterscheidet sich in den beiden Fällen. Durch die abwechselnde Anbringung der zwei Varianten an der Rotorscheibe entsteht das sogenannte Mistuning. In nachfolgender Abbildung sind die Unterschiede der Umlenkung an der Schaufelspitze, in der Mitte der Schaufel und am Schaufelfuß dargestellt.

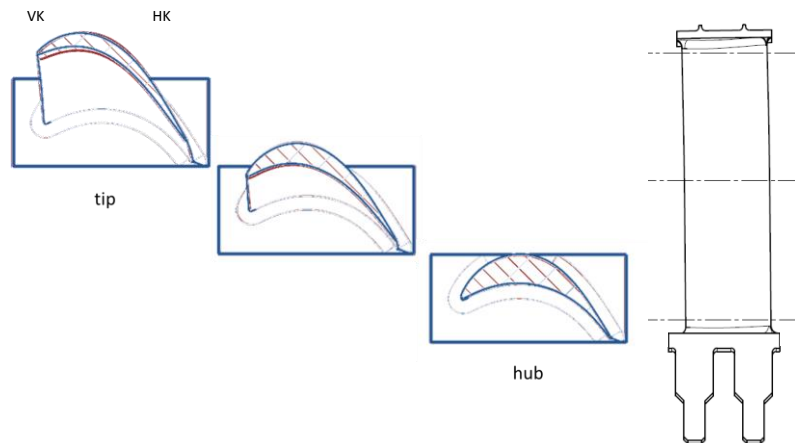


Abbildung 32: Vergleich der Umlenkung der beiden Rotorschaufeln der Cut-On Auslegung

Zum Vergleich zeigt Abbildung 33 sowohl die Umlenkung des Rotors der Cut-On Auslegung (dargestellt in Blau) als auch diejenige des Cut-Off Setups (dargestellt in Rot). Es ist zu erkennen, dass in der Mitte der Schaufel keine Differenz in der Umlenkung auftritt. Betrachtet man hingegen den Schaufelfuß und die Schaufelspitze, so kann man dort eine geringfügige Änderung feststellen. Weiters ist das Profil bei der Cut-On Auslegung dicker, um unterschiedliche Eigenfrequenzen der Schaufeln zu realisieren.

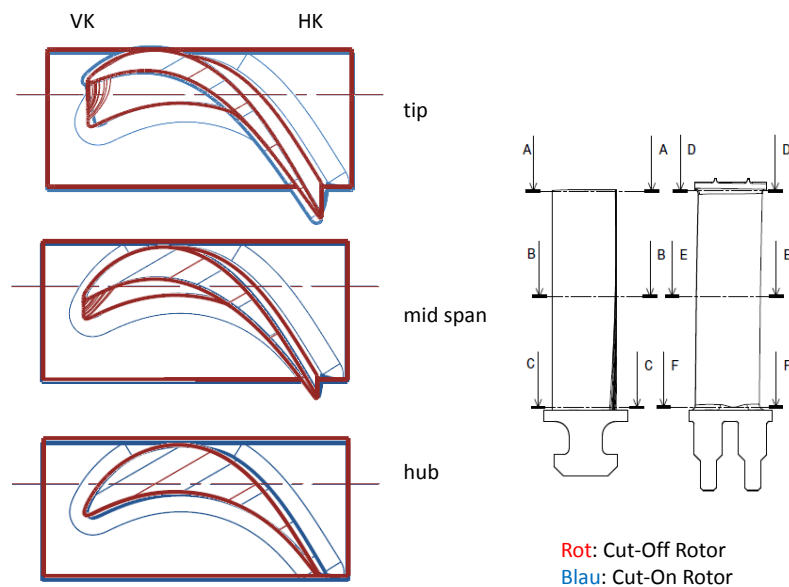


Abbildung 33: Vergleich der Rotor-Umlenkung von Cut-On und Cut-Off Design

Um den Spaltwirbel zwischen den Schaufelenden und dem äußeren Gehäuse zu vermeiden, wird ein sogenanntes Deckband angebracht. Dieses verhindert die Umströmung der Schaufelspitzen infolge des Druckausgleichs zwischen Druck- und Saugseite. Der dadurch entstehende Wirbel (tip leakage vortex) stellt einen Verlust im Triebwerk dar, welcher im günstigsten Fall zu vermeiden ist. Siehe dazu Kapitel 3.3.

Weiters wird der Werkstoff der gegenwertigen Beschauelung von Aluminium auf hochwarmfesten Stahl geändert. Dadurch steigt zwar das Gewicht, die Schaufel an sich wird jedoch unempfindlicher gegenüber unerwünschten Kontakt mit anderen Bauteilen.

Bei der Auslegung und Tolerierung der Laufschaufeln ist besonders auf die Ausdehnung während des Betriebes zu achten. Durch eine Finite Elemente Analyse im Rahmen eines anderen Projektes wird die Längung der Schaufeln in radialer Richtung während des Betriebes untersucht. Dabei wird die Entwindung der Laufschaufeln vernachlässigt. Durch eben diese Längung in der radialen Richtung, hervorgerufen durch die auftretenden Fliehkräfte, kann sich ein minimaler Abstand zwischen benachbarten Deckbandsegmenten ergeben. Nachstehende Abbildung veranschaulicht diesen Vorgang.

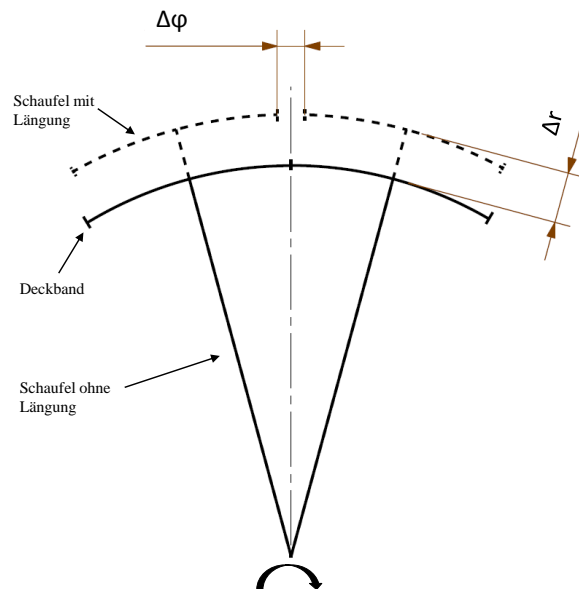


Abbildung 34: Schaufellängung durch Rotation

Das Problem wird zusätzlich durch die Erwärmung aller im Betrieb befindlichen Bauteile verstärkt. Es ist deshalb durch die richtige Tolerierung der Schaufelabmessungen und den Einsatz von Passungen zu gewährleisten, dass das Deckband und der Schaufelfuß auch im Betrieb satt aneinander liegen. Ansonsten wird die Schaufel zum Kragträger und es tritt eine andere Eigenfrequenz auf. Durch einen Spalt könnten sich die Schaufeln im Betrieb berühren wodurch eine nichtlineare Schwingung angeregt werden würde.

Die Laufradscheibe erhält ebenfalls eine Überarbeitung. Abbildung 36 zeigt die Unterschiede zwischen der bestehenden Rotorscheibe des Projektes MassiF (rechts im Bild) und der neu konstruierten Laufradscheibe von LeiLa (links im Bild). Neben geringfügigen Änderungen, wie z.B. das Entfernen von überflüssigen Einstichen, liegt das Hauptaugenmerk auf der Verwendung einer neuen Verbindung zwischen den Laufschaufeln und der Laufradscheibe. Dabei wird von einer Hammerkopf-Verbindung auf eine Steckfuß-Verbindung gewechselt. Siehe dazu nachfolgende Abbildung.

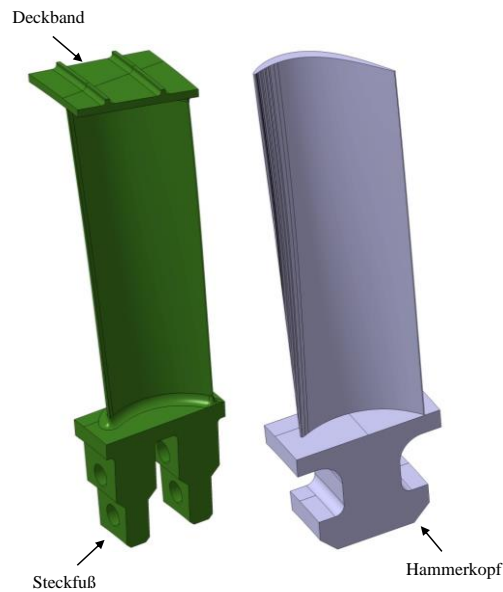


Abbildung 35: Vergleich Rotorscheufeln

Grund für diesen Wechsel ist die einfachere Montage der Schaufeln mit der Rotorscheibe. Gleichzeitig entsteht keine nennenswerte Verschlechterung der festigkeitstechnischen Eigenschaften der Laufschaufelverbindung. Hier sei auf [19] verwiesen, wo verschiedenste Arten von Schaufelfußbefestigungen untersucht und verglichen werden. Darauf stützt sich auch die Entscheidung für die Veränderung beim Projekt LeiLa.

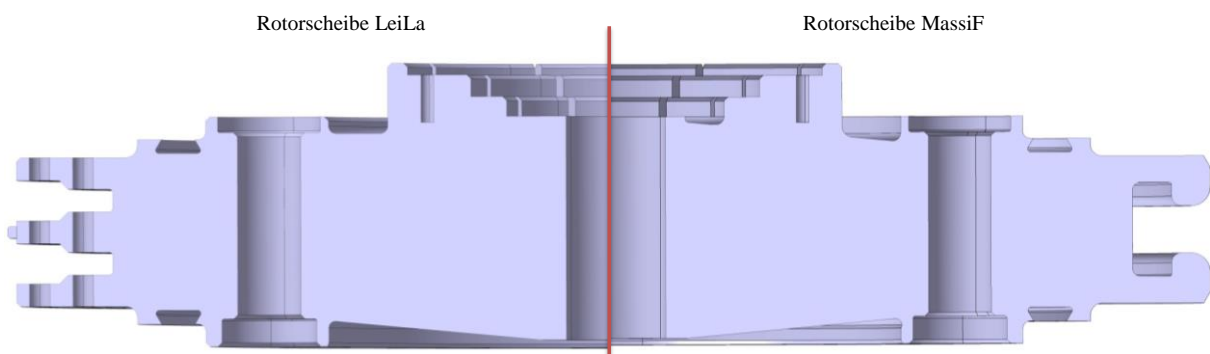


Abbildung 36: Vergleich der Rotorscheiben

Die Nase (A), welche in Abbildung 36 am linken Ende zu erkennen ist, dient nur zur richtigen Positionierung der Schaufeln. Dabei werden die einzelnen Schaufeln bis zum Kontakt mit der Montagehilfe in die an der Scheibe vorgesehenen Nuten geschoben. Da die Bohrung und Verstiftung der Bauteile gemeinsam erfolgt, ist diese Maßnahme unerlässlich. Die angesprochenen Stifte besitzen ein Übermaß, wodurch die Verbindung mit Rotorscheibe und Rotorscheufel mittels einer Presspassung realisiert ist. Um ein Lösen dieser Verbindung zu vermeiden wird der Rotor geschleudert. Das bedeutet, dass der Rotor in einem sogenannten Schleuderbunker auf eine überkritische Drehzahl gebracht wird, wodurch sich die Stifte plastisch verformen. Dadurch wird eine axiale Fixierung dieser gewährleistet. Reicht diese Maßnahme nicht aus, werden auf den Stirnseiten der Verbindungsbolzen Körnerpunkte

gesetzt. Daraus resultiert ebenfalls eine plastische Verformung und damit eine axiale Sicherung gegen Verrutschen.

Eine weitere Änderung ist das verwendete Material der Laufradschaufeln. Beim Cut-Off Design sind Schaufeln aus Aluminium im Einsatz, wohingegen die Schaufeln der Cut-On Auslegung aus Stahl sind. Durch die Änderungen an der Geometrie und des Materials der Schaufeln ergibt sich eine Gewichtszunahme des gesamten Rotors von LeiLa (25,5kg) gegenüber derjenigen von MassiF (22,5kg) von 3kg. Durch diese Erhöhung sinkt sich die kritische Drehzahl des LeiLa Rotors um 80,7 rpm.

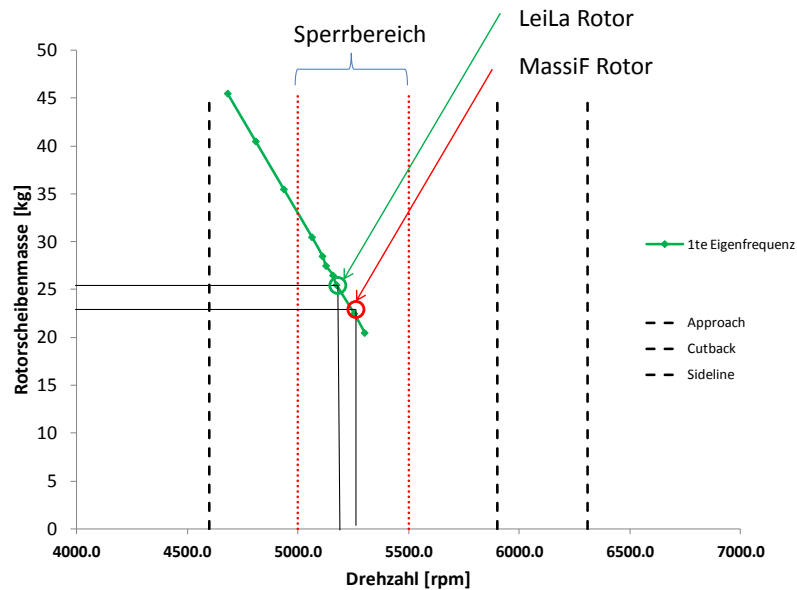


Abbildung 37: Vergleich der Rotormassen

Abbildung 38 zeigt den Cut-On Rotor im zusammengebauten Zustand. Blickrichtung ist hierbei stromauf, also auf die Hinterkante der Laufschaufeln.



Abbildung 38: Rotor in zusammengebautem Zustand

Die Verbindung zwischen der Laufradscheibe und der Rotorwelle erfolgt über eine Zwischenscheibe, unter Zuhilfenahme von speziellen Rotorschrauben. Wegen einer axialen Verschiebung der Vorderkante der Rotorschauflern, welche aus der Positionierung des Schaufelprofils auf dem Schaufelfuß resultiert, in Richtung des Vorleitrades muss auch diese Zwischenscheibe angepasst werden. In Abbildung 41 kann man die Scheibe links neben dem Rotor erkennen. Ein weiterer Grund weshalb der Rotor nicht direkt mit der Welle verbunden ist, ergibt sich durch die weichere Konstruktion der Zwischenscheibe. Dadurch verformt sich diese bei einer zu hohen Belastung stärker als die Welle und der Rotor in radialer Richtung, wodurch der Presssitz zwischen den Bauteilen enger wird und damit die Verbindung steifer. Dabei handelt es sich um eine elastische Verformung.

Die nächste Abbildung zeigt einen Vorher-Nachher Vergleich des Prüfstandes für die Montage des Rotors. Links sind die erwähnten Rotorschrauben deutlich zu erkennen.



Abbildung 39: Rotor Montage

4.1.3 Gehäuse

Während des Betriebes dehnen sich alle Bauteile infolge der Erwärmung in einem bestimmten Bereich aus. Dies und der Umstand einer großen Schwingungsamplitude des Rotors dürfen nicht zum Streifen der Laufschaufeln führen. Die Schwingungsamplituden können eine große Scheibenschragstellung bewirken wodurch der axiale Spalt überwunden werden kann. Um einen Kontakt des Deckbandes am äußeren Gehäuse bzw. des Schaufelfußes an den benachbarten inneren Gehäuseringen zu vermeiden, muss ein gewisser Mindestabstand gewährleistet werden. Abbildung 40 zeigt schematisch die Auslenkung des Rotors. Der Wert Δx entspricht dabei dem minimalen Spalt welcher vorhanden sein muss. Entsprechendes muss auch auf der gegenüberliegenden unteren Seite des Rotors zutreffen.

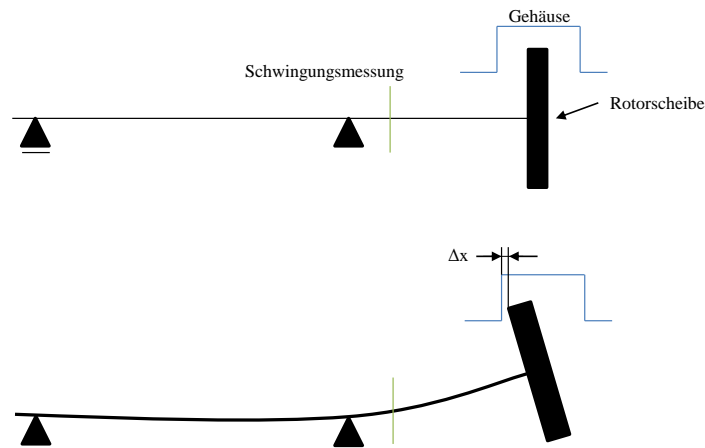


Abbildung 40: Gehäusespalte

Im Fall dieses Projektes beträgt der Spalt ohne Auslenkung 1,1mm an beiden Seiten, sowohl beim äußeren Gehäuse ring als auch bei den inneren Ringen. Im Anhang befindet sich eine Abschätzung des Spaltes bei der kurz hinter dem Lager, an der Messposition des Schwingungsgebers der Wellenüberwachung, eine maximal zulässige Auslenkung angenommen wird (siehe grüner Strich in obiger Abbildung). Zusätzlich wird der Fall nach Verlust einer Schaufel und der dadurch auftretenden Fliehkraft betrachtet. Nachfolgende Abbildung zeigt die realisierten Spalte zwischen dem Deckband und den angrenzenden Bauteilen. In nachfolgender Abbildung sind alle relevanten Gehäuseteile dargestellt und benannt. Die Positionen der angesprochenen Spalte sind durch rote Kreise markiert.

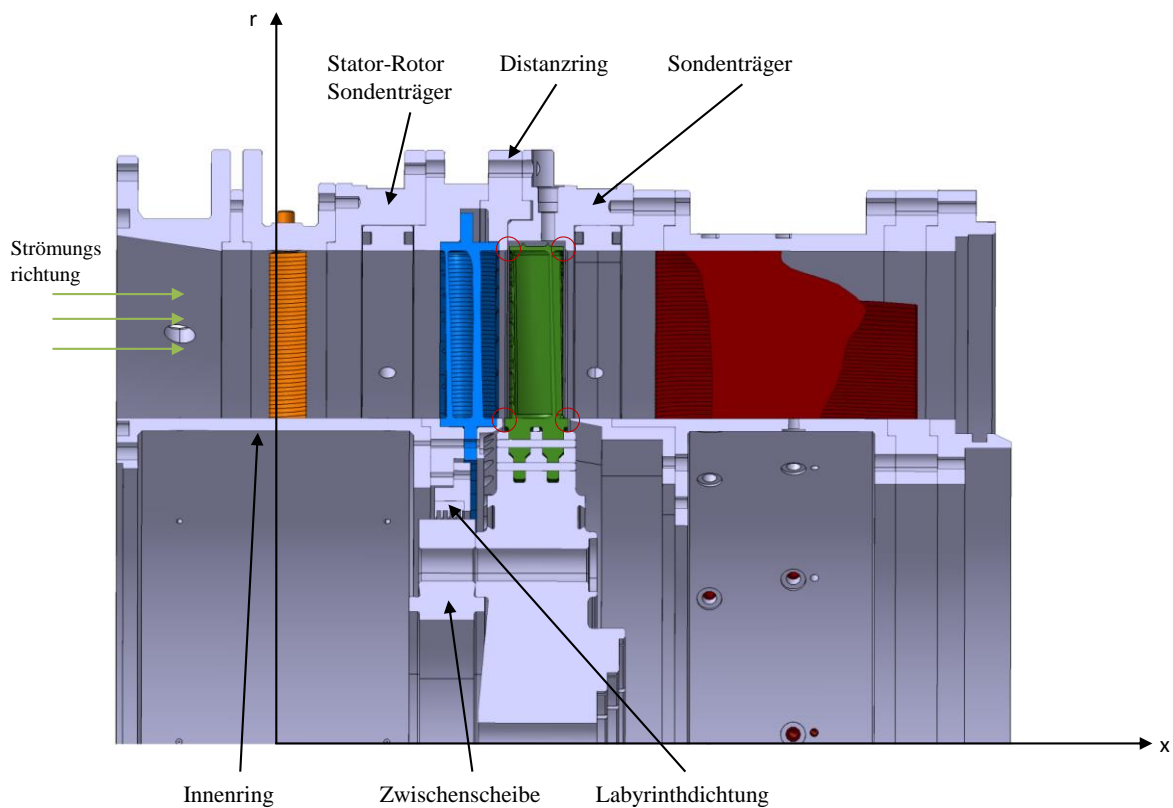


Abbildung 41: Gehäuseteile

Abbildung 42 zeigt die realen Spalte am Prüfstand. Im Vordergrund befindet sich die Hinterkante des Rotors. Der radiale Abstand des Deckbandes zum Gehäuse beträgt ebenfalls 1,1mm. Hier ist wiederum die Dehnung der Schaufel durch die Fliehkraft zu beachten. Zwischen der Labyrinthdichtung und der Zwischenscheibe ist ein Abstand von 0,15mm.

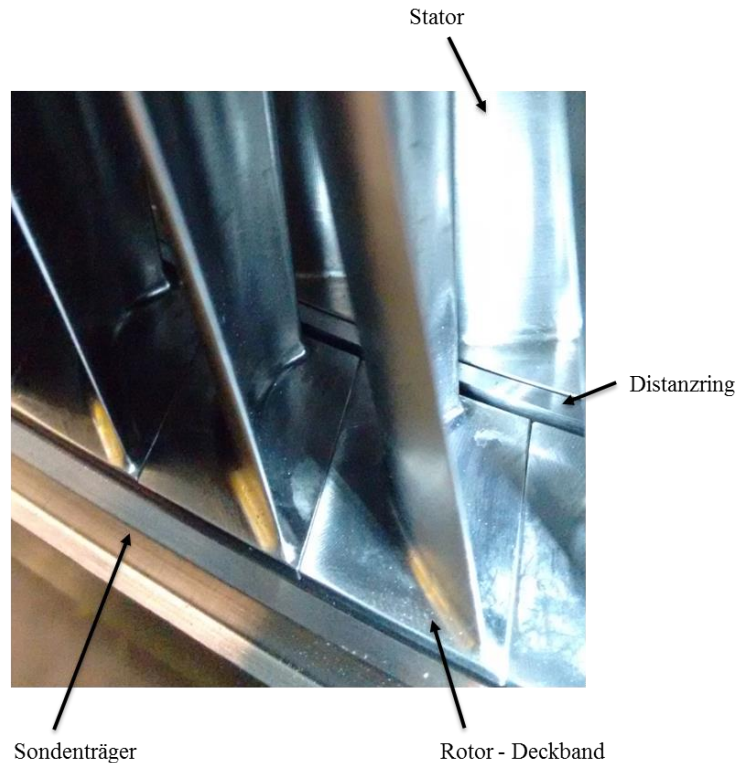


Abbildung 42: Spalte zwischen Deckband und Gehäuse

Am äußeren Gehäusering, welcher sich radial über dem Rotor befindet (Sondenträger in Abbildung 41), sind an vier Umfangspositionen Bohrungen für Messsonden vorzusehen. Mit Hilfe dieser Sonden wird der Abstand zwischen Ring und Laufschaufel bestimmt und gleichzeitig kann eine Kontrolle gegen das Überschreiten des Mindestwertes durchgeführt werden. Natürlich sind die Bohrungen für die Messsondenpositionierung bei Bedarf abzudichten. Dies geschieht durch die Verwendung eines Blindstopfens, der in das bereits vorhandene Gewinde eingeschraubt wird.

Weiters sind sowohl am Sondenträger als auch am Stator-Rotor-Sondenträger (siehe Abbildung 41) Schlitze vorgesehen, die es erlauben eine Messsonde in Umfangsrichtung zu traversieren. Diese Messsonden kommen in den Messebenen A und C zum Einsatz. Nachfolgende Abbildung zeigt die Messebenen im Turbinenrig.

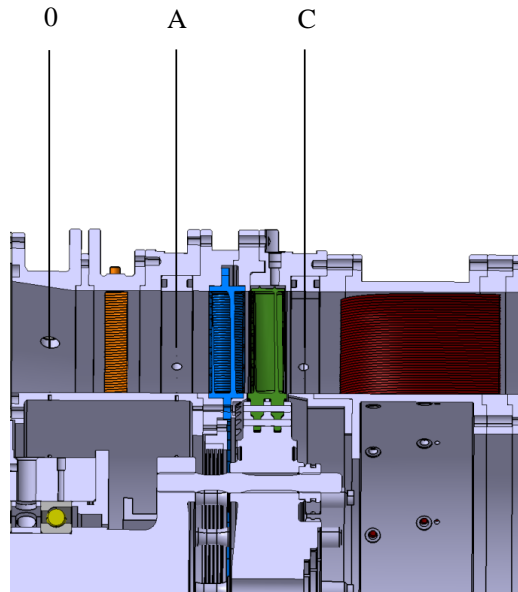


Abbildung 43: Messebenen im Turbinenrig

Die Schlitze erstrecken sich in der Ebene A um 44° und in der Ebene C um jeweils 65° . Sie sind viermal über den Umfang angeordnet. Die verdrehbaren Ringe werden als Sondenringe bezeichnet und werden mit Hilfe von O-Ringen gegen die feststehenden Gehäuseteile abgedichtet. Für eine bessere Traversierbarkeit werden Dichtringe mit einem Silikonkern und einer PTFE-Beschichtung verwendet, da sie eine geringere Reibung aufweisen. Eine dieser Dichtungen ist exemplarisch in nachfolgender Abbildung dargestellt.



Abbildung 44: O-Ring mit PTFE-Beschichtung

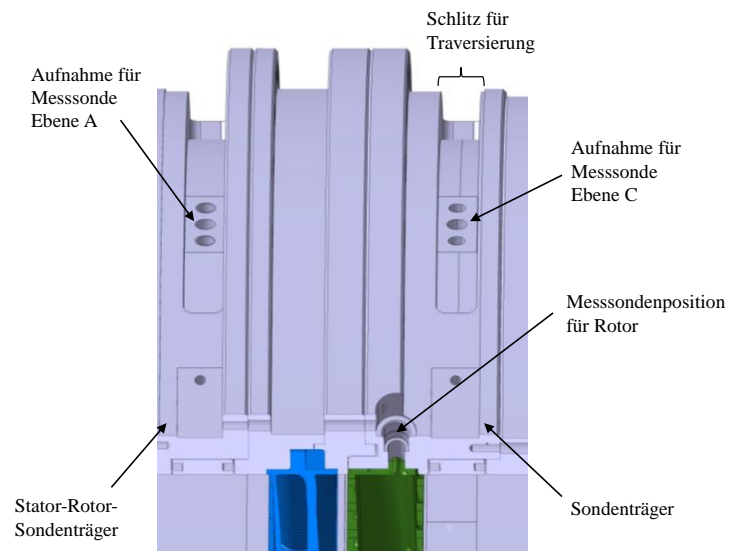


Abbildung 45: Sondenaufnahmen in den Ebenen A und C

Unten stehende Abbildung zeigt exemplarisch einen Schlitz beim Sondenträger in Ebene C inklusive des untersuchten Messsektors.

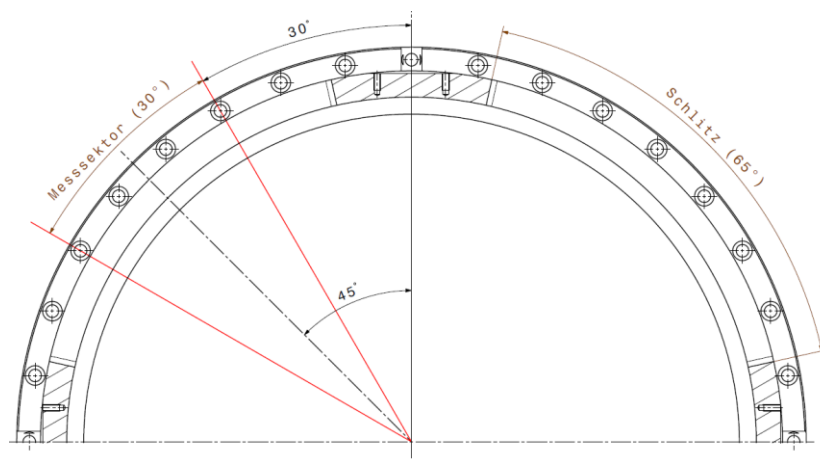


Abbildung 46: Schlitz am Sondenträger

4.1.4 TEC

Nach dem Rotor folgt das TEC. Die Schaufeln bezeichnet man als EGV's oder Struts (Stützrippen). Diese stellen in einem realen Triebwerk die letzte Schaufelreihe dar und haben neben der aerodynamischen Aufgabe noch eine Stützwirkung. Sie nehmen die Kräfte des hinteren Lagers auf und tragen zusätzlich die Triebwerksaufhängung. Bei diesem Prüfstand entsprechen sie der $\frac{1}{2}$ Stufe des zuvor erwähnten 1- $\frac{1}{2}$ -Stufen-Turbinenrings. Im Zuge dieses Projektes wird die Anzahl der Schaufeln auf 12, im Vergleich zu 15 beim Vorgängerprojekt, verringert.

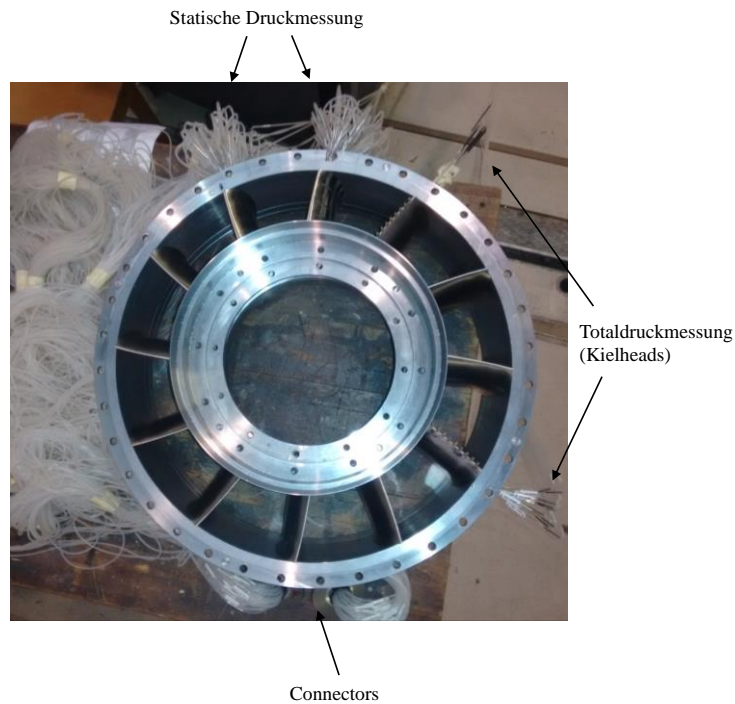


Abbildung 47: Instrumentiertes TEC

Die Schaufeln werden am Innen- und Außenring jeweils zweimal verstiftet und verschraubt. Der Innenring, mit dem die TEC Schaufeln verbunden sind, weist eine Befestigungsmöglichkeit für eine Telemetrie auf. Mit deren Hilfe können in weiterer Folge die Dehnungen der Rotorschaukeln mittels Dehnungsmessstreifen (DMS) bestimmt werden.

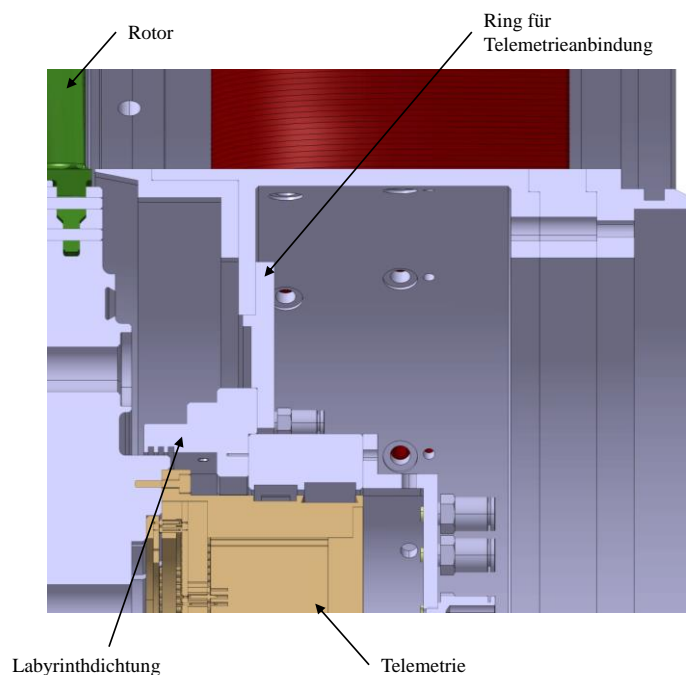


Abbildung 48: Telemetrie anbindung

Für genauere Informationen zu Versuchen unter Zuhilfenahme einer Telemetrie sei an dieser Stelle auf [30] verwiesen.

Nachstehende Abbildung zeigt sowohl die Positionen der instrumentierten Schaufeln am TEC als auch deren Vorder- und Hinterkante. Im Messsektor ist die Verteilung der Mach Zahl beim Betriebspunkt Approach für die Messebene D eingetragen.

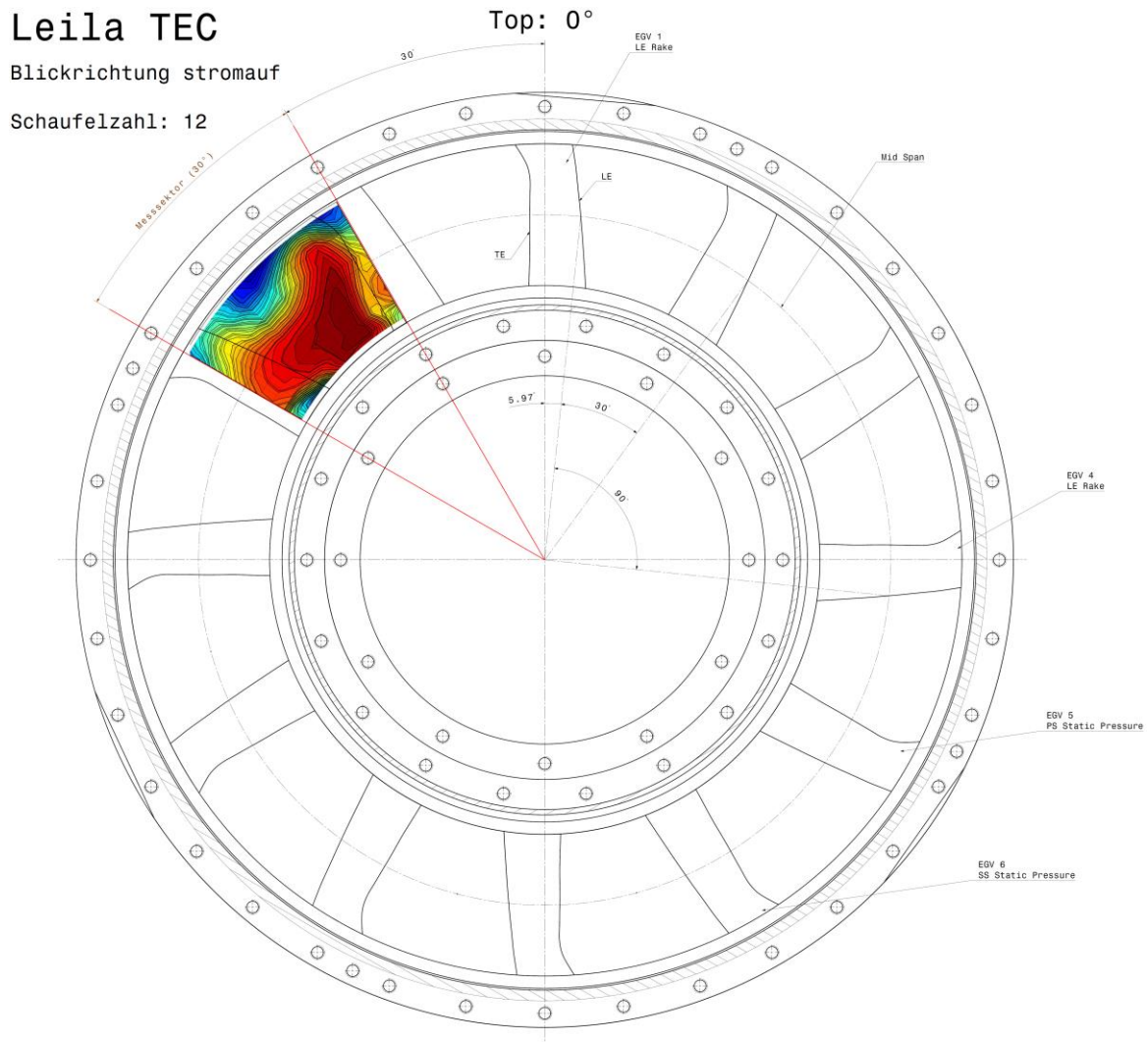


Abbildung 49: TEC mit Verteilung der Mach Zahl

4.1.5 Abstandsvariation

Einen weiteren wichtigen konstruktiven Punkt stellt eine Abstandsvariation dar. Durch sie besteht die Möglichkeit den axialen Abstand zwischen den einzelnen Schaufelreihen zu variieren, je nachdem an welcher Position des Rig ein Gehäusering getauscht bzw. hinzugefügt wird. Im Zuge dieser Arbeit wird eine Abstandsvariation zwischen dem Rotor und dem TEC realisiert. Dieser Abstand kann also den Standardabmessungen entsprechen

oder bei Bedarf verkleinert oder vergrößert werden. Dadurch ergeben sich fixe Abstände, welche durch einen schnellen und einfachen Umbau des TEC realisierbar sind.

Dazu muss ein äußerer Ring verschoben und ein innerer getauscht werden. Vergleiche dazu Abbildung 50 und Abbildung 27, in welcher die Standartabstände dargestellt sind. Im Allgemeinen dient diese Abstandsvariation zur akustischen Untersuchung der Interaktion zwischen den stationären Schaufelreihen wie auch deren Schwingungsanregung. Durch die Änderung des axialen Abstands rutschen die EGV's wie in unten stehender Abbildung zu erkennen ist um 20mm näher an die stromaufwärts liegenden Schaufelgitter heran oder um 20mm weiter weg wenn der Ring vor den Schaufeln eingesetzt wird. Die Gesamtlänge des Turbinenrigs bleibt dabei immer konstant.

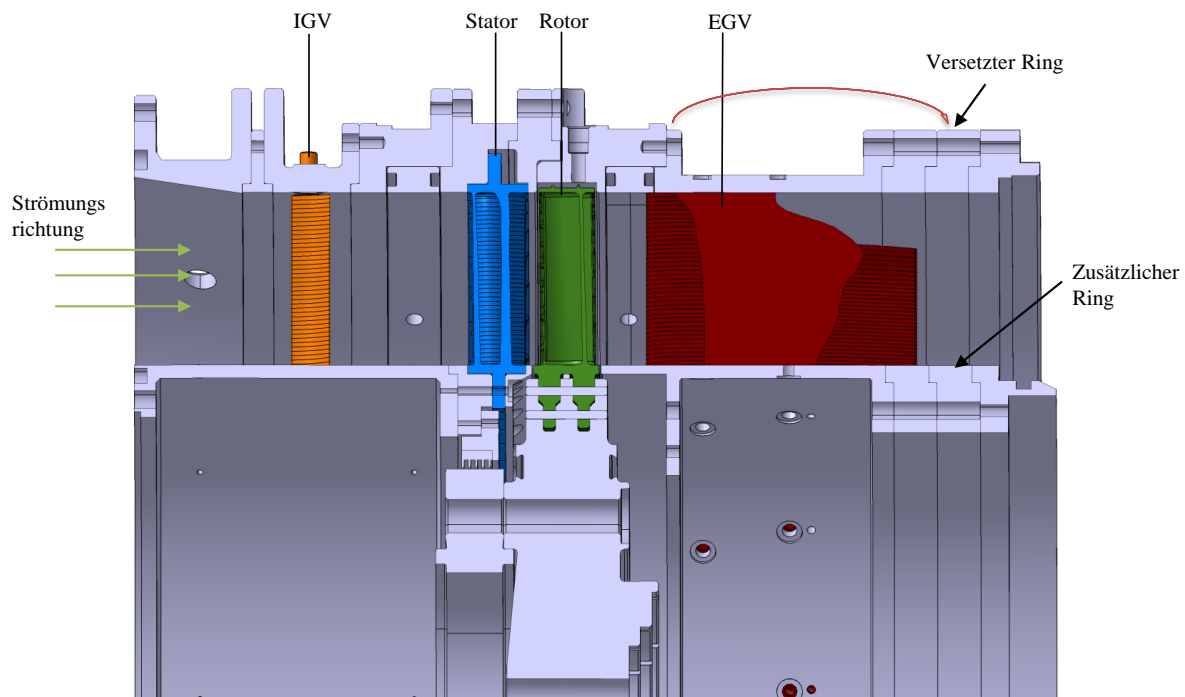


Abbildung 50: Leila – Abstandsvariation

4.2 Zahnkranz-Traversierung

Da die bis dato verwendete Traversierung für die Ebenen A und C (siehe Abbildung 43) nur einen kleinen Traversierbereich erlaubt und außerdem unhandlich und mühsam zu montieren ist, wird sie in einem Zug mit dem Prüfstand erneuert. Die Neukonstruktion gestattet die Traversierung der Messsonden in Umfangsrichtung mit Hilfe eines Zahnkranzes, dessen Innendurchmesser größer als der Außendurchmesser des Rig ist. Dadurch kann er mit Hilfe eines Schienensystems axial zwischen den beiden Messebenen verschoben werden. Diese Schienen werden dazu am Prüfstandsfundament befestigt, wodurch eine ungehinderte Bewegung der Traversiervorrichtung gewährleistet ist. Weiters bietet diese Traversierung die Möglichkeit bei zukünftigen Projekten nach entsprechender Abänderung der Gehäuseteile eine Sonde um 360° zu traversieren.

Diese Vorrichtung besteht aus dem genannten Zahnkranz von der Firma Franke GmbH und einem geschweißten Rahmen aus handelsüblichen Profilrohren.

Die radiale Traversierung der Messsonden erfolgt über eine Lineareinheit, welche am Zahnkranz befestigt ist. Dazu dient ein Adapter, der in Abbildung 52 gelb dargestellt ist. Er wird einerseits mit dem Kranz und andererseits an einem frei drehbaren Ring (Sondenring) im Turbinenrig verschraubt. Die zur Messung verwendete 5-Loch-Sonde wird durch eine weitere Bohrung direkt in den Strömungskanal geführt.

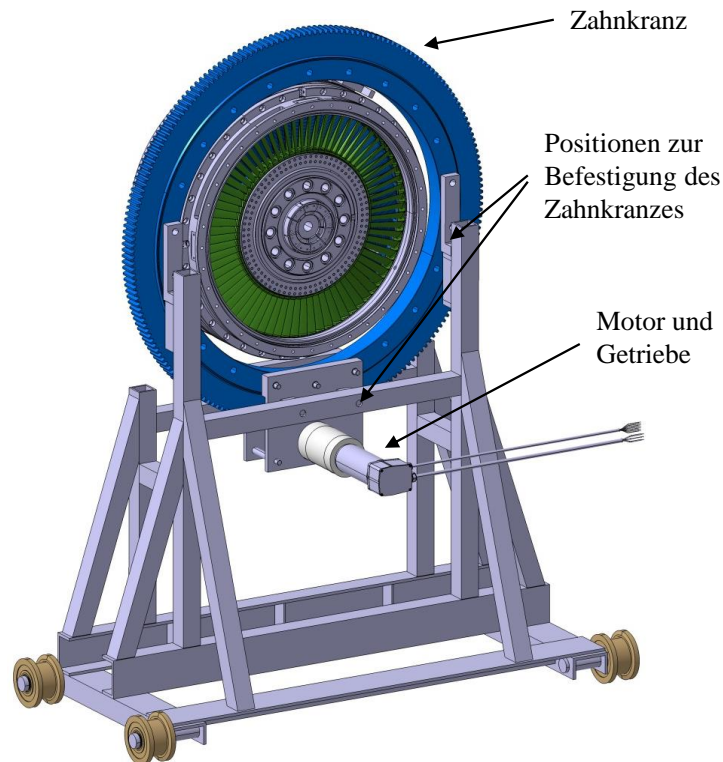


Abbildung 51: Zahnkranz

Der Zahnkranz kann über ein Ritzel, welches auf der Motorwelle sitzt, gesteuert werden. Die Zahl der Zähne beträgt beim Zahnkranz 202 und beim Ritzel 20. Daraus ergibt sich ein Übersetzungsverhältnis von 10,1.

Die Ansteuerung der Messpositionen erfolgt über ein mitgeliefertes Programm namens „Maxon Motor Epos 2“, in welchem die zu verfahrenen Schritte anzugeben sind. In der Messebene C ist im Rahmen dieser Arbeit eine Schrittweite bezüglich des Winkels von $0,75^\circ$ gefordert. Die entsprechenden Schritte für das Steuerprogramm sind nachfolgender Tabelle zu entnehmen.

Tabelle 6: Schrittweite der Zahnkranztraversierung

	Rotation		
	1°	360°	0.75°
Anzahl der Schritte	5198,89	1871600	3899,17

Der Winkelfehler nach der Traversierung des geforderten Messsektors (30°) entspricht einer Schrittzahl von rund 23. Daraus ergibt sich ein Winkel von $0,004^\circ$ und kann daher vernachlässigt werden. Um ein unkontrolliertes Traversieren und damit eine eventuelle Kollision mit den Gehäuseringen zu vermeiden sind zwei Endschalter am Rahmen montiert. Diese können individuell eingestellt und somit dem benötigten Messfenster angepasst werden.

Grundsätzlich ist eine Rotation um 360° möglich, wobei hierfür ein geringfügiger Umbau nötig ist. Dazu muss die hintere Motorplatte entfernt werden. Um eine solche Rotation gewährleisten zu können, ist der Zahnkranz nur auf einer Seite mit dem Rahmen verschraubt, was aber festigkeitstechnisch unbedenklich ist.

Am Rahmen werden durch die institutseigene Werkstatt Haken geschweißt, die es erlauben die ganze Vorrichtung mittels Kran zu transportieren.

Bei der Montage werden zuerst zwei Adapter an das Turbinenrig geschraubt und anschließend der Zahnkranz mit denselben verbunden. Dadurch wird eine Konzentrität zwischen dem Rig und der Traversierung gewährleistet. Die Positionierung des Rahmens erfolgt im Anschluss in Abhängigkeit des Zahnkranzes. Deswegen fallen die Bohrungen der Verbindungsstellen etwas größer aus, um eine eventuell auftretende Exzentrizität ausgleichen zu können. Siehe dazu die Positionen zur Befestigung in Abbildung 51. Die gesamte Vorrichtung wird nicht an der benötigten Messposition fest mit dem Fundament fixiert. Während des Betriebs des Prüfstandes dehnt sich das Rig in Folge seiner Erwärmung sowohl radial als auch axial geringfügig aus. Die Traversierung kann sich wegen der nicht vorhandenen Fixierung in die jeweilige Richtung mitbewegen.

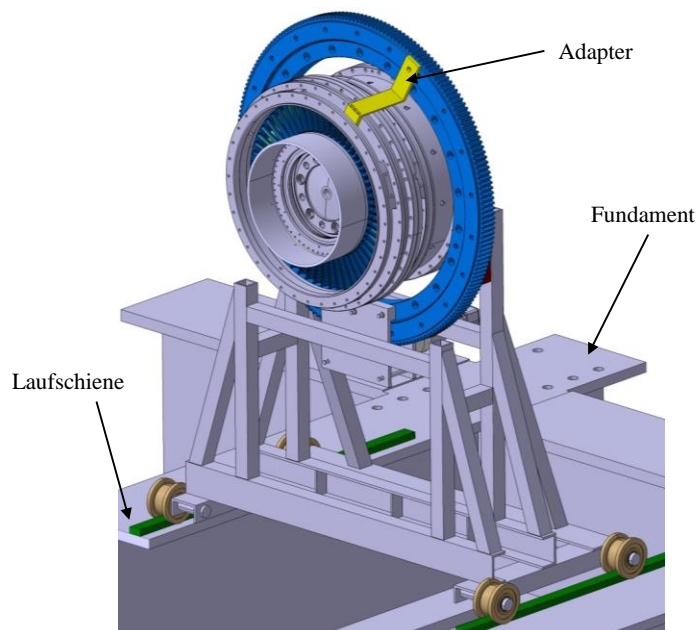


Abbildung 52: Zahnkranz inklusive Sonden-Adapter

Mit Hilfe dieser Traversierung ist es nun möglich, die Sondenringe in den Ebenen A und C (siehe Abbildung 43) ebenfalls in Umfangsrichtung zu rotieren. In der Messebene im Akustikrig ist dies durch einen vorhandenen Zahnkranz, siehe unten stehende Abbildung, bereits durchführbar, wobei sich hier die gesamte Akustikmessstrecke um seine Längsachse dreht.

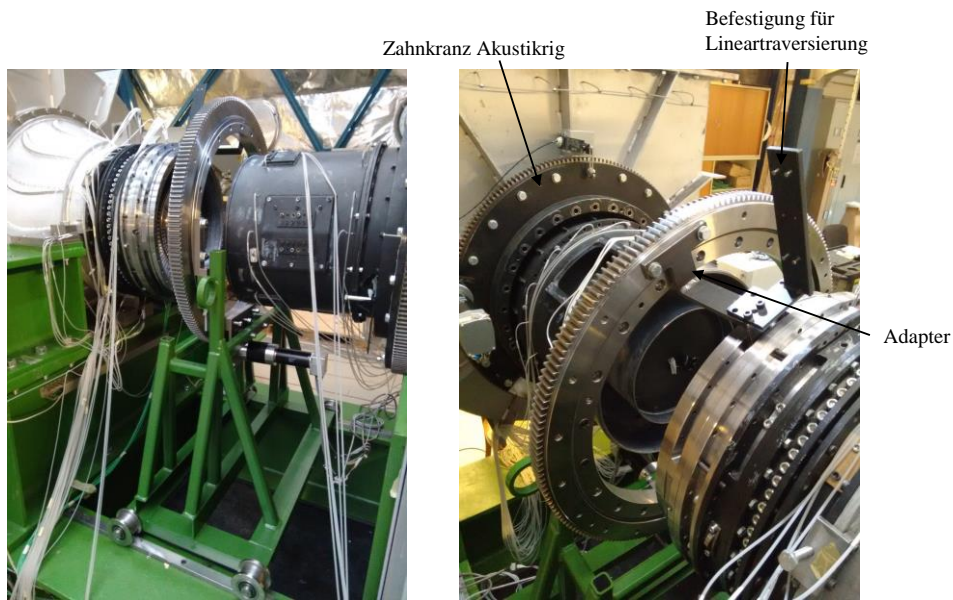


Abbildung 53: Zahnrad-Traversierung am Prüfstand montiert (links) und Verbindungsstück zwischen Zahnrad und Sonde (rechts)

4.3 Rake Konstruktion

Durch Messsonden die direkt in den Strömungskanal eingebracht werden, sogenannte Rakes bzw. Rechen, sind die Totaltemperatur und der Totaldruck der Strömung bestimmbar. Ihr Zweck bei diesem Projekt besteht in der Messung der Eintrittsgrößen. Nachfolgende Abbildung zeigt den grundsätzlichen Aufbau eines solchen Rakes.

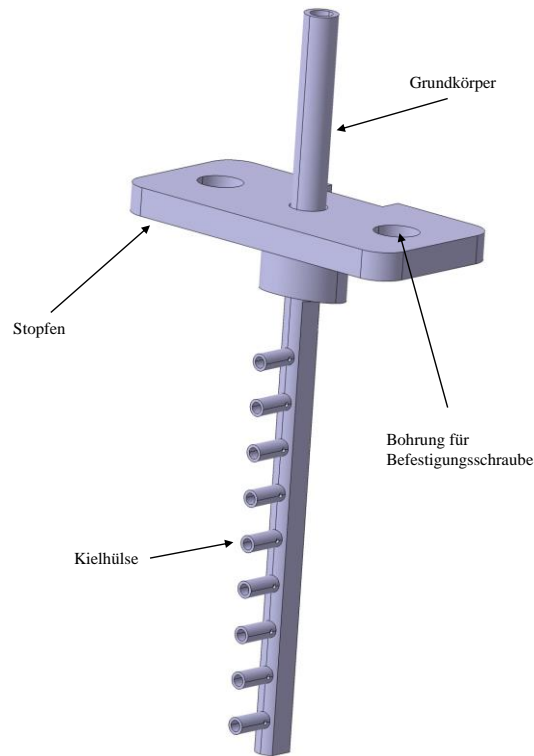


Abbildung 54: Rake

Um die Strömung in Folge so wenig wie möglich zu beeinflussen, muss ein Rake quer zur Strömungsrichtung den geringsten möglichen Querschnitt aufweisen. Deshalb wird das zu Anfang runde Rohmaterial in eine rechteckige Form gefräst, welche auch bei der Montage der Kielhülsen von Vorteil ist. Dieser Grundkörper wird mit Hilfe einer Schneidringverschraubung fest mit dem Stopfen verbunden. Ein Kupferring dient zur Abdichtung gegen die Umwelt. Beim Stopfen ist darauf zu achten, dass er so gut wie möglich die Kontur des Kanals aufweist um etwaige Störungen der Strömung in der Grenzschicht zu vermeiden.

Es gibt natürlich einige Parameter welche die Druckmessung negativ beeinflussen können. Dazu zählen unter anderem der Anströmwinkel, die Reynolds Zahl, die Machzahl, das Geschwindigkeitsgefälle, der Abstand zur Wand, Strömungsschwankungen und die Probengeometrie.

Um einige der genannten Parameter positiv zu beeinflussen, werden sogenannte Kielhülsen, oder Kielheads, mit dem Grundkörper verlötet. Durch diese Hülsen wird das Rake unempfindlicher gegenüber Änderungen des Anströmwinkels. Sie können trotz einer Fehlanströmung in einem Winkelbereich von $\pm 23^\circ$ auf $\pm 1\%$ genau messen. Durch zwei kleine

Bohrungen mit dem Durchmesser von 0,5mm nahe dem Grundkörper kann die Strömung ungehindert durch die Kielheads strömen. Dadurch wird ein Aufstauen der Strömung innerhalb des Volumens verhindert. Die Totaldruckmessung wird durch diese Bohrungen zwar in einem gewissen Maß verfälscht, jedoch bewirken sie ein schnelleres Ansprechen auf etwaige Druckänderungen, welche sich während der Durchführung eines Versuches nicht vermeiden lassen. Es ist zu beachten, dass sich diese Bohrungen hinter dem Eintritt des Druckmessröhrchens befinden müssen, da sie sonst ihren Zweck verfehlen. Abbildung 55 zeigt die generelle Auslegung eines Kielhead.

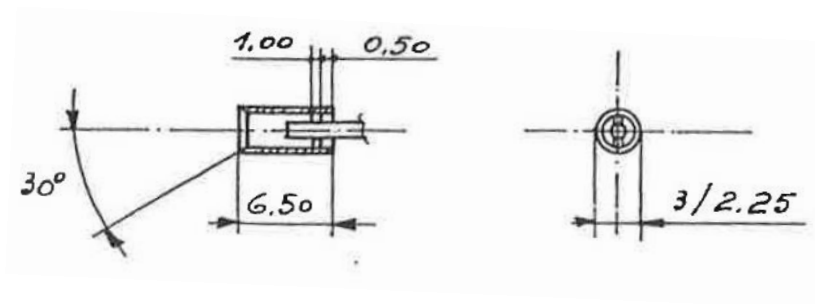


Abbildung 55: Kielhead [27]

Die Anzahl der Messstellen je Sondenbaum beträgt neun, da sich der Totaltemperatur- bzw. Totaldruck-Verlauf mit dieser Menge gut auflösen lässt. Weiters ist eine zu hohe Anzahl eher negativ, da sie sich durch die Umlenkung der Strömung bei zu geringem Abstand gegenseitig beeinflussen. Die Position der Messstellen wird in Kapitel 5.4 behandelt. Die folgende Darstellung zeigt ein Rake im Strömungskanal.

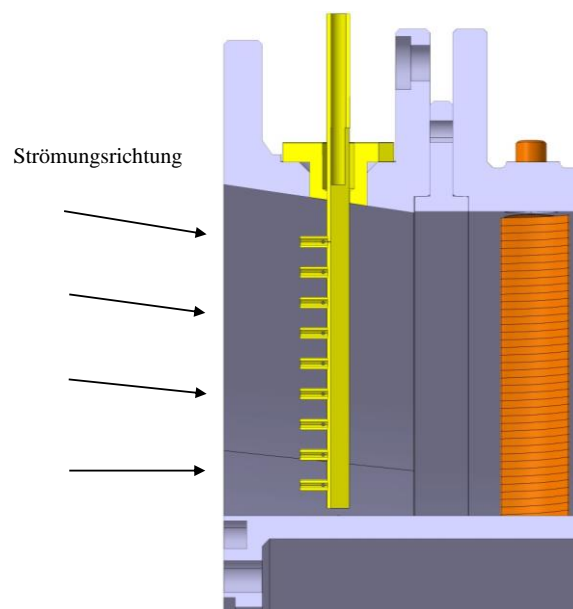


Abbildung 56: Rake im Strömungskanal

Die zur Messung benötigten Druckmessröhrchen und Thermoelemente werden im Vorhinein passend zurecht gebogen und anschließend mit Epoxiharz (Zweikomponentenkleber) in den Grundkörper eingeklebt. Die Totaldruckmessung erfolgt mit Hilfe von Druckmessröhrchen

die einen Außendurchmesser von 0,8mm und einen Innendurchmesser von 0,5mm aufweisen. In der unten stehenden Abbildung ist das einbaufertige Rake abgebildet.

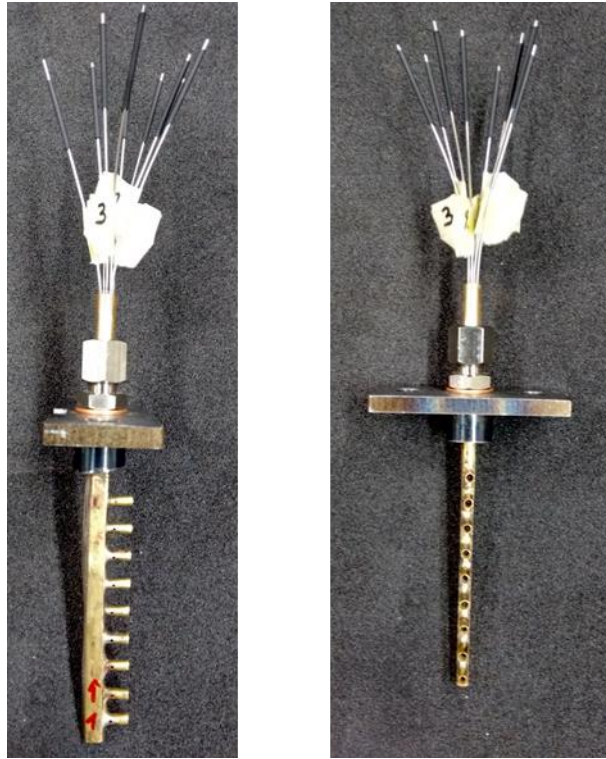


Abbildung 57: Totaldruckrake

Für die Temperaturmessung kommen Thermoelemente des Typs K zum Einsatz. Sie haben eine maximale Einsatztemperatur von 1200°C und eine Werkstoffpaarung aus NiCr und Ni.



Abbildung 58: Totaltemperaturrake

5 Messtechnik und Messpositionen

Dieses Kapitel handelt von den verwendeten Messtechniken und der Positionierung derselben im Turbinenprüfstand. Die theoretischen Grundlagen der einzelnen Messsysteme sind bereits in Kapitel 3.5 behandelt worden.

Nachfolgende Abbildung zeigt die einzelnen Messebenen, wobei die Strömungsrichtung mit Hilfe des orangenen Pfeils dargestellt ist. Die Ebene 0 dient zum Erhalt der Eintrittszustände in das Rig. Sie werden zur Einstellung des zu untersuchenden Betriebspunktes verwendet. Dazu werden ein Totaldruck- und Totaltemperatur-Rake herangezogen. Weiters befinden sich in dieser Ebene statische Druckmessbohrungen und Grenzschichtkämme am hub. Die Messebene A stellt den Eintritt in die Turbinenstufe nach dem Vorlaufrad dar und ist wichtig um für eine CFD Simulation die Randbedingungen zu erhalten, ohne dass das Vorleitrad modelliert werden muss. Hier kann eine 5-Loch-Sonden Messung durchgeführt werden. Zusätzlich sind wiederum statische Druckmessstellen und Grenzschichtkämme am hub vorhanden. Mit Hilfe der Messebenen A und C kann eine Bewertung der Stufe durchgeführt werden.

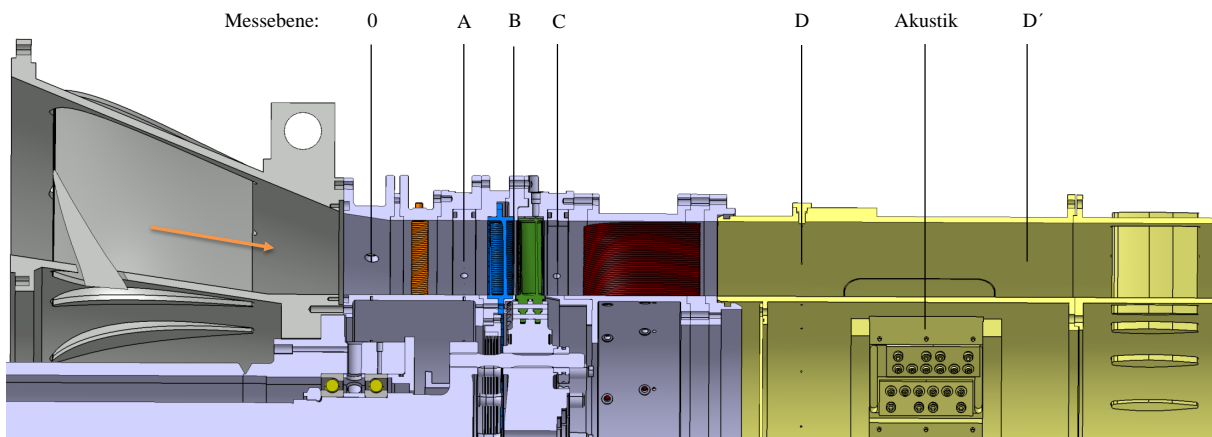


Abbildung 59: Messebenen STTF

Die Messebene B befindet sich zwischen Stator und Rotor und enthält Messpositionen zum Bestimmen des statischen Druckes am Gehäuse. Für eine Messung mittels 5LS oder Rake ist der axiale Abstand zu gering. Ebene D stellt den Eintritt und D' den Austritt der Akustikmessstrecke dar. In beiden Ebenen befinden sich statische Druckmessbohrungen. Weiters sind in Ebene D Grenzschichtkämme angebracht. Bezogen auf die Vorderkante des Vorleitrades (siehe Abbildung 27) ergeben sich folgende Abstände der jeweiligen Messebene.

Tabelle 7: Axiale Abstände der Messebenen

	Ebene				
	0	A	B	D	D'
Axialer Abstand [mm]	-42.7	56.2	109.2	417.2	443.7

Die grundsätzliche Positionierung der Messsysteme ist in unten stehender Abbildung dargestellt. Zur Durchführung der gegenständlichen Arbeit werden nicht alle dieser Positionen benötigt. Beispielsweise werden jeweils ein Totaldruck- und Totaltemperaturreake verwendet. Bei den Positionen handelt es sich dabei um die zwei Rakes im unteren Bereich des Prüfstandes, d.h. bei 135° bzw. 225°. Bei diesen Systemen wird, bei Blickrichtung stromaufwärts, die Nummerierung der Messstellen im Uhrzeigersinn durchgeführt, was auch der Drehrichtung des Rotors entspricht. Zählbeginn ist der oberste Punkt der jeweiligen Ebene.

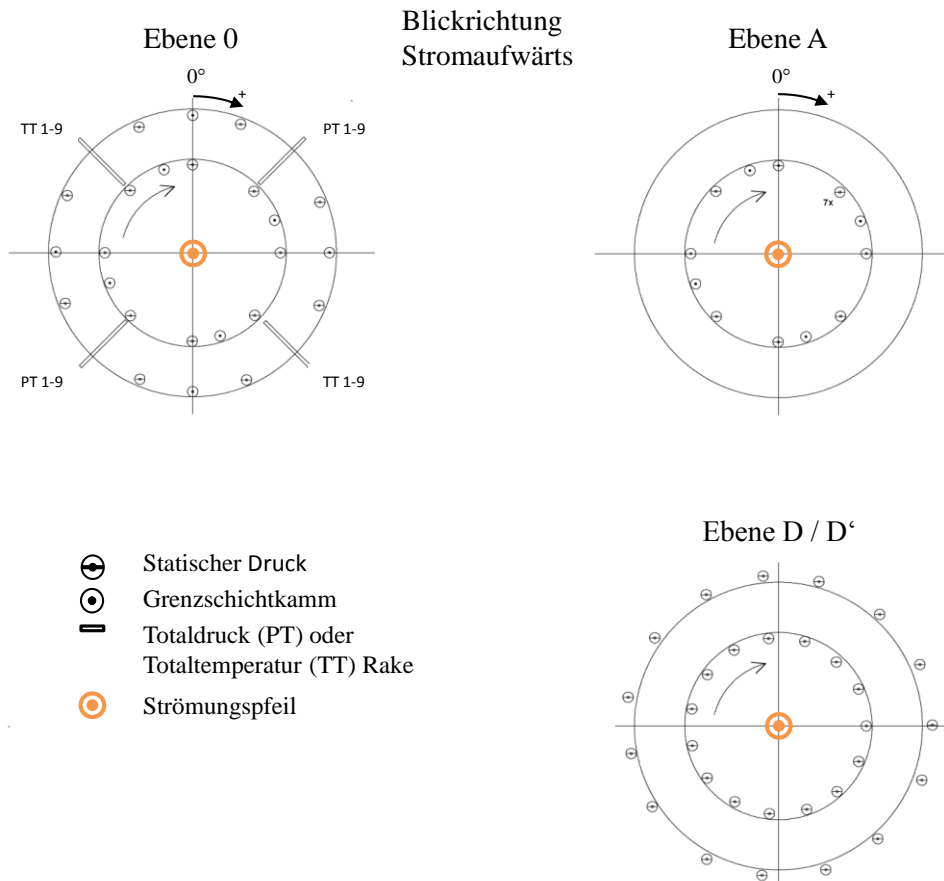


Abbildung 60: Messtechniken und Messpositionen [6]

Die hier nicht dargestellte Ebene C enthält keine permanenten Messsysteme. Im Rahmen dieser Arbeit werden zwar alle vorhandenen Messebenen instrumentiert, für die Messung in Bezug auf LeiLa sind jedoch die Ebene C und D von vorrangigem Interesse, da dort ebenfalls Messungen mittels 5-Loch-Sonde stattfinden.

5.1 Akustik

Bei der Akustikmessung wird das wohl wichtigste Instrument zur Messung des Schalls verwendet. Es handelt sich dabei um Mikrofone, welche den Schalldruck in ein elektrisch analoges Signal umwandeln. Die akustische Messstrecke des STTF befindet sich stromabwärts direkt nach dem TEC. Bei den eingesetzten Mikrofonen handelt es sich genauer gesagt um Kondensatormikrofone der Firma G.R.A.S., welche mit Vorverstärken kombiniert sind. Diese Messeinheiten werden zu je 12 Stück zusammengefasst und in die dafür vorgesehenen Akustikplatten eingesetzt, welche in Abbildung 61 dargestellt sind. Diese Platten sind so ausgelegt, dass die darin verbauten Mikrofone bündig mit dem Strömungskanal abschließen. Durch diesen Einbau wird gewährleistet, dass die Strömung nicht beeinflusst wird. Dabei dienen Kunststoffbuchsen einerseits als Schutz für die Mikrofone und andererseits als galvanische Trennung zwischen dem Gehäuse und dem jeweiligen Mikrofon.

Der axiale Abstand zwischen zwei benachbarten Mikrofonen beträgt 7,5mm. Um dies gewährleisten zu können befinden sich auf jeder Akustikplatte zwei in azimuthaler Richtung verschobene Reihen mit Mikrofonen (A und B in Abbildung 61). Der Winkel zwischen den Linien beträgt 12° . Links im Bild ist die fertig instrumentierte Akustikplatte am tip und rechts diejenige am hub dargestellt. Gut zu erkennen sind dabei ebenfalls die weißen Kunststoffbuchsen.

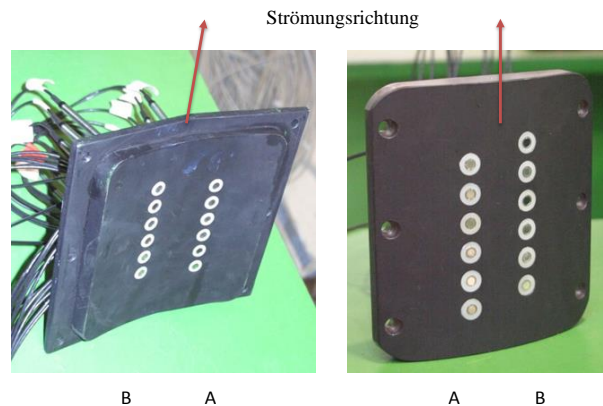


Abbildung 61: Akustikplatten Außen (links) und Innen (rechts) [12]

Die Abtastung des Schallfeldes erfolgt durch eine azimuthale Rotation der gesamten Akustikmessstrecke um 360° in Schritten zu je 2° . Um Strömungsturbulenzen so klein wie möglich zu halten ist vor den Mikrofonen die aerodynamische Instrumentierung auf ein Minimum reduziert.



Abbildung 62: Mikrofon (links) und Vorverstärker (rechts) [12]

Für weitere Details zur Akustik-Instrumentierung bzw. für nähere Informationen zu den verwendeten Mikrofonen sei hier auf [12] verwiesen.

5.2 5-Loch-Sonde

5-Loch-Sonden dienen zur Bestimmung von verschiedenen Strömungsparametern. Dazu zählen totaler und statischer Druck, totale und statische Temperatur, Mach-Zahl, Strömungsgeschwindigkeit sowie Nick- bzw. Gierwinkel. D.h. es lässt sich der räumliche Zustand der Strömung bestimmen. Einige dieser Parameter sind zur Durchführung der akustischen Modenanalyse notwendig. Damit ist es möglich, einerseits die totale und statische Temperatur und andererseits die Strömungsgeschwindigkeit zu berechnen.

Die bei den Versuchen in dieser Arbeit verwendete Sonde mit der Bezeichnung 01/06 wurde am Institut für Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen an der Rheinisch Westfälischen Technischen Hochschule (RWTH) Aachen hergestellt und kalibriert. Unten stehende Abbildung zeigt die verwendete Sonde in der Frontansicht (links) und in der Seitenansicht (rechts).



Abbildung 63: 5-Loch-Sonde 01/06 [28]

Die 5-Loch-Sonde besitzt fünf Bohrungen mit deren Hilfe Drücke gemessen werden. Für ihre Anordnung siehe Abbildung 26. Hierbei wird die Strömung mit dem Vektor \vec{c} angedeutet. Die Winkeldefinition des Yaw Angle (Schwenkwinkel α) und des Pitch Angle (Neigungswinkel γ) sind ebenfalls dargestellt. Um Temperaturwerte zu erhalten ist am Fuß der Sonde ein Typ K Thermoelement angebracht. Mit den gemessenen Drücken und der Temperatur lassen sich unter Zuhilfenahme von definierten Kenngrößen die Strömungsgrößen c , p_t , p , T_t , T , α und γ durch eine mehrparametrische Approximation berechnen.

Die Kalibrierbereiche der Sonde sind in nachfolgender Tabelle angegeben.

Tabelle 8: Kalibrierbereich der 5-Loch-Sonde [28]

Strömungsparameter	Minimum	Maximum	Schrittweite
Mach Zahl Ma	0.1	0.8	0.1
Yaw Angle α	-20	20	4
Pitch Angle γ	-20	20	4

Die Sonde wird an einer Lineartraversierung montiert durch welche sich die radiale Messposition innerhalb des Strömungskanals einstellen lässt. Durch die Kombination mit einer Rotationsachse ist es möglich die Sonde immer direkt in Strömungsrichtung zu drehen. Dies ist auf Grund des Kalibrierbereichs notwendig. Ansonsten könnte die Sonde eine zu große Fehlanströmung erfahren.

Besonders wichtig ist dies hinter dem Rotor, um dessen Abströmung genau untersuchen zu können. Mit der in Kapitel 4.2 erläuterten Zahnkranz Traversierung ist zusätzlich eine Änderung der Umfangsposition möglich. Durch diese drei Verfahrensmöglichkeiten lässt sich während einer Versuchsfahrt ein großer Bereich des Strömungskanals untersuchen.

Diese Sonde kommt in den Messebenen A, C und D zum Einsatz. In nachfolgender Abbildung sind die Messbereiche der einzelnen Ebenen in rot dargestellt. Die Betrachtung erfolgt von stromabwärts in Richtung stromaufwärts. Bei 45° befindet sich die Ausgangsposition der Messung. Von hier wird die Sonde 15° in negativer Richtung verfahren. Dort befindet sich die erste Messlinie des Sektors. Ausgehend von dieser Linie wird der entsprechende Deltawinkel verfahren, bis die 30° komplettiert sind.

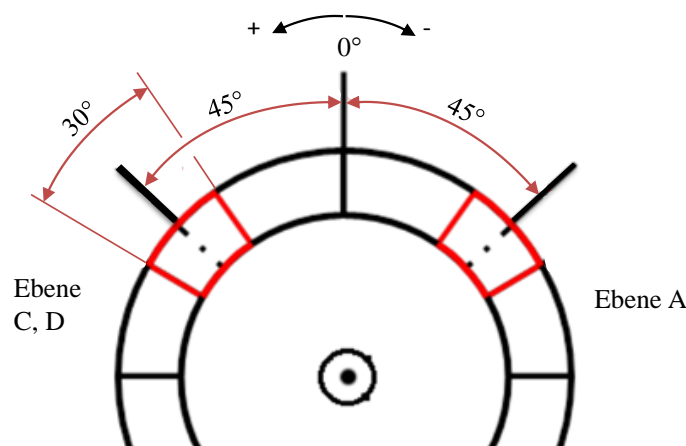


Abbildung 64: Schematische Darstellung der Messebenen [6]

Die Anzahl der zu untersuchenden Punkte in den Messsektoren ergibt sich aus der TEC Teilung. Aus den 12 Schaufeln resultiert daher ein Messbereich von 30° .

Ebene C:

Da sich diese Messebene direkt hinter dem Rotor befindet ist eine hohe Auflösung des Messfeldes wichtig. Grund dafür sind die hohe Anzahl von Statorschaufeln und der Rotor, welcher sich ständig durch das Messfeld bewegt.

Radial erfasst die Sonde Messwerte in 21 Punkten. Tabelle 9 zeigt die Messpositionen in der Ebene C. Die Umfangsrichtung wird in 41 Messpunkte unterteilt, was einen Deltawinkel von $0,75^\circ$ ergibt. Bei 0 bzw. 100% Kanalhöhe kann keine Messung durchgeführt werden.

Tabelle 9: Radiale Messpositionen der 5LS in Ebene C

Messpos. [mm]	0	0,2	2	4	8	16	20	24	28	32	36	40	44	48	52	56	60	64	68	71	73	80
Relative Kanalhöhe [%]	0	0,25	2,5	5	10	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	88,75	91,25	100

Ebene D:

Hier ist die Ausmischung der Strömung durch den langen Weg von den Hinterkanten der TEC Schaufeln bis zur Messebene schon sehr stark voran geschritten. Daher ist eine derart feine Auflösung des Messsektors wie in Ebene C nicht nötig. Radial existieren 14 Messpunkte verteilt über die gesamte Kanalhöhe. Nachfolgende Tabelle zeigt die verwendeten Messpositionen, wobei darauf zu achten ist, dass bei 0 bzw. 100% Kanalhöhe auf Grund der Gehäuseteile keine Messung durchgeführt werden kann. In Umfangsrichtung werden 21 Messpunkte mit einem Deltawinkel von 1.5° betrachtet.

Tabelle 10: Radiale Messpositionen der 5LS in Ebene D

Messpositionen [mm]	0	0,2	4	8	16	24	32	40	48	56	60	64	68	71	73	80
rel. Kanalhöhe [%]	0	0,25	5	10	20	30	40	50	60	70	75	80	85	88,75	91,25	100

In dieser Ebene wird die 5-Loch-Sonde verwendet um die notwendigen aerodynamischen Daten (p, T, Ma) für die anschließende Akustikauswertung zu erhalten.

5.3 Statische Druckmessbohrungen

5.3.1 Gehäuse

Statische Druckmessbohrungen zur Bestimmung des Wanddruckes befinden sich in allen im Prüfstand vorhandenen Ebenen. Ihre Umfangspositionen sind in Abbildung 60 dargestellt. Die Ebene 0 enthält dabei 16 Messstellen, wobei jeweils acht Stück sowohl am Innenring als auch am Außenring, gleichmäßig über den gesamten Umfang angebracht sind. Sie befinden sich jedoch nicht auf denselben azimuthalen Positionen. Nachstehende Tabelle zeigt die genaue Lage der einzelnen Druckmessbohrungen.

Tabelle 11: Umfangspositionen statische Druckmessbohrungen Ebene 0

Umfangsposition	hub	0°	45°	90°	135°	180°	225°	270°	315°
	tip	22.5°	67.5°	112.5°	157.5°	202.5°	247.5°	292.5°	337.5°

In der Messebene A befinden sich nur 8 Druckmessbohrungen am hub, da der Außenring rotiert. Die Positionen in Umfangsrichtung entsprechen denjenigen von Ebene 0. In der unten stehenden Abbildung ist der instrumentierte Innenring mit den Messebenen 0 und A dargestellt.

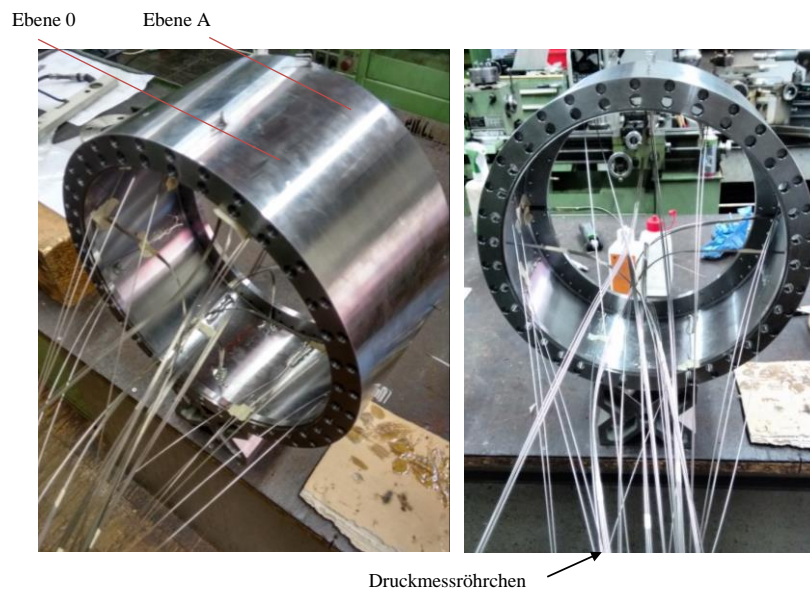


Abbildung 65: Instrumentierter Innenring

Aus Gründen der einfacheren Montage sind die eingesetzten Druckmessröhrchen mit einer Länge von 3m bemessen, um durch das gesamte Einlaufgehäuse zu gelangen. Eine Berührung zwischen den Messeinrichtungen und der Rotorwelle ist zu vermeiden. Siehe dazu nachstehende Abbildung.

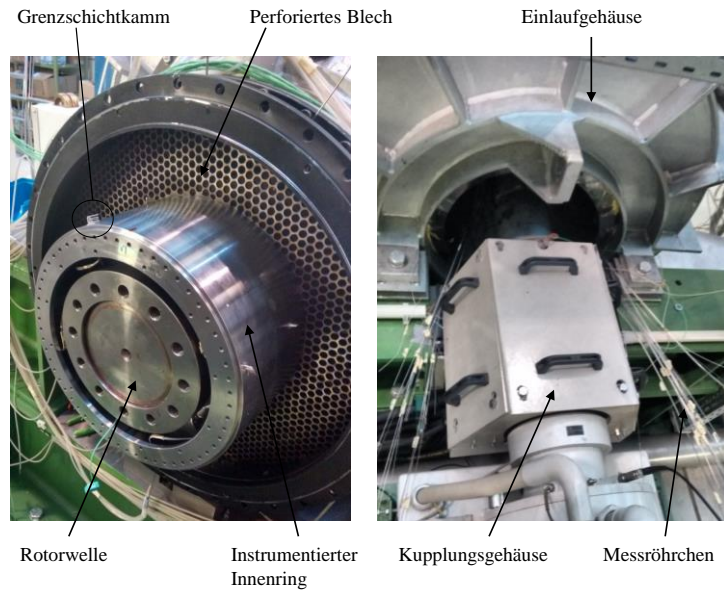


Abbildung 66: Instrumentierter Innenring (links) und Blick auf das Einlaufgehäuse (rechts)

In den beiden Ebenen D und D' sind jeweils 15 Messstellen an hub und tip vorhanden. Entgegen der Ebene 0 gibt es hier keinen Winkelversatz zwischen den Positionen am Innen- und Außenring.

5.3.2 TEC Schaufeln

An zwei TEC-Schaufeln sind ebenfalls Messpunkte zur Bestimmung der statischen Druckverteilung vorgesehen. Sie befinden sich einmal auf der Druckseite und einmal auf der Saugseite einer Schaufel. Dabei ist zu beachten, dass die Messpositionen an den gleichen radialen und axialen Positionen bezogen auf den Prüfstand angebracht sind. Dadurch wird ein Vergleich der beiden Schaufelseiten gewährleistet. In Abbildung 67 sind die Messpositionen exemplarisch für die Saugseite einer TEC-Schaufel dargestellt. Auf der Druckseite sind dieselben Positionen realisiert. Die Messstellen müssen lotrecht zur Oberfläche angebracht sein. Die radialen Abstände stellen 20%, 30%, 50% und 80% der gesamten Kanalhöhe dar. In axialer Richtung beträgt der Abstand von der Schaufelvorderkante 7,5mm und zwischen zwei Bohrungen jeweils 5,5mm. Es ist darauf zu achten, dass die Abstände tatsächlich in axialer Richtung und nicht an der Schaufeloberfläche abzutragen sind. Daraus ergeben sich 20 Messpositionen je Linie und insgesamt 80 pro Schaufel.

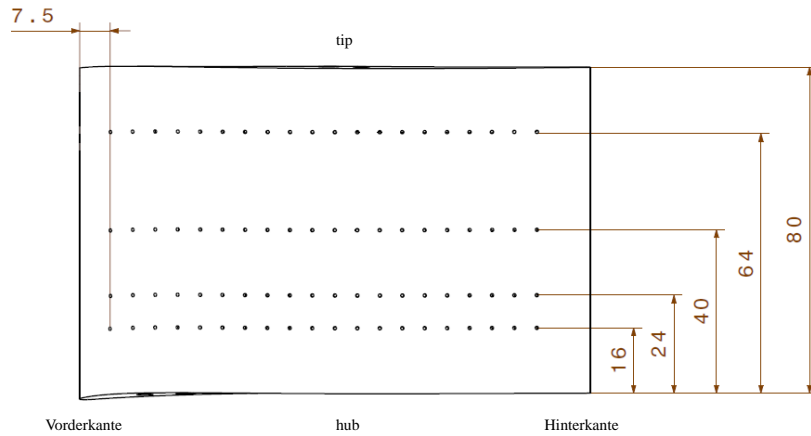


Abbildung 67: Messpositionen EGV Saugseite

Die Positionen der beiden Schaufeln am Umfang sind in Abbildung 49 eingetragen. Nachfolgende Abbildung zeigt die fertig instrumentierten EGV's. Dabei wird im ersten Schritt die zu betrachtende Schaufelseite mit einem Bohrer von 0,8mm Durchmesser durchbohrt. Von der gegenüber liegenden Seite werden anschließend Messröhrchen durch die Bohrungen geführt. Um die Strömung so wenig wie möglich zu beeinflussen erfolgt eine Einbettung der Röhrchen in die Schaufelgeometrie und eine radiale Führung aus dem Rig hinaus. Die entstehenden Hohlräume werden abschließend mit Epoxidharz verschlossen und entsprechend dem aerodynamischen Sollprofil verschliffen. Die zwei nachfolgenden Abbildungen zeigen die fertig instrumentierten TEC Schaufeln.



Abbildung 68: EGV instrumentiert – Druckseite

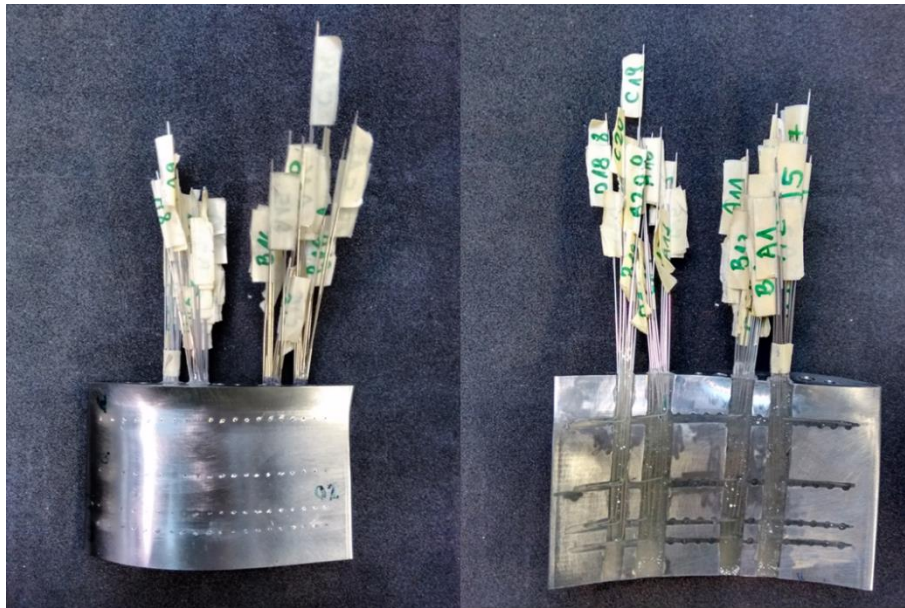


Abbildung 69: EGV instrumentiert – Saugseite

5.3.3 Statorschaufel

Zusätzlich sind an einer Statorschaufel ebenfalls statische Druckmessstellen vorgesehen. Diese befinden sich hinter der Hinterkante und erstrecken sich gleichmäßig über die Schaufelbreite am tip, in einem Abstand von 2,5mm zueinander. Es werden dadurch Acht Messstellen zur Untersuchung der Strömung hinter dieser Schaufelreihe realisiert. Die Umfangsposition der instrumentierten Statorschaufel ist aus Abbildung 31 zu entnehmen. Die nachfolgende Abbildung zeigt den instrumentierten Stator.

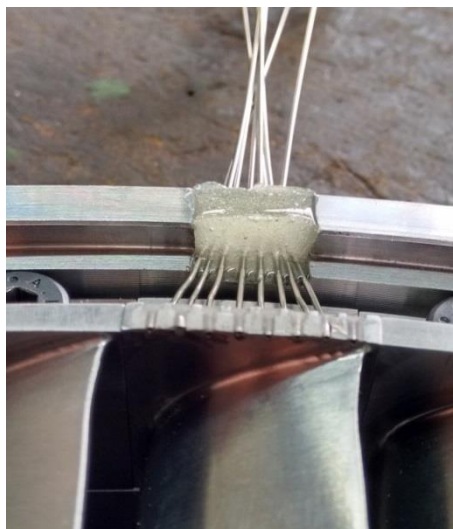


Abbildung 70: Statische Druckmessröhrchen am Stator

5.4 Totaldruck und Totaltemperatur

5.4.1 Rakes

Diese Messsysteme befinden sich in der Ebene 0 und sind dort mit dem Einlaufgehäuse fest verschraubt. Sie dienen zur Festlegung der Betriebspunkte, weshalb sie noch vor der ersten Schaufelreihe positioniert sind. Ein Rake besitzt neun Messpositionen, welche in einem radialen Abstand von 8mm zueinander angebracht sind. Um Vergleiche mit den älteren Messsonden anstellen zu können, werden die Messpositionen dieser beibehalten und lediglich um vier Stück erhöht.

Nachfolgende Tabelle zeigt die Lage der Messstellen in radialer Richtung, welche sowohl für den Totaldruck als auch für die Totaltemperatur gelten. Die blau markierten Positionen werden von den bereits vorhandenen Rakes übernommen.

Tabelle 12: Messpositionen Rakes

	Radiale Position [mm]	
tip	238	
9	227	
8	219	
7	211	
6	203	
5	195	
4	187	
3	179	
2	171	
1	163	
hub	155	

Die Kanalhöhe beträgt an dieser Stelle des Prüfstandes nicht exakt 80mm, da sich der Querschnitt in Strömungsrichtung von 242mm (Anbindung zum De-Swirlers) auf 235mm verengt. In Abbildung 56 ist dies deutlich zu erkennen.

5.4.2 TEC Schaufeln

Des Weiteren sind an zwei der TEC Schaufeln jeweils 9 Kielheads an der Vorderkante angebracht. Sie liegen wiederum in Strömungsrichtung und dienen zur Bestimmung des Totaldruckes. Die radialen Positionen entsprechen denjenigen der Rakes in Messebene 0. Siehe dazu Tabelle 12. Dadurch lässt sich ein sehr guter Vergleich dieser beiden Messebenen durchführen. Eine fertig instrumentierte Schaufel ist in nachfolgender Abbildung zu sehen. Der Winkel der Kielheads wird an die Schaufelvorderkante angepasst und entspricht daher dem Zuströmwinkel (Absolutwinkel) an dieser Stelle.

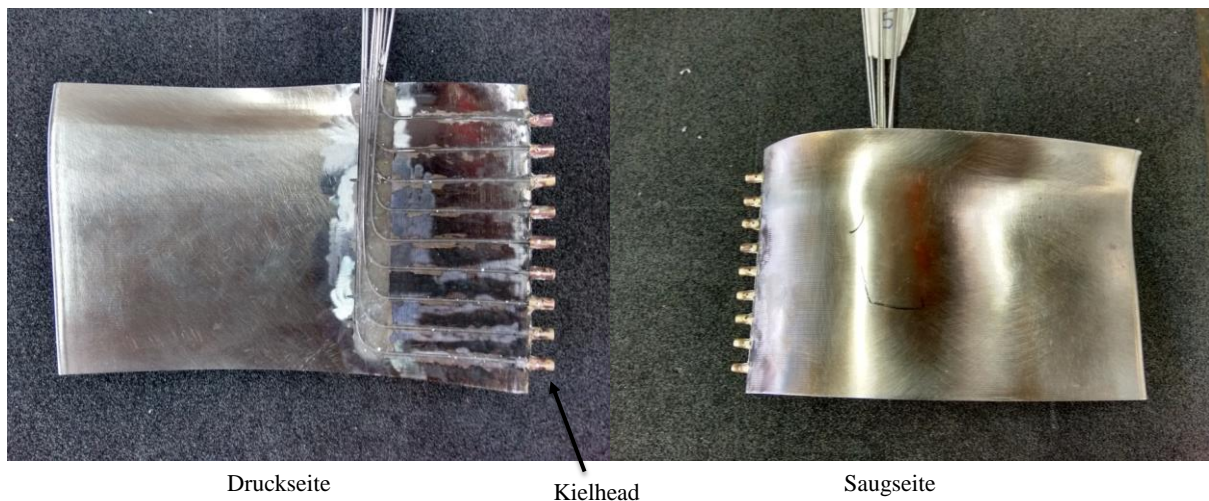


Abbildung 71: TEC Schaufel mit Kielheads

Die Instrumentierung erfolgt durch fräsen eines Schlitzes auf der Druckseite der Schaufeln in welche mit Hilfe von Epoxiharz vorgebogene Druckmessröhrchen eingeklebt werden. Abschließend wird das überflüssige Harz auf das aerodynamische Sollprofil verschliffen. Wie bereits in Kapitel 4.3 angemerkt ist auch hier die richtige Positionierung der Druckmessröhrchen innerhalb der Kielheads zu beachten. Die Umfangspositionen dieser Schaufeln im TEC sind in Abbildung 49 dargestellt.

5.4.3 Grenzschichtkämme

Sie kommen in den Ebenen 0, A (siehe Abbildung 66 links) und D zum Einsatz. In den Messebenen 0 und A sind jeweils vier Stück am Innenring angebracht. Zusätzlich erhält die Eben 0 noch vier Kämme am Außenring, wobei diese wiederum einen Winkelversatz in Umfangsrichtung, wie bereits bei den Druckmessbohrungen gesehen, aufweisen. In der Ebene D befindet sich jeweils ein Kamm am Innen- und am Außenring. Die genaue Position am Umfang ist in Abbildung 60 ersichtlich.

Die Grenzschichtkämme bestehen aus den bereits erwähnten Druckmessröhrchen mit einem Außendurchmesser von 0,8mm und einem Innendurchmesser von 0,5mm. Diese Röhrchen werden übereinander positioniert und mit Epoxiharz verklebt. Ein vollständiger Kamm

besteht aus fünf solcher Druckmessröhrchen. Zur leichteren Herstellung wird eine Schablone mit den geforderten Sollwerten in radialer Richtung erstellt. Diese ist in nachfolgender Abbildung inklusive eines noch nicht vollendeten Grenzschichtkammes zu sehen.

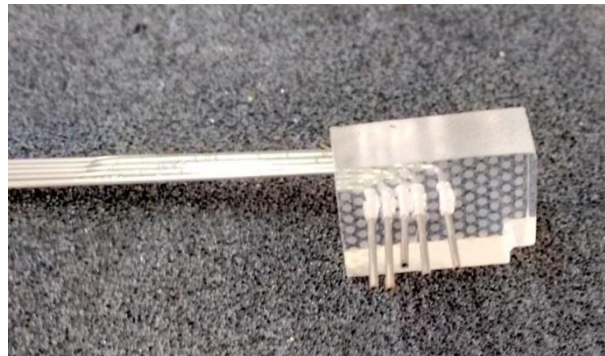


Abbildung 72: Grenzschichtkamm mit Fertigungsschablone

Der Einlauf der bei den Grenzschichtkämmen verwendeten Messröhrchen liegt auf derselben axialen Position wie die statischen Druckmessbohrungen in der entsprechenden Messebene. Durch die Kombination dieser beiden Messsysteme kann in den entsprechenden Punkten die lokale Geschwindigkeit der Strömung bestimmt werden.

Beim Einbau der Grenzschichtkämme ist darauf zu achten, dass die Öffnungen der Röhrchen genau entgegen der Strömungsrichtung angeordnet sind, da sie keine Fehlanströmung verzeihen. In der Ebene A muss daher die Abströmrichtung des Vorleitrades berücksichtigt werden. Dadurch ergibt sich eine Verdrehung, relativ zur Ebene 0 gesehen, um 45° .

Wie der Name bereits verrät dienen die Grenzschichtkämme zur Untersuchung der Grenzschichtströmung. Deshalb ist es wichtig, sie so nahe wie möglich an der Bauteiloberfläche anzubringen. Nachstehende Abbildung zeigt die Sollabstände zwischen den einzelnen Messpositionen und dem hub. Das oberste Röhrchen befindet sich außerhalb der Grenzschicht und im Idealfall an derselben radialen Position wie die innerste Messstelle der 5-Loch-Sonde bzw. der Rakes.

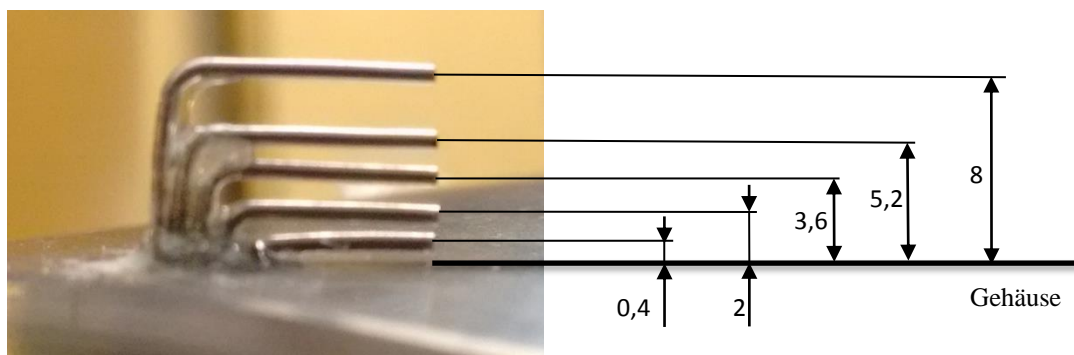


Abbildung 73: Sollabstände Grenzschichtkamm am Innenring

Diese Positionierung ist schwer einzuhalten. Für einen möglichst genauen Vergleich der Ergebnisse mit der durchgeführten Strömungssimulation sind jedoch die realisierten Abstände von besonderem Interesse. Die tatsächlichen Positionen in Bezug zum Strömungskanal sind in nachfolgender Tabelle vermerkt. Die Abstände sind in Millimeter angegeben und beziehen sich, wie aus Abbildung 73 zu entnehmen ist, auf den Innenring des Strömungskanals. Die Nummerierung der Positionen beginnt bei dem zum Gehäuse am nächsten liegenden Röhrchen mit der Nummer 1, sowohl am hub als auch am tip.

Tabelle 13: Positionen der Grenzschichtkämme in Ebene 0 an hub und tip

	hub				tip			
Nummer	67.5°	157.5°	247.5°	337.5°	0°	90°	180°	270°
1	0,8	0,4	0,4	0,4	0.50	0.50	0.50	0.95
2	2,0	2,0	2,0	2,0	1.55	1.40	1.35	2.35
3	3,6	3,6	3,6	3,3	2.55	2.50	2.50	3.40
4	5,2	5,2	5,2	4,8	3.65	3.25	3.50	4.65
5	8,0	8,0	8,0	8,0	4.70	4.50	4.50	5.25

Tabelle 14: Position der Grenzschichtkämme in Ebene A am hub

	hub			
Nummer	67.5°	157.5°	247.5°	337.5°
1	0,6	1,05	0,8	0,6
2	2,0	2,0	2,0	1,95
3	3,6	3,6	3,6	3,7
4	5,2	5,2	5,2	5,2
5	8,0	8,0	8,0	8,0

Tabelle 15: Position der Grenzschichtkämme in Ebene D an hub und tip

	hub	tip
Nummer	157°	157°
1	0,40	0,15
2	1,85	2,05
3	3,23	3,95
4	5,0	5,4
5	6,1	6,3

6 Diskussion der Messergebnisse

Zu Beginn dieses Kapitels sind die Ergebnisse der Aerodynamik in den Messebenen C und D dargestellt, welche aus einer Messung mittels Fünf-Loch-Sonde stammen. Da das Hauptaugenmerk dieser Arbeit jedoch auf der Akustik liegt, werden nur die dazu benötigten Strömungsparameter diskutiert. Betrachtet werden die Ergebnisse des Betriebspunktes Approach, d.h. bei einer Drehzahl von 4600 U/min. In weiterer Folge kommt es zu einem Vergleich der beiden Auslegungen Cut-On und Cut-off. Zwischen diesen Konfigurationen gibt es folgende Unterschiede hinsichtlich ihrer Beschauelung:

Tabelle 16: Schaufelzahlen der Prüfstandskonfigurationen

Konfiguration	Schaufelzahl			
	IGV	Stator	Rotor	EGV
Cut-On (Leila)	83	57	72	12
Cut-Off (MassiF)	83	96	72	15

Die Anzahl der Stator- und TEC-Schaufeln werden beim neuen Setup im Vergleich zur MassiF-Konfiguration verringert. Die Zahl der Rotorschaufeln bleibt hingegen konstant. Daraus resultiert bei der Leila-Konfiguration ein niedrigeres Verhältnis von Stator- zu Rotorschaufeln, wodurch es zum Cut-On Verhalten kommt. Das bedeutet, dass die dominanten ausbreitungsfähigen Moden durch die Interaktion von Lauf- und Leitrad zustande kommen. Der negative Aspekt dieser Auslegung ist die Ausbreitungsfähigkeit der Schallwellen in das Fernfeld anstatt exponentiell abzuklingen, wie es bei einer Cut-Off Auslegung der Fall ist. Besonders bei Flugzeugen im Landeanflug ist ein solches Verhalten unerwünscht. Zusätzlich besitzt der Rotor des Cut-On Design, wie bereits erwähnt, ein Deckband, welches bei der Cut-Off Konfiguration nicht vorhanden ist.

6.1 Aerodynamik

Zur Durchführung der akustischen Analyse muss im Vorhinein eine aerodynamische Untersuchung der Strömung erfolgen, da sich deren Parameter mit verschiedenen Betriebspunkten bzw. auch durch die Umgebungsbedingungen ändern. Besonders wichtig sind die vorherrschenden Strömungsverhältnisse zur korrekten Anwendung der Radialmodenanalyse. Einerseits werden der statische Druck bzw. die statische Temperatur benötigt um die Dichte und Schallgeschwindigkeit zu berechnen und andererseits müssen die tangentialen Strömungsgeschwindigkeit sowie die axiale Machzahl bekannt sein. Mit Hilfe der mittleren tangentialen Geschwindigkeit und des entsprechenden lokalen Radius des Strömungskanals kann die Winkelgeschwindigkeit des Dralls bestimmt werden. Als einfachere Alternative stellt sich hierbei der Yaw-Angle dar. Dieser Winkel wird genau wie alle weiteren benötigten Parameter mittels einer 5-Loch-Sonden Messung erhalten. Dazu dient die Analyse eines Rasters aus unterschiedlichen radialen und azimuthalen Positionen. Die

Auflösung dieses Rasters ist in nachfolgender Tabelle für die Messebenen C und D dargestellt.

Tabelle 17: Messpositionen der Fünf-Loch Sonde

	Anzahl Messstellen	
	radial	azimutal
Ebene C	21	41
Ebene D	14	21

Die Messstellen sind jeweils auf einen Gesamtwinkel von 30° verteilt. Dadurch wird genau eine Schaufelteilung des TEC untersucht. Unter der Annahme der Periodizität der Strömungsgrößen über den ganzen Umfang kann somit der gesamte Strömungskanal abgebildet werden.

6.1.1 Ebene 0

Zum Vergleich der Ergebnisse werden dieselben Eintrittsbedingungen hergestellt. Unten stehende Abbildung zeigt die Verläufe der Totaltemperatur und des Totaldrucks in der Ebene 0. Der Totaldruck wird zur Bestimmung des Druckverhältnisses über die Stufe benötigt. Dabei wird er mit dem Druck hinter den EGV in Verhältnis gesetzt. Die Messpunkte der Totaltemperatur werden über die Fläche gemittelt und ergeben dadurch den zu verwendenden Wert. Die Abweichung zwischen den Verläufen des Totaldruckes kann im Unterschied des Umgebungsdruckes liegen. Der Messpunkt bei 20% relativer Kanalhöhe der Cut-On Auslegung wird entweder anders angeströmt oder die Messstelle ist kaputt gegangen. Die Unterschiede beim Temperaturverlauf können aus der Messungenauigkeit von Thermoelementen stammen, welche sich laut Hersteller auf ±1K belaufen.

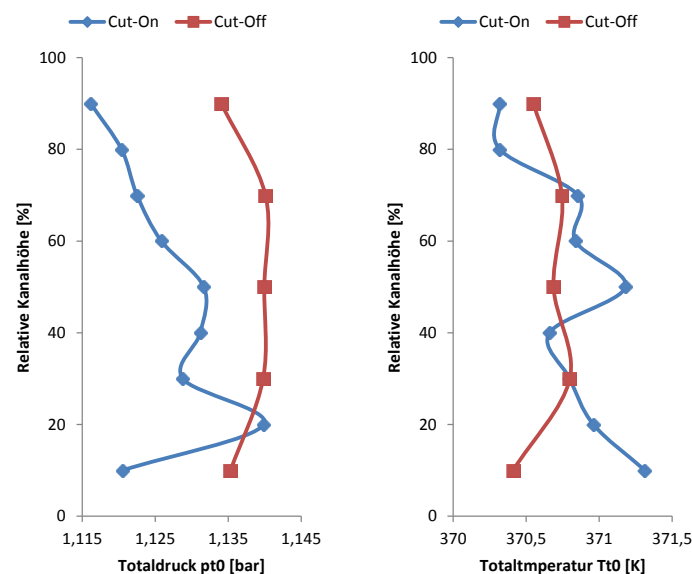


Abbildung 74: Strömungsgrößen in der Ebene 0

Zum Einstellen des Betriebspunktes werden neben der flächengemittelten Totaltemperatur und dem Druckverhältnis über die Stufe außerdem die reduzierten Größen des Massenstroms und der Drehzahl benötigt. Die reduzierten Größen werden wie folgt berechnet

$$n_{red} = \frac{n}{\sqrt{T_{t0}}} \cdot \sqrt{T_{ISA}} \quad (79)$$

$$m_{red} = \frac{m}{\frac{p_{t0}}{p_{ISA}}} \cdot \sqrt{\frac{T_{t0}}{T_{ISA}}} \quad (80)$$

Dabei sind T_{t0} und p_{t0} die Totaltemperatur bzw. der Totaldruck der Ebene 0. $T_{ISA} = 288,15K$ und $p_{ISA} = 1013,25mbar$ stellen Bezugsgrößen zum Erhalt einer gebrauchsfreundlicheren Einheit dar.

Nachfolgende Tabelle zeigt die Parameter für den Betriebspunkt Approach.

Tabelle 18: Betriebspunkt-Parameter

Reduzierter Massenstrom m_{red} [kg]	Reduzierte Drehzahl n_{red} [rpm]	Flächengemittelte Totaltemperatur T_{t0} [K]	Druckverhältnis π [-]
6.94	4059.44	370.188	1.16

Wird eine aerodynamische Untersuchung durchgeführt sind die reduzierten Größen sowie das Druckverhältnis von Bedeutung. Sind diese bei den zu vergleichenden Messungen gleich, so kann man von einer Machzahl Ähnlichkeit und ähnlichen Geschwindigkeitsdreiecken ausgehen. Das Druckverhältnis koppelt die Geschwindigkeitsdreiecke des Eintritts und des Austritts.

Bei der Akustik ist vor allem die mechanische Drehzahl wichtig, da sie in die Berechnung aller Frequenzen eingeht.

6.1.2 Ebene C

Die Schrittweite beträgt in dieser Messebene $0,75^\circ$. Die feine Auflösung des Messsektors resultiert aus der höheren Schaufelzahl stromauf bzw. den geringen Distanzen zwischen den Schaufelgittern. Nachfolgende Abbildung zeigt die normierten Totalgrößen bzw. den Yaw-Angle. Sie werden mit Hilfe der Eintrittsgrößen in der Ebene 0 normiert.

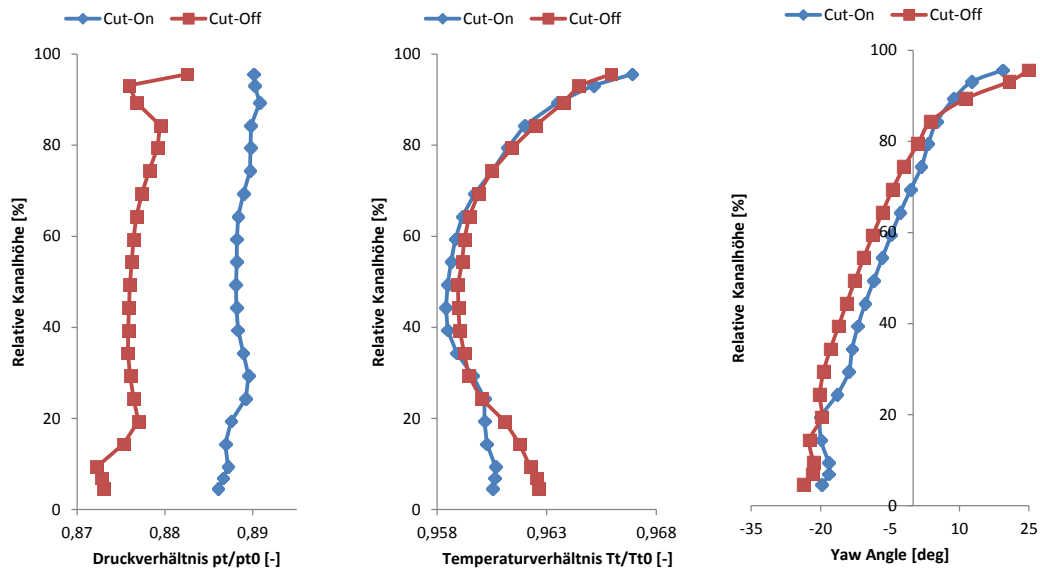


Abbildung 75: Normierte Totalgrößen und Yaw-Angle Ebene C

Der Knick hin zum niedrigeren Druckverhältnis der Cut-Off Auslegung im oberen Bereich in Abbildung 75 ist durch die Umströmung der Schaufelspitze und damit mit dem Auftreten des tip leakage vortex am Rotor zu erklären. Dieser Wirbel ergibt eine Vermischung der Strömung was in einem Totaldruckverlust endet. Der Totaldruckanstieg am Gehäuse resultiert daraus, dass die Strömung über die Spitze ausweichen kann und nicht mehr zwangsweise von der Schaufel geführt wird. Dadurch ergibt sich dort keine Umlenkung im Rotor und damit auch kein Energieabbau. Daraus resultiert wiederum der Totaldruckanstieg in diesem Bereich.

Bei der Cut-Off Auslegung ist im unteren Bereich der Einfluss eines Wirbels ausgehend vom Stator durch den Knick hin zu niedrigerem Totaldruck zu erkennen. Dabei kann es sich entweder um den unteren passage vortex oder um den sogenannten horseshoe vortex handeln. Für eine exaktere Bestimmung ist jedoch eine Simulation nötig. Bei der Cut-On Auslegung ist dieser Wirbel nicht so deutlich ausgeprägt jedoch trotzdem vorhanden. Grund hierfür könnte die geringere Schaufelzahl des Stators sein.

Der Verlauf der Totaltemperatur sowie des Yaw-Angle sind bei beiden Setups nahezu ident. Der Unterschied im unteren Bereich der Totaltemperatur lässt sich auf die unterschiedlichen Umlenkungen am Schaufelfuß zurückführen. Die Schaufel der Cut-On Auslegung lenkt stärker um (siehe Abbildung 33), wodurch der Rotor in diesem Bereich mehr Enthalpiegefälle abbaut. Siehe dazu nachfolgende Gleichung

$$Y = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1} = \Delta h_t \quad (81)$$

Sie wird als Euler'sche Strömungsmaschinenhauptgleichung bezeichnet und gibt die spezifische Stufenarbeit Y an. u bezeichnet die Umfangsgeschwindigkeit und c_u die Geschwindigkeitskomponente der Schaufelanströmung bzw. deren Abströmung in Umfangsrichtung. Der Zustand 1 liegt am Eintritt in die Schaufel und der Index 2 gibt den Austrittszustand an. Wegen dem Zusammenhang mit der Totalenthalpie ist hier der Einfluss der Totaltemperatur zu sehen.

$$|\Delta h_t| = h_{t0} - h_{tC} = c_p \cdot [T_{t0} - T_{tC}] \quad (82)$$

Da im betrachteten Fall die Eintrittstemperaturen (Index 0) der beiden Auslegungsarten gleich sind und die Totaltemperatur der Cut-On Auslegung kleiner ist (vor allem bis ca. 25% rel. Kanalhöhe), muss deren Rotor mehr Energie abbauen.

Unten stehende Abbildung zeigt den normierten statischen Druck und die normierte statische Temperatur, welche ebenfalls auf den flächengemittelten Totaldruck bzw. die Totaltemperatur der Ebene 0 bezogen sind, sowie die Machzahl.

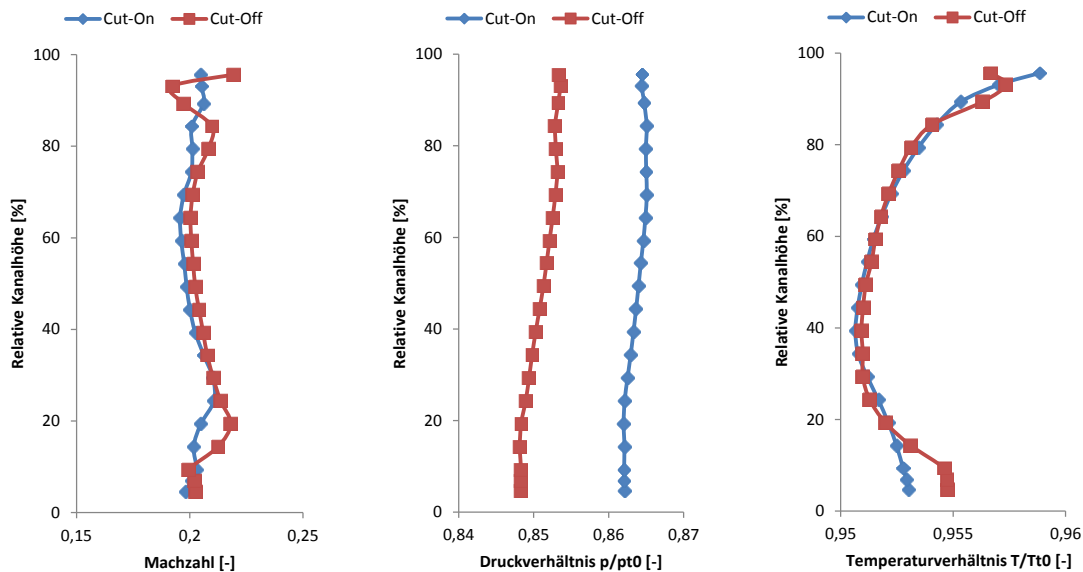


Abbildung 76: Normierte Strömungsbedingungen Ebene C

Bei der Machzahl ist der Einfluss des Deckbandes der Cut-On Konfiguration deutlich erkennbar. Bei ca. 85% der Kanalhöhe lässt sich beim Cut-Off Design eine rapide Abnahme der Machzahl und damit der Geschwindigkeit feststellen. Bei ca. 20% der rel. Kanalhöhe ist wieder ein Bereich geringerer Machzahl zu erkennen. Dies resultiert ebenfalls aus dem oben genannten Wirbel ausgehend vom Stator.

Bei den Temperaturverläufen kann bei Betrachtung der Cut-Off Auslegung sowohl an der Schaufelspitze als auch am Schaufelfuß ein Knick erkannt werden, welcher beim Cut-On Design nicht vorhanden ist.

6.1.3 Ebene D

In der Ebene D beträgt der mit der Messsonde zu verfahrenende Deltawinkel $1,5^\circ$. Hier wird eine gröbere Auflösung des Messsektors realisiert, da die Strömung auf Grund des langen Weges zwischen dem Rotor und dem Nachleitrad, hinter welchem sich die Ebene D befindet, mehr Zeit hat um sich wieder auszumischen. Die nächste Abbildung zeigt die normierten Totalgrößen und den Yaw-Angle der Ebene D.

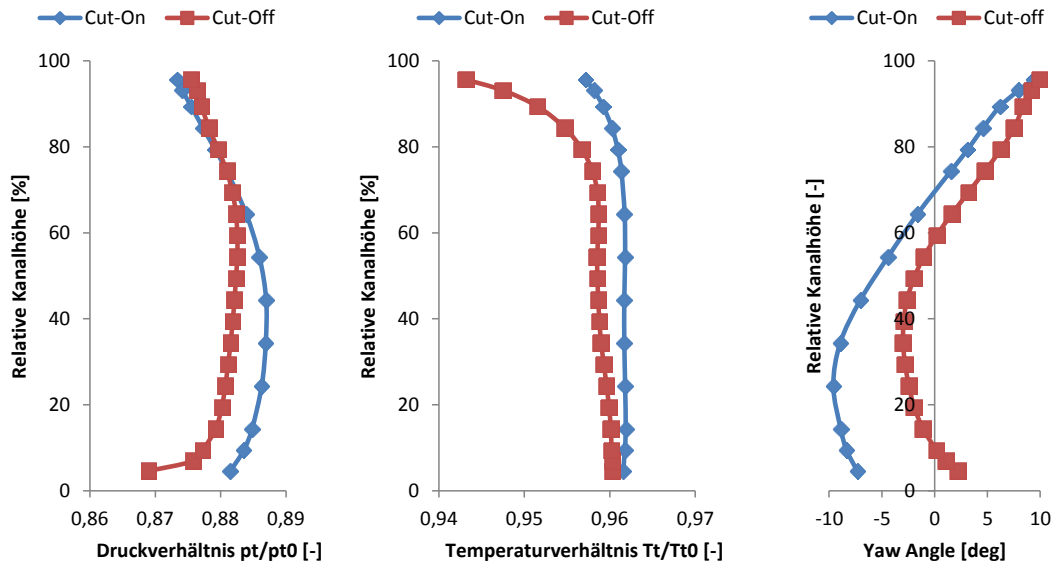


Abbildung 77: Normierte Totalgrößen und Yaw-Angle Ebene D

Man kann erkennen, dass der gemittelte Yaw-Angle beider Auslegungen nahezu null ergibt, was im Mittel eine axiale Abströmung hinter dem TEC bedeutet. Aus diesem Grund kann dieser Winkel in der akustischen Analyse vernachlässigt werden. Es bleiben somit drei Strömungsparameter übrig, welche in unten stehender Abbildung ebenfalls normiert dargestellt sind. Bei der Machzahl ist im oberen Bereich im Vergleich zur Ebene C zu erkennen, dass der tip leakage vortex ausgemischt ist.

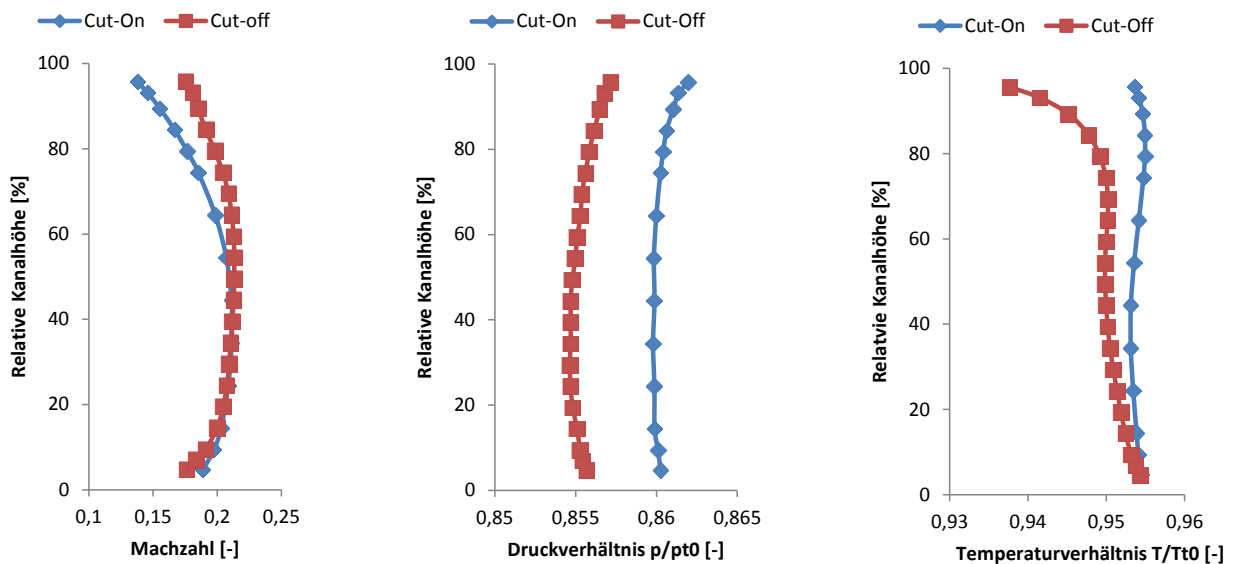


Abbildung 78: Normierte Strömungsbedingungen Ebene D

Das Schaufelgitter mit den EGV lenkt nur mehr geringfügig um (max. 10°) und baut somit nur wenig Drall ab. Dadurch sind nur geringe Änderungen im statischen Druck und bei der Geschwindigkeit zu erkennen.

In anschließender Tabelle werden die massengemittelte Machzahl bzw. statische Temperatur sowie der flächengemittelte statische Druck aus der Messebene D gezeigt.

Tabelle 19: Strömungsparameter Ebene D

	Axiale Machzahl [-]	Statischer Druck [bar]	Statische Temperatur [K]
Cut-On	0,19	0,9696	353,13
Cut-Off	0,20	0,9583	352,89

Mit Hilfe dieser Strömungsparameter kann in weiterer Folge eine akustische Modenanalyse durchgeführt werden. Betrachtet man Gleichung (66) so ist zu erkennen, dass zur Berechnung der Schalleistung die Umgebungsdichte und die Schallgeschwindigkeit benötigt werden. Mittels Druck und Temperatur aus Tabelle 19 wird die Umgebungsdichte berechnet. Außerdem kann mit Hilfe der Temperatur die Schallgeschwindigkeit bestimmt werden.

6.2 Akustik

Durch die Rotation der Akustikmessstrecke um 360° und einer Schrittweite von 2° ergeben sich insgesamt 180 Messpositionen. In Kombination mit den 24 verwendeten Mikrofonen resultieren daraus 4320 Messpunkte. Beim Post-Processing wird nach der adaptiven Neuabtastung für jeden dieser Messpunkte eine Fouriertransformation (FFT) durchgeführt. Anschließend erfolgt eine Mittelung für alle axialen Positionen über den Kanalumfang und eine Mittelung der Frequenzspektren über die für die Auswertung verwendeten 24 Mikrofone. In den nächsten Unterkapiteln werden die Frequenzspektren sowie die Verteilungen der azimuthalen und radialen Moden für die untersuchte Prüfstandskonfiguration und das Vergleichssetup beschrieben.

6.2.1 Frequenzspektren

In Abbildung 79 ist das Frequenzspektrum der Cut-Off Auslegung zu sehen. Die 1. und 2. BPF sind dabei deutlich zu erkennen. Sie befinden sich bei den Frequenzen 5520Hz (1.BPF) und 11040Hz (2.BPF). Der Peak bei 8160Hz stellt bei diesem Design eine Eigenfrequenz der Rotorschaukeln dar und der zweite hohe Peak resultiert aus einer Eigenfrequenz der Scheibe.

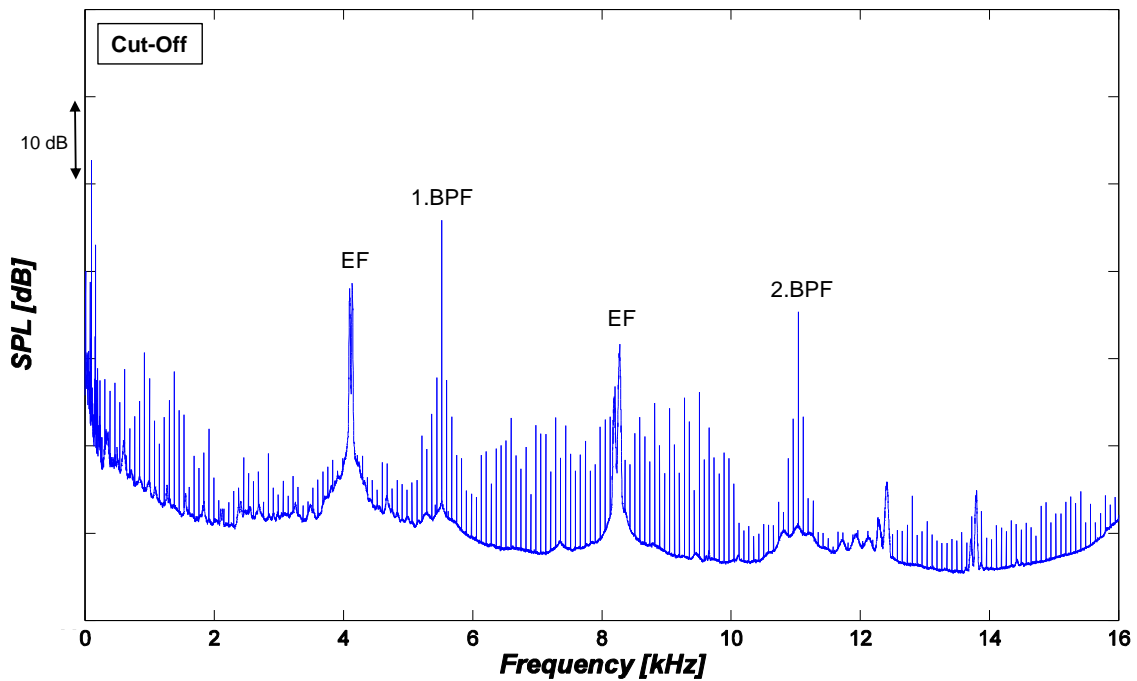


Abbildung 79: Frequenzspektrum Cut-Off Design

Nachfolgende Tabelle aus [26] zeigt sowohl die Eigenfrequenzen der Laufradscheibe als auch der Laufschaufeln aus einer Cut-Off Auslegung, jedoch mit hochumlenkenden und damit anderen Schaufeln. Betrachtet man die Scheibe alleine, so können durch die gleichbleibende Geometrie während aller Projekte diese Frequenzen ebenfalls für die Cut-On Auslegung verwendet werden. Durch die Verwendung unterschiedlicher Schaufeln ist eine Gesamtbetrachtung nicht möglich, da das Verhalten und damit die Schwingungsanregung damit stark beeinflusst werden.

Tabelle 20: Eigenfrequenzen von Rotorscheibe und Rotorscheufel der Cut-Off Auslegung [26]

1 EF	1050 Hz	Blade
2 EF	1890 Hz	Blade
3 EF	2500 Hz	Disk
4 EF	2900 Hz	Blade
5 EF	4196 Hz	Disk
6 EF	4558 Hz	Disk
7 EF	4720 Hz	Blade
8 EF	5350 Hz	Disk
9 EF	6307 Hz	Blade
10 EF	7232 Hz	Disk
11 EF	8370 Hz	Blade
12 EF	8600 Hz	Disk
13 EF	9860 Hz	Disk
14 EF	10700 Hz	Blade
15 EF	11660 Hz	Blade

Abbildung 80 zeigt das gemittelte Frequenzspektrum aller Mikrofone der Cut-On Auslegung. In dieser Abbildung sind die Blattfolgefrequenz und deren Harmonischen wieder deutliche zu erkennen. Außerdem kann man bei dieser Konfiguration im Vergleich zur Cut-Off Auslegung noch die 1.BPF/2 bei 2760Hz erkennen.

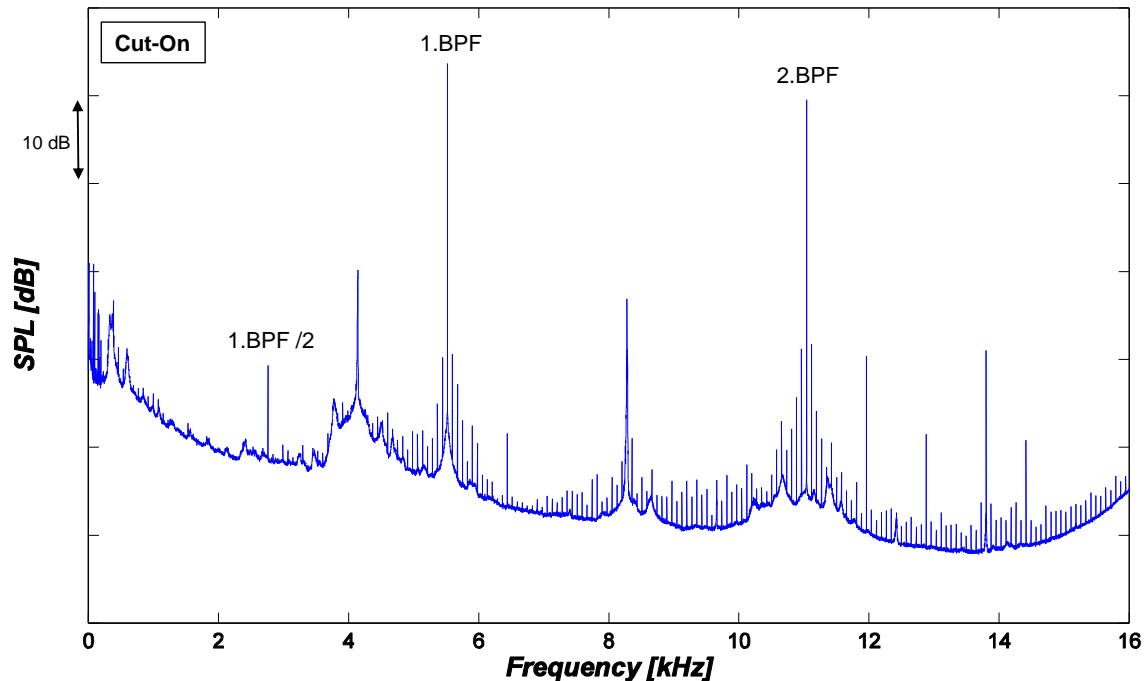


Abbildung 80: Frequenzspektrum der Cut-On Auslegung

Der relativ hohe Peak bei 4196Hz resultiert möglicherweise wieder aus einer Eigenfrequenz der Rotorscheibe wie sie in Tabelle 20 dargestellt sind. Um dies mit Sicherheit sagen zu können muss jedoch eine Simulation durchgeführt werden. Im Frequenzspektrum ist nur die Kombination aus Scheibe und Schaufeln ersichtlich. Da bei diesem Projekt aber andere Laufschaufeln in Verwendung sind, ist eine Aussage diesbezüglich nur bedingt zulässig.

Da die Skalierung der beiden Abbildungen gleich ist lässt sich eine Erhöhung des Schalldruckpegels der Cut-On Auslegung im Vergleich zum Cut-Off Design feststellen.

6.2.2 Azimutalmodenanalyse

Die Ergebnisse der Azimutalmodenanalyse des Cut-On Design sind in Abbildung 81 dargestellt. Dabei zeigen die strichlierten roten Linien die Cut-On Grenzen an, welche beim Betriebspunkt Approach und der gegenwärtigen Geometrie des Strömungskanals -19 bzw. +19 betragen. Dabei ergibt sich diese Symmetrie aus der Vernachlässigung des Dralls. Die Moden innerhalb dieser Grenzlinien können sich in axialer Richtung ausbreiten und transportieren damit ebenfalls Energie in dieser Richtung. Dadurch entstehen in der Auswertung höhere Schalldruckpegel in diesem Bereich der untersuchten Moden. Außerhalb

dieser Grenzen klingen die diese ab. Die schwarz markierten Balken stellen dabei die Interaktionsmoden zwischen den Schaufelgittern dar. Diese ergeben sich laut Tyler und Sofrin nach Gleichung (3) mit 57 Statorschaufeln und 72 Rotorschaufeln sowie der Betrachtung der Grundfrequenz (h=1) zu

$$m = 72 \pm k \cdot 57 = \begin{cases} -72; -15; 42; \dots & \text{für } k \geq 0 \\ -129; -186; \dots & \text{für } k < 0 \end{cases} \quad (83)$$

Durch Anwendung dieser Beziehung kann auf diverse Interaktionsmoden zwischen den Schaufelgittern geschlossen werden. In folgender Tabelle sind diese eingetragen, sofern sie auch innerhalb der Cut-On Grenzen liegen. Die in dieser Tabelle erwähnten Struts befinden sich hinter der Akustikmessstrecke, aber noch innerhalb des Akustikrig (siehe dazu Abbildung 8).

Tabelle 21: Moden resultierend aus Rotor-Interaktionen, Cut-On Auslegung

Rotor - IGV									11		
Rotor - Stator	-15										
Rotor - TEC			-12				0			12	
Rotor - Strut				-4							13
Streuung der Mode 11 am TEC		-13				-1				11	
Streuung der Mode -15 am TEC	-15				-3			9			

Man kann in Abbildung 81 erkennen, dass sich die Interaktionsmoden in den höchsten Peaks wieder finden lassen, wobei die drei absolut größten Schalldruckpegel aus der Interaktion zwischen den stehenden Leitschaufeln und den rotierenden Laufschaufeln bzw. durch die Streuung dieser Moden am TEC resultieren. Diese Tatsache lässt sich durch die Auslegung selbst erklären, da die Theorie des Cut-On Design besagt, dass sich genannte Moden in das Fernfeld ausbreiten können. Im Falle des betrachteten Betriebspunktes Approach ist dieses Verhalten der Turbinenstufe von großem Nachteil. Besonders beim Landeanflug sollte ein Flugzeugtriebwerk so leise wie möglich arbeiten.

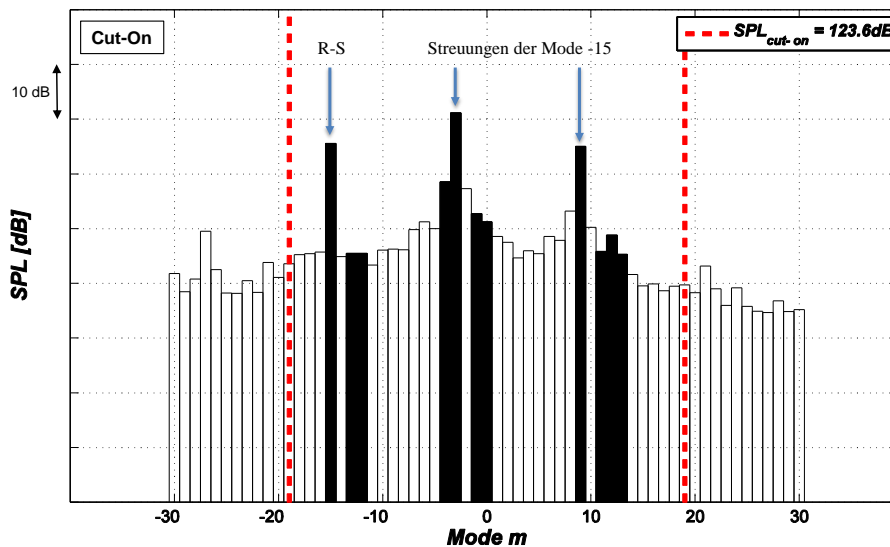


Abbildung 81: Azimutalmodenanalyse Cut-On Design

Die in weiß dargestellten Balken stellen Moden dar, bei welchen der Ursprung nicht direkt angegeben werden kann. Sie können unter anderem durch Streuungen an Gehäuseteilen oder Phasenunterschieden der verschiedenen Schallquellen entstehen. Der Summenpegel in der Legende wird aus allen Moden innerhalb der Cut-On Grenzen berechnet. Hierbei sind jedoch nur die drei Spitzenpegel der Interaktionsmoden von Bedeutung. Alle anderen Moden weisen einen mindestens 10dB niedrigeren Pegel auf und haben aufgrund der logarithmischen Summenbildung daher keinen Einfluss auf den Gesamtschalldruckpegel.

Die Interaktion zwischen dem Rotor und den EGV ist bei dieser Auslegung von untergeordneter Relevanz, da sich die Pegel um mehr als 10dB zum maximalen Pegel unterscheiden und daher nicht in die Summenbildung eingehen. Anders ist dies bei der Cut-Off Auslegung welche nachfolgend betrachtet wird. Zum Vergleich folgt einleitend die Tabelle mit den vorhandenen Interaktionsmoden.

Tabelle 22: Moden resultierend aus Rotor-Interaktionen, Cut-Off Auslegung

Rotor - IGV						11			
Rotor - Stator									24
Rotor - TEC		-12			3				18
Rotor - Strut				-4				13	
Streuung der Mode 11 am TEC	-19			-4			11		
Streuung der Mode 24 am TEC			-6			9			

Die Interaktionsmoden zwischen Rotor-IGV und Rotor-Strut bleiben aufgrund der gleichen Schaufelzahlen konstant. In Abbildung 82 sind nun die Auswirkungen des Cut-Off Design unverkennbar. Die Interaktionsmode zwischen Rotor und Stator ist hier 24 und theoretisch

nicht ausbreitungsfähig. Durch den geringen Abstand zwischen Rotor und TEC und durch die niedrige Frequenz der Mode wird an dieser Stelle jedoch noch ein kleiner Rest gestreut. Je geringer die Frequenz ist, desto länger muss der zurückgelegte Weg sein um ein vollständiges Abklingen zu gewährleisten. Dieses Verhalten ist in Gleichung (33) zu erkennen. Wird hier α imaginär, klingt die Funktion entweder ab oder steigt an. Ist sie bis zum Auftreffen auf die Vorderkante der nächsten Schaufelreihe nicht vollständig abgeklungen, wird der Rest gestreut.

Deshalb scheinen weiterhin Peaks dieser Modenstreuung auf wobei die Pegel nur unwesentlich höher sind als die umliegenden. Weiters klingen die nicht ausbreitungsfähigen Moden exponentiell ab.

Wie bereits erwähnt spielen die Interaktionsmoden zwischen Rotor und TEC, welche in Abbildung 82 durch grüne Pfeile markiert sind, bei diesem Setup eine bedeutendere Rolle. Im Speziellen die Mode -12. Ihr Pegel ist nur geringfügig kleiner als der Maximalpegel und geht daher in die Summenbildung mit ein. Gleiches gilt für die Mode 11 entstehend durch die Interaktion von Rotor und Vorleitrad. Die maximalen Pegel sind vom Wert her identisch und resultieren beide aus der Streuung der Rotor-Stator Interaktion am TEC ($m = 24$). Diese Moden entstehen durch Interaktion mit der Schaufelzahl des TEC ($m = -6$) und der doppelten Anzahl der Schaufeln ($m = 9$).

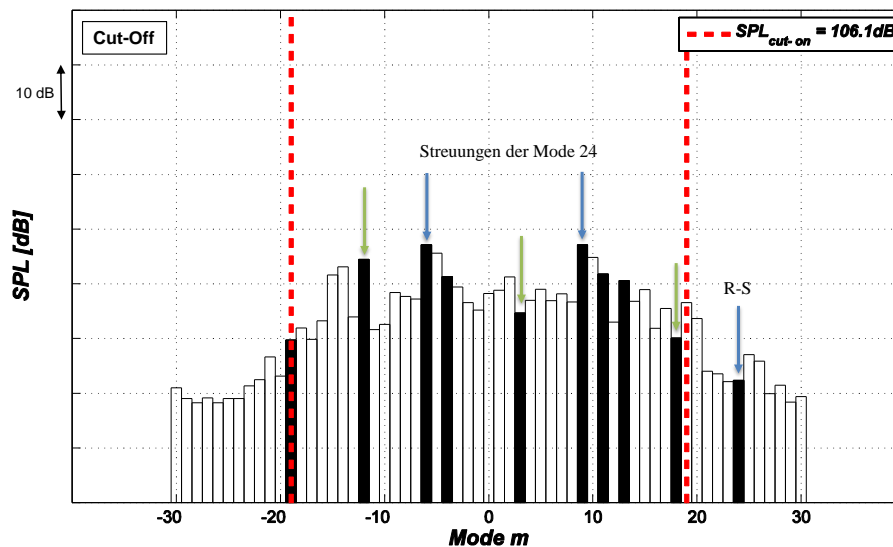


Abbildung 82: Azimutalmodenanalyse Cut-Off Design

Hier ist das große Potential der Cut-Off Auslegung zu erkennen. Das Augenmerk bei einer Optimierung dieses Design muss auf der Reduktion der Rotor- TEC Interaktionen liegen.

Wie aus dem Summenpegel in der Legende zu erkennen ist, weist diese Prüfstandskonfiguration eine geringere Schallemission auf als die Cut-On Auslegung.

6.2.3 Radialmodenanalyse

Wie bereits in Kapitel 6.1.3 erläutert dienen die Ergebnisse aus der Azimutalmodenanalyse in Kombination mit den Strömungsparametern aus Tabelle 19 zur Bestimmung der Radialmodenverteilung. Die Kanalgeometrie und Strömungsverhältnisse haben einen Einfluss auf die maximale Radialmode, da bereits die ausbreitungsfähigen Azimutalmoden von diesen Parametern abhängen und die beiden Modenarten immer als Modenpaar auftreten. Mit jeder Steigerung der radialen Modenordnung nimmt die Anzahl der ausbreitungsfähigen Umfangsmoden ab. Abbildung 83 veranschaulicht diese Eigenschaft. Hierbei wird abermals der Schalldruckpegel betrachtet. Aus dieser Abbildung ist ersichtlich, dass bei der Cut-On Auslegung die maximale Radialmode gleich $n_{max} = 2$ ist. Dies gilt natürlich aufgrund der Gleichheit der Geometrie des Kanals sowie des betrachteten Betriebspunktes auch für die Cut-Off Auslegung. Weiters sind Amplitudenwerte für jede radiale Mode über die Azimutalmoden m angegeben. Die farbliche Unterscheidung bezieht sich auf die Ausbreitungsrichtung der entsprechenden Mode. In blau sind die sich in Strömungsrichtung (A_{mn}^+) fortpflanzenden Amplituden dargestellt und in grün diejenigen die sich in die entgegengesetzte Richtung ausbreiten (A_{mn}^-).

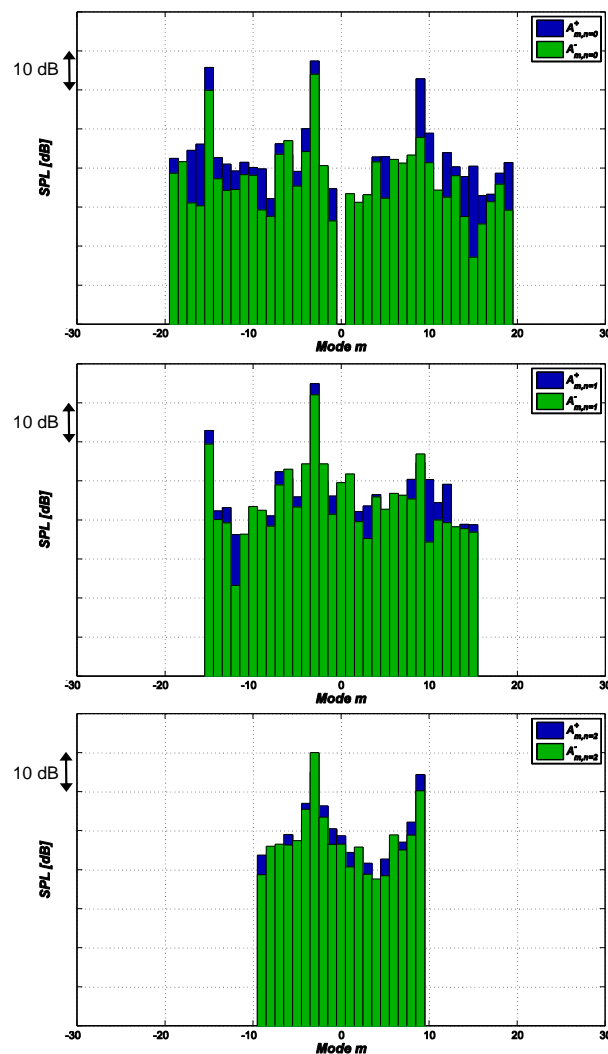


Abbildung 83: RMA - Schalldruckverteilung bei $n=0$ (oben), $n=1$ (Mitte), $n=2$ (unten) Cut-On Design

Wiederum sind die Interaktionsmoden sowohl in als auch entgegen der Strömungsrichtung mit Beteiligung des Rotors deutlich zu erkennen, wobei die Mode $m = -3$ bei der Radialmode $n = 1$ den maximalen Schalldruckpegel aufweist. Zum Vergleich sind in Abbildung 84 die Resultate der Cut-Off Auslegung dargestellt. Die azimutale Mode $m = 10$ besitzt bei $n = 1$ die maximale Amplitude. Dabei handelt es sich jedoch um keine Interaktionsmode. Betrachtet man $n = 2$, so stellt die Azimutalmode $m = 9$ die maximale ausbreitungsfähige Mode und zugleich die Mode mit der größten Amplitude dar.

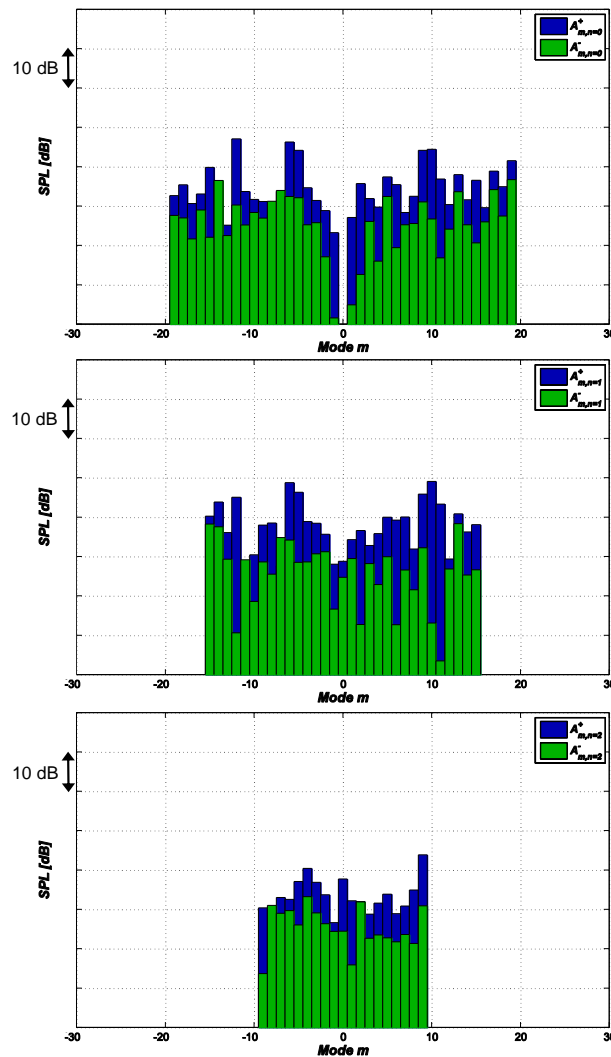


Abbildung 84:RMA - Schalldruckverteilung bei $n=0$ (oben), $n=1$ (Mitte), $n=2$ (unten) Cut-Off Design

Eine andere Darstellungsweise der ausbreitungsfähigen Moden in radialer und azimuthaler Richtung wird in den folgenden beiden Abbildungen gezeigt. Hier sieht man auf einen Blick Radialmoden n mit ihren zugehörigen Umfangsmode m und deren Pegelwert in Abhängigkeit ihrer Ausbreitungsrichtung.

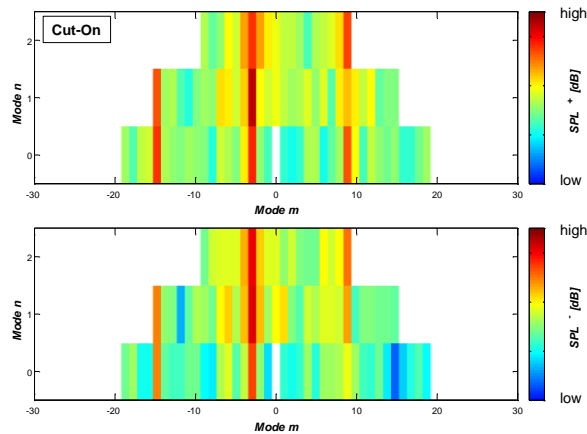


Abbildung 85: RMA – Schalldruckpegel der Modenpaare (m,n) Cut-On Design

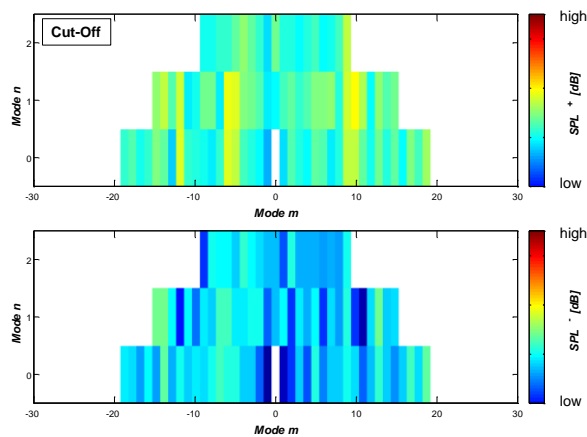


Abbildung 86: RMA - Schalldruckpegel der Modenpaare (m,n) Cut-Off Design

Aus den verschiedenen Werten des Schalldrucks je radialer Mode ist ersichtlich, dass für eine quantitative Betrachtung des Schallfeldes im untersuchten Strömungskanal das Modenpaar (m, n) von großer Wichtigkeit ist. Bezieht man weiters noch die schallabstrahlende Fläche mit ein, so lässt sich die Schalleistung bestimmen. Genauer gesagt handelt es sich dabei um die in axialer Richtung transportierte Schalleistung. Zuerst erfolgt eine Berechnung der Schalleistungspegel mit Hilfe der Schalldruckpegel. Der Pegel der Radialmoden wird anschließend über die Azimutalmoden aufgetragen. Das Ergebnis zeigen die zwei folgenden Abbildungen. In blau sind wiederum die über die radialen Moden gebildeten Pegel dargestellt welche sich in Strömungsrichtung (PWL_m^+) ausbreiten. Die grünen Balken entsprechen den sich entgegen der Strömungsrichtung ausbreitenden Moden (PWL_m^-). Alle hier dargestellten Moden sind ausbreitungsfähig, da diejenigen mit einer imaginären Wellenzahl, was als Kriterium für die Cut-Off Grenze gilt, im Vorhinein ausgeblendet wurden.

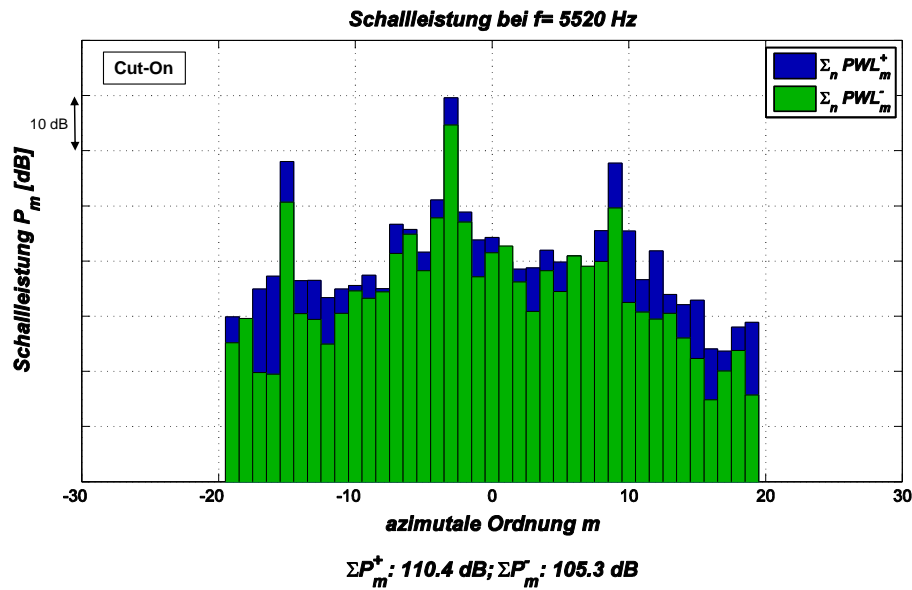


Abbildung 87: Schalleistungspegel Cut-On Design

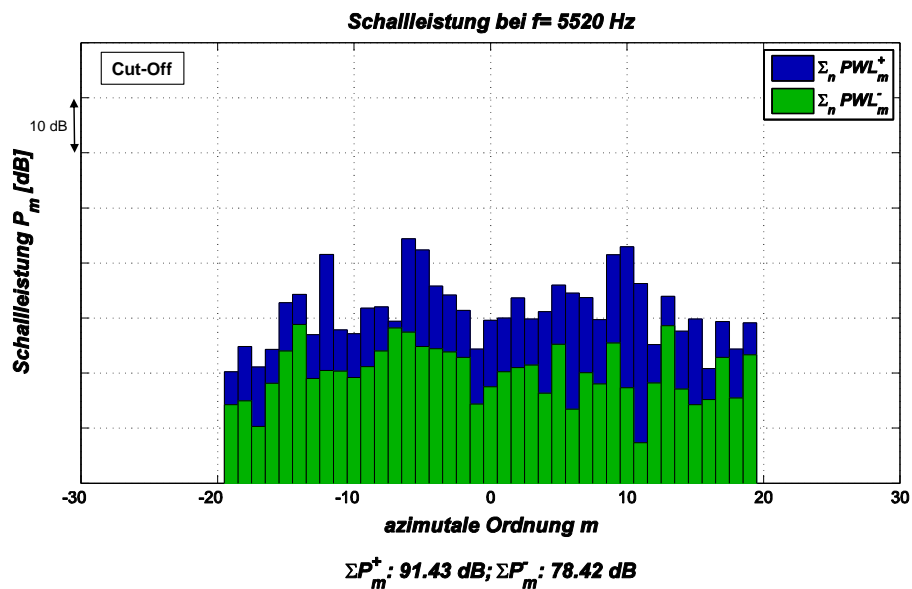


Abbildung 88: Schalleistungspegel Cut-Off Design

Den Summenpegeln unter den Diagrammen ist zu entnehmen, dass das Cut-On Design einen um 19dB höheren Schalleistungspegel in Strömungsrichtung aufweist als die Cut-Off Auslegung. Entgegen der Strömungsrichtung beläuft sich der Wert sogar auf 27dB. Dies ist jedoch insofern nicht ausschlaggebend, da sich die Schallwelle in das Triebwerk hinein bewegt und nicht wie der P_m^+ -Wert direkt an die Umgebung abgegeben wird. Diese Werte resultieren wieder aus den hohen Pegeln der Rotor-Stator Interaktion des Cut-On Setup, wobei nur der Pegel der Mode $m = -3$ von Bedeutung ist. Er überragt alle anderen Pegel um mehr als 10dB. Betrachtet man die Moden $m = 0$ beim Cut-On Design und $m = -12$ bei der Cut-Off Auslegung, welche beide die Spitzenpegel aus der Rotor-TEC Interaktion sind, so kann man erkennen, dass sich hier eine Verringerung des Schalleistungspegel von ca. 3dB ergibt. Das bedeutet, dass die Cut-Off Auslegung nur mehr die Hälfte der Schalleistung im

Vergleich zum Cut-On Design abgibt. Dieser Trend kann bereits in der Azimutalmodenanalyse beobachtet werden.

Bei beiden Designs ist zu erkennen, dass die Pegel mit der Ausbreitungsrichtung in Strömungsrichtung höher sind als diejenigen entgegen der Strömungsrichtung.

7 Zusammenfassung und Ausblick

In der gegenständlichen Arbeit wurden akustische Messungen durchgeführt, um die Unterschiede der Schallabstrahlung zwischen einer sogenannten Cut-On Auslegung der Rotor-Stator Interaktion und deren Gegenstück, der Cut-Off Auslegung, zu untersuchen. Dazu wurde ein für die Triebwerkszertifizierung wesentlicher Betriebspunkt, also der Landevorgang, betrachtet, welcher den Namen Approach trägt. Im Vorhinein erfolgte eine konstruktive Änderung des bereits vorhandenen Turbinenprüfstandes am Institut für Thermische Turbomaschinen, welche eine Betrachtung des Cut-On Designs ermöglichte. Nach der Beschreibung der zum Verständnis notwendigen Theorie und Erklärung der verwendeten Analyseverfahren erfolgte die Auswertung der durch Versuche erhaltenen Rohdaten mittels spezieller Auswerteroutinen. Durch Frequenz- und Modenanalysen ergaben sich somit verschiedene Parameter der jeweiligen Prüfstandskonfiguration, welche im Anschluss miteinander verglichen wurden. Dabei zeigte sich das große Potential der Cut-Off Auslegung gegenüber dem Cut-On Setup. Dies resultierte aus der Reduzierung der Stator-Rotor Interaktionen. Die Folge daraus war, dass sich die Interaktion zwischen dem Rotor und dem TEC als dominant heraus gestellt haben. Um diese zu minimieren sind weitere Forschungen notwendig. Es gibt bereits Projekte, bei denen schallabsorbierende Schaufeln im TEC untersucht werden. Anwendung findet dies z.B. durch Schaufeln mit integrierten Helmholtz-Resonatoren oder durch die Anbringung von Absorbermaterialien an ausgewählten Gehäuseteilen.

Durch das Cut-On Design konnte der Schall in das Fernfeld und somit in die Umgebung direkt hinter dem Austritt der Turbine gelangen. Dieser Vorgang ist natürlich für den untersuchten Betriebszustand eines Flugzeugtriebwerkes besonders nachteilig, da vor allem bei der Landung die Schallemissionen und damit die Beeinträchtigung der Anrainer eines Flughafens so gering wie möglich sein sollen. Zur Bestimmung ob das Cut-On Setup bessere aerodynamische Eigenschaften aufweist müssen weiterführende Untersuchungen angestellt werden.

Da hier nur die Akustik für eine genauere Untersuchung herangezogen wurde, sollte in weiterer Folge das beim Cut-On Setup vorhandene Mistuning der Rotorschauflern betrachtet werden. Durch die zusätzliche Untersuchung der Aerodynamik lässt sich auf etwaige Verluste der Turbine verursacht durch die Beschauflung schließen.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Ursprünge von Flugzeuglärm [20]	1
Abbildung 2: Trend der Lärminderung (Rolls Royce) [1]	2
Abbildung 3: Fantriebwerk PW1100G [2]	3
Abbildung 4: Getriebefantriebwerk PW1000G [3]	3
Abbildung 5: Schallemissionen beim Startvorgang mit und ohne Getriebefan [26]	4
Abbildung 6: Verbundpartner LeiLa [1]	5
Abbildung 7: Allgemeiner Prüfstands Aufbau [12]	6
Abbildung 8: Schnitt durch STTF (Vital Konfiguration).....	7
Abbildung 9: Veranschaulichung der Betriebspunkte [16].....	9
Abbildung 10: Ausbreitung einer ebenen Welle [7]	15
Abbildung 11: Koordinaten des zylindrischen Strömungskanals	16
Abbildung 12: Bessel-Funktion der Ordnung 0 bis 8 [14].....	19
Abbildung 13: Druckverteilung in zylindrischem Strömungskanal [7]	20
Abbildung 14: Vergleich der Schallemissionen verschiedener Triebwerke [7].....	23
Abbildung 15: Geräuschquellen bei Triebwerken [7].....	23
Abbildung 16: Axialspalte zwischen Stator und Rotor [3]	25
Abbildung 17: Drehrichtungen des Druckfeldes [18]	26
Abbildung 18: Cut-off Design einer Niederdruckturbine [7].....	27
Abbildung 19: Vergleich des Einflusses eines Rotors mit und ohne Spalt auf die EGV [25] .	29
Abbildung 20: Deckband an einem Rotor [3]	30
Abbildung 21: Totaldruckverlust im EGV [25]	30
Abbildung 22: AMA bei BPF - gemittelt über Umfangspositionen (links) und anschließend über axiale Positionen (rechts)	36
Abbildung 23: Messsysteme [3].....	37
Abbildung 24: Statische Druckmessbohrung [5]	38
Abbildung 25: Pitot Rohr [5]	38
Abbildung 26: Nummerierung der Sondenbohrungen [28]	39
Abbildung 27: LeiLa – Standardkonfiguration	43
Abbildung 28: Statorschaufel.....	44
Abbildung 29: Stator in zusammengebautem Zustand (Blick auf die HK)	44
Abbildung 30: Vergleich der Verschraubung	45
Abbildung 31: Stator mit Ma-Zahl Verteilung.....	46
Abbildung 32: Vergleich der Umlenkung der beiden Rotorschaufeln der Cut-On Auslegung	47
Abbildung 33: Vergleich der Rotor-Umlenkung von Cut-On und Cut-Off Design	47
Abbildung 34: Schaufellängung durch Rotation	48
Abbildung 35: Vergleich Rotorschaufeln	49
Abbildung 36: Vergleich der Rotorscheiben.....	49
Abbildung 37: Vergleich der Rotormassen	50
Abbildung 38: Rotor in zusammengebautem Zustand.....	50
Abbildung 39: Rotor Montage	51
Abbildung 40: Gehäusespalte.....	52

Abbildung 41: Gehäuseteile	52
Abbildung 42: Spalte zwischen Deckband und Gehäuse	53
Abbildung 43: Messebenen im Turbinenrig	54
Abbildung 44: O-Ring mit PTFE-Beschichtung	54
Abbildung 45: Sondenaufnahmen in den Ebenen A und C	55
Abbildung 46: Schlitz am Sondenträger	55
Abbildung 47: Instrumentiertes TEC	56
Abbildung 48: Telemetrieanschluss	56
Abbildung 49: TEC mit Verteilung der Mach Zahl	57
Abbildung 50: Leila – Abstandsvariation	58
Abbildung 51: Zahnkranz.....	59
Abbildung 52: Zahnkranz inklusive Sonden-Adapter.....	60
Abbildung 53: Zahnrad-Traversierung am Prüfstand montiert (links) und Verbindungsstück zwischen Zahnrad und Sonde (rechts)	61
Abbildung 54: Rake	62
Abbildung 55: Kielhead [27].....	63
Abbildung 56: Rake im Strömungskanal	63
Abbildung 57: Totaldruckrake	64
Abbildung 58: Totaltemperaturrake	64
Abbildung 59: Messebenen STTF.....	65
Abbildung 60: Messtechniken und Messpositionen [6].....	66
Abbildung 61: Akustikplatten Außen (links) und Innen (rechts) [12]	67
Abbildung 62: Mikrofon (links) und Vorverstärker (rechts) [12].....	68
Abbildung 63: 5-Loch-Sonde 01/06 [28]	68
Abbildung 64: Schematische Darstellung der Messebenen [6]	69
Abbildung 65: Instrumentierter Innenring	71
Abbildung 66: Instrumentierter Innenring (links) und Blick auf das Einlaufgehäuse (rechts)	72
Abbildung 67: Messpositionen EGV Saugseite	73
Abbildung 68: EGV instrumentiert – Druckseite.....	73
Abbildung 69: EGV instrumentiert – Saugseite.....	74
Abbildung 70: Statische Druckmessröhrchen am Stator.....	74
Abbildung 71: TEC Schaufel mit Kielheads.....	76
Abbildung 72: Grenzschichtkamm mit Fertigungsschablone	77
Abbildung 73: Sollabstände Grenzschichtkamm am Innenring.....	77
Abbildung 74: Strömungsgrößen in der Ebene 0	80
Abbildung 75: Normierte Totalgrößen und Yaw-Angle Ebene C	82
Abbildung 76: Normierte Strömungsbedingungen Ebene C.....	83
Abbildung 77: Normierte Totalgrößen und Yaw-Angle Ebene D	84
Abbildung 78: Normierte Strömungsbedingungen Ebene D	84
Abbildung 79: Frequenzspektrum Cut-Off Design	86
Abbildung 80: Frequenzspektrum der Cut-On Auslegung	87
Abbildung 81: Azimutalmodenanalyse Cut-On Design.....	89
Abbildung 82: Azimutalmodenanalyse Cut-Off Design	90

Abbildung 83: RMA - Schalldruckverteilung bei $n=0$ (oben), $n=1$ (Mitte), $n=2$ (unten) Cut-On Design.....	91
Abbildung 84:RMA - Schalldruckverteilung bei $n=0$ (oben), $n=1$ (Mitte), $n=2$ (unten) Cut-Off Design.....	92
Abbildung 85: RMA – Schalldruckpegel der Modenpaare (m,n) Cut-On Design.....	93
Abbildung 86: RMA - Schalldruckpegel der Modenpaare (m,n) Cut-Off Design.....	93
Abbildung 87: Schalleistungspegel Cut-On Design	94
Abbildung 88: Schalleistungspegel Cut-Off Design.....	94

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Betriebspunktdaten.....	10
Tabelle 2: Messfehler 5LS [20].....	40
Tabelle 3: Auslegungsdaten LeiLa und MassiF	41
Tabelle 4: Auslegungsdaten LeiLa und MassiF - Fortsetzung.....	42
Tabelle 5: Axiale Schaufelpositionen der Cut-On und Cut-Off Auslegung	42
Tabelle 6: Schrittweite der Zahnkranztraversierung	59
Tabelle 7: Axiale Abstände der Messebenen	66
Tabelle 8: Kalibrierbereich der 5-Loch-Sonde [28].....	69
Tabelle 9: Radiale Messpositionen der 5LS in Ebene C	70
Tabelle 10: Radiale Messpositionen der 5LS in Ebene D.....	70
Tabelle 11: Umfangspositionen statische Druckmessbohrungen Ebene 0.....	71
Tabelle 12: Messpositionen Rakes	75
Tabelle 13: Positionen der Grenzschichtkämme in Ebene 0 an hub und tip.....	78
Tabelle 14: Position der Grenzschichtkämme in Ebene A am hub.....	78
Tabelle 15: Position der Grenzschichtkämme in Ebene D an hub und tip.....	78
Tabelle 16: Schaufelzahlen der Prüfstandskonfigurationen	79
Tabelle 17: Messpositionen der Fünf-Loch Sonde	80
Tabelle 18: Betriebspunkt-Parameter	81
Tabelle 19: Strömungsparameter Ebene D.....	85
Tabelle 20: Eigenfrequenzen von Rotorscheibe und Rotorschaukel der Cut-Off Auslegung [26]	86
Tabelle 21: Moden resultierend aus Rotor-Interaktionen, Cut-On Auslegung	88
Tabelle 22: Moden resultierend aus Rotor-Interaktionen, Cut-Off Auslegung.....	89

Literaturverzeichnis

- [1] Rolls Royce Deutschland: LeiLa Verbundvorhaben, 2011
- [2] <http://theflyingengineer.com/flightdeck/pw1100g-gtf/>, Abfrage: 27.08.2015
- [3] Bräunling W.: „Flugzeugtriebwerke – Grundlagen, Aero-Thermodynamik, Ideale und reale Kreisprozesse, Thermische Turbomaschinen, Komponenten, Emissionen und Systeme“, ISBN 978-3-642-34538-8, Springer, 4. Auflage, 2015
- [4] Grieb H.: „Verdichter für Turbo-Flugtriebwerke“, ISBN 978-3-540-34373-8, Springer, 2009
- [5] Nitsche W., Brunn A.: „Strömungsmesstechnik“, ISBN 3-540-20990-5, Springer, 2. Auflage, 2006
- [6] Selic T., Schönleitner F., Marn A.: Measurement Report HiSpeeT, Version 1.0, Technische Universität Graz, 2015
- [7] Marn A.: Skriptum zur Vorlesung Technische Akustik, Technische Universität Graz, 2011
- [8] Möser M.: „Technische Akustik“, ISBN 978-3-642-30932-8, Springer, 9. Auflage, 2012
- [9] Lerch R., Sessler G., Wolf D.: „Technische Akustik – Grundlagen und Anwendungen“, ISBN 978-3-540-23430-2, Springer, 2009
- [10] Bauinger S.: „Einfluss unterschiedlicher Turbinenübergangskanäle auf die Schallemissionen in einem zweistufigen Turbinenprüfstand“, Diplomarbeit Technische Universität Graz, 2013
- [11] Zerobin S.: „Akustische Untersuchung von Turbinenübergangskanälen bei drei verschiedenen Betriebspunkten“, Diplomarbeit Technische Universität Graz, 2014
- [12] Moser M.: „Untersuchung der Schallemissionen von Flugtriebwerks – Niederdruckturbinen in einem neuen Turbinenakustikprüfstand“, Dissertation Technische Universität Graz, 2009
- [13] Tyler J., Sofrin T.: „Axial flow compressor noise studies“, SAE Transaction, Nr. 70, 1962
- [14] Möser M.: „Messtechnik der Akustik“, Springer, 2010
- [15] Brenn G.: Skriptum zur Vorlesung Gasdynamik, Technische Universität Graz, SS 2015
- [16] <http://www.qantas.com/travel/airlines/our-approach/global/en>, Abfrage: 11.09.2015
- [17] Ehrenfried K.: Skriptum zur Vorlesung Strömungsakustik I, Technische Universität Berlin, WS 02/03

- [18] http://www.dlr.de/as/Portaldaten/5/Resources/dokumente/abteilungen/abt_ta/Vorl-Ton-Axial-2012-06-01.pdf, Abfrage: 05.01.2016
- [19] Pichler F.: „Befestigungsmöglichkeiten von Turbinen-Laufschaufeln am Rotor“, Bachelorarbeit Technische Universität Graz, 2013
- [20] Selic T.: „Experimental Investigation of the Aerodynamics and Acoustics of Exit Guide Vanes for Future Aircraft Engines“, Dissertation Technische Universität Graz, 2016
- [21] Enghardt L., Zhang Y., Neise W.: „Experimental Verification of a Radial Mode Analysis Technique Using Wall-Flush Mounted Sensors“, 137th regular meeting of the Acoustical Society of America, Berlin, 14. - 19. March 1999
- [22] Sijtsma P., Zillmann J.: „In-Duct and Far-Field Mode Detection Techniques“, 13th AIAA/CAES Aeroacoustics Conference, AIAA 2007-3439, Rom, 2007
- [23] Holste F., Neise W.: „Noise Source Identification in a Propfan Model by Means of Acoustical Near Field Measurements“, Journal of Sound and Vibration, 203(4), pp 641-665, 1997
- [24] Schönleitner F.: „Experimental Aeroelastic Investigations of a Low Pressure Turbine Rotor Blading“, Privatissimum Technische Universität Graz, 2016
- [25] Selic T., Lengani D., Marn A., Heitmeir F.: „Aerodynamic Effects of an Unshrouded Low Pressure Turbine on a Low Aspect Ratio Exit Guide Vane“, ASME Turbo Expo, Copenhagen, Denmark, June 11-15, 2012
- [26] <http://www.fluglärm-portal.de/laerm-vermeiden/moderne-flugzeuge/triebwerte>, Abfrage: 23.06.2016
- [27] Von Karman Institute for Fluid Dynamics (VKI): „Measurement Techniques in Fluid Dynamics“, 1994
- [28] Arnold T., Eifel M.: „Kalibrierbericht der pneumatischen Fünflochsonde 01/06 mit Temperaturmessstelle“, RWTH Aachen, Aachen, 11.Juli 2006
- [29] Faustmann C.: „Aerodynamische Optimierung umlenkender Turbinenübergangskanäle und deren Einfluss auf die Schallentstehung“, Dissertation Technische Universität Graz, 2014
- [30] Schönleiter F.: „Schwingungsanregung verschiedener Turbinenaustrittsgehäuse zukünftiger Flugtriebwerkskonzepte“, Dissertation Technische Universität Graz, 2016

Anhang

Anhang A – Ebene D, Cut-On, Auswertung 5-Loch-Sonde

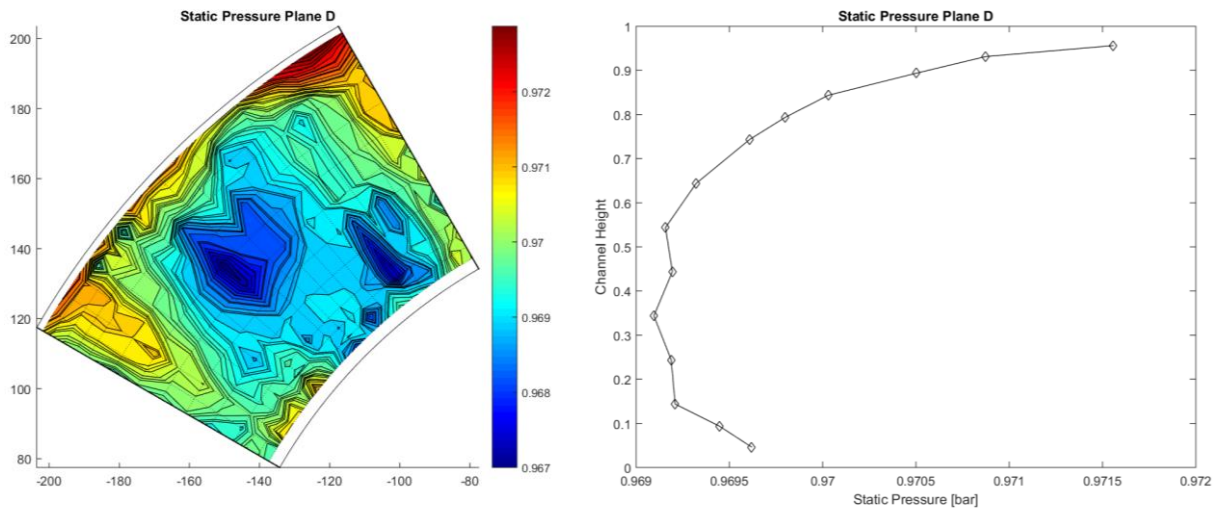


Abbildung A 1: Statischer Druck Ebene D Approach Cut-On

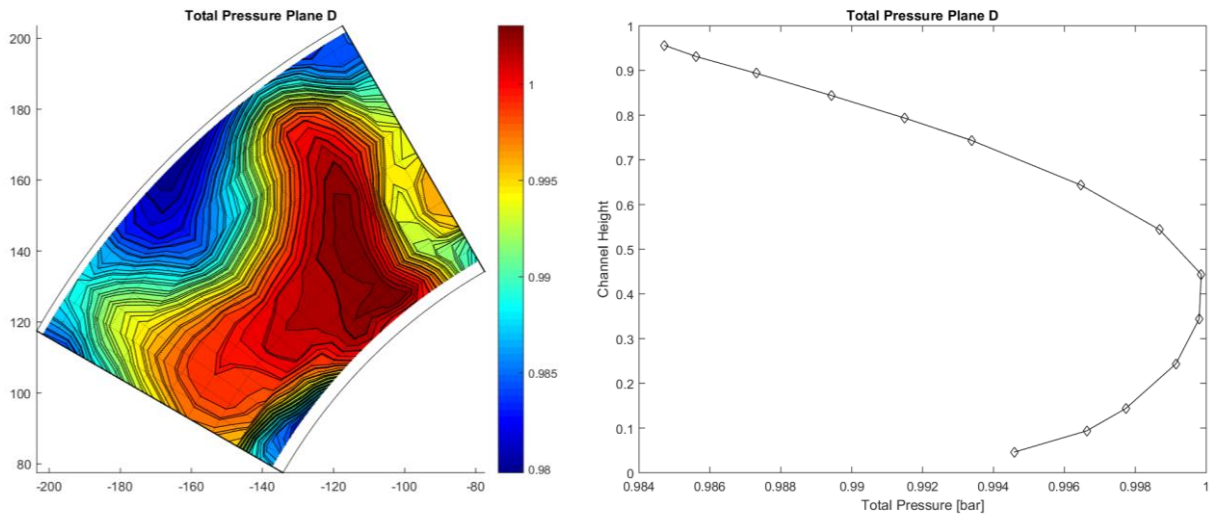


Abbildung A 2: Totaldruck Ebene D Approach Cut-On

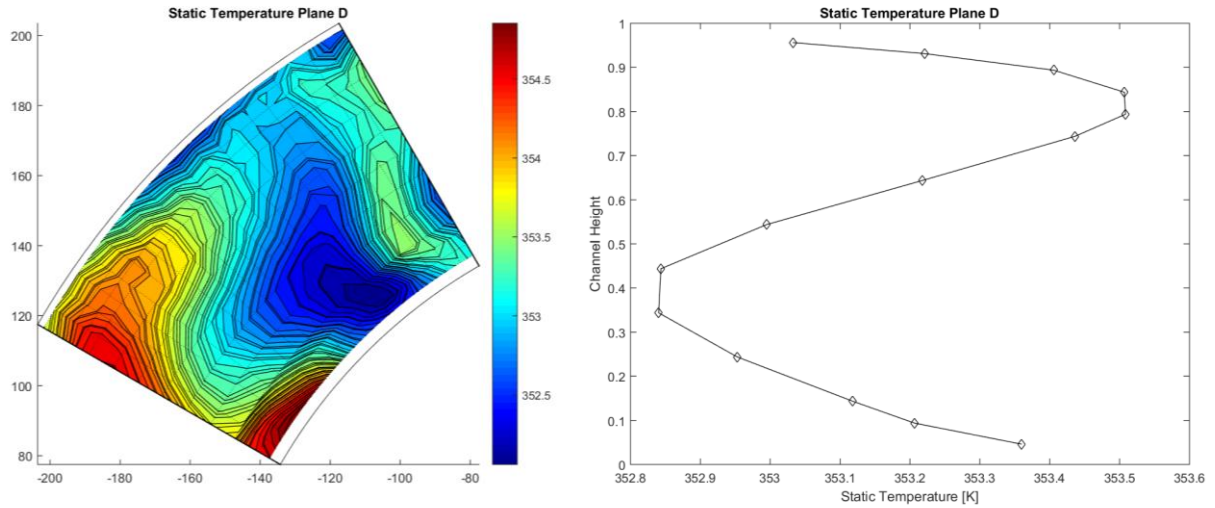


Abbildung A 3: Statische Temperatur Ebene D Approach Cut-On

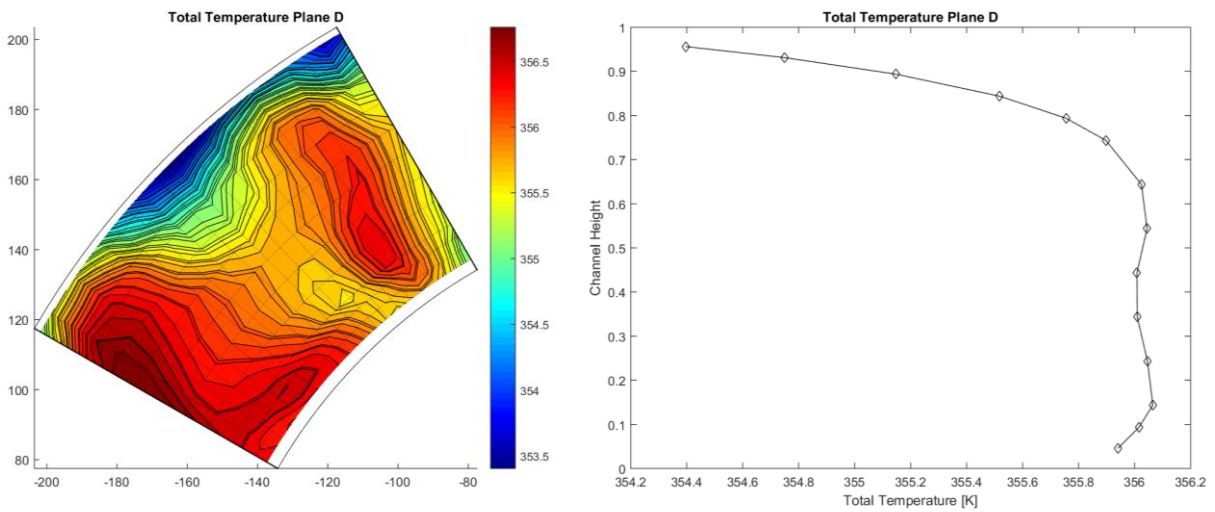


Abbildung A 4: Tottemperatur Ebene D Approach Cut-On

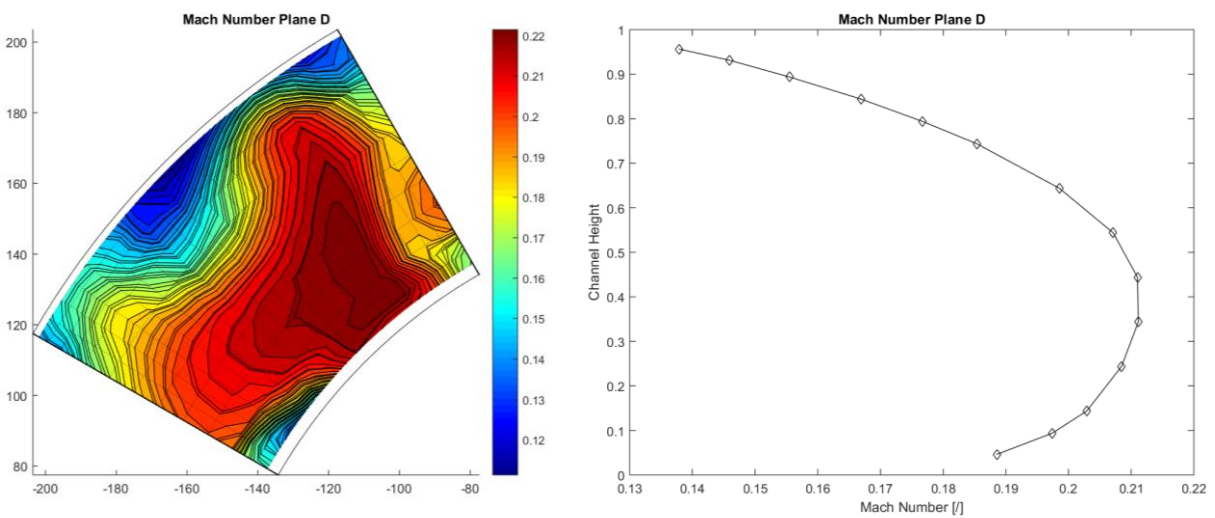


Abbildung A 5: Machzahl Ebene D Approach Cut-On

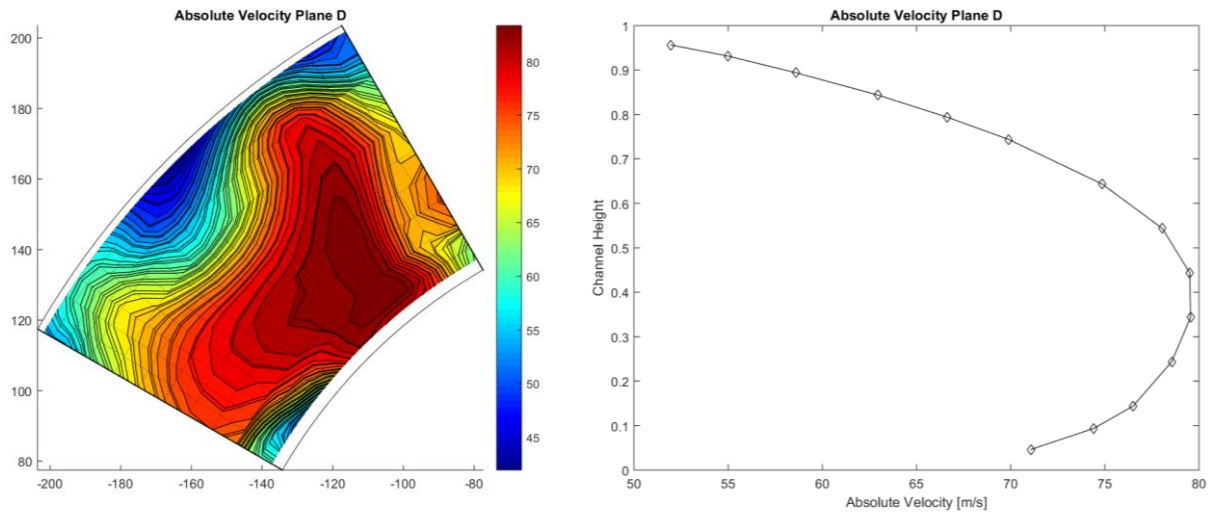


Abbildung A 6: Absolutgeschwindigkeit Ebene D Approach Cut-On

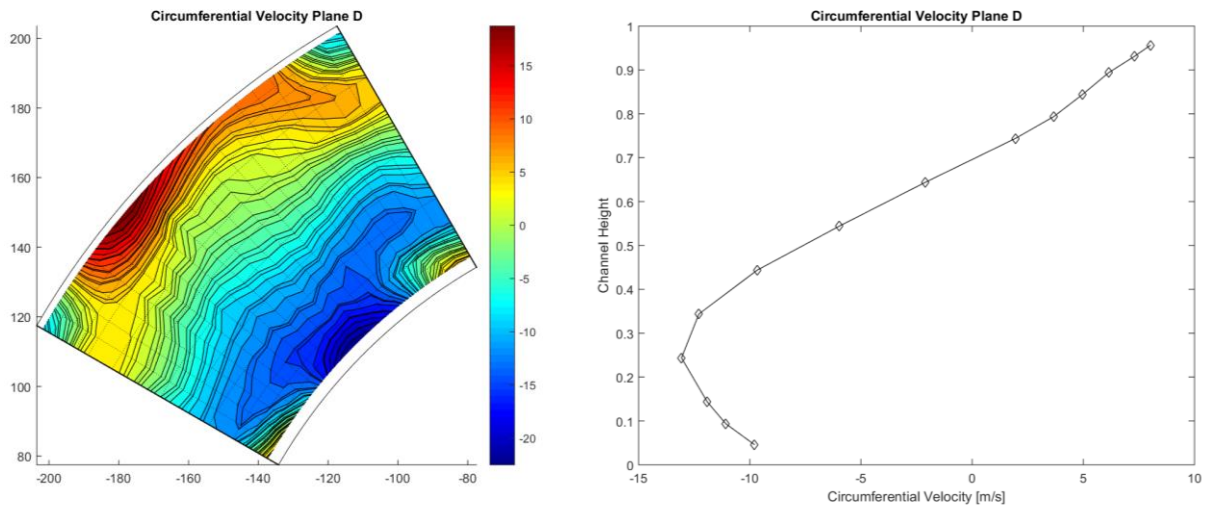


Abbildung A 7: Umfangsgeschwindigkeit Ebene D Approach Cut-On

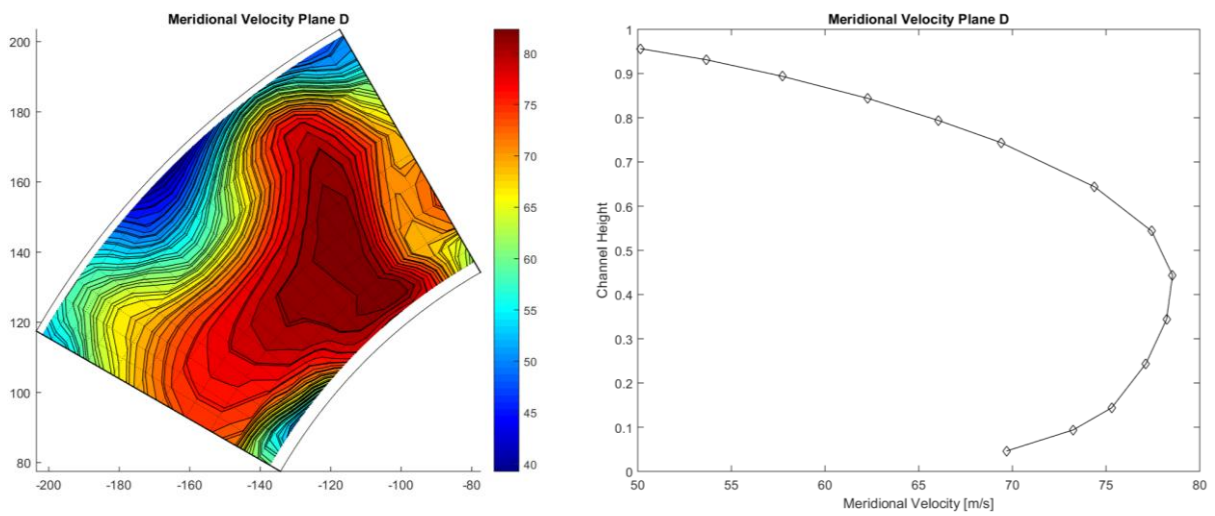


Abbildung A 8: Meridionalgeschwindigkeit Ebene D Approach Cut-On

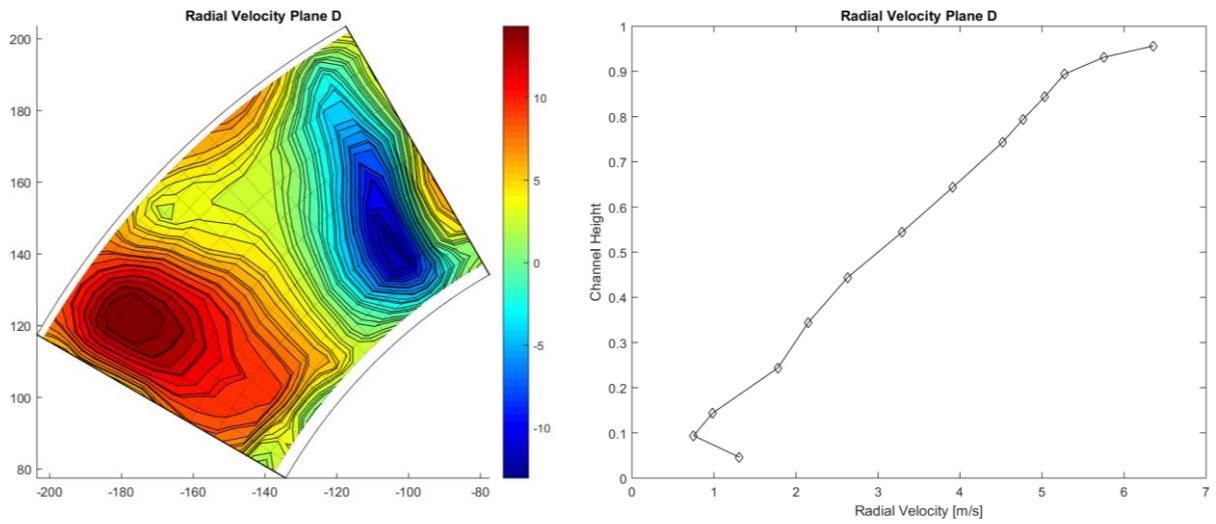


Abbildung A 9: Radialgeschwindigkeit Ebene D Approach Cut-On

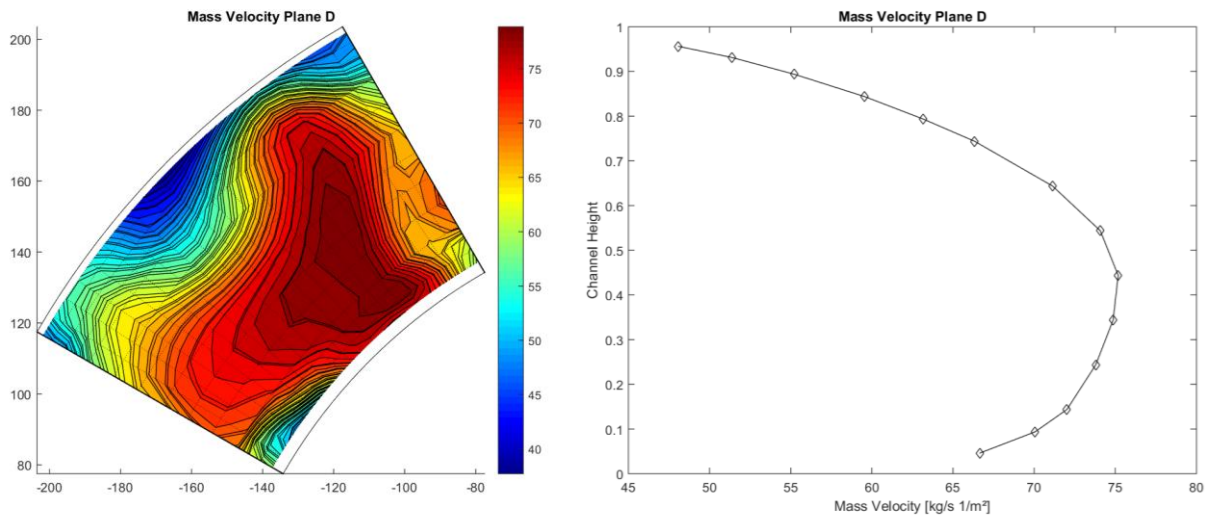


Abbildung A 10: Massenstromdichte Ebene D Approach Cut-On

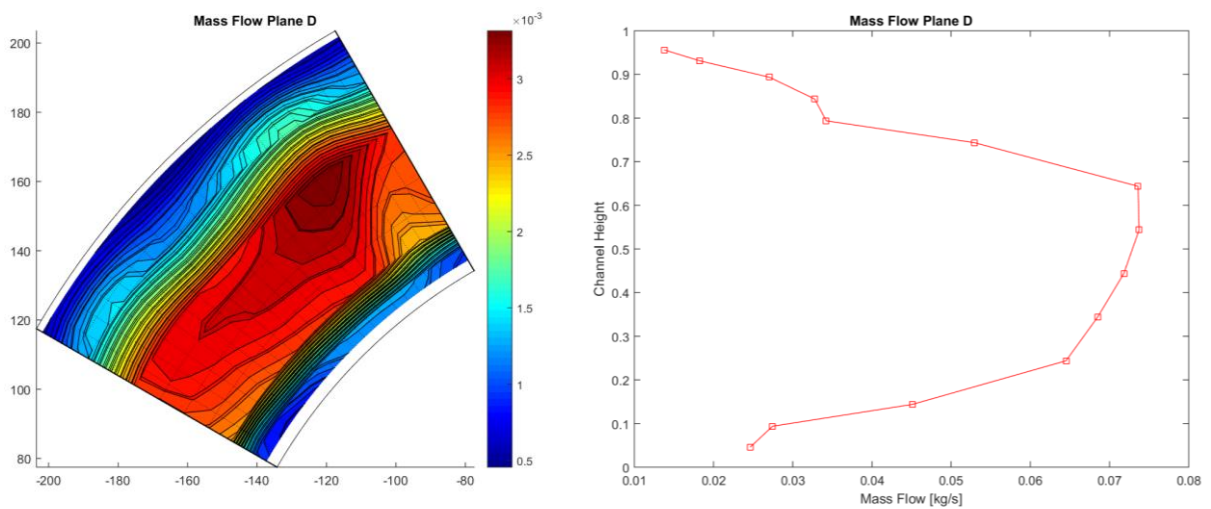


Abbildung A 11: Massenstrom Ebene D Approach Cut-On

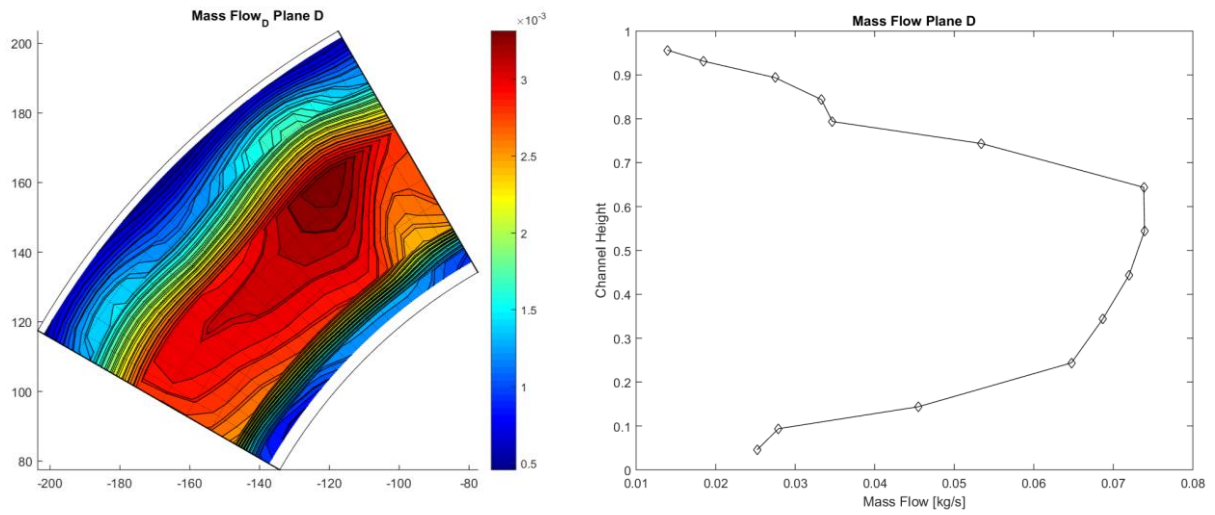


Abbildung A 12: Massenstrom D Ebene D Approach Cut-On

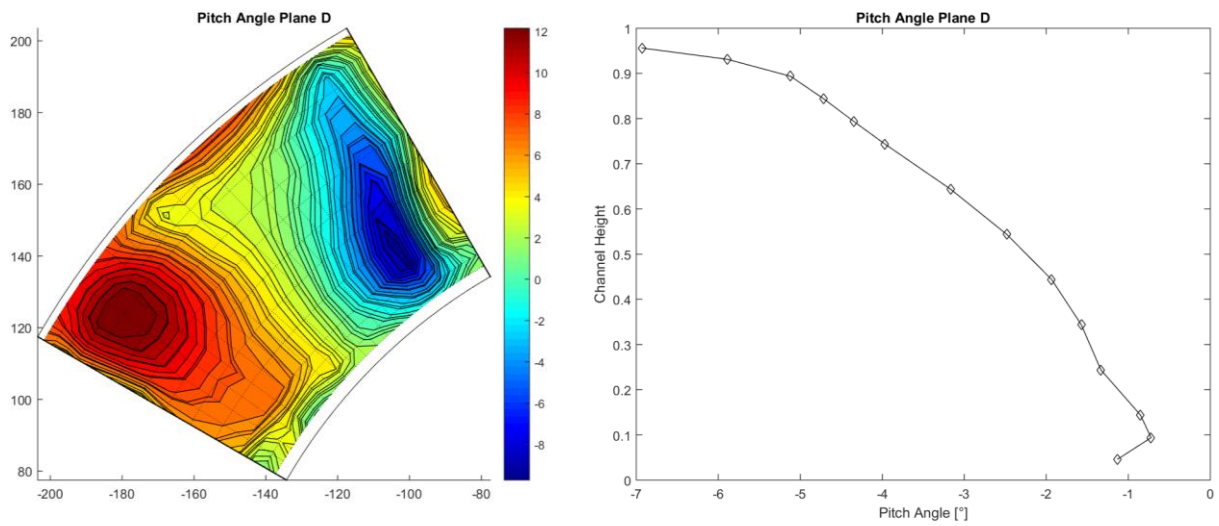


Abbildung A 13: Pitch Winkel Ebene D Approach Cut-On

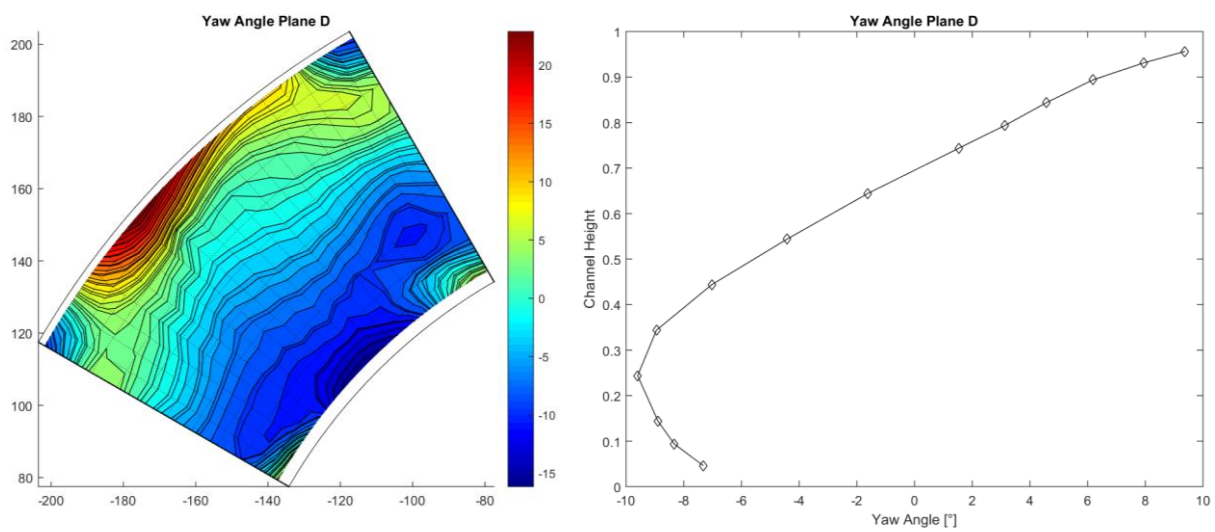


Abbildung A 14: Yaw Winkel Ebene D Approach Cut-On

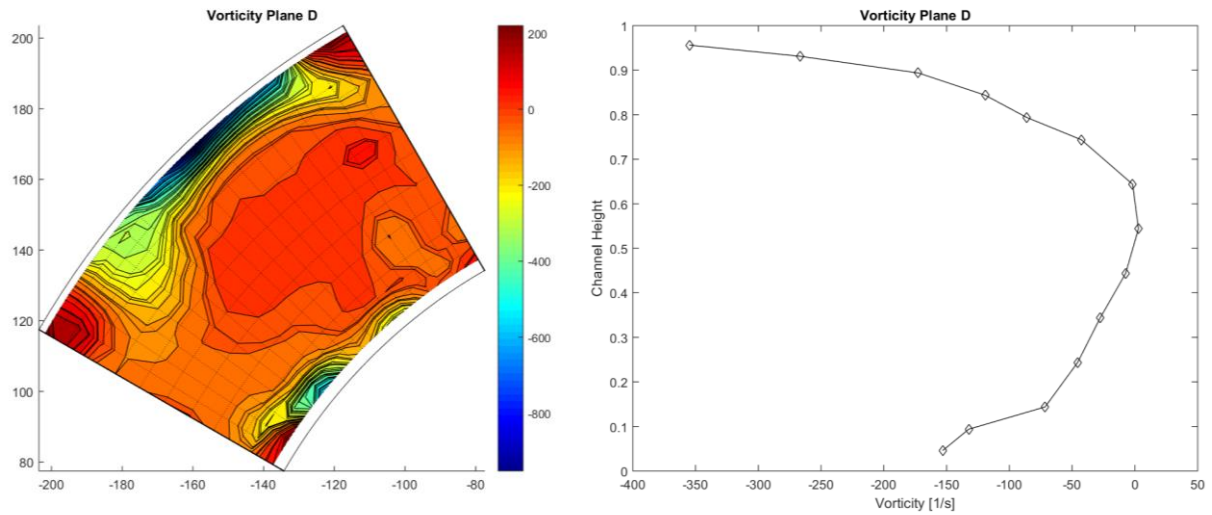


Abbildung A 15: Verwirbelung Ebene D Approach Cut-On

Anhang B – Ebene D, Cut-Off, Auswertung 5-Loch-Sonde

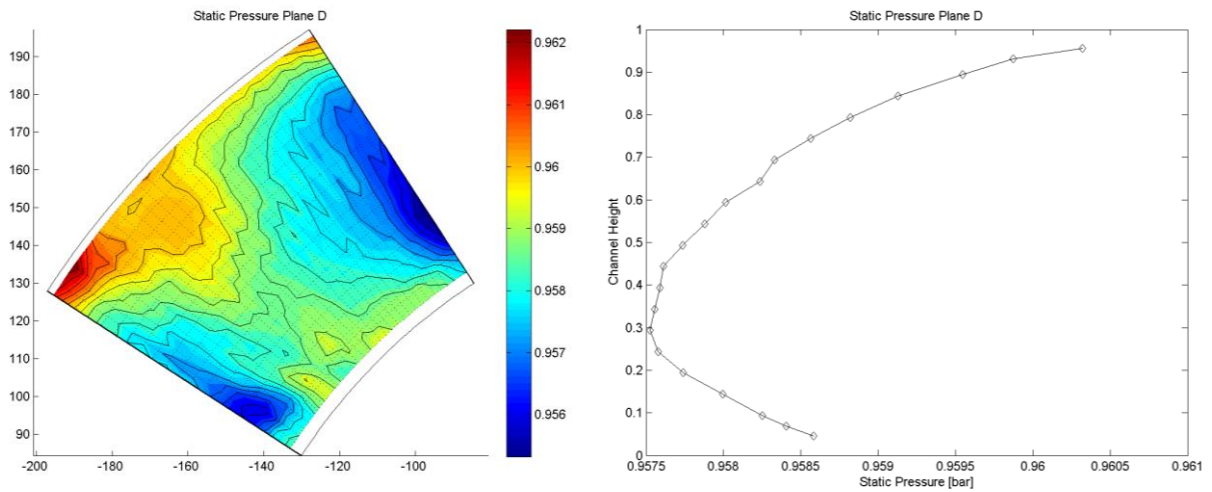


Abbildung A 16: Statischer Druck Ebene D Approach Cut-Off

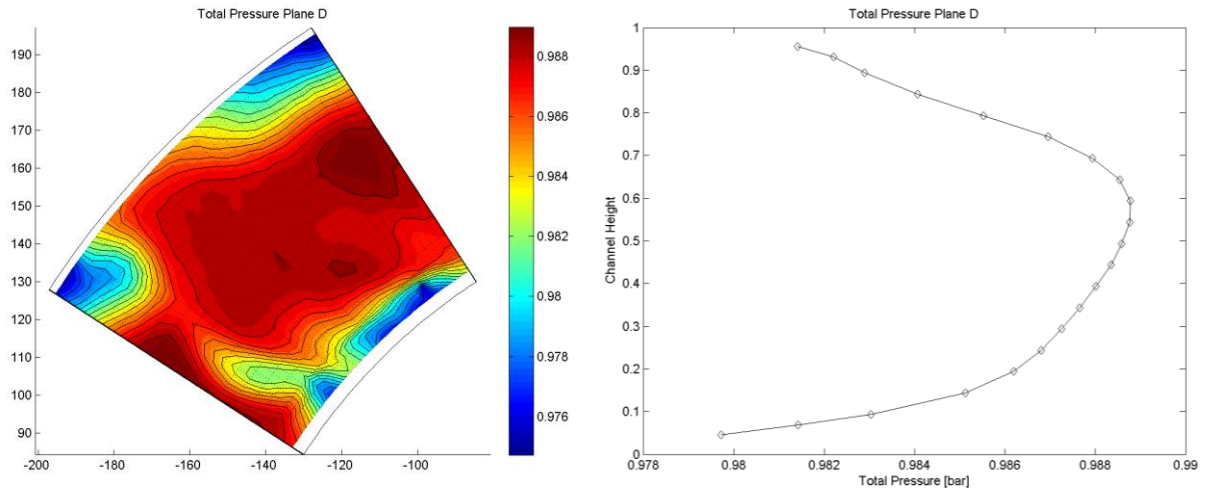


Abbildung A 17: Totaldruck Ebene D Approach Cut-Off

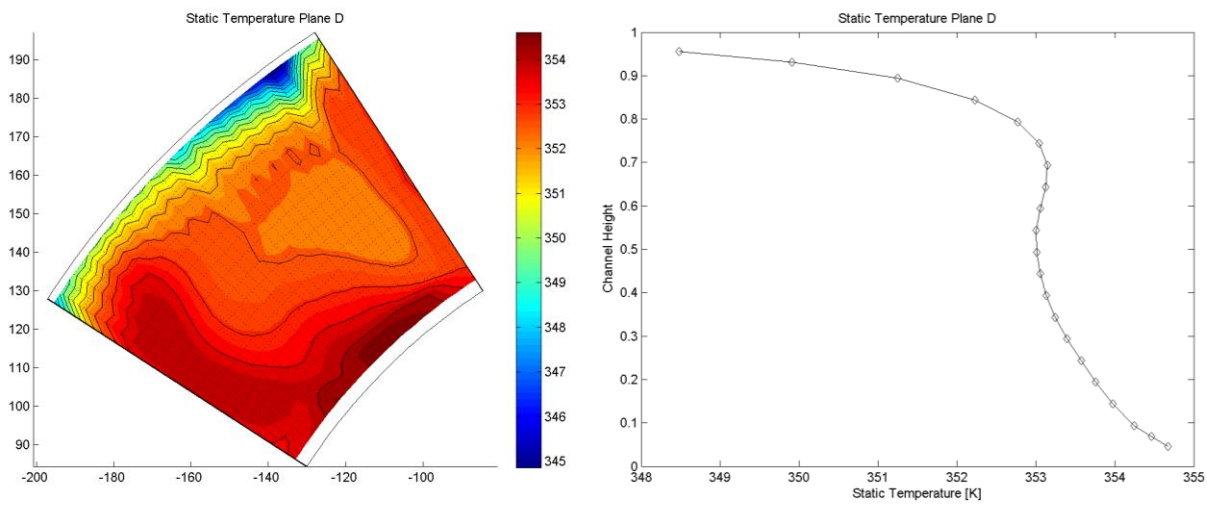


Abbildung A 18: Statische Temperatur Ebene D Approach Cut-Off

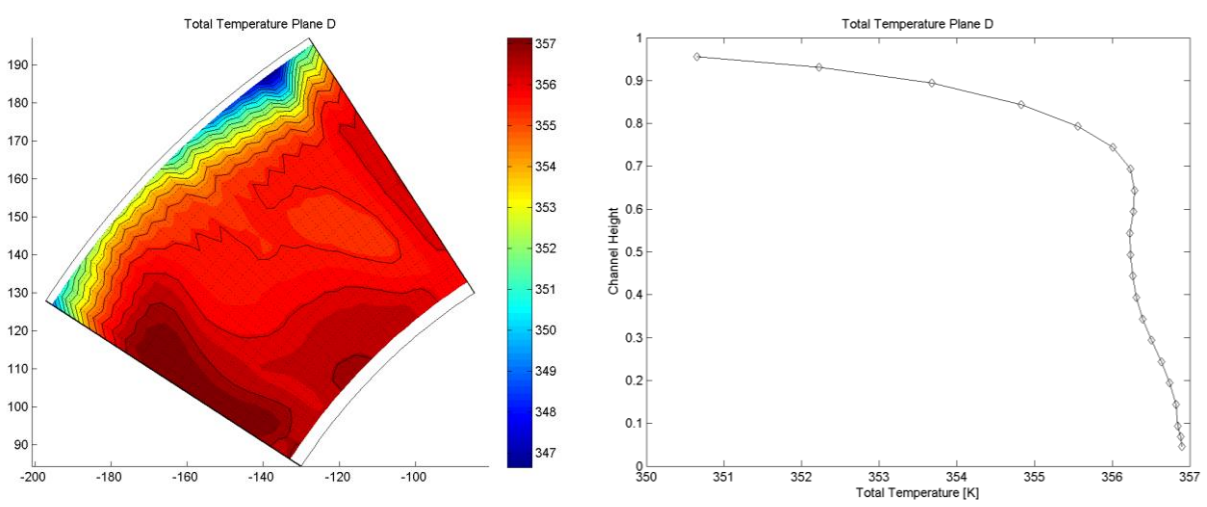


Abbildung A 19: Totaltemperatur Ebene D Approach Cut-Off

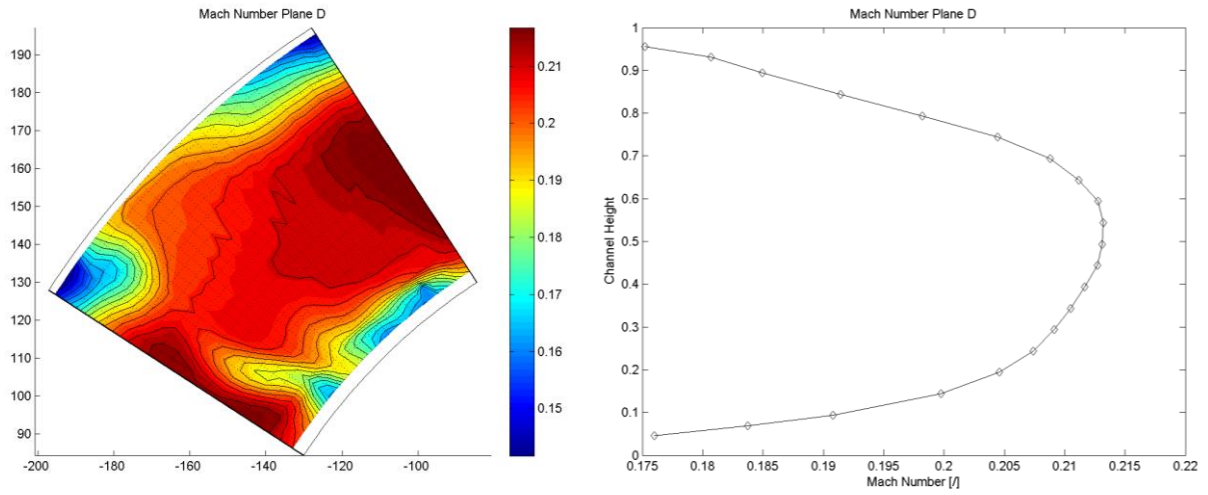


Abbildung A 20: Machzahl Ebene D Approach Cut-Off

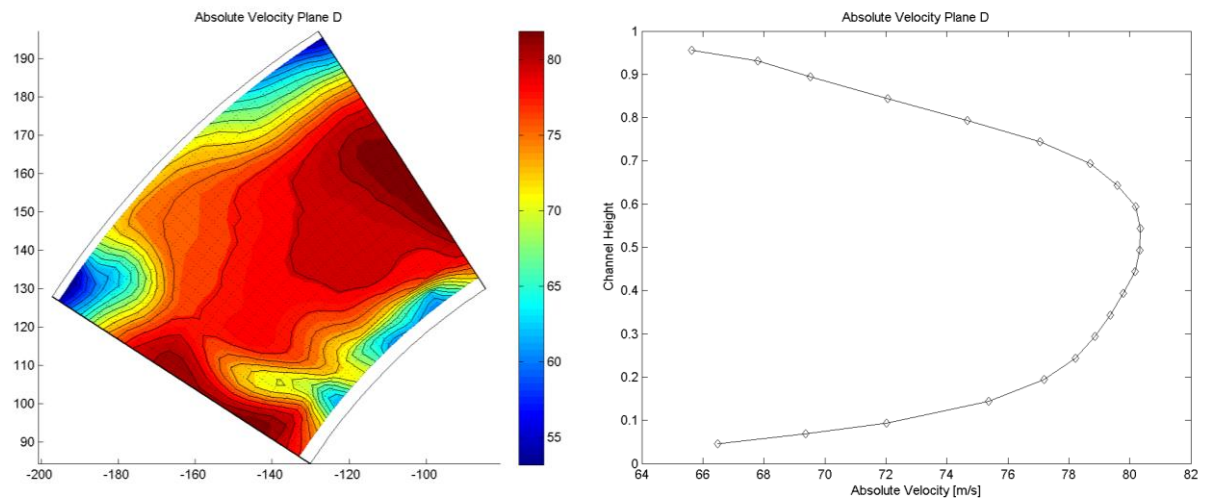


Abbildung A 21: Absolutgeschwindigkeit Ebene D Approach Cut-Off

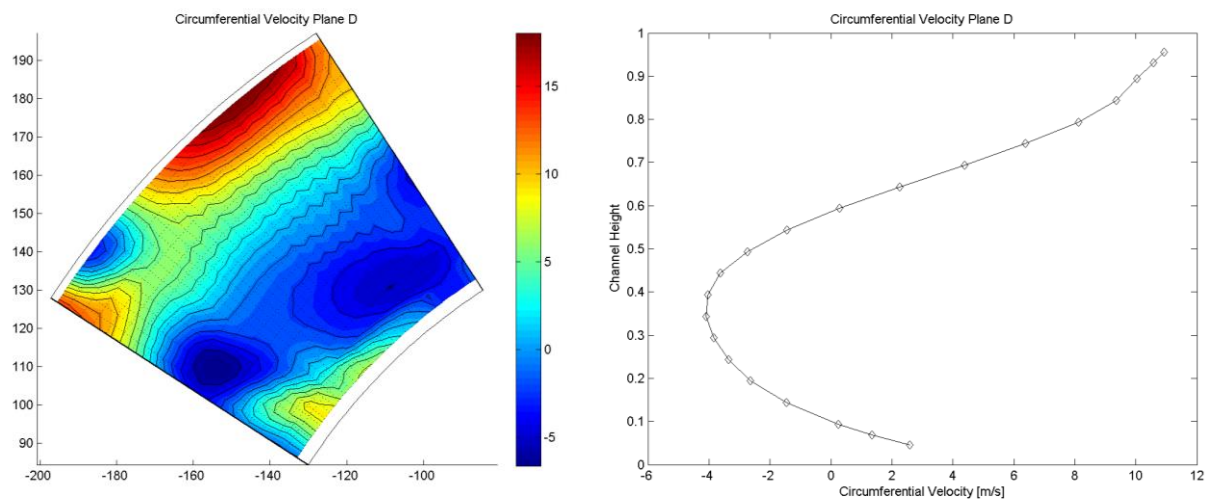


Abbildung A 22: Umfangsgeschwindigkeit Ebene D Approach Cut-Off

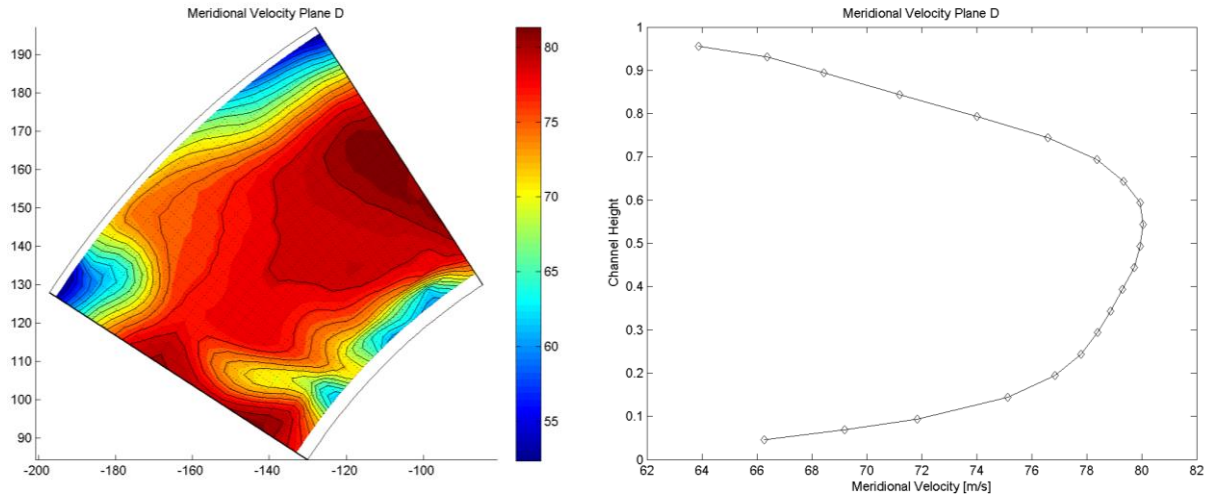


Abbildung A 23: Meridionalgeschwindigkeit Ebene D Approach Cut-Off

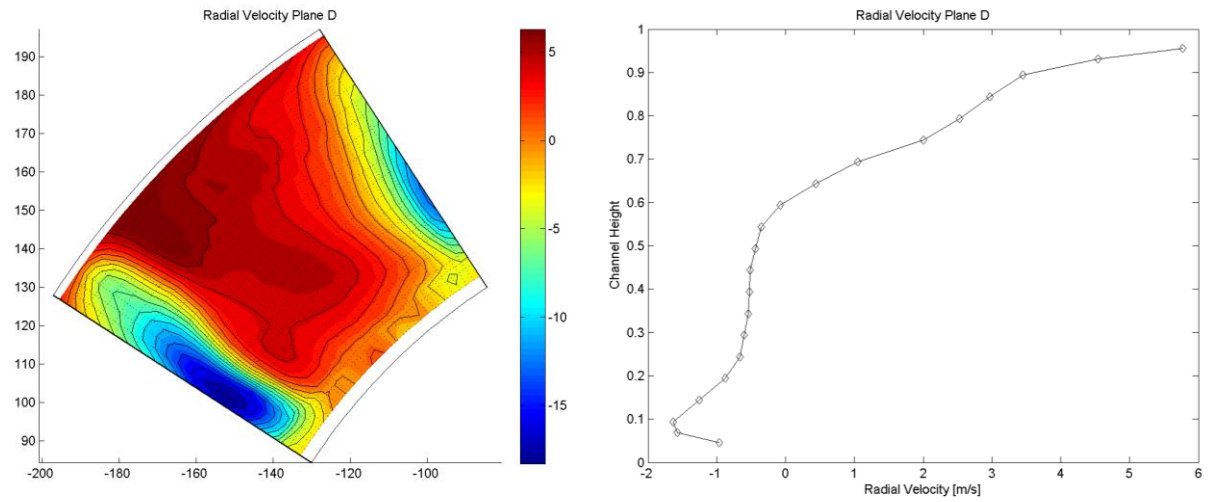


Abbildung A 24: Radialgeschwindigkeit Ebene D Approach Cut-Off

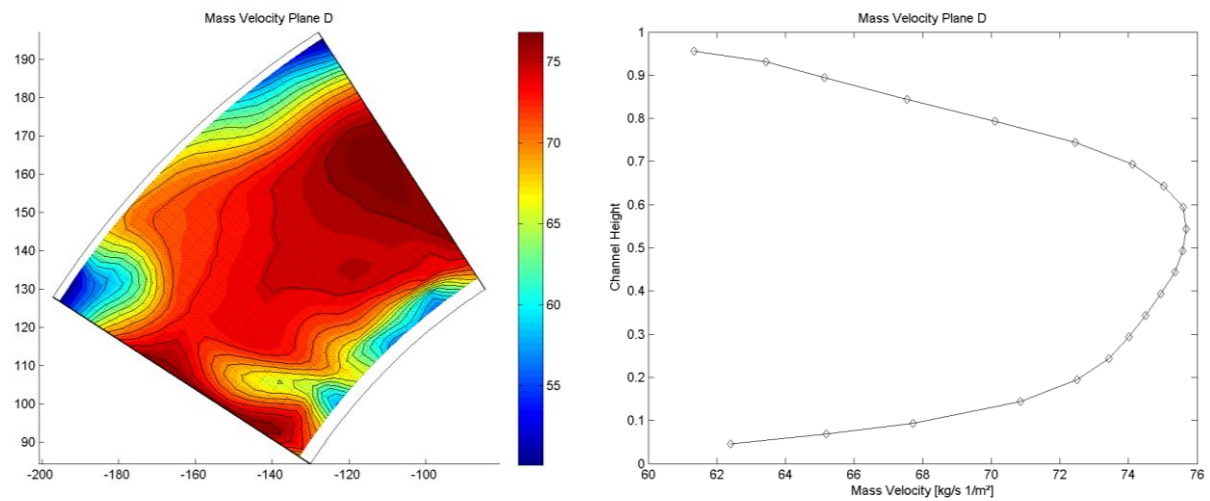


Abbildung A 25: Massenstromdichte Ebene D Approach Cut-Off

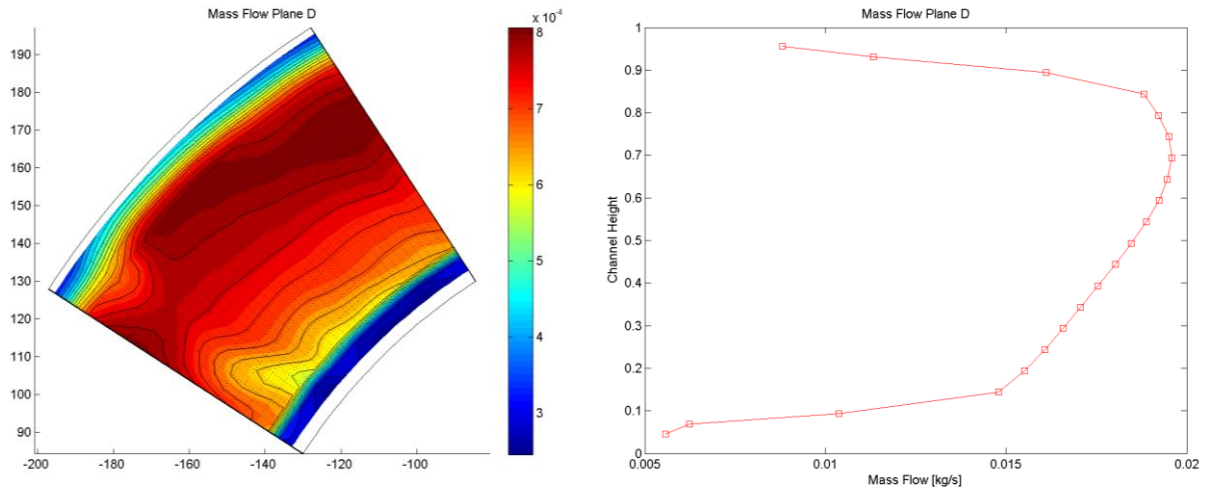


Abbildung A 26: Massenstrom Ebene D Approach Cut-Off

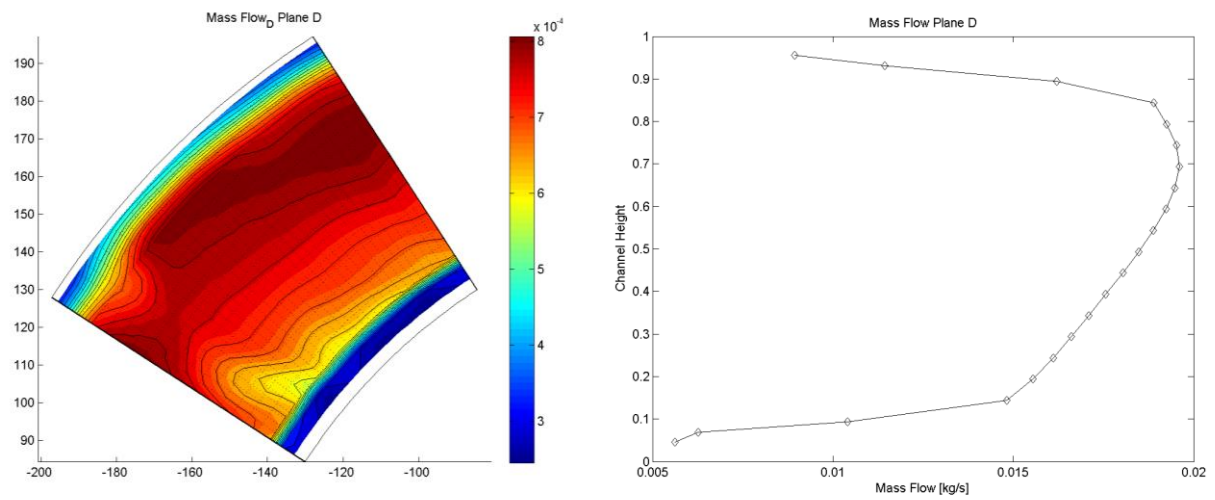


Abbildung A 27: Massenstrom D Ebene D Approach Cut-Off

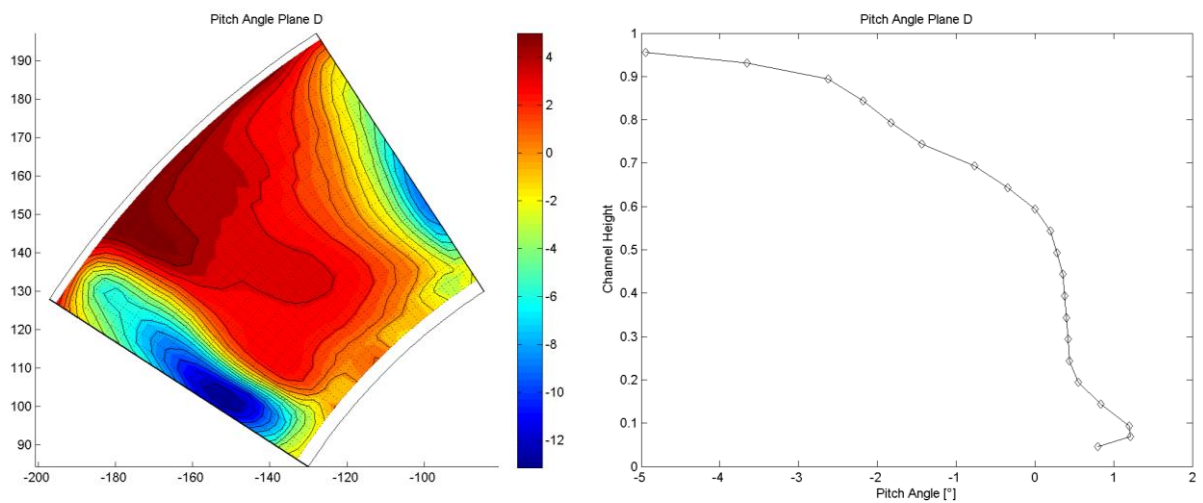


Abbildung A 28: Pitch Winkel Ebene D Approach Cut-Off

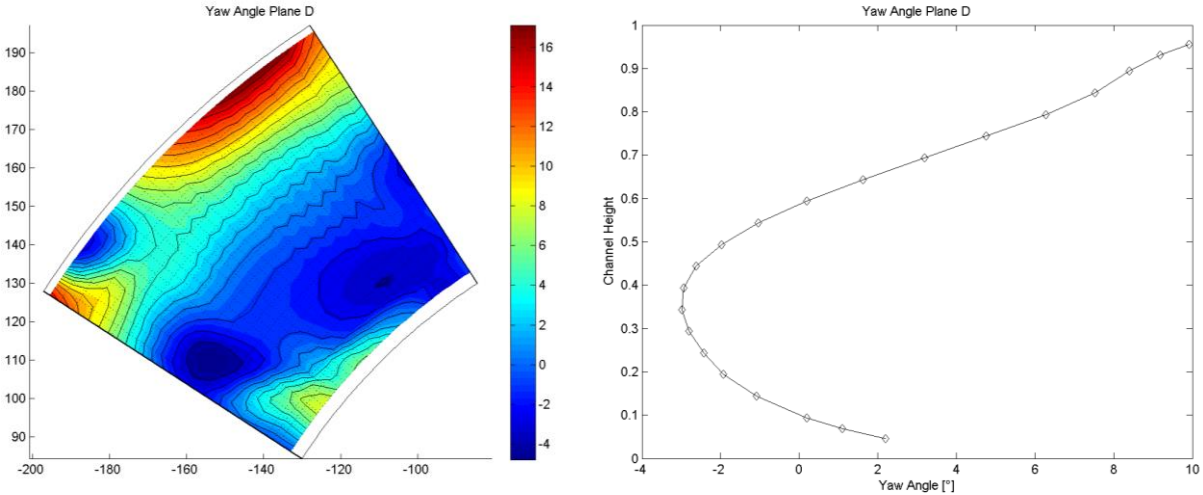


Abbildung A 29: Yaw Winkel Ebene D Approach Cut-Off

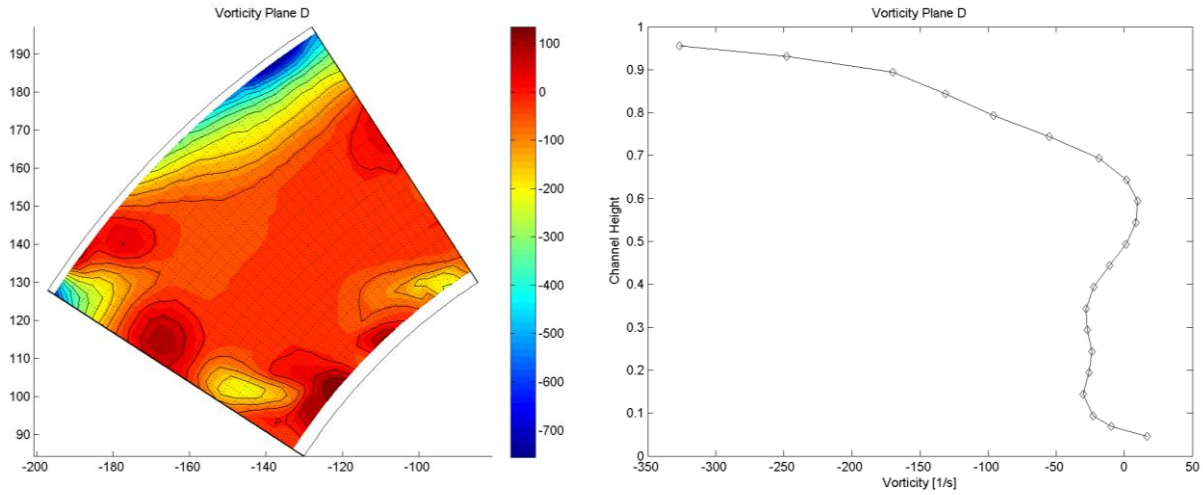
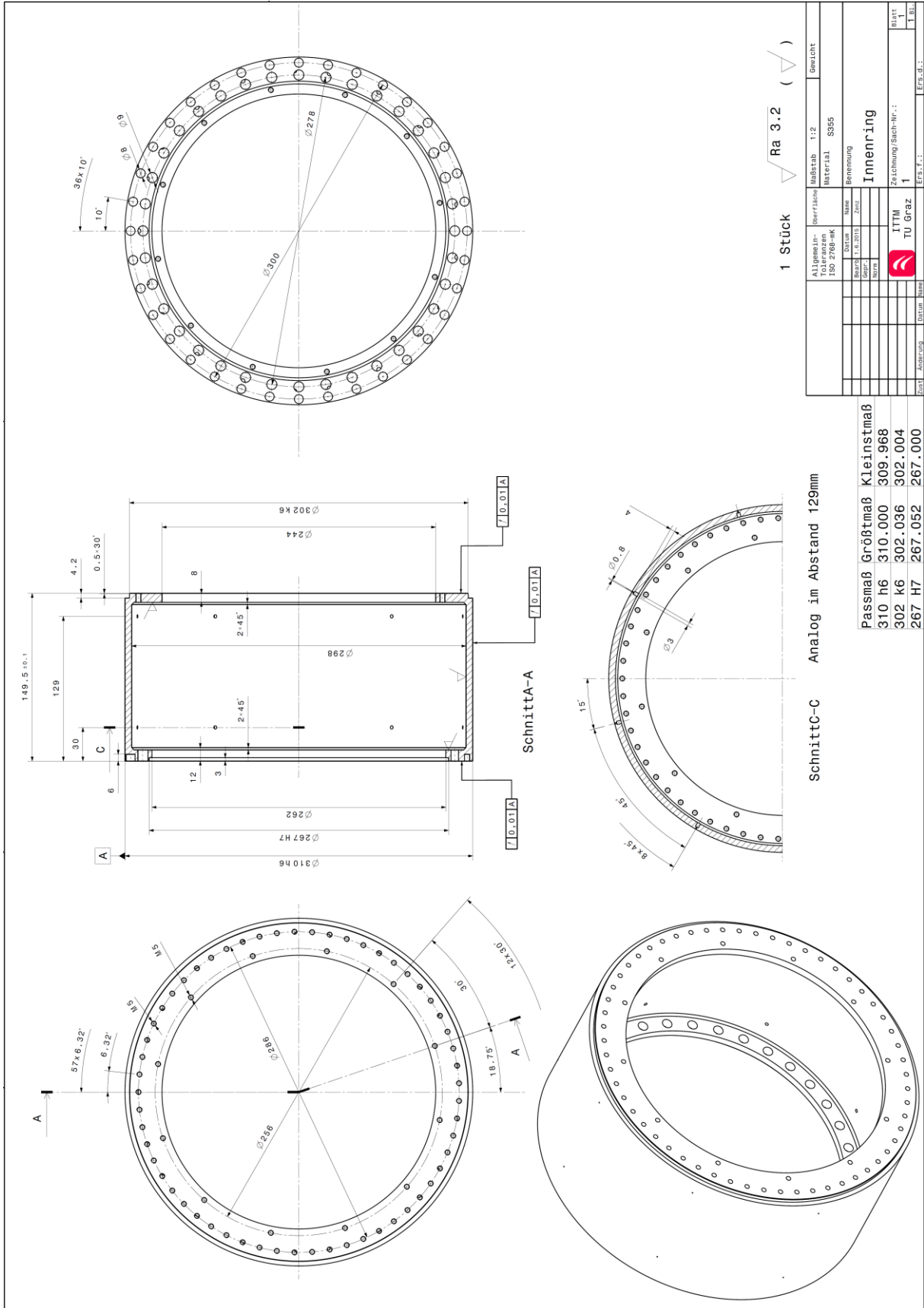
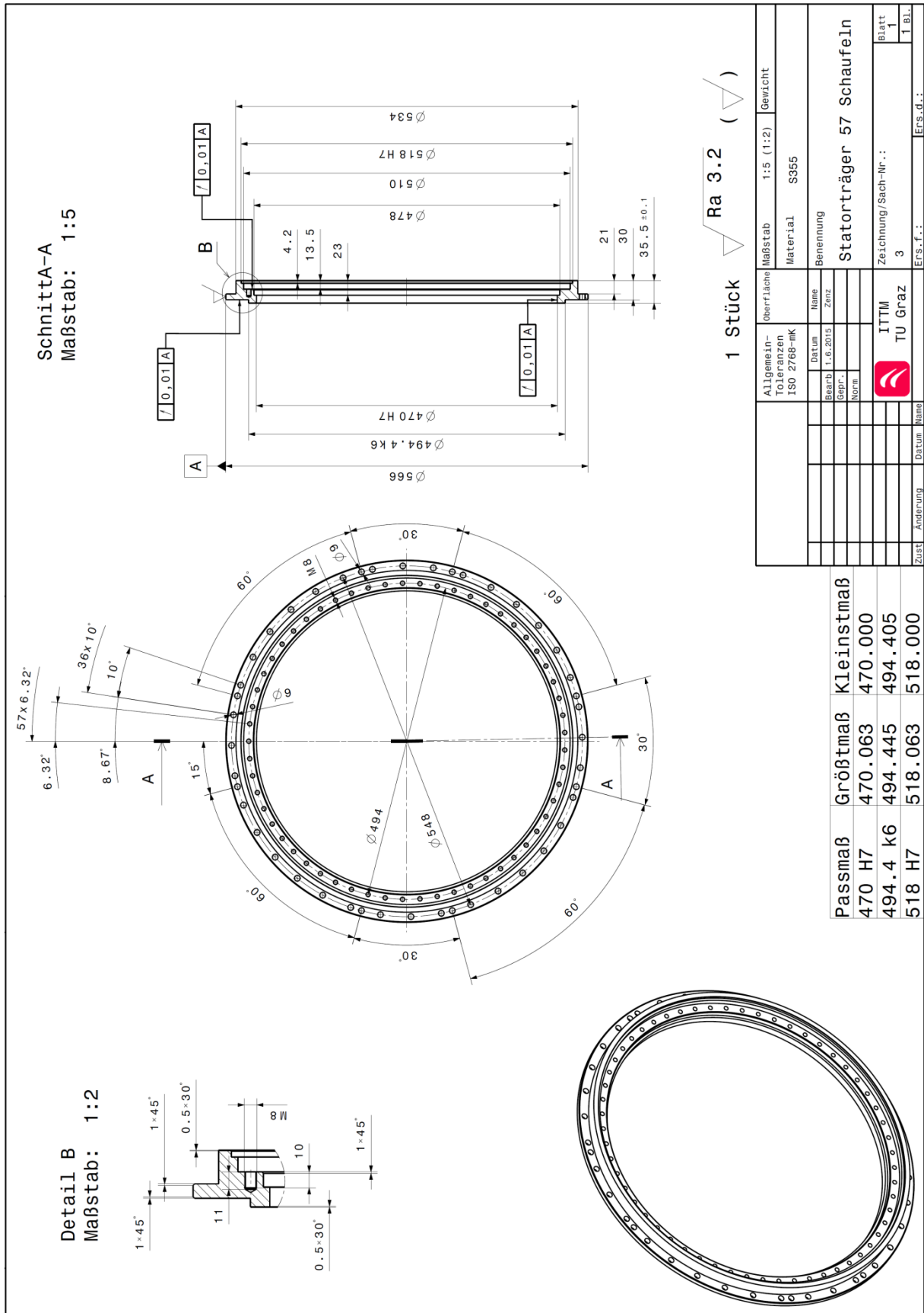
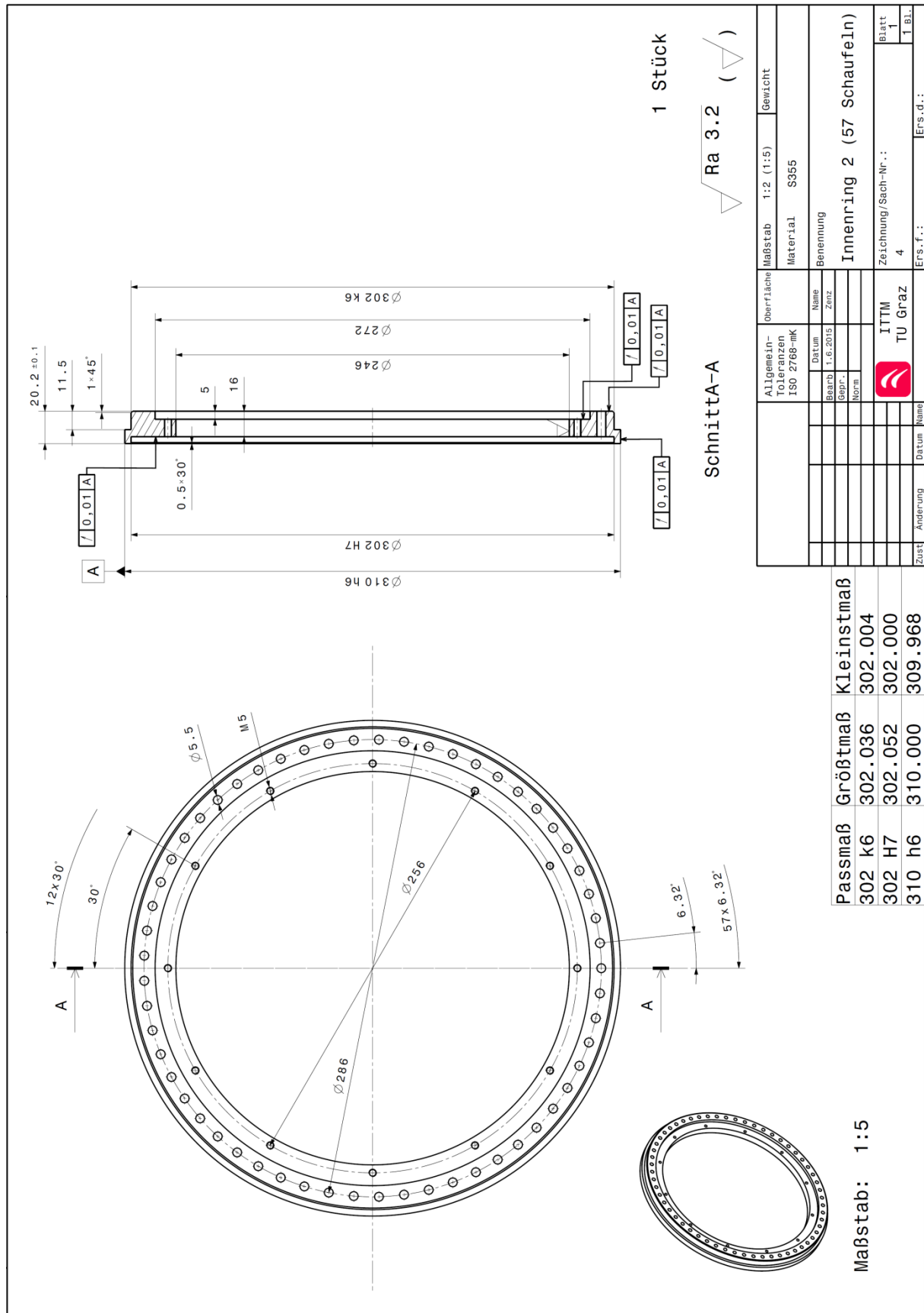


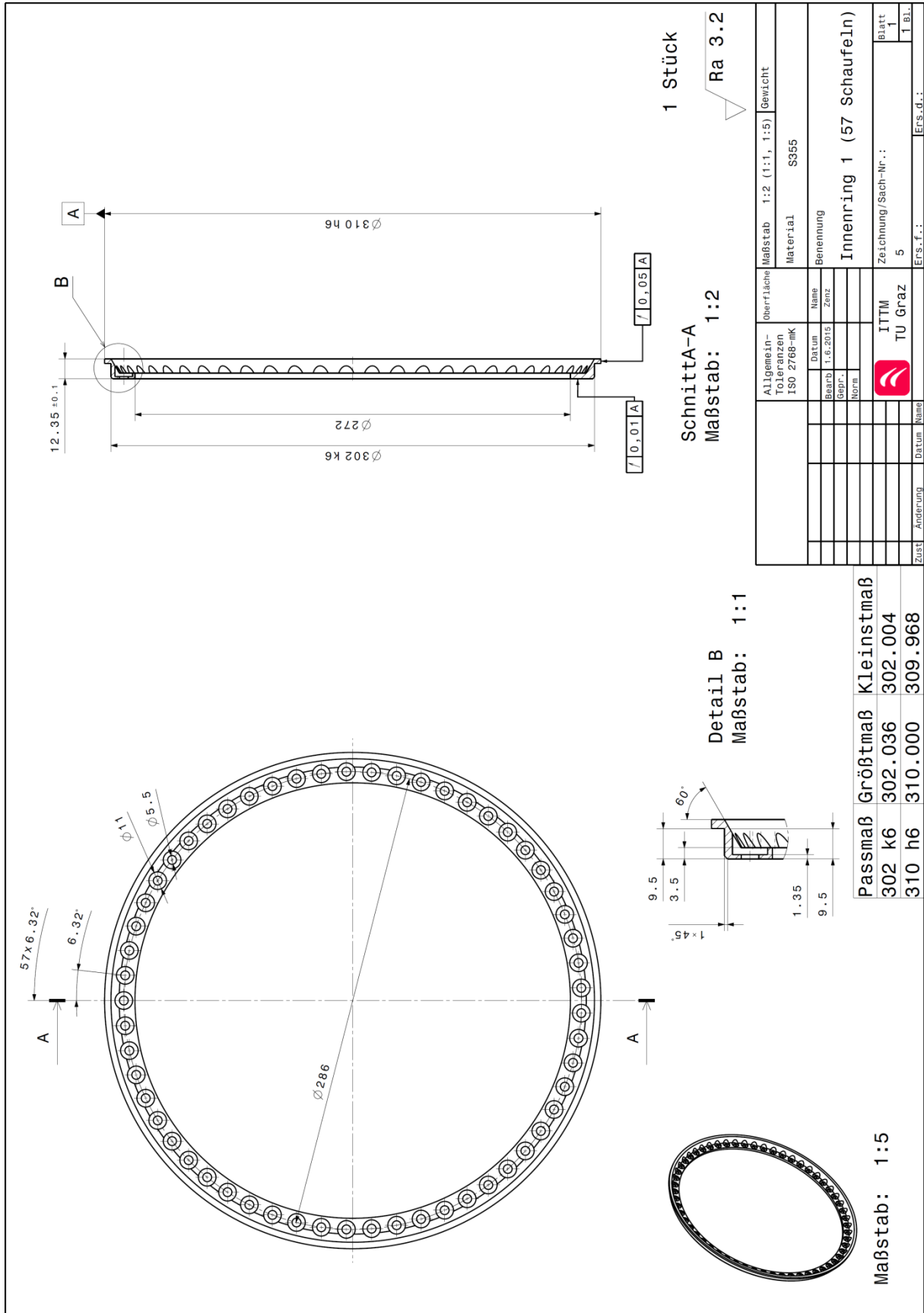
Abbildung A 30: Verwirbelungen Ebene D Approach Cut-Off

Anhang C – Zeichnungsableitungen

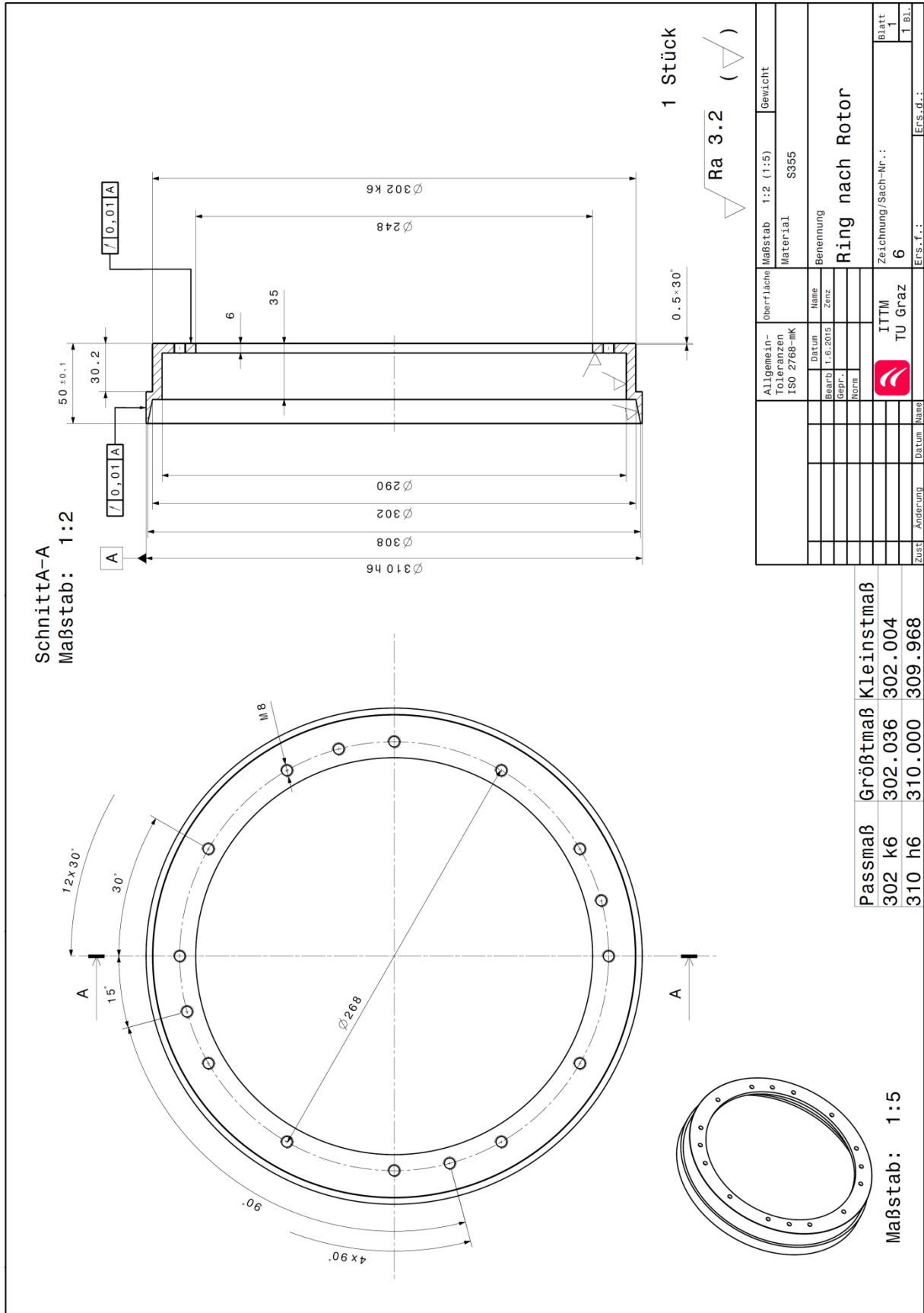


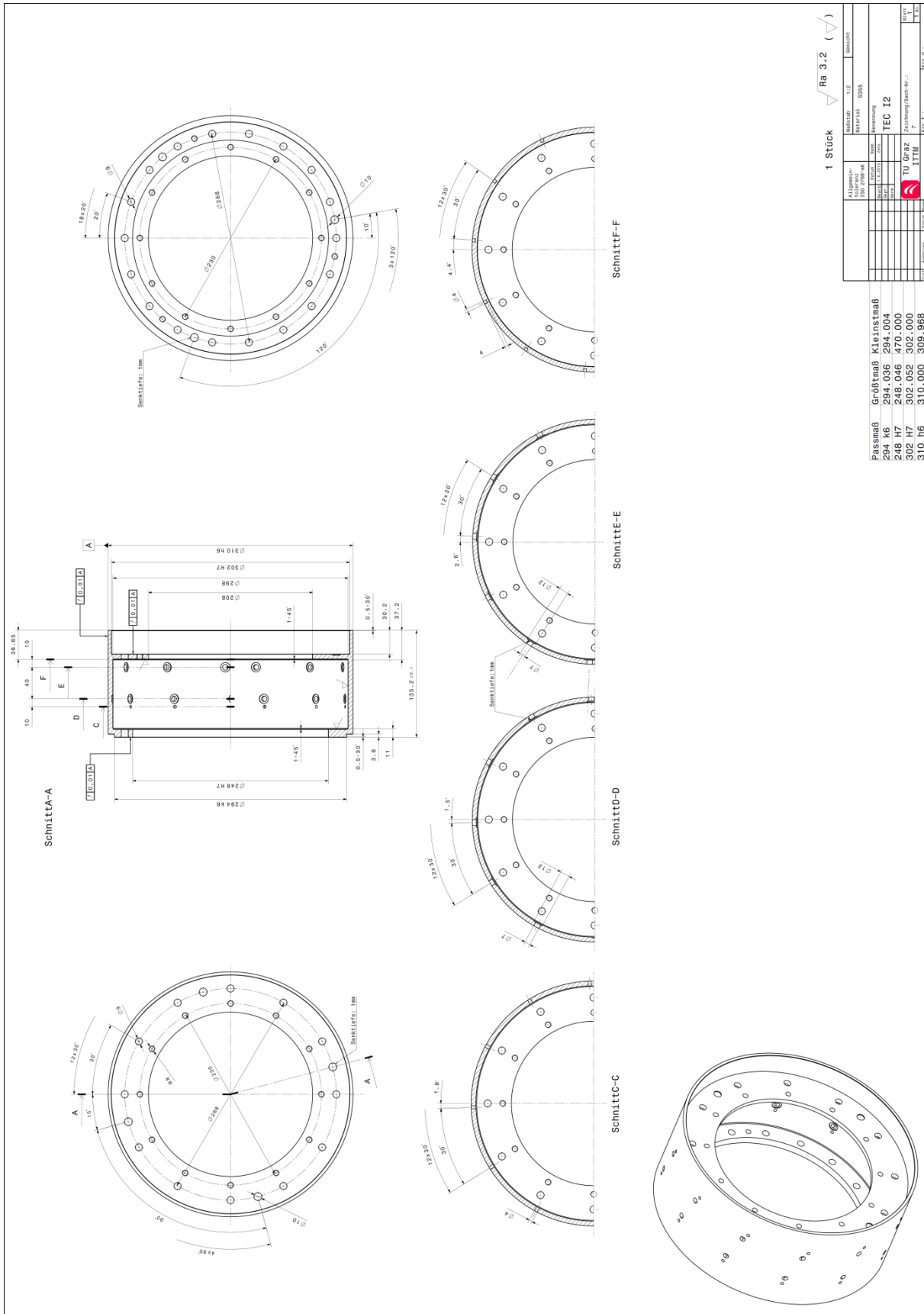


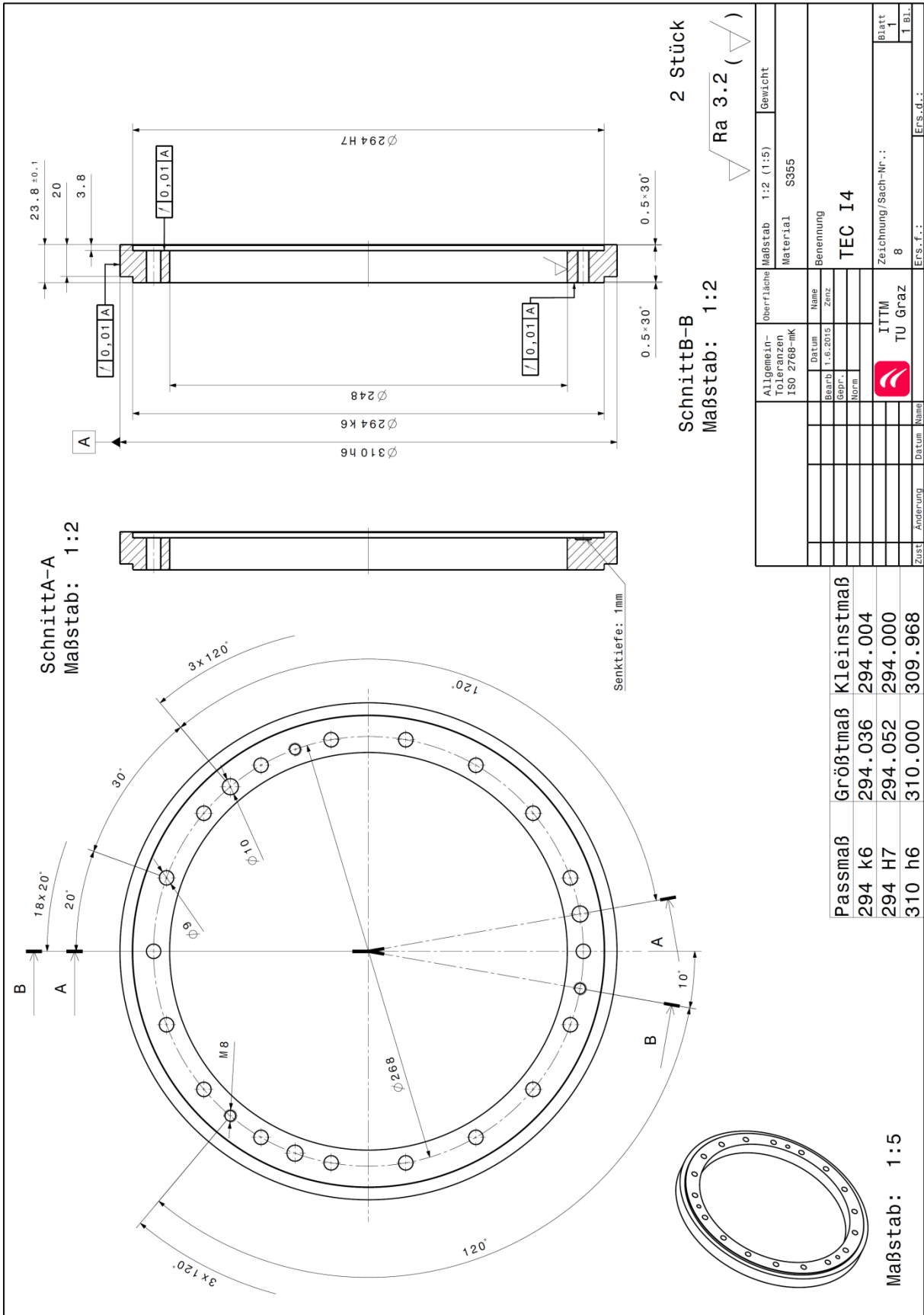


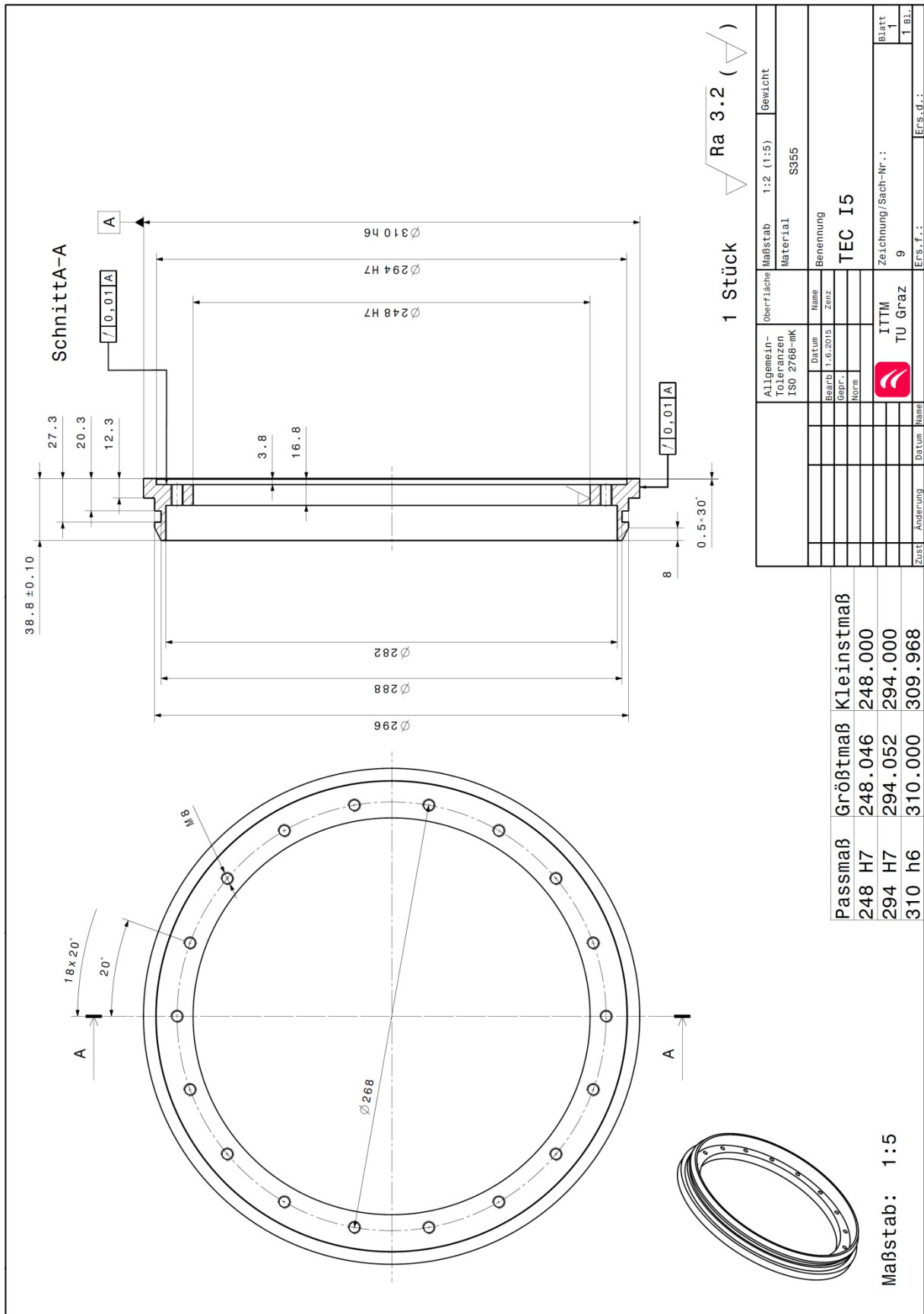


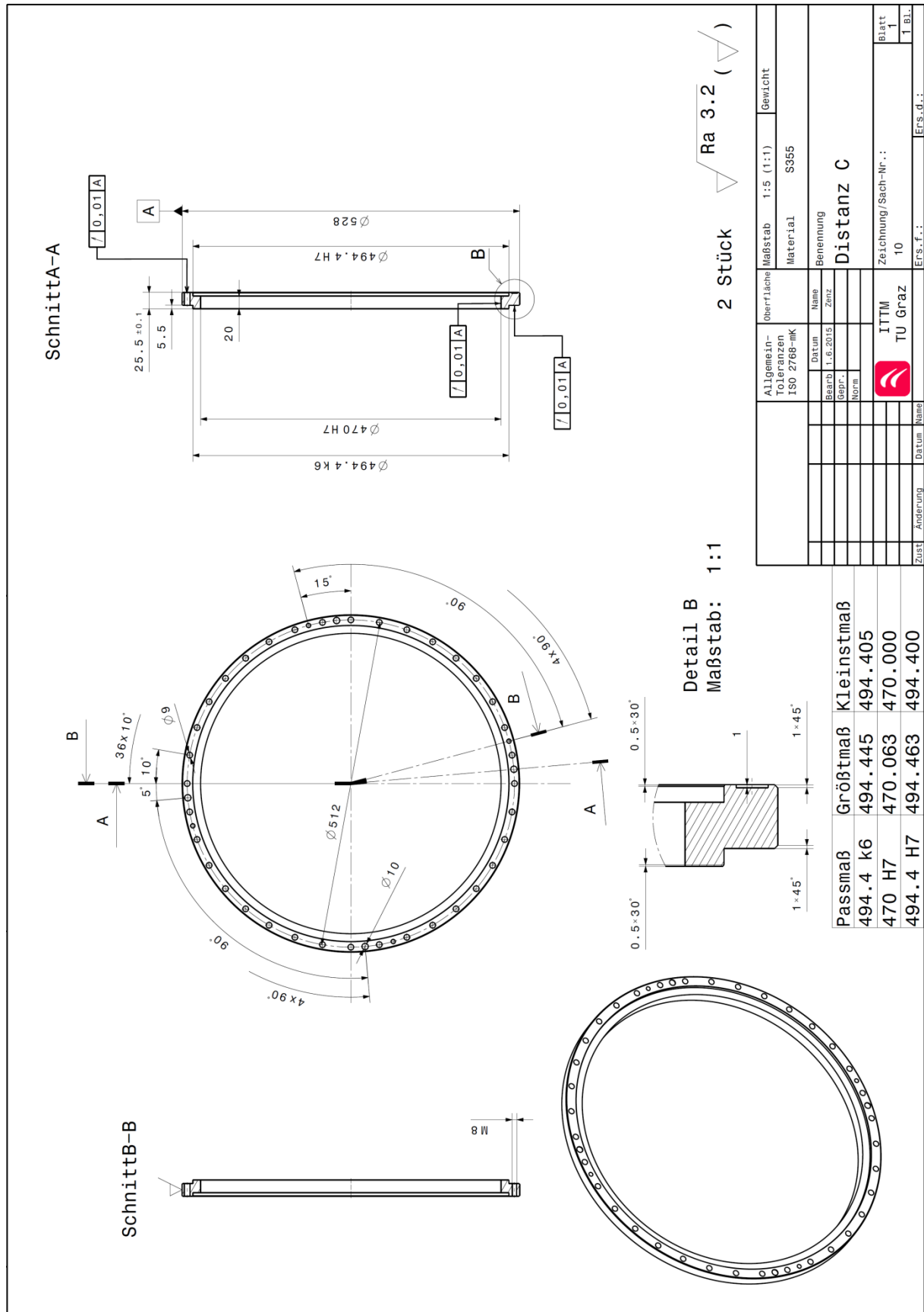
Allgemein-Toleranzen ISO 2768-mK	Maßstab	1:2 (1:1, 1:5)	Gewicht
ISO 2768-mK	Material	S355	
Benennung	Innenring 1 (57 Schaufeln)		
Zeichnung/Sach-Nr.:	5		
Blatt	1		
1 Bl.	1 Bl.		
Ers.f.:	Ers.d.:		

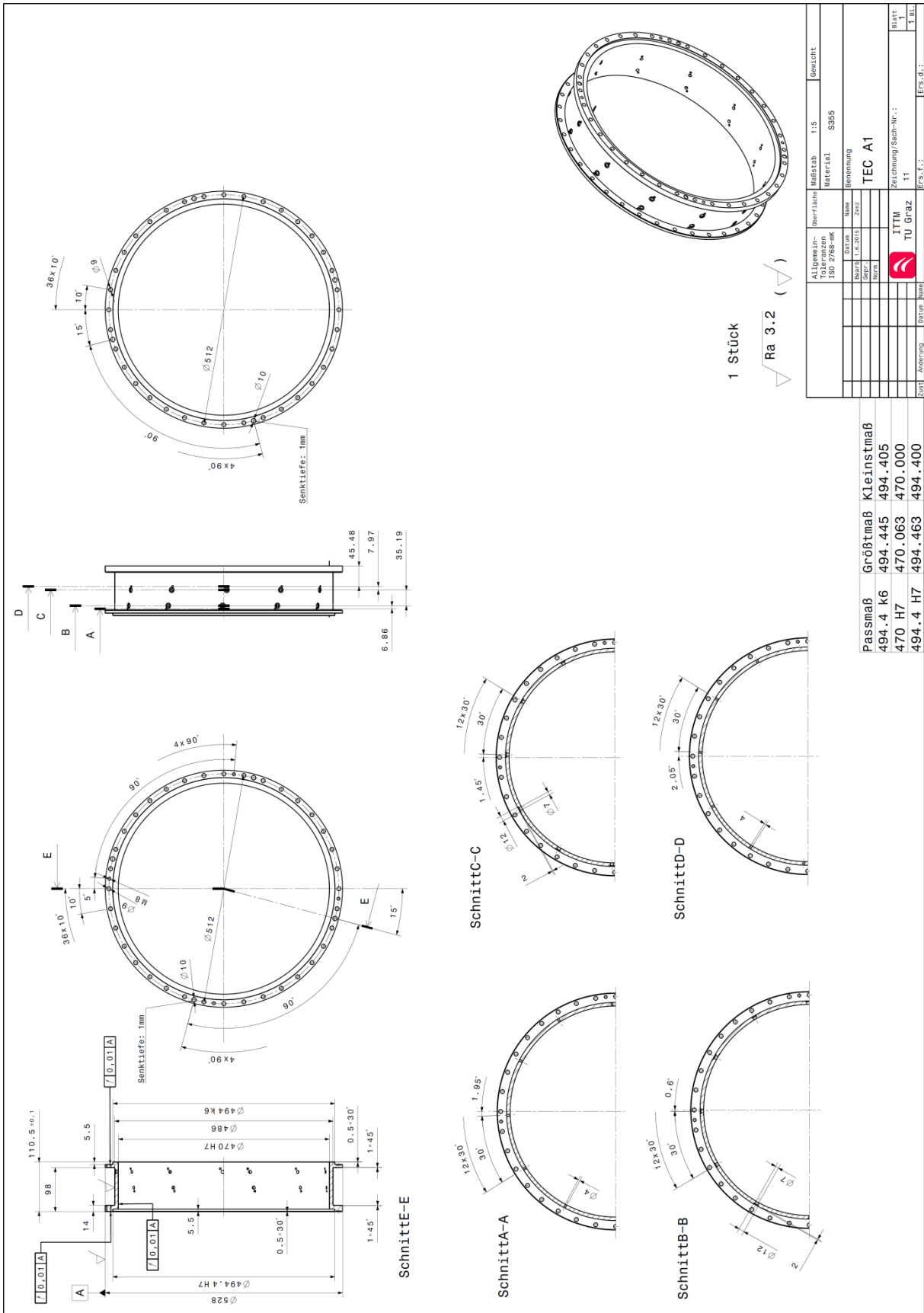


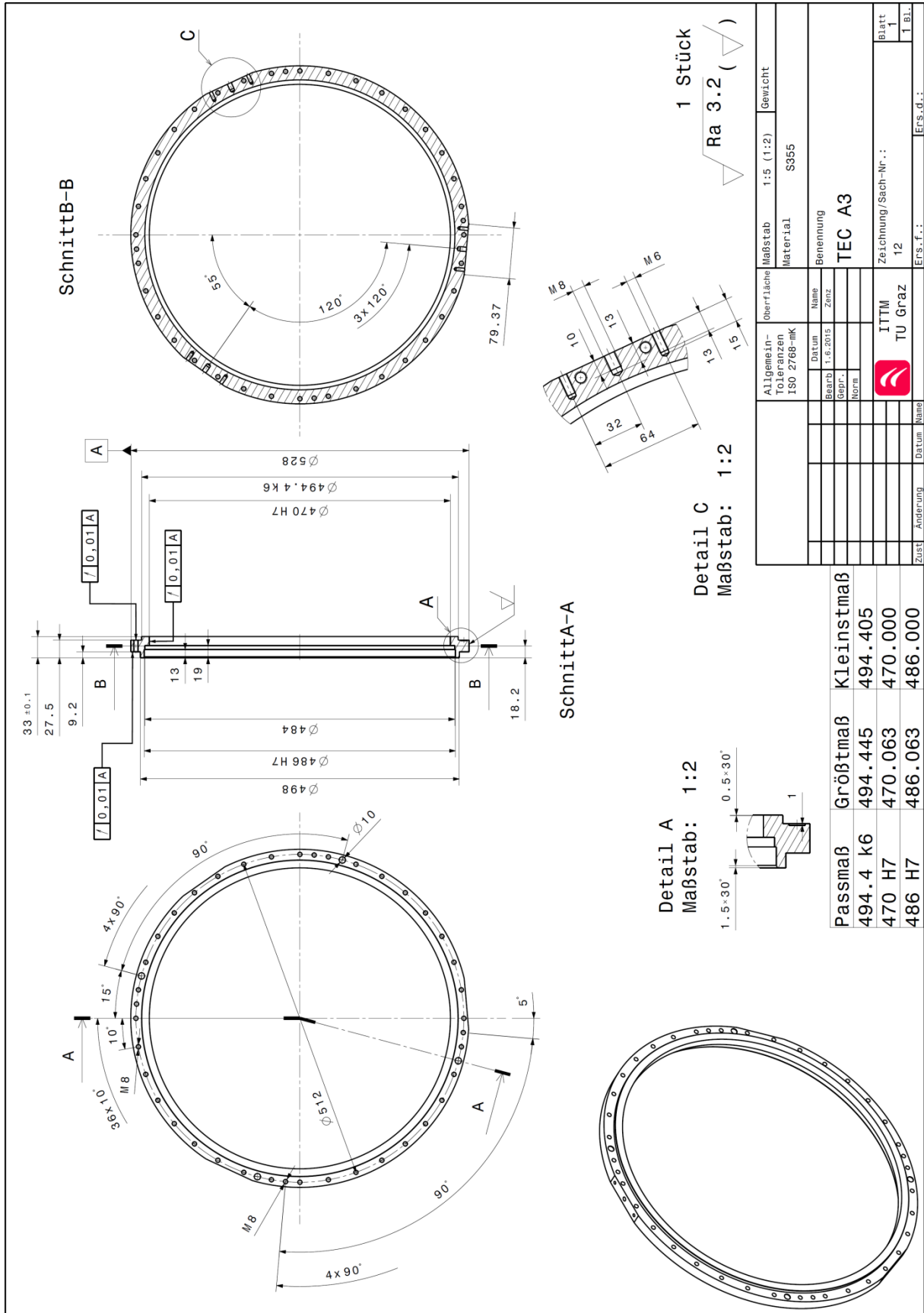






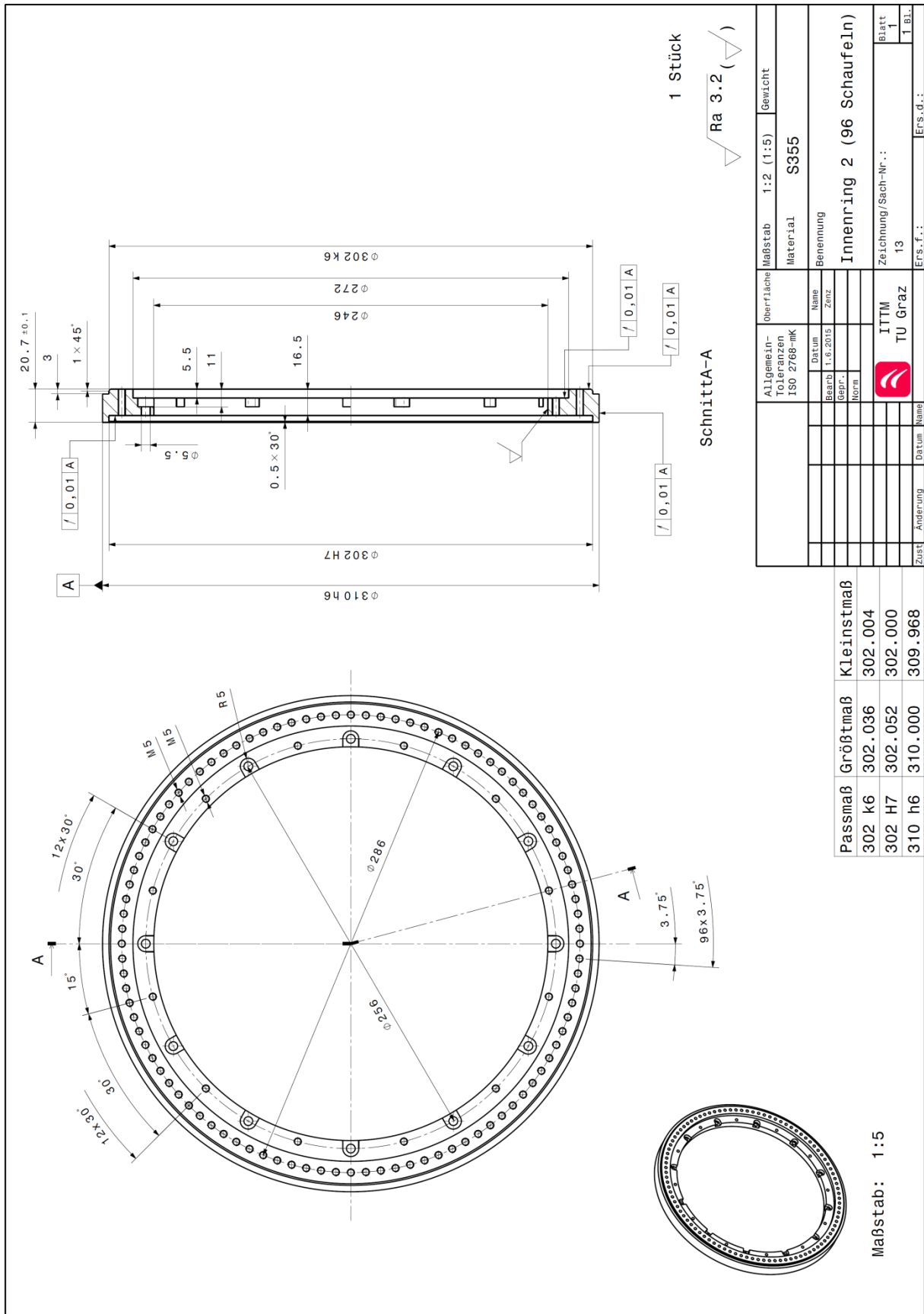


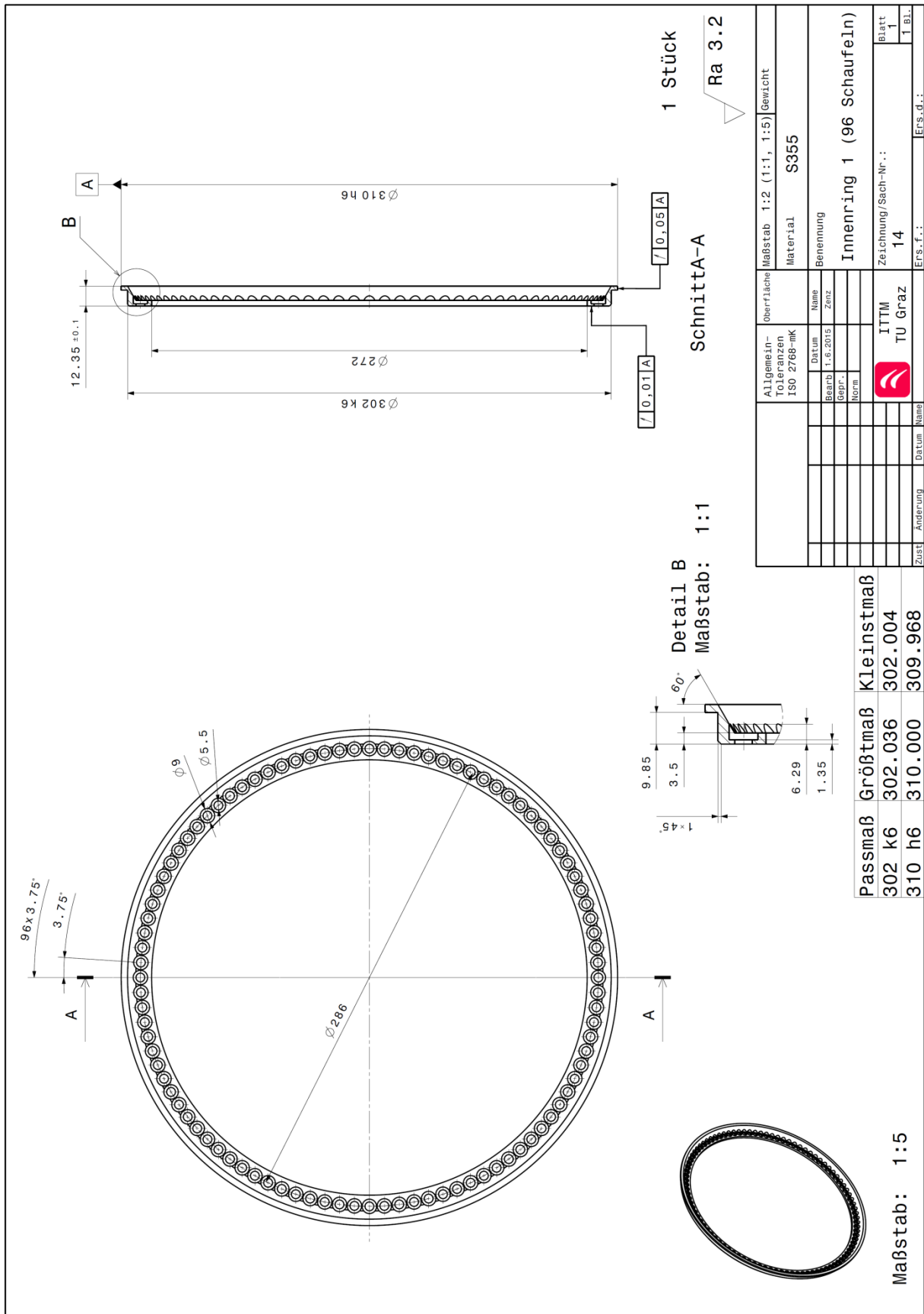


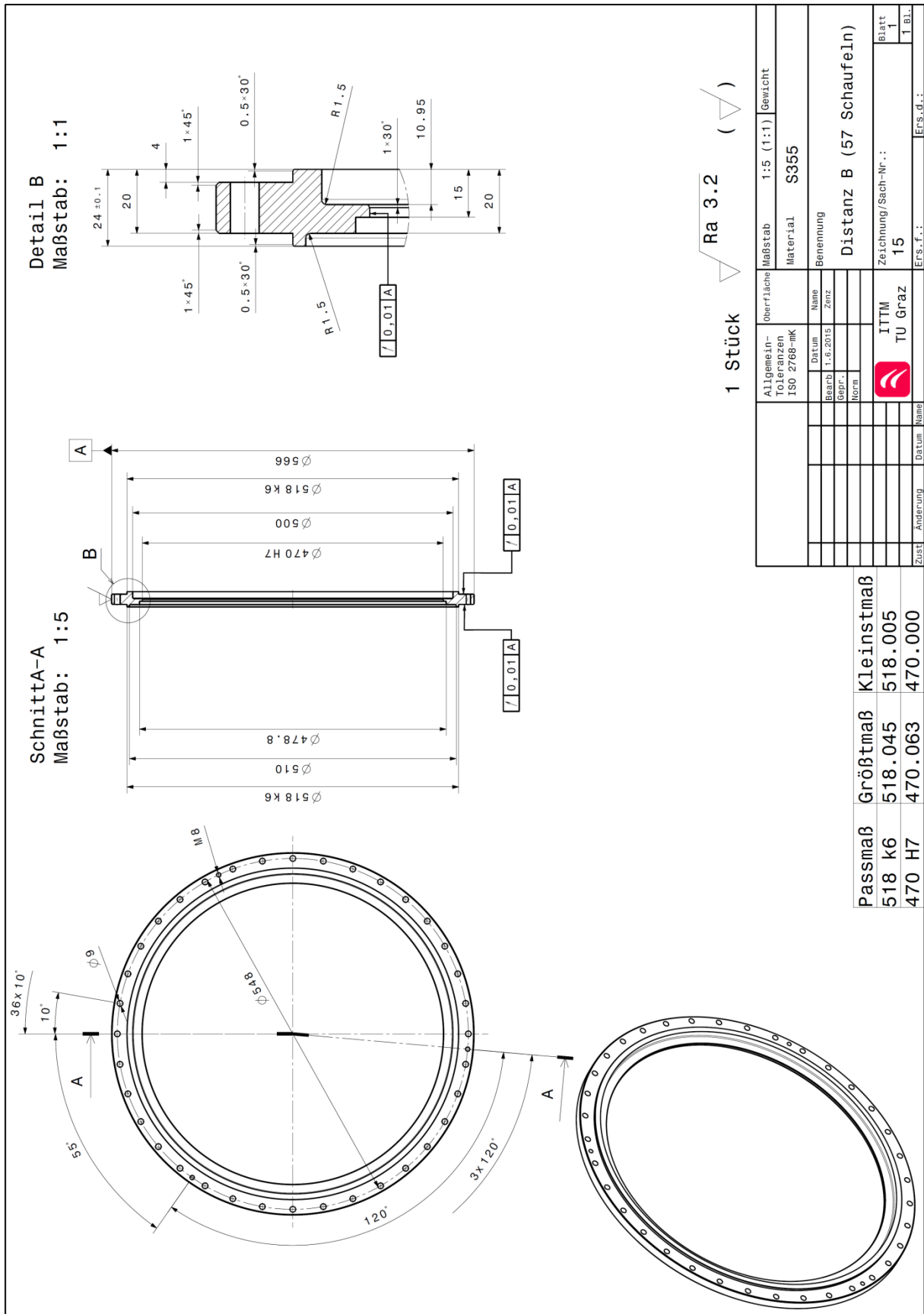


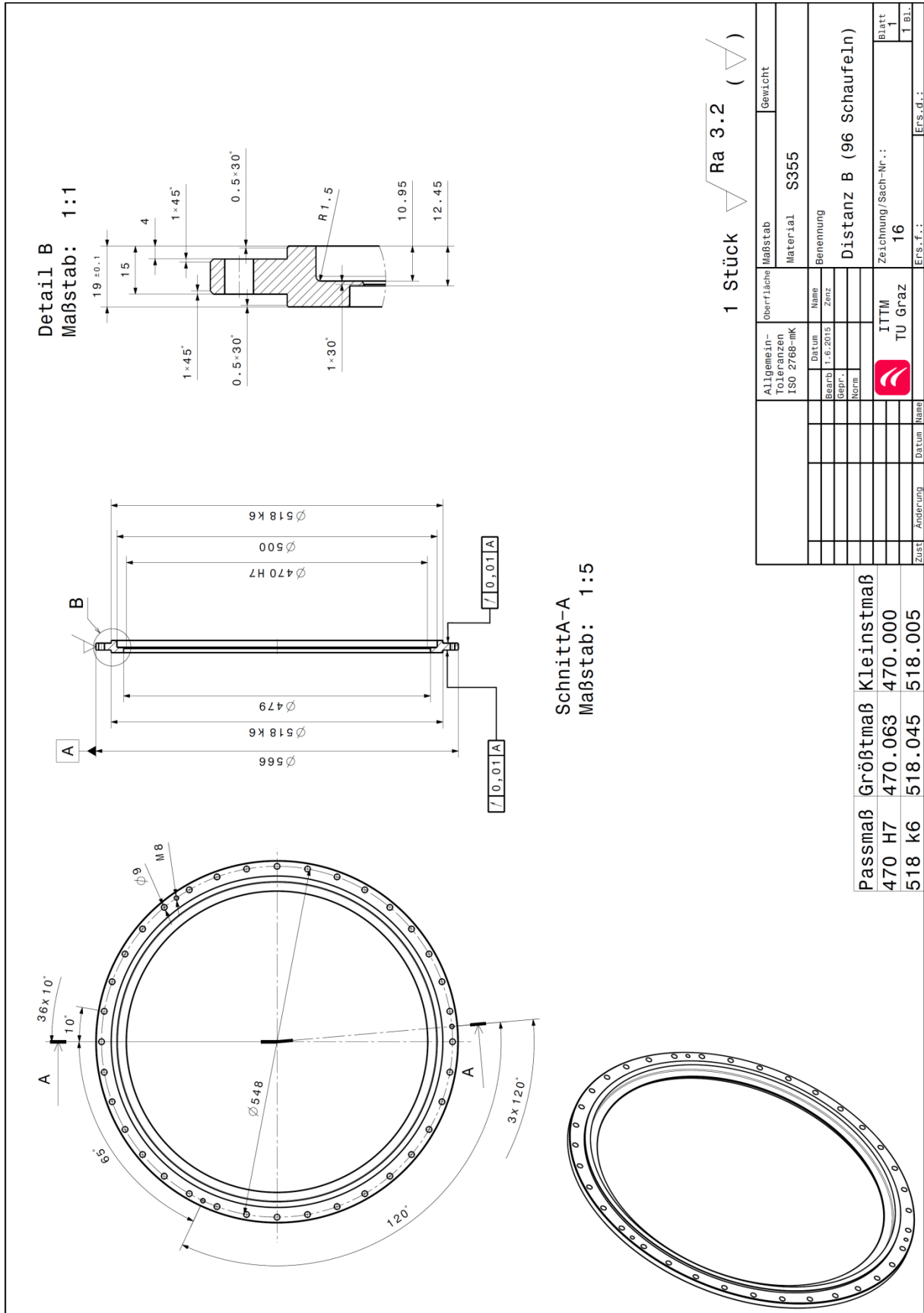
Allgemein-Toleranzen ISO 2768-mK		Maßstab	1:5 (1:2)	Gewicht
Oberfläche		Material	S355	
Name		Benennung		
Zust.		TEC A3		
Datum		Zeichnung/Sach-Nr.:		
Bearb. 1.8.2015		12		
Gepr.-Norm		Blatt		
ITM		1		
TU Graz		Ers.f.d.:		
Ers.f.d.		1 BL.		

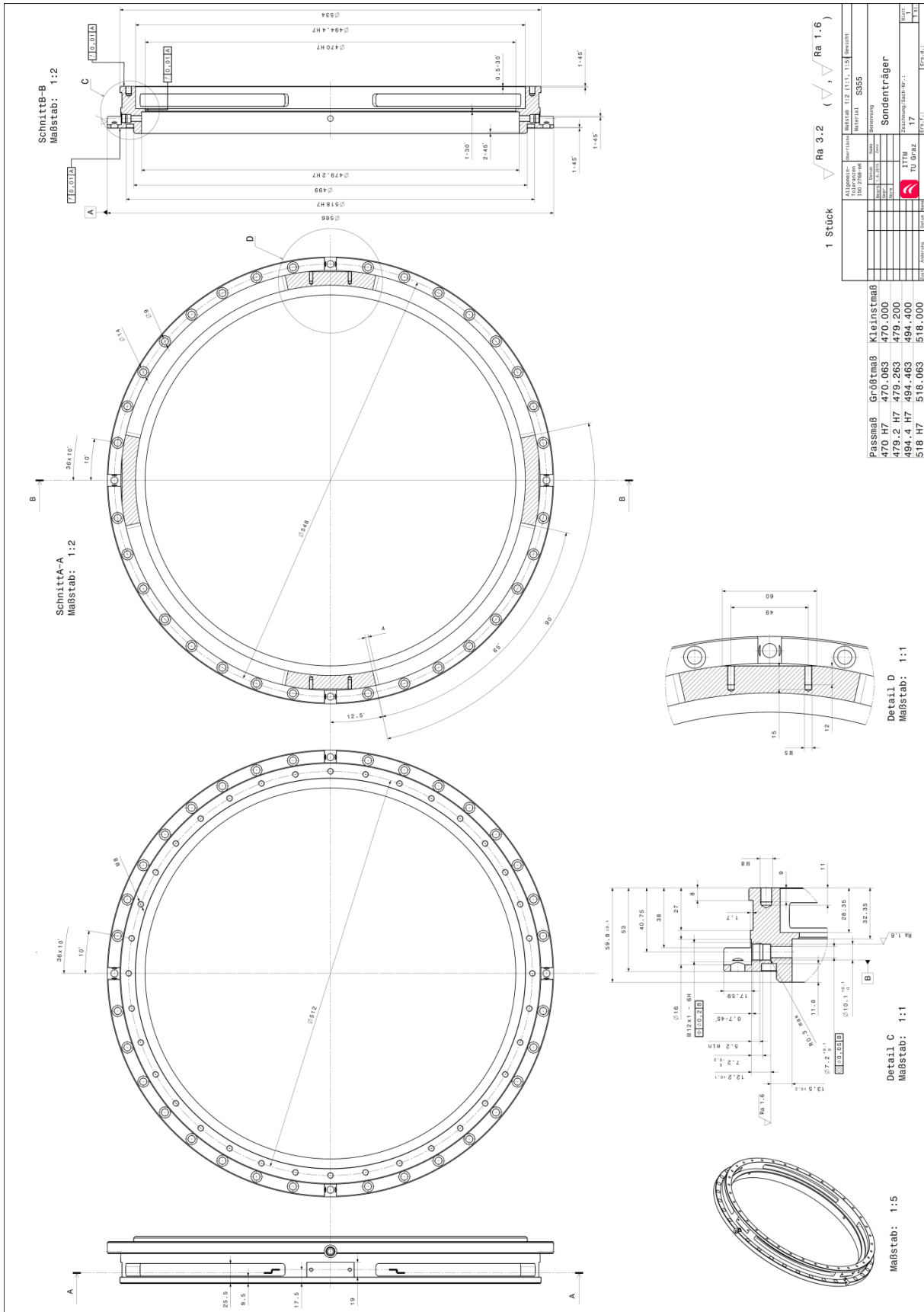
Passmaß	Größtmaß	Kleinstmaß
494.4 K6	494.445	494.405
470 H7	470.063	470.000
486 H7	486.063	486.000

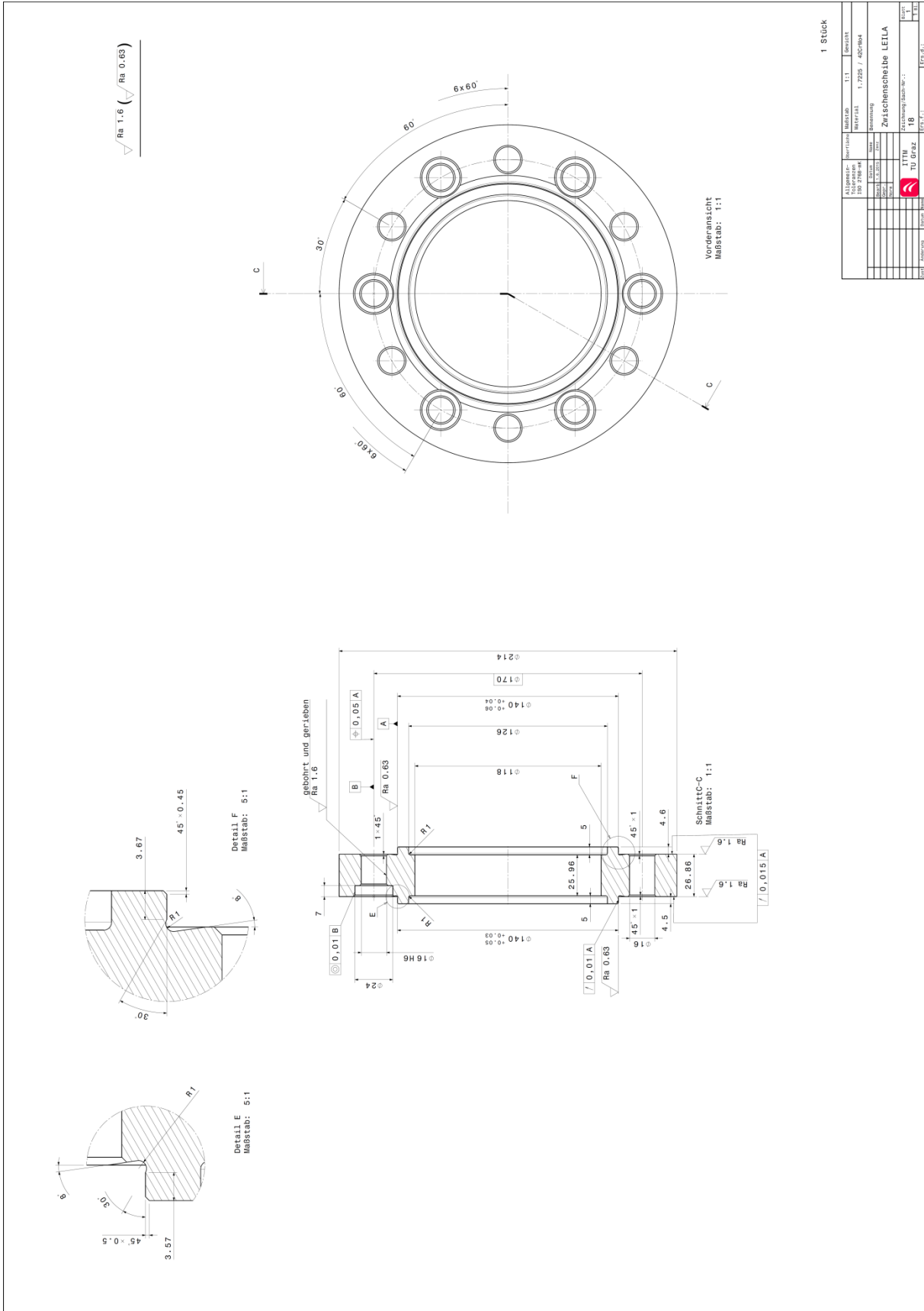


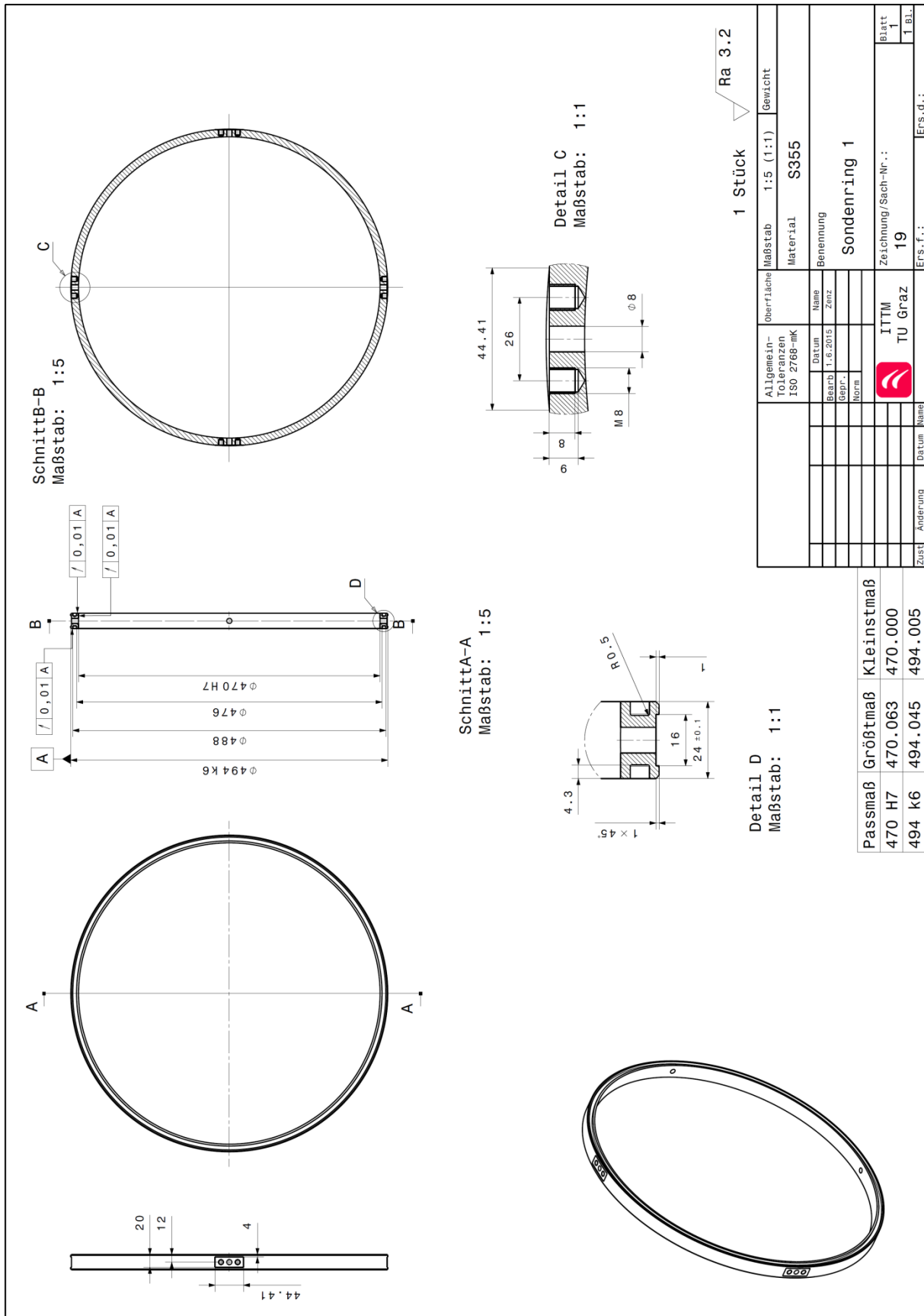


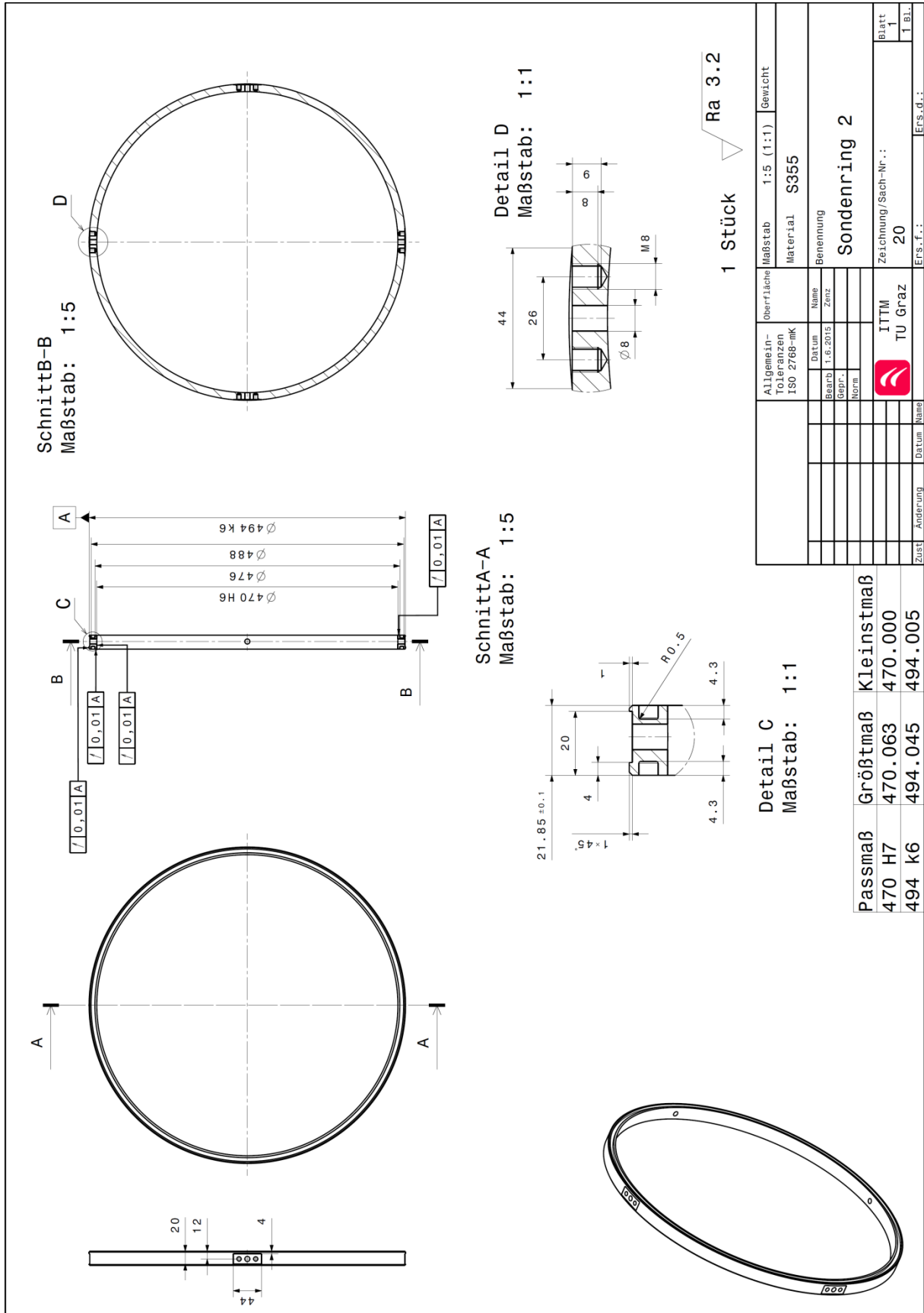


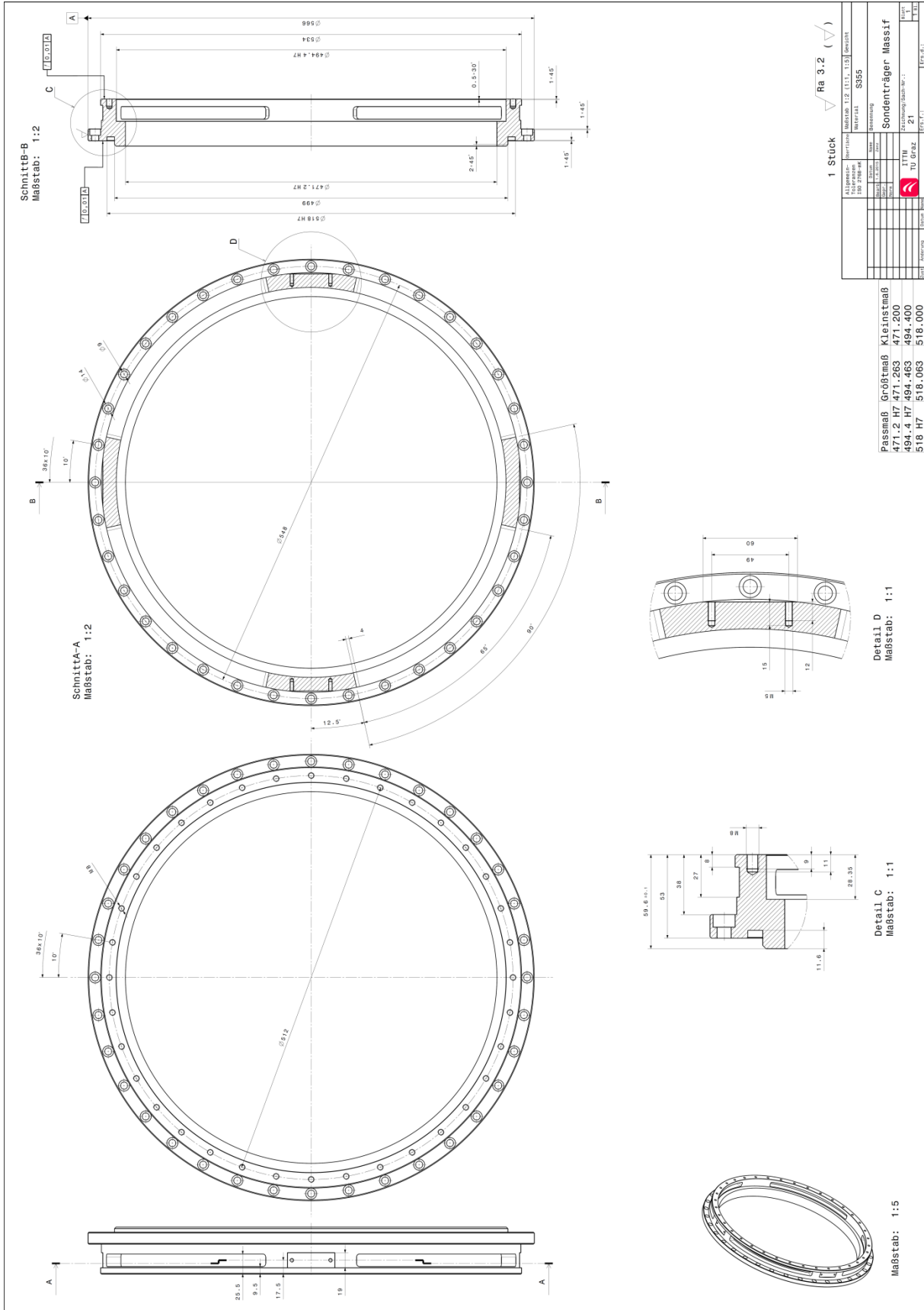


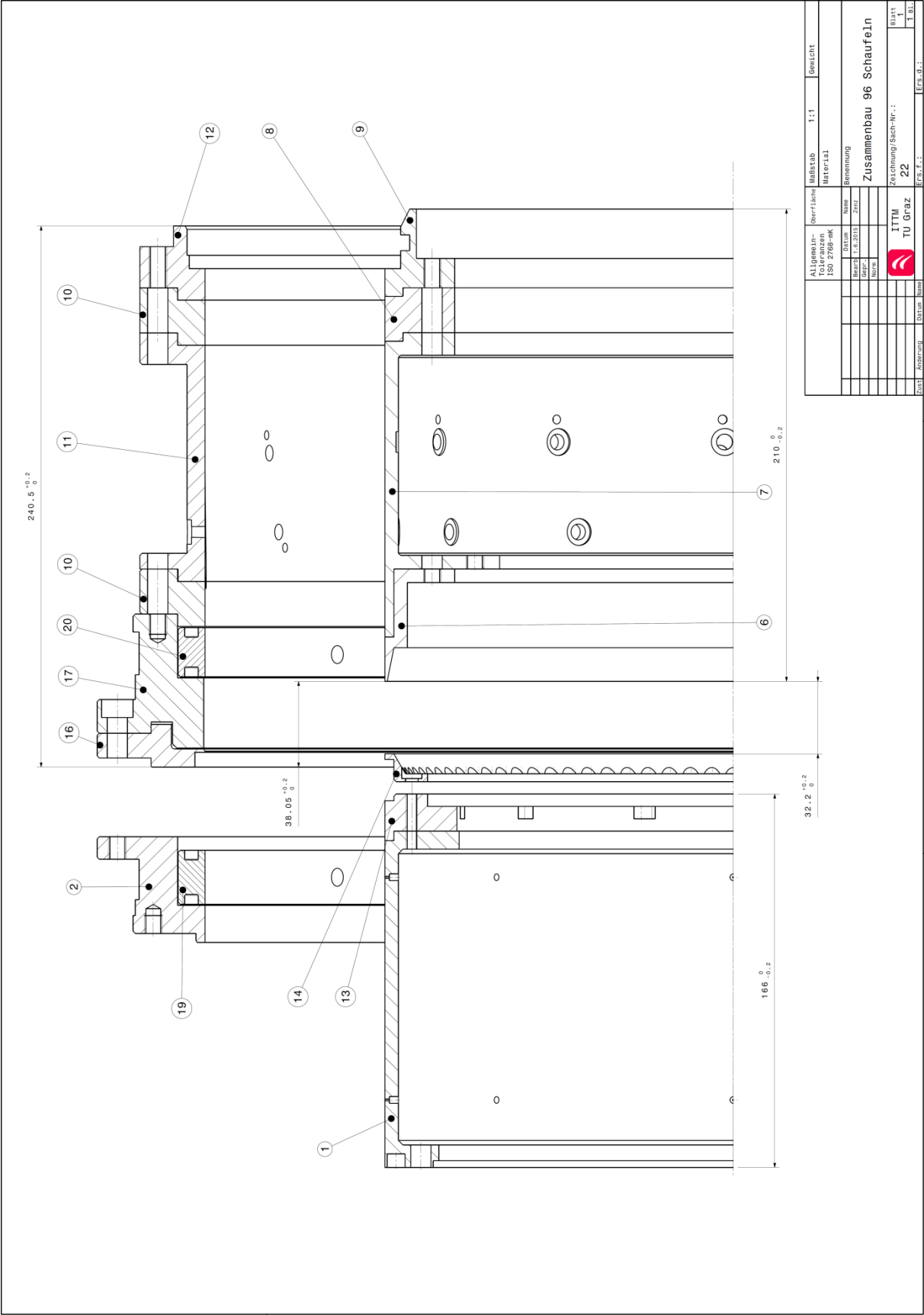




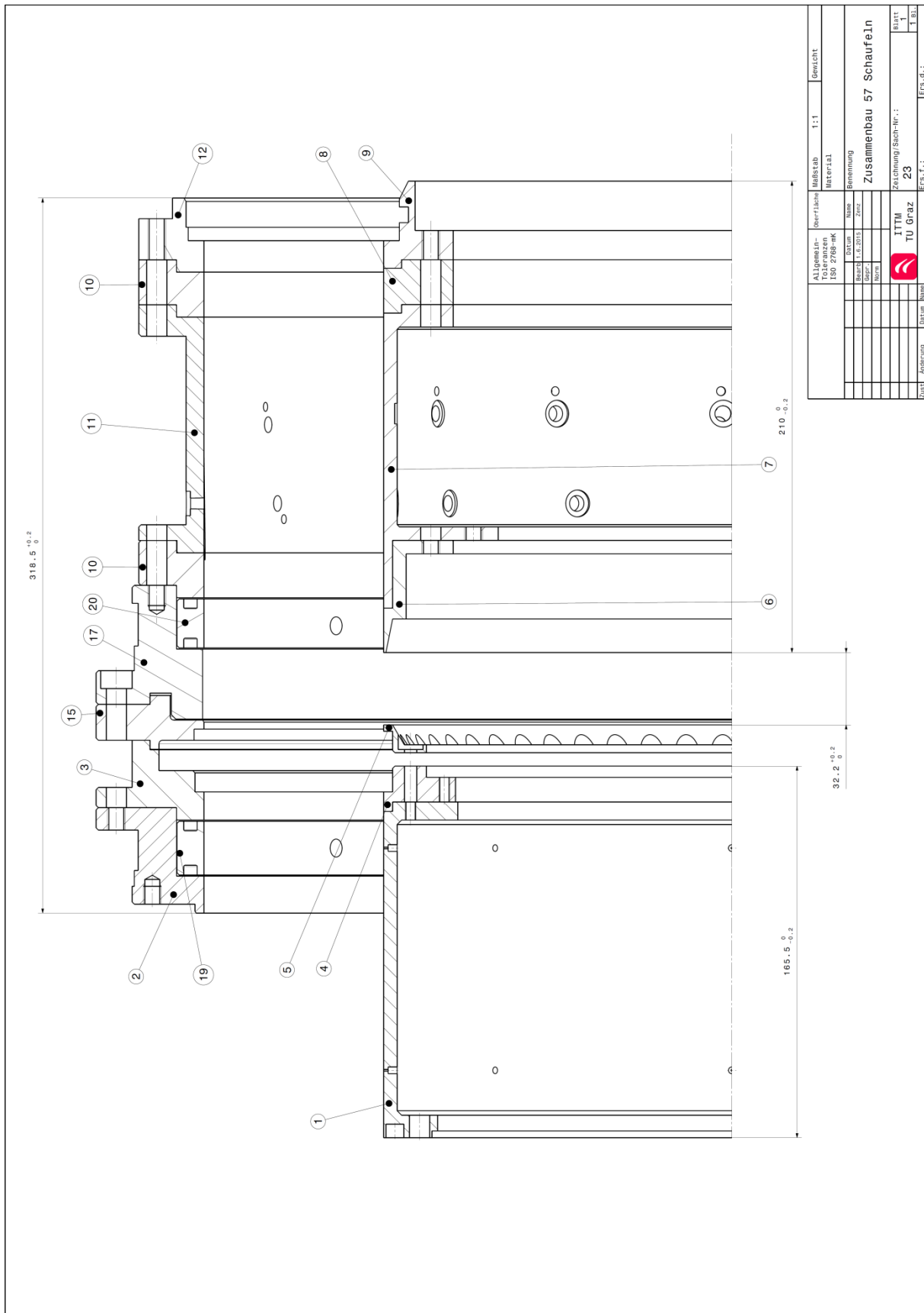


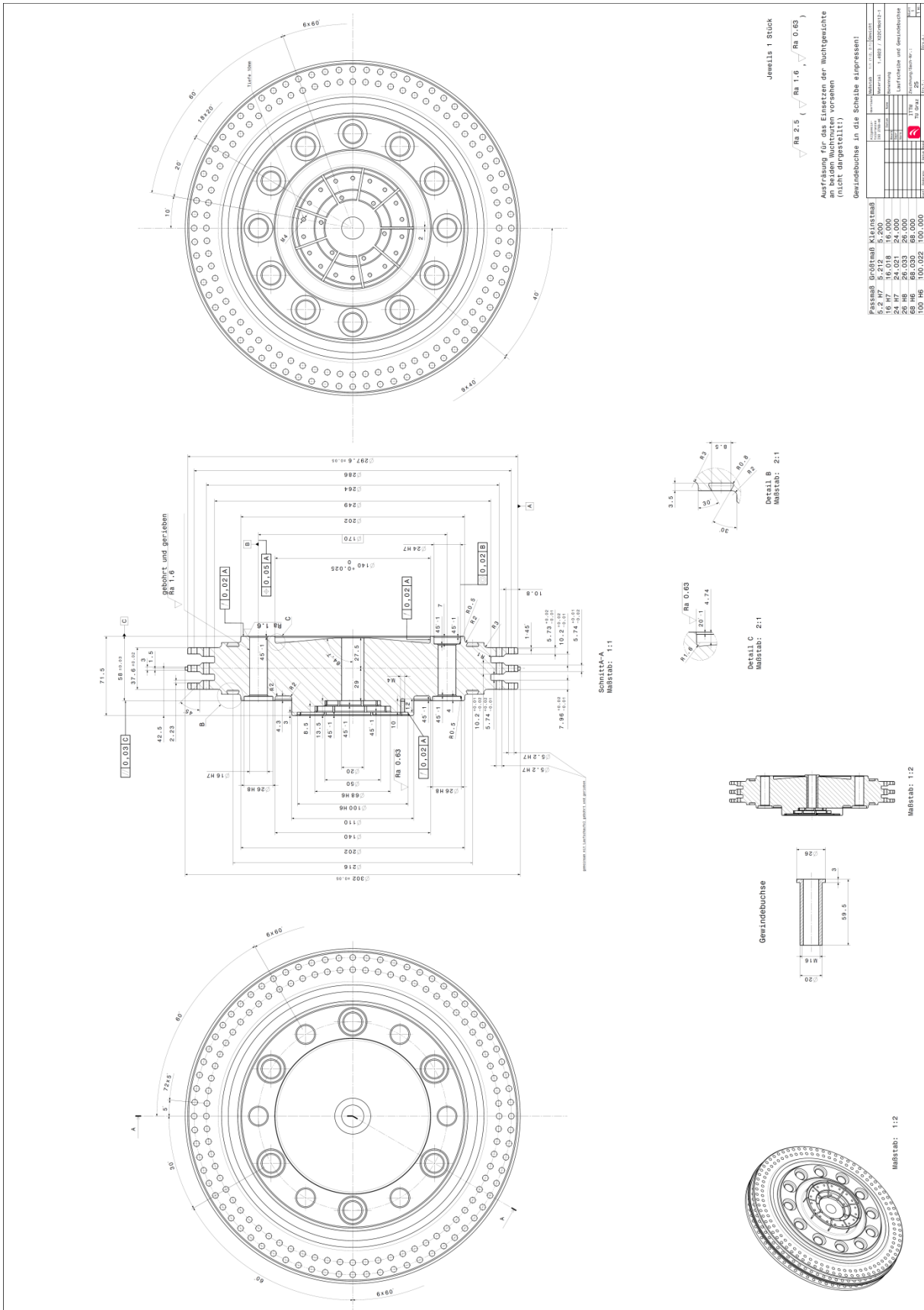


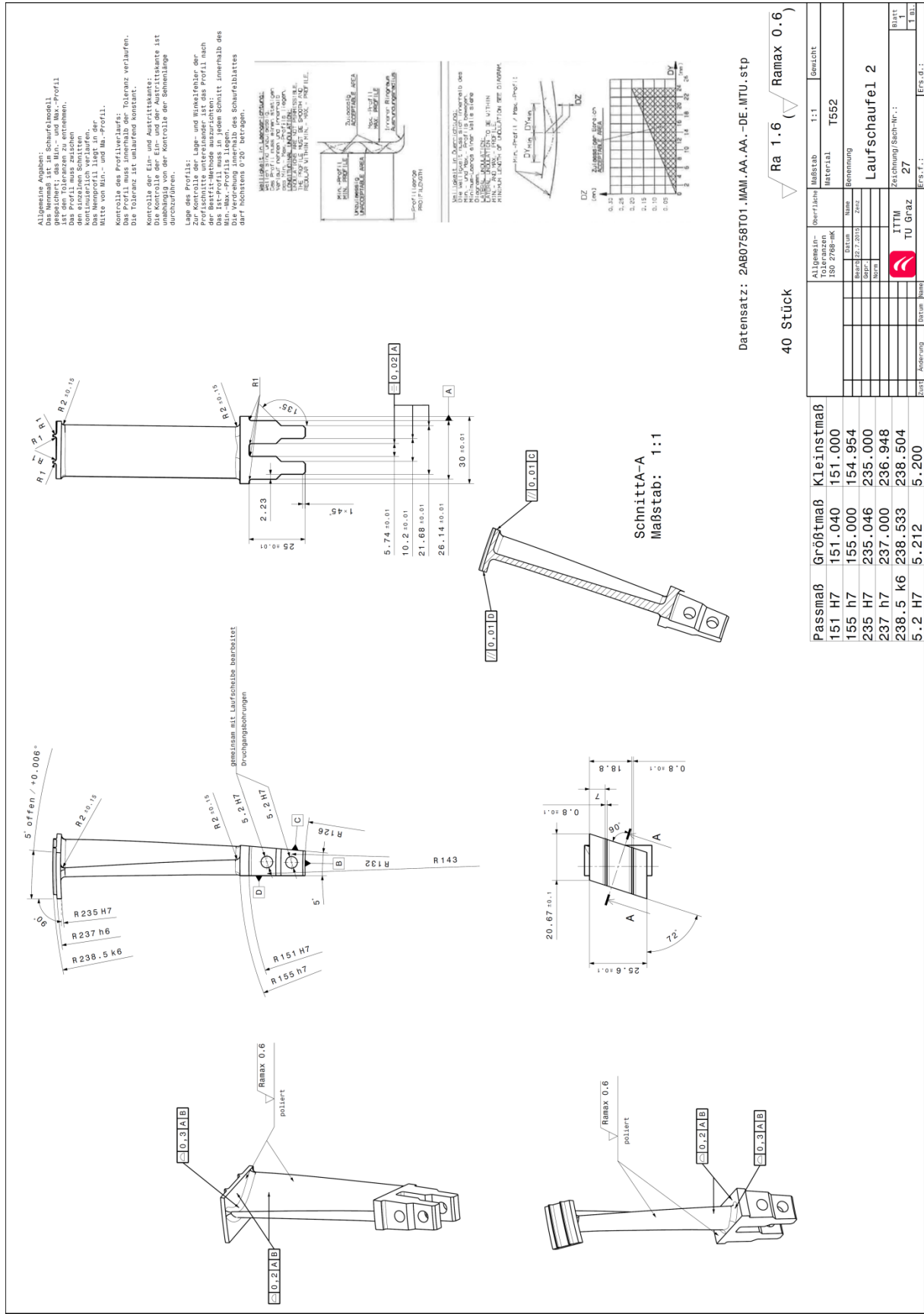




Allegemein- Toleranzen ISO 2768-mS	Bezeichnung M8x210	Maßstab 1:1	Gewicht
Datum	Name	Material	
Gezeichnet	Zust.	Benennung	
Geprüft		Zusammenbau 96 Schaufeln	
Datum		Zeichnung/Sach-Nr.:	
		22	
		Ers.f.:	
		Ers.d.:	
		Blatt	
		1	
		1 BL	







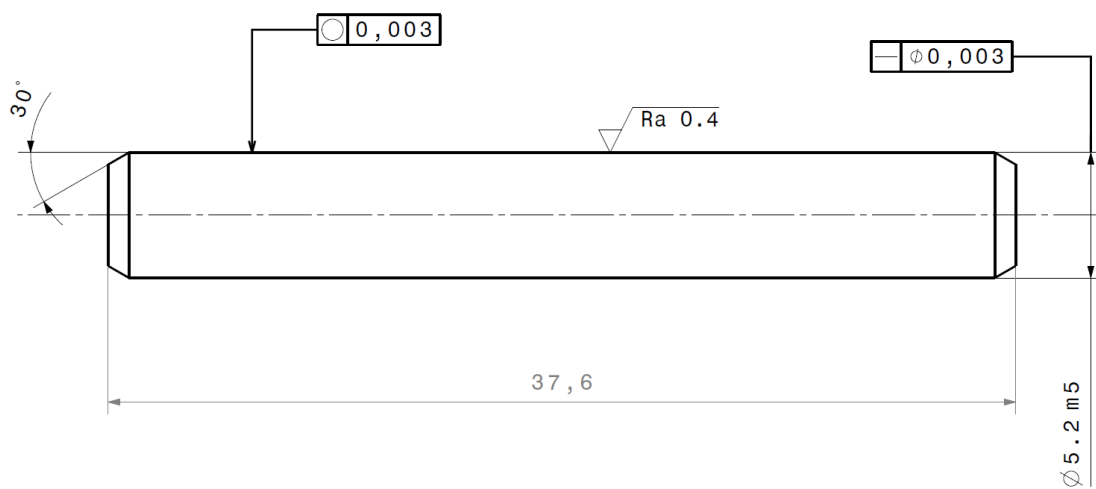
Datensatz: 2AB0758T01.MAM.AA.AA.-DE.MTU.stp

40 Stück

Passmaß	Größtmaß	Kleinmaß
151 H7	151.040	151.000
155 h7	155.000	154.954
235 H7	235.046	235.000
237 h7	237.000	236.948
238.5 k6	238.533	238.504
5.2 H7	5.212	5.200

Größtmaß	Kleinmaß	Passmaß
151.040	151.000	151 H7
155.000	154.954	155 h7
235.046	235.000	235 H7
237.000	236.948	237 h7
238.533	238.504	238.5 k6
5.212	5.200	5.2 H7

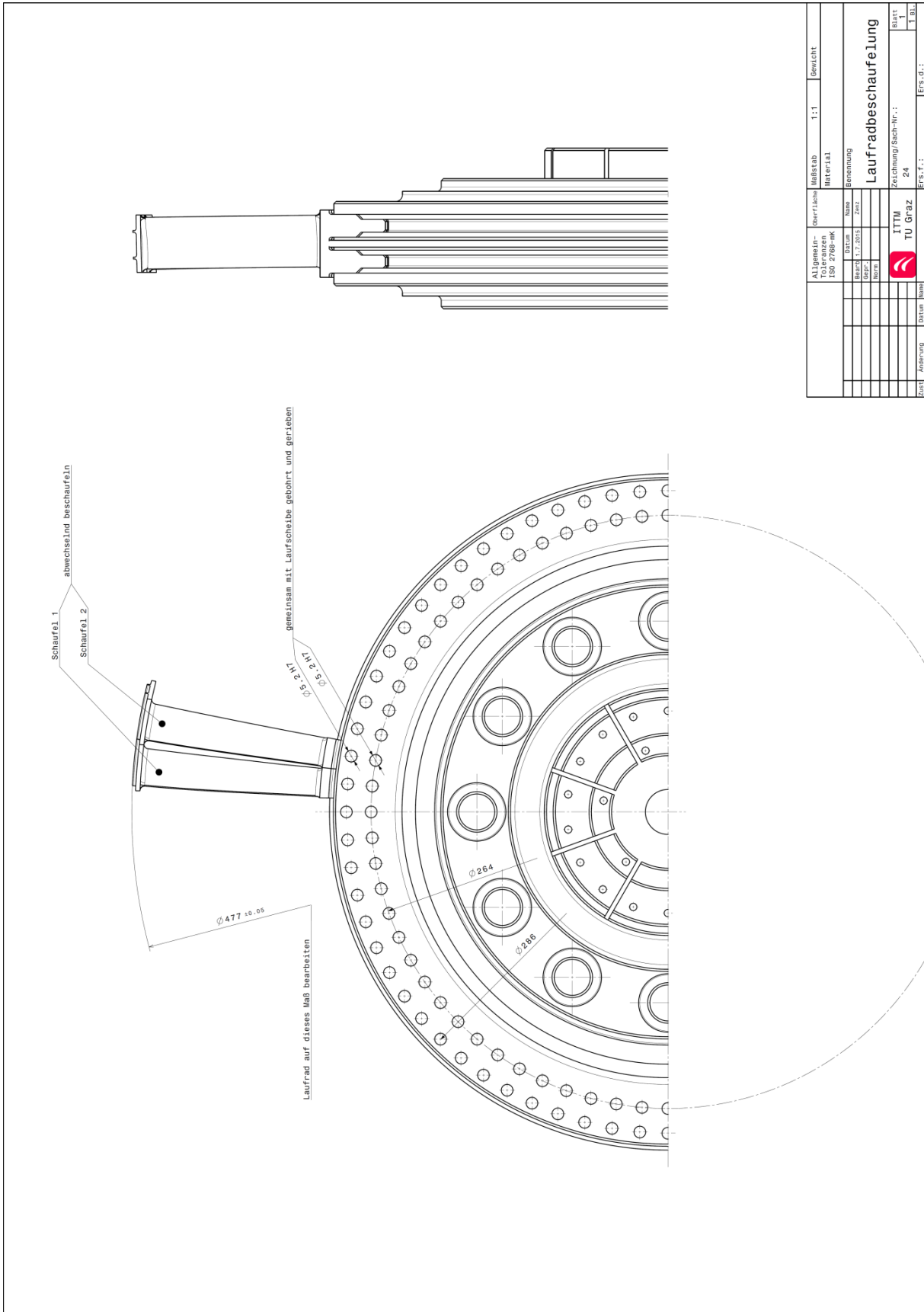
Allgemeine Toleranzen	ISO 2798-1K	ISO 2798-1M	ISO 2798-1N	ISO 2798-1P	ISO 2798-1Q	ISO 2798-1R	ISO 2798-1S	ISO 2798-1T	ISO 2798-1U	ISO 2798-1V	ISO 2798-1W	ISO 2798-1X	ISO 2798-1Y	ISO 2798-1Z
Größe	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.15	0.20	0.30	0.40	0.50	0.70	1.00	1.50	2.00
ISO 2798-1K	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.15	0.20	0.30	0.40	0.50	0.70	1.00	1.50	2.00
ISO 2798-1M	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.15	0.20	0.30	0.40	0.50	0.70	1.00	1.50	2.00
ISO 2798-1N	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.15	0.20	0.30	0.40	0.50	0.70	1.00	1.50	2.00
ISO 2798-1P	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.15	0.20	0.30	0.40	0.50	0.70	1.00	1.50	2.00
ISO 2798-1Q	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.15	0.20	0.30	0.40	0.50	0.70	1.00	1.50	2.00
ISO 2798-1R	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.15	0.20	0.30	0.40	0.50	0.70	1.00	1.50	2.00
ISO 2798-1S	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.15	0.20	0.30	0.40	0.50	0.70	1.00	1.50	2.00
ISO 2798-1T	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.15	0.20	0.30	0.40	0.50	0.70	1.00	1.50	2.00
ISO 2798-1U	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.15	0.20	0.30	0.40	0.50	0.70	1.00	1.50	2.00
ISO 2798-1V	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.15	0.20	0.30	0.40	0.50	0.70	1.00	1.50	2.00
ISO 2798-1W	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.15	0.20	0.30	0.40	0.50	0.70	1.00	1.50	2.00
ISO 2798-1X	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.15	0.20	0.30	0.40	0.50	0.70	1.00	1.50	2.00
ISO 2798-1Y	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.15	0.20	0.30	0.40	0.50	0.70	1.00	1.50	2.00
ISO 2798-1Z	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.15	0.20	0.30	0.40	0.50	0.70	1.00	1.50	2.00



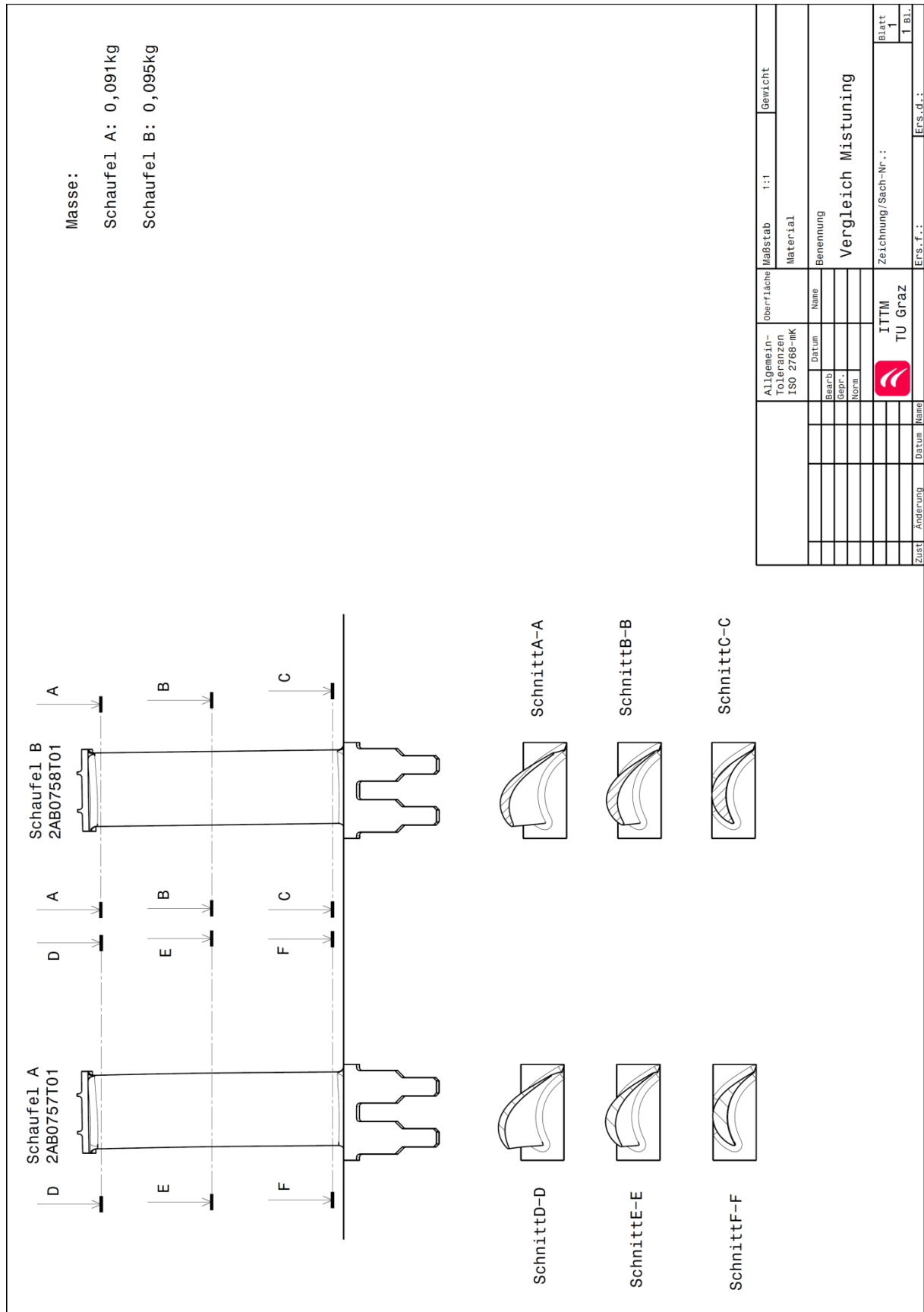
Stift analog zu DIN 7

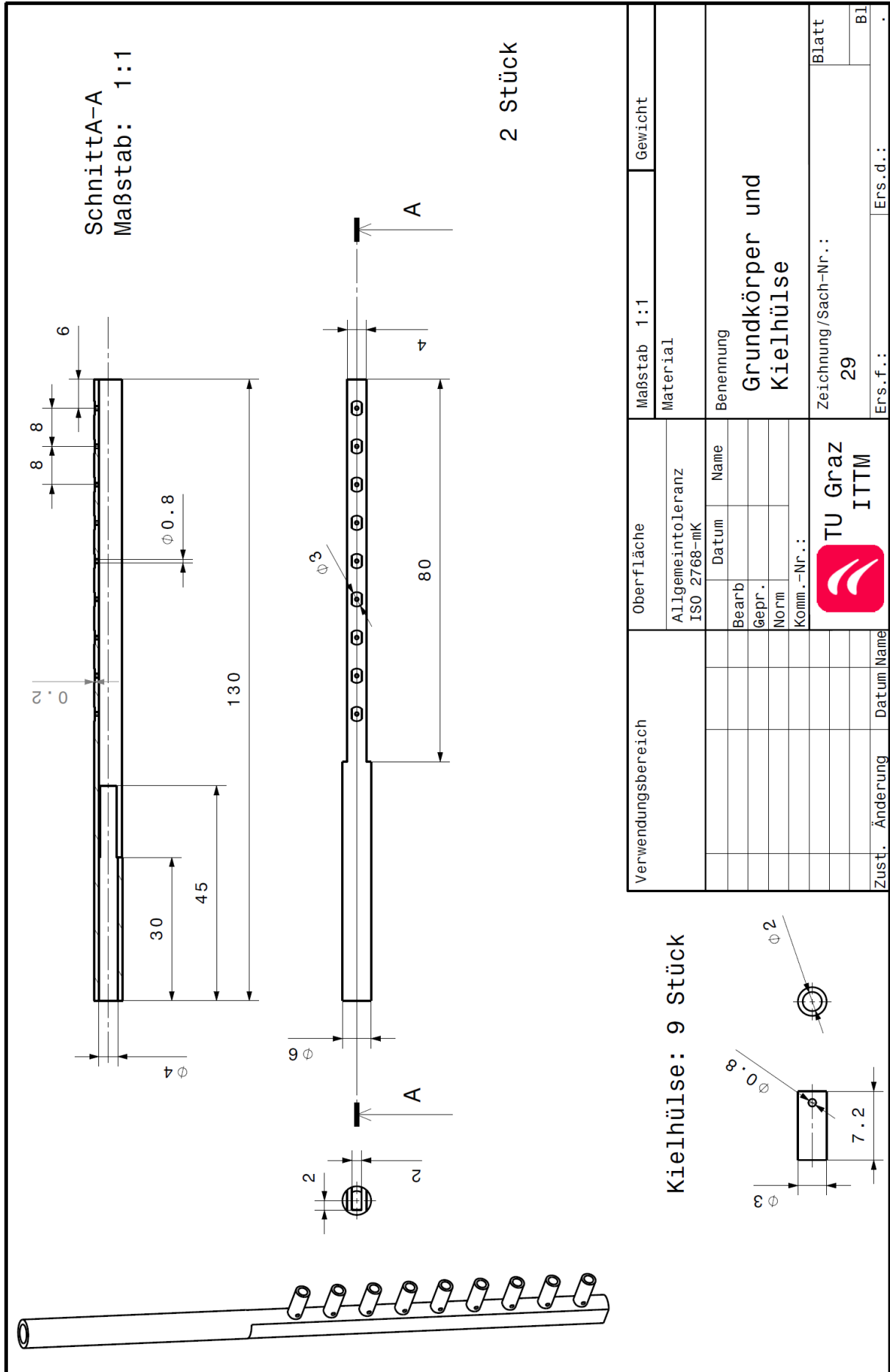
144 Stück

Verwendungsbereich				Allgemein-Toleranzen DIN 7168 -m		Oberfl.		Maßstab 4:1		Gewicht	
								Material 1.4922			
				Datum		Name		Benennung Stift			
				1.7.2015		Zenz					
				Gepr.							
				Norm							
								Zeichnung/Sach Nr.: 28			
								Blatt 1			
								1 Bl.			
Zust	Änderung	Datum	Name								

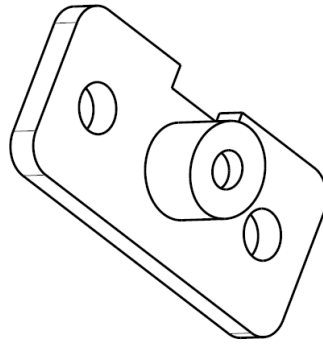
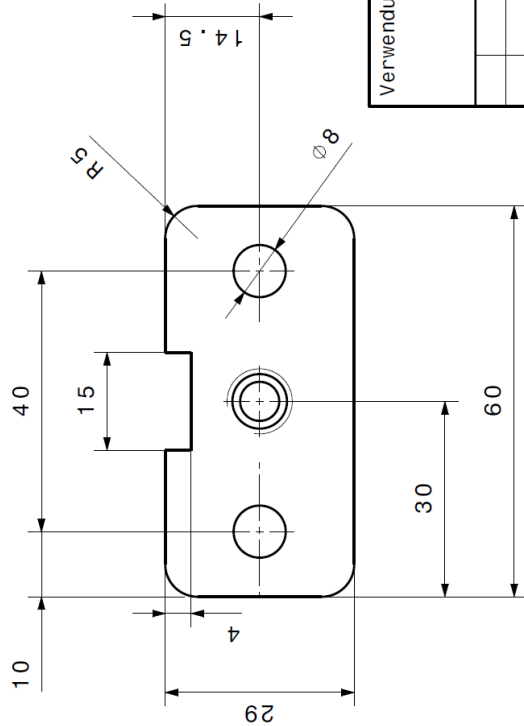
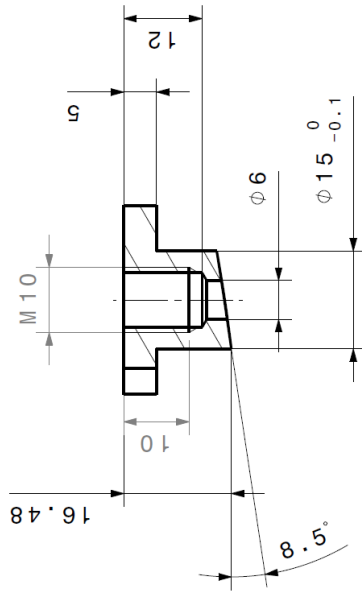


Allegemein- Toleranzen ISO 2768-mS	Überblick	Maßstab	1:1	Gewicht
Bezeichnung	Material	Laufradbeschaukelung		
Datum	Name			
1.7.2015	Zweck			
	Zeichnung/Sach-Nr.:	ITTM TU Graz 24		
	Datum	Blatt	Blatt 1 1 BL	
	Änderung		EFS, d. 1	




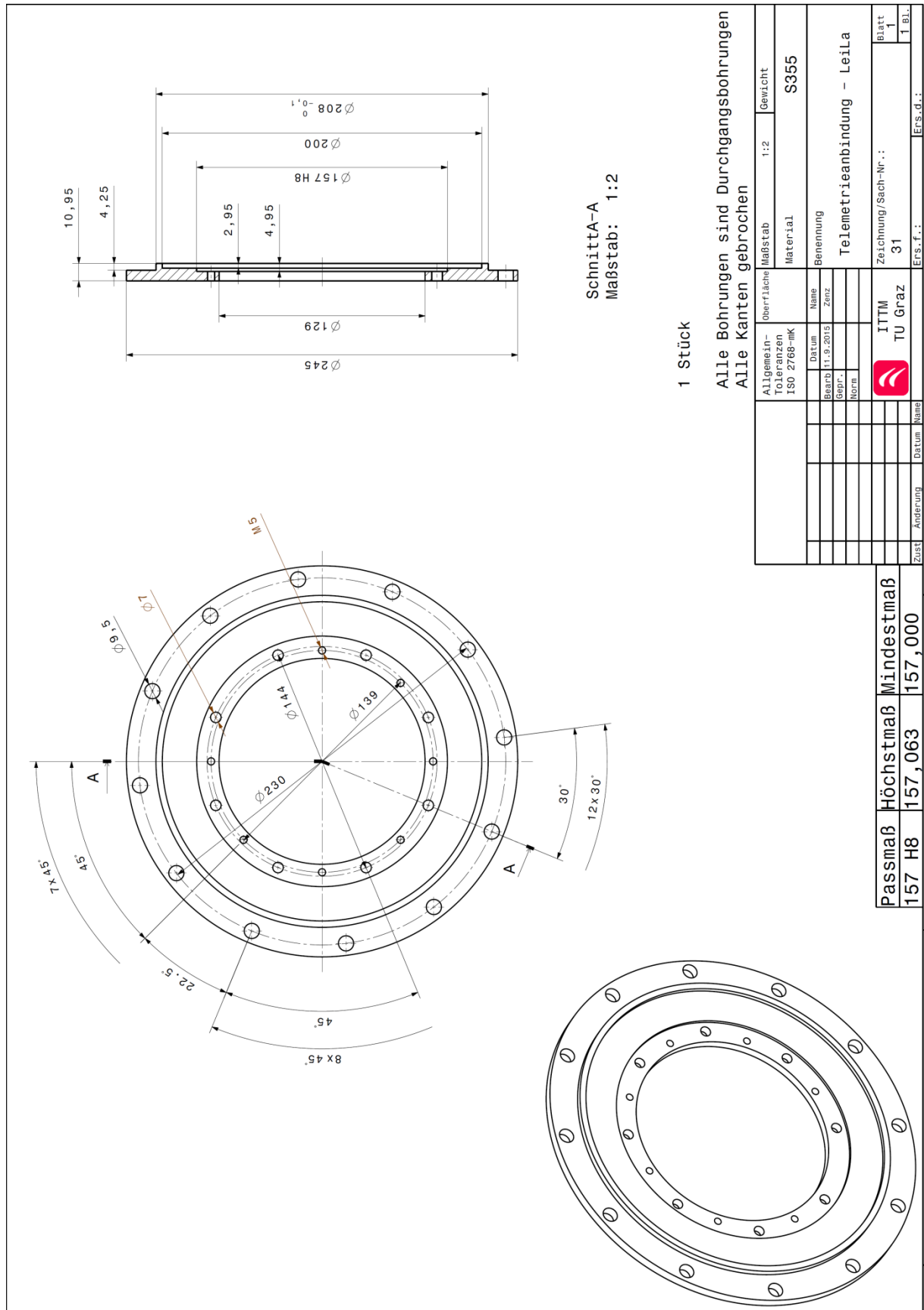


Schnitt A-A
Maßstab: 1:1



2 Stück

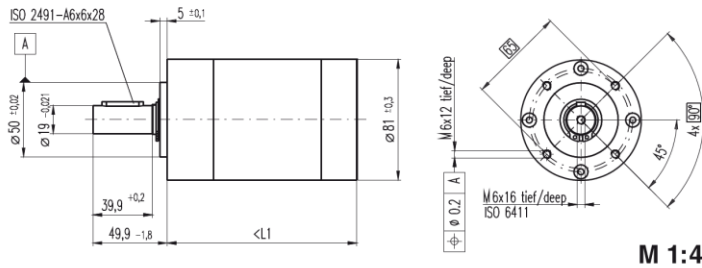
Verwendungsbereich		Oberfläche		Maßstab 1:1	Gewicht
		Allgemeintoleranz ISO 2768-mK		Material	
		Datum	Name	Benennung	
		Bearb 17.8.2015	Zenz	Stopfen	
		Gepr.		Zeichnung/Sach-Nr.:	
		Norm		30	
		Komm.-Nr.:		Ers.f.:	
		 TU Graz ITTM		Blatt	
				Ers.d.:	
Zust.	Änderung	Datum	Name	Bl	



Anhang D - Datenblätter

Planetengetriebe GP 81 A Ø81 mm, 20–120 Nm

maxon gear



Technische Daten	
Planetengetriebe	geradeverzahnt
Abtriebswelle	Stahl
Abtriebswellenlagerung	Kugellager
Radialspiel, 8 mm ab Flansch	max. 0.1 mm
Axialspiel	max. 1 mm
Max. axiale Aufpresskraft	1500 N
Drehsinn, Antrieb zu Abtrieb	=
Max. empfohlene Eingangsdrehzahl	< 3000 min ⁻¹
Empfohlener Temperaturbereich	-30...+140°C
Stufenzahl	1 2 3
Max. radiale Belastung, 24 mm ab Flansch	400 N 600 N 1000 N
Max. axiale Belastung (dynamisch)	80 N 120 N 200 N

- Lagerprogramm
- Standardprogramm
- Sonderprogramm (auf Anfrage)

Artikelnummern						
110408	110409	110410	110411	110412	110413	

Getriebedaten		110408	110409	110410	110411	110412	110413
1	Untersetzung	3.7:1	14:1	25:1	51:1	93:1	308:1
2	Untersetzung absolut	63/17	398/289	170/68	250047/4913	107163/1156	19683/64
3	Max. Motorwelldurchmesser	mm 14	14	14	14	14	14
4	Stufenzahl	1	2	2	3	3	3
5	Max. Dauerdrehmoment	Nm 20	60	60	120	120	120
6	Kurzzeitig zulässiges Drehmoment	Nm 30	90	90	180	180	180
7	Max. Wirkungsgrad	% 80	75	75	70	70	70
8	Gewicht	g 2300	3000	3000	3700	3700	3700
9	Mittleres Getriebeispiel unbelastet	° 1.0	1.5	1.5	2.0	2.0	2.0
10	Massenträgheitsmoment	gcm ² 165	155	125	88	154	89
11	Getriebelänge L1	mm 92.0	113.7	113.7	135.3	135.3	135.3

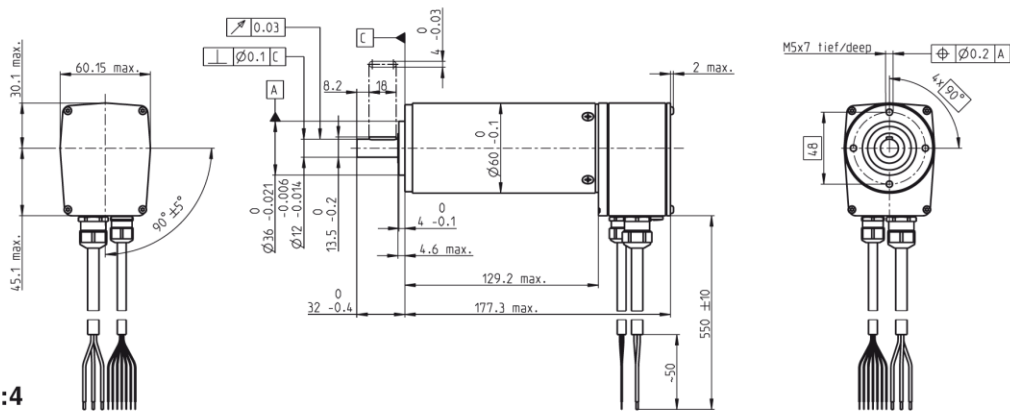


maxon Baukastensystem										
+ Motor	Seite	+ Sensor	Seite	Bremse	Seite	Gesamtlänge [mm] = Motorlänge + Getriebelänge + (Sensor/Bremse) + Montageteile				
RE 65, 250 W	116					223.5	245.2	245.2	266.8	266.8
RE 65, 250 W	116	HEDS 5540	326			249.4	271.1	271.1	292.7	292.7
RE 65, 250 W	116	HEDL 5540	328			249.4	271.1	271.1	292.7	292.7
RE 65, 250 W	116	HEDL 9140	332			279.6	301.3	301.3	322.9	322.9
RE 65, 250 W	116			AB 44	376	279.6	301.3	301.3	322.9	322.9
RE 65, 250 W	116	HEDL 9140	332	AB 44	376	297.6	319.3	319.3	340.9	340.9
EC 60, 400 W	196					269.4	291.1	291.1	312.7	312.7
EC 60, 400 W	196	HEDL 9140	331			269.4	291.1	291.1	312.7	312.7
EC 60, 400 W	196	Res 26	337			269.4	291.1	291.1	312.7	312.7
EC 60, 400 W	196			AB 41	375	283.0	304.7	304.7	326.3	326.3
EC 60, 400 W	196	HEDL 9140	331	AB 41	375	307.0	328.7	328.7	350.3	350.3

EC 60 Ø60 mm, bürstenlos, 400 Watt

maxon EC motor

M 1:4



- Lagerprogramm
- Standardprogramm
- Sonderprogramm (auf Anfrage)

Artikelnummern

167132 167131

Motordaten

Werte bei Nennspannung		167132	167131
1 Nennspannung	V	48	48
2 Leerlaufdrehzahl	min ⁻¹	5370	3100
3 Leerlaufstrom	mA	733	304
4 Nennrehzahl	min ⁻¹	4960	2680
5 Nennmoment (max. Dauerrehmoment)	mNm	747	830
6 Nennstrom (max. Dauerbelastungsstrom)	A	9.38	5.85
7 Anhaltmoment	mNm	11800	6820
8 Anlaufstrom	A	139	46.4
9 Max. Wirkungsgrad	%	86	85
Kenndaten			
10 Anschlusswiderstand Phase-Phase	Ω	0.345	1.03
11 Anschlussinduktivität Phase-Phase	mH	0.273	0.82
12 Drehmomentkonstante	mNm/A	84.9	147
13 Drehzahlkonstante	min ⁻¹ /V	113	65
14 Kennliniensteigung	min ⁻¹ /mNm	0.457	0.457
15 Mechanische Anlaufzeitkonstante	ms	3.98	3.98
16 Rotorträgheitsmoment	gcm ²	831	831

Spezifikationen

- Thermische Daten**
- 17 Therm. Widerstand Gehäuse-Luft 1.3 K/W
 - 18 Therm. Widerstand Wicklung-Gehäuse 0.5 K/W
 - 19 Therm. Zeitkonstante der Wicklung 33.9 s
 - 20 Therm. Zeitkonstante des Motors 1200 s
 - 21 Umgebungstemperatur -20...+100°C
 - 22 Max. Wicklungstemperatur +125°C
- Mechanische Daten (vorgespannte Kugellager)**
- 23 Grenzdrehzahl 7000 min⁻¹
 - 24 Axialspiel bei Axiallast < 30 N 0 mm
 - > 30 N max. 0.14 mm vorgespannt
 - 25 Radialspiel
 - 26 Max. axiale Belastung (dynamisch) 24 N
 - 27 Max. axiale Aufpresskraft (statisch) 392 N
 - (statisch, Welle abgestützt) 6000 N
 - 28 Max. radiale Belastung, 5 mm ab Flansch 240 N

- Weitere Spezifikationen**
- 29 Polpaarzahl 1
 - 30 Anzahl Phasen 3
 - 31 Motorgewicht 2450 g
 - Schutzgrad IP54¹⁾

Motordaten gemäss Tabelle sind Nenndaten.

Anschlüsse Motor (Kabel AWG 16)

- Kabel 1 Motorwicklung 1
- Kabel 2 Motorwicklung 2
- Kabel 3 Motorwicklung 3

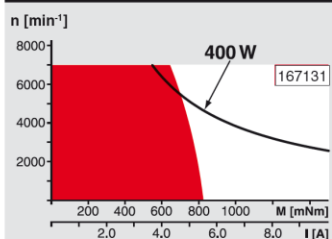
Anschlüsse Sensoren (Kabel AWG 24)¹⁾

- weiss Hall-Sensor 3
- braun Hall-Sensor 2
- grün Hall-Sensor 1
- gelb GND
- grau V_{Hall} 4.5 ... 24 VDC
- blau Temperatursensor (PTC)
- rosa Temperatursensor (PTC)

¹⁾ In Kombination mit Resolver nicht herausgeführt.
 Temperaturüberwachung, PTC Widerstand Micropille
 110°C, R 25°C < 0.5 kΩ, R 105°C = 1.2...1.5 kΩ,
 R 115°C = 7...13 kΩ, R 120°C = 18...35 kΩ
 Schaltbild für Hall-Sensoren siehe S. 33

196 maxon EC motor

Betriebsbereiche

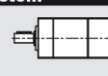


Legende

- Dauerbetriebsbereich**
 Unter Berücksichtigung der angegebenen thermischen Widerstände (Ziffer 17 und 18) und einer Umgebungstemperatur von 25°C wird bei dauernder Belastung die maximal zulässige Rotortemperatur erreicht = thermische Grenze.
- Kurzzeitbetrieb**
 Der Motor darf kurzzeitig und wiederkehrend überlastet werden.
- Typenleistung**

maxon Baukastensystem

- Planetengetriebe**
- Ø81 mm
 - 20 - 120 Nm
 - Seite 290



Übersicht Seite 20-25

- Encoder HEDL 9140**
- 500 Imp.,
- 3 Kanal
- Seite 331
- Resolver Res**
- Ø26 mm
- 10 V
- Seite 337
- Bremse AB 41**
- 24 VDC
- 2.0 Nm
- Seite 375

Empfohlene Elektronik:

- ESCON Mod. 50/5 Seite 343
- ESCON Mod. 50/4 EC-S 343
- ESCON 50/5 344
- ESCON 70/10 344
- DEC Module 50/5 346
- EPOS2 70/10 351
- EPOS3 70/10 EtherCAT 357
- MAXPOS 50/5 360
- Hinweise** 24

¹⁾ Schutzgrad nur in eingebaute Zustand mit Abdichtung flanschseitig.

Ausgabe März 2014 / Änderungen vorbehalten

Motor Parameter:

The image displays ten sequential screenshots of the 'Startup Wizard - EPOS2 [Node 1]' software interface, showing the configuration steps for a Maxon motor. Each window includes a 'maxon motor driven by precision' logo on the left and navigation buttons at the bottom.

- Step 2: Communication Setting**: Please select the Communication Settings. Interface: RS232, Port: COM4, Transfer Rate: 115200.
- Step 3: Auxiliary Regulation**: Please choose the Auxiliary Regulation you want to use. None (selected), Velocity.
- Step 4: Motor Type**: Please select the Motor type. maxon DC motor, maxon EC Motor (selected).
- Step 5: EC Motor Commutation Type**: Please choose the Commutation type. Sinus (Incremental Encoder 1 + Hallsensor).
- Step 6: Main Sensor Type**: Please choose your Main Sensor type. Incremental Encoder 1 with index (3ch).
- Step 7: Motor Data**: Please enter the Motor Data (see catalog motor data). Max. Permissible Speed: 1337 rpm, Nominal Current: 5850 mA, Max. Output Current Limit: 11700 mA, Thermal Time Constant Winding: 33.9 s, Number of Pole Pairs: 1.
- Step 8: Incremental Encoder 1 with index (3ch)**: Please enter the Encoder parameters. Encoder Resolution: 500 pulse/turn, Position Resolution: 2000 qc/turn. Inverted Encoder Counting Direction: . The Encoder determines the Position Resolution. Resolution [qc/turn] = 4 * Encoder Resolution.
- Step 9: Safety Parameter Position**: Please configure the Safety Parameters for all Position Modes. Max. Following Error: 20000 qc. NOTE: An error is generated reaching this max position error.
- Step 10: Configuration Summary**: Communication: RS232 - COM4, Protocol Setting: 115200 bps, Node 1, Motor Type: EC Motor, Commutation: Sinus (Incremental Encoder 1 + Hallsensor), Main Sensor: Incremental Encoder 1 with index (3ch), Resolution: 2000 qc/turn.



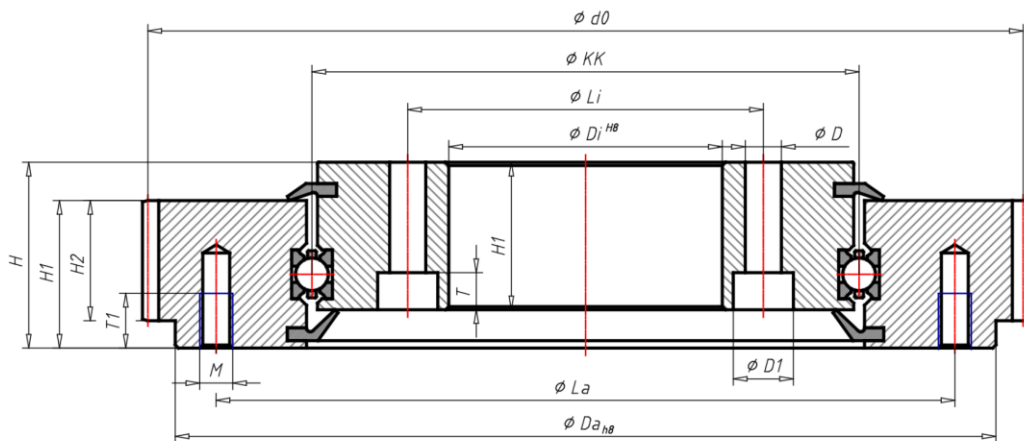
Bearing assembly external gear steel type LVD
LVD

PDF DATASHEET

© 1992-2015 CADENAS GmbH

Last Modification (geometry): 04/12/2014 07:38

Datasheet creation date: 23/01/2015 13:16





Bearing assembly external gear steel type LVD
LVD

PDF DATASHEET

© 1992-2015 CADENAS GmbH

Last Modification (geometry): 04/12/2014 07:38

Datasheet creation date: 23/01/2015 13:16

BNR (Order-Nr.)	LVD0700
KK (Ball pitch diameter ØKK / mm)	700
D1 (Dimension d1 / mm)	20
D (Dimension d / mm)	14
H (Dimension h / mm)	53
H1 (Dimension h1 / mm)	45
T (Dimension t / mm)	13
M (Dimension m)	M 12
T1 (Dimension T1 / mm)	20
H2 (Dimension h2 / mm)	38
DA (Dimension Da / mm)	790
DI (Dimension Di / mm)	610
LA (Dimension La / mm)	750
LI (Dimension Li / mm)	650
SD0 (Dimension d0 / mm)	808
B (Fixing/mounting per ring)	22x
COA (Load rating Coa / kN)	746
COR (Load rating Cor / kN)	351
CA (Load rating Ca / kN)	67
CR (Load rating Cr / kN)	58
COM (stat. Moment / kNm)	123
SM (Module m)	4
AZ (No. of teeth / pcs)	202
GEW (Weight / kg)	73



Bearing assembly external gear steel type LVD
LVD

PDF DATASHEET

© 1992-2015 CADENAS GmbH

Last Modification (geometry): 04/12/2014 07:38

Datasheet creation date: 23/01/2015 13:16

Bill of material

N°	Description	Amount
1	LVD0700	1



G.R.A.S. 40BD 1/4" Prepolarized Pressure Microphone

Freq range: 4 Hz to 70 kHz
Dyn range: 44 dB(A) to 174 dB
Sensitivity: 1.6 mV/Pa

The 40BD is an IEC 61094 WS3P 1/4" prepolarized pressure microphone with rear-venting. It is a high-precision condenser microphone made according to IEC 61094-4 requirements. Its low sensitivity makes it ideal for sound measurements at high sound pressure levels of up to 174 dB. Its small size reduces the effects of diffraction and reflections around the microphone, resulting in a frequency range that extends up to 70 kHz.

Technology

Introduction

The 40BD is an IEC 61094 WS3P 1/4" prepolarized pressure microphone with rear-venting. Read about the externally polarized equivalent [40BP]

It is a high-precision condenser microphone made according to IEC 61094-4 requirements. Its low sensitivity makes it ideal for sound measurements at high frequencies and high sound pressure levels of up to 174 dB. Its small size reduces the effects of diffraction and reflections around the microphone, resulting in a frequency range that extends up to 70 kHz.

40BD is individually factory-calibrated and delivered with a calibration chart stating its specific open-circuit

G.R.A.S.
SOUND & VIBRATION

Specifications

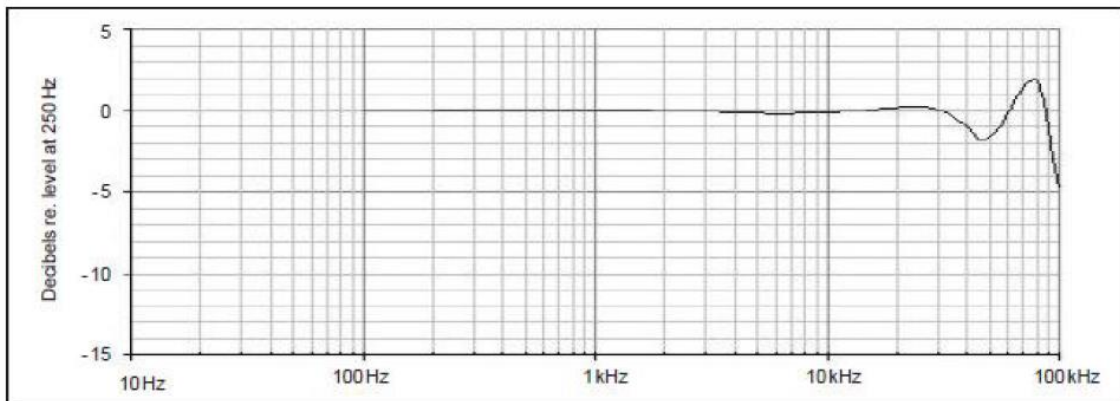
Frequency range (± 1 dB)	Hz	10 to 25 k
Frequency range (± 2 dB)	Hz	4 to 70 k
Dynamic range lower limit (microphone thermal noise)	dB(A)	34
Dynamic range lower limit with G.R.A.S. preamplifier	dB(A)	44
Dynamic range upper limit with G.R.A.S. preamplifier @ +28 V / ± 14 V power supply	dB	166
Dynamic range upper limit with G.R.A.S. preamplifier @ +120 V / ± 60 V power supply	dB	174
Dynamic range upper limit with G.R.A.S. CCP preamplifier	dB	166
Open-circuit sensitivity @ 250 Hz (± 3 dB)	mV/Pa	1.6
Open-circuit sensitivity @ 250 Hz (± 3 dB)	dB re 1V/Pa	-56
Resonance frequency	kHz	50
Microphone cartridge capacitance, typ.	pF	7
Microphone venting		Rear
Temperature range, operation	$^{\circ}\text{C}$ / $^{\circ}\text{F}$	-40 to 120 / -40 to 248
Temperature range, storage	$^{\circ}\text{C}$ / $^{\circ}\text{F}$	-40 to 85 / -40 to 185
Temperature coefficient @250 Hz	dB/ $^{\circ}\text{C}$ / dB/ $^{\circ}\text{F}$	-0.01 / -0.006
Static pressure coefficient @250 Hz	dB/kPa	-0.008
Humidity range non condensing	% RH	0 to 100

G.R.A.S.
SOUND & VIBRATION

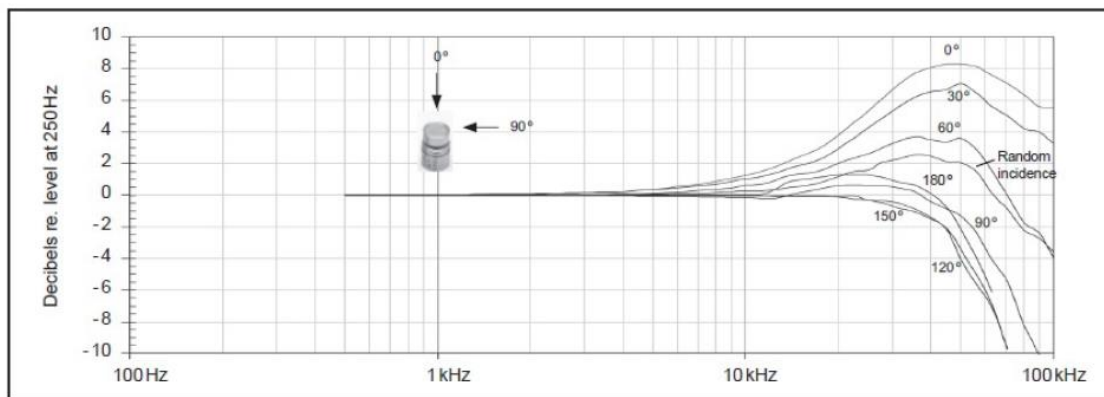
Headquarters Skovlytoften 33 • DK-2840 Holte • Denmark • Tel: +45 45 66 40 46 • Fax: +45 45 66 40 47 • E-mail: gras@gras.dk • www.gras.dk

G.R.A.S. 40BD 1/4" Prepolarized Pressure Microphone
 Date 10-08-2016. Page 4 of 8

Humidity coefficient @250 Hz	dB/% RH	-0.001
Influence of axial vibration @1 m/s ²	dB re 20 μPa	55
CE/RoHS compliant/WEEE registered		Yes / Yes, Yes
Weight	g / oz	1.5 / 0.053



Typical frequency response (without protection grid)



Free-field corrections for different angles of incidence



G.R.A.S. 26AC 1/4" Standard Preamplifier with 3 m Integrated Cable

Freq range: 2.5 Hz - 200 kHz
 Noise: 1.8 μ V
 Gain: -0.29 dB
 Special feature: General purpose

The G.R.A.S. 26AC 1/4" Preamplifier is a small robust unit optimised for acoustic measurements using condenser microphones. It has a very low inherent noise level, a wide dynamic range and a frequency response from below 2 Hz to above 200 kHz.

Specifications

Frequency range (± 0.2 dB) with 18 pF microphone dummy	Hz	2.5 to 200 k
Slew rate	V/ μ s	20
Input impedance	G Ω // pF	20 // 0.4
Output impedance	Ω	75
Output Voltage Swing, max. @ ± 14 V/+28V power supply	V _p	12
Output Voltage Swing, max. @ ± 60 V/+120V power supply	V _p	50
Noise (A-Weighted) max.	μ V	2.5
Noise (A-Weighted) typ.	μ V	1.8
Noise (Linear 20 Hz – 20 kHz) max.	μ V	6

G.R.A.S.
SOUND & VIBRATION

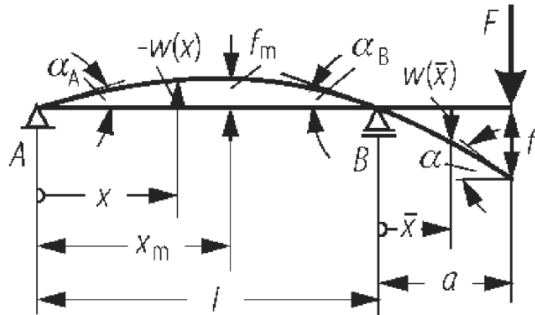
■ G.R.A.S. 26AC 1/4" Standard Preamplifier with 3 m Integrated Cable
Date 10-08-2016. Page 2 of 5

Noise (Linear 20 Hz – 20 kHz) typ.	μV	3.5
Gain	dB	-0.29
Power supply, single	V	28 to 120
Power supply, balanced	V	±14 to ±60
DC-offset, min., single supply	V	0.5 x Vs - 1
DC-offset, max., single supply	V	0.5 x Vs + 4
DC-offset, balanced supply	V	-1 to 4
Temperature range, operation	°C / °F	-30 to 70 / -22 to 158
Temperature range, storage	°C / °F	-40 to 85 / -40 to 185
Humidity range non condensing	% RH	0 to 95
Connector type		7-pin LEMO (FGG.1B.307)
CE/RoHS compliant/WEEE registered		Yes / Yes, Yes
Weight	g / oz	8.0 / 0.28
Weight with cable and connector	g / oz	50.0 / 1.76

Conditions: 23 °C Ambient temperature, ±60V/+120V power supply, 18 pF dummy microphone, 3 m output cable.

Anhang E - Abschätzung der Rotorlänge

Abschätzung der Auslenkung des Rotors der Cut-On Auslegung



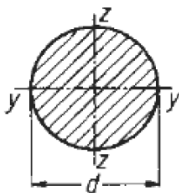
$$\begin{aligned}
 0 \leq x \leq l: & \quad w(x) = -\frac{F a l^2}{6 E I_y} \left[\frac{x}{l} - \left(\frac{x}{l} \right)^3 \right] \\
 0 \leq \bar{x} \leq a: & \quad w(x) = \frac{F a^3}{6 E I_y} \left[2 \frac{l \bar{x}}{a} + 3 \left(\frac{\bar{x}}{a} \right)^2 - \left(\frac{\bar{x}}{a} \right)^3 \right] \\
 f &= \frac{F a^2 (l + a)}{3 E I_y} \\
 f_m &= \frac{F a l^2}{9 \sqrt{3} E I_y} \quad \text{in } x_m = \frac{l}{\sqrt{3}} \\
 \alpha &= \frac{F a (2l + 3a)}{6 E I_y} \\
 \alpha_A &= \frac{F a l}{6 E I_y} \\
 \alpha_B &= \frac{F a l}{3 E I_y}
 \end{aligned}$$

Abbildungen und Formeln aus Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau 22. Auflage

Berücksichtigung der maximal zulässigen Auslenkung im Lager

	Wert	Einheit		
w(x _q)	70	[μm]	7,00E-05	[m]
a	185,61	[mm]	0,18561	[m]
l	1158,2	[mm]	1,1582	[m]
E	210000	[N/mm ²]	2,10E+11	[N/m ²]
d	78	[mm]	0,078	[m]
x _q	20	[mm]	0,02	[m]

Wellenmaterial: 32CrMoV9



$$\begin{aligned}
 I_y = I_z &= \frac{\pi d^4}{64} \\
 W_y = W_z &= \frac{\pi d^3}{32}
 \end{aligned}$$

I _y	1,817E-06	[m ⁴]	Axiales Flächenmoment 2. Grades
F	18182,768	[N]	Benötigte Kraft um beim Geber eine Auslenkung von 70μm zu erreichen
f	0,7354	[mm]	Resultierende Durchbiegung am Balkenende
α	0,004236	[°]	Resultierender Winkel

Daraus resultiert eine Annäherung der Rotorschaukel an das Gehäuse von 0,02mm.

Ohne Auslenkung und mit Verlust einer Schaufel

	Wert	Einheit			
G	2,5	[mm/s]	2,50E-03	[m/s]	Gütestufe
a	185,61	[mm]	0,18561	[m]	Abstand Lager zu Kraftangriffspunkt
l	1158,2	[mm]	1,1582	[m]	Länge zwischen den Lagern
E	210000	[N/mm ²]	2,10E+11	[N/m ²]	Elastizitätsmodul
d	78	[mm]	0,078	[m]	Wellendurchmesser
m_R			25,5	[kg]	Rotormasse
m_S			0,091	[kg]	Masse einer Schaufel
n	6600	[1/min]	110	[1/s]	Maximale Drehzahl
r	238,5	[mm]	0,2385	[m]	

ly 1,817E-06 [m⁴]

Gütestufe	$G = e_{zul} * \omega = const$	G = Gütestufe (mm/s)
zul. Exzentrizität	$e_{zul} = \frac{G}{\omega}$	e _{zul} = zul. Exzentrizität (mm)
zul. Unwucht	$U_{zul} = e_{zul} * m$	ω = Winkelgeschwindigkeit der Welle (1/s)
Unwuchtkraft	$F_u = m * e * \omega^2$	U _{zul} = zul. Unwucht (kg*mm)
	$\omega = \frac{n * \pi * 2}{60}$	m = Rotormasse (kg)
		F _u = Fliehkraft durch Unwucht (N)
		m = Rotormasse (kg)
		e = Exzentrizität (m)
		ω = Winkelgeschwindigkeit der Welle (1/s)
		n = Drehzahl (1/min)

Abbildungen von: <http://www.schweizer-fn.de/antrieb/unwucht/unwucht.php>, Abfrage 04.11.2016

ω			691,15038	[1/s]	Winkelgeschwindigkeit
e _{zul}	0,0036172	[mm]	3,617E-06	[m]	zulässige Exzentrizität
F _{u,max}			44,060837	[N]	maximale Unwuchtkraft
F _F			10367,52	[N]	Fliehkraft durch Verlust einer Schaufel
F			10411,581	[N]	Gesamtkraft
f	0,4211	[mm]	4,21E-04	[m]	Resultierende Durchbiegung am Balkenende
α	0,002425	[°]			Resultierender Winkel

Daraus resultiert eine Annäherung der Rotorschaukel an das Gehäuse von 0,01mm.