

Instationäre Druckmessung in einem Turbinen-Zwischendiffusor

Michael Gratzner

Diplomarbeit am Institut für thermische Turbomaschinen und
Maschinendynamik der Technischen Universität Graz

Vorstand:

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Franz Heitmeir

Betreuer:

Dipl.-Ing. Dr.techn. Emil Göttlich

Dipl.-Ing. Cornelia Santner



**INSTITUT FÜR THERMISCHE
TURBOMASCHINEN UND MASCHINENDYNAMIK**



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.

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.

Graz, Oktober 2011

.....

Gratzer Michael

Vorwort

Die vorliegende Diplomarbeit wurde im Zuge des EU-Projektes DREAM (validation of Radical Engine Architecture systems), Contract: ACP7-GA-2008-211861 im Winter- und Sommersemester 2010/11 am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik an der TU Graz verfasst.

An dieser Stelle möchte ich mich bei Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Franz Heitmeir für das freundlich Arbeitsklima am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik bedanken.

Mein besonderer Dank gilt meinem Betreuer Herrn Dipl.-Ing. Dr. Emil Göttlich, der mit seinen unzähligen Hilfestellungen, Anregungen und seinem großen Interesse an dieser Arbeit entschieden zu ihrem Gelingen beitrug. Auch für den Betrieb der Verdichteranlage während den nächtlichen Messungen sei ihm an dieser Stelle sehr gedankt.

Besonderer Dank gilt auch Frau Dipl.-Ing. Cornelia Santner für ihre große Unterstützung in allen Bereichen dieser Arbeit.

Weiterer Dank gebührt auch Herrn Dott.ric. Berardo Paradiso für die Bereitstellung der von ihm programmierten Fortran-Routinen für die Auswertung der Signale.

Bei den restlichen, hier nicht genannten Institutsmitgliedern möchte ich mich für das gute Arbeitsklima und die interessanten Diskussionen bedanken.

Vor allem möchte ich mich aber bei meinen Eltern für ihre Unterstützung während meiner gesamten Studiendauer bedanken. Sie gaben mir den nötigen Rückhalt, ohne den ich jetzt nicht an dieser Stelle meines Lebens stehen könnte.

Ihnen allen gebührt mein herzlichster Dank.

Graz, Oktober 2011

Michael Gratzner

Kurzfassung

Um thermische Turbomaschinen wirtschaftlich und umweltschonend betreiben zu können ist es sehr wichtig den Wirkungsgrad dieser ständig zu verbessern. Dafür ist es unabdingbar die Strömungsvorgänge in diesen Triebwerken messtechnisch zu erfassen und berechnen zu können.

Der Untersuchungsgegenstand dieser Arbeit ist eine zukünftige Schlüsselkomponente im Triebwerksbau, der sogenannte Mid Turbine Frame. Aufgabe dieses Bauteils ist die Strömungsführung von Hoch- zur Niederdruckturbine, die Aufnahme von bis zu zwei Lagerungen der Turbinenwelle und die Durchführung von Versorgungsleitungen.

Ziel dieser Arbeit war es, Clockingeffekte, infolge der Änderung der Relativposition von Hochdruckstator zu Mid Turbine Frame an der Versuchsturbinenanlage des Institutes für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik zu untersuchen. Zur messtechnischen Erfassung des instationären Druckes wurden so genannte Kulitesensoren verwendet. Mit diesen Sensoren war es möglich Druckschwankungen bei hohen Frequenzen zu detektieren. Zur Auswertung der erhaltenen Messdaten wurden Time-Space Plots und FFT-Analysen verwendet. Die Resultate dieser Arbeit konnten bestätigen, dass die detaillierte Untersuchung der gesamten Strömung mithilfe von stationärer und instationärer Messtechnik innerhalb des optimalen Bereiches stattgefunden hat.

Abstract

In order to operate thermal turbo machinery economically and environmentally, it is very important to improve the degree of efficiency constantly. Therefore, it is essential to be able to measure and calculate the flow processes in such machineries.

The object of investigation in this thesis is a prospective key-component in the engine development, the mid turbine frame. The tasks of this component are to lead the flow from the high pressure to the low pressure turbine, to provide support for up to two bearings of the turbine shaft and the implementation of the supply lines.

The target of this study was to investigate clocking effects due to the change of the relative position of the high pressure stator according to the mid turbine frame at the turbine test facility of the Institute of Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics. Kulite sensors had been used for the metrological acquisition. These sensors allowed detecting pressure fluctuations at high frequencies. To analyze the obtained data time space plots and FFT analysis had been used. The Results of this study could confirm that the detailed examination of the entire flow using steady and unsteady measurement techniques was performed at the optimum range.

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	1
1.1. Motivation	1
1.2. Zukünftige Triebwerkskonzepte	5
1.2.1. High Bypass Ratio Engines.....	6
1.2.2. Advanced Turbofan.....	7
1.2.3. Geared Turbofan (GTF)	8
1.2.4. Open-Rotor Technik.....	9
1.3. Turning Mid Turbine Frame (TMTF)	9
1.4. Projekt DREAM	10
1.5. Aufgabenstellung	13
2. Theoretische Grundlagen	15
2.1. Funktionsprinzip der Kulite-Sensoren	15
2.1.1. Drucksensoren.....	15
2.1.2. Sensortypen	16
2.1.3. Der Piezoresistive Effekt.....	17
2.1.4. Die Wheatstone'sche Messbrücke.....	19
2.2. Grenzschicht-Theorie	22
2.2.1. Laminare Grenzschichtströmung	25
2.2.2. Turbulente Grenzschichtströmung	26
2.3. Strömung in einer transsonischen Turbinenstufe	28
2.4. Clocking	32
2.5. Schnelle Fourier Transformation	34
3. Versuchsanlagen	35
3.1. Überblick	35
3.2. Kompressoranlage	35
3.3. Transsonische Versuchsturbinenanlage	37
4. Messtechnik	40
4.1. Messkette	40
4.2. Kalibrierung	42

4.3.	Instrumentierung des TMTF	44
4.3.1.	Überblick.....	44
4.3.2.	Vorbereitung der Sensoren.....	45
4.3.3.	Vorbereiten der Stützrippen	47
4.3.4.	Vorbereiten des Innengehäuses	49
4.3.5.	Einbau der Sensoren.....	49
4.4.	Triggerung.....	54
4.5.	Durchführung der Messung.....	54
4.6.	Auswertung der Messergebnisse.....	55
4.7.	Fehlerabschätzung	58
5.	<i>Ergebnisse und Diskussion</i>.....	60
5.1.	Time-Space Plots.....	60
5.1.1.	Auslegungspunkt (Design Point).....	66
5.1.2.	Teillastpunkt 1 (Off Design Point 1).....	69
5.1.3.	Teillastpunkt 2 (Off Design Point 2).....	73
5.2.	FFT Analysen (Spektren)	79
5.2.1.	Auslegungspunkt (Design Point).....	80
5.2.2.	Teillastpunkt 1 (Off Design Point 1).....	86
5.2.3.	Teillastpunkt 2 (Off Design Point 2).....	88
6.	<i>Zusammenfassung</i>.....	91
7.	<i>Literaturverzeichnis</i>.....	93
8.	<i>Abbildungsverzeichnis</i>.....	96
9.	<i>Anhang</i>.....	100
	Anhang A: Spektren Auslegungspunkt	100
	Anhang B: Datenblätter	112
	Anhang C: Kalibrierprotokoll Kulite-Sensoren	117
	Anhang D: Datenstruktur der beigelegten DVD.....	118

Nomenklatur

Formelzeichen

A	[m ² ,mm ²]	Querschnittsfläche
B	[-]	Konstante im logarithmischen Wandgesetz
D	[m,mm]	Durchmesser
d	[-]	charakteristische Länge
h	[m]	Kanalhöhe
K	[-]	Proportionalitätsfaktor
L	[m,mm]	Länge des Leiters
Ma	[-]	Machzahl
R	[Ω]	elektrischer Widerstand
Re _{kri}	[-]	kritische Reynoldszahl
$t_{n-1;\alpha}$		Student t-Verteilung
U	[V]	Spannung
U	[m/s]	Geschwindigkeit
U _∞	[m/s]	Geschwindigkeit der ungestörten Außenströmung
u(y)	[m/s]	Geschwindigkeit in y-Richtung
V	[m/s]	charakteristische Geschwindigkeit
x,y,z	[m,mm]	kartesische Koordinaten

Griechische Zeichen

δ	[m,mm]	Grenzschichtdicke
ε _L	[m,mm]	Dickenänderung
ε _A	[m,mm]	Längenänderung
η	[-]	Wirkungsgrad
κ	[-]	Konstante im logarithmischen Wandgesetz
λ	[m]	Wellenlänge
μ	[Ns/m ²]	dynamische Viskosität
ν	[-]	Poissonzahl (Querkontraktionszahl)
ν	[m ² /s]	kinematische Viskosität
π	[-]	Druckverhältnis
ρ	[kg/m ³]	Dichte

σ	[-]	Standardabweichung
τ	[N/m ²]	Schubspannung

Indizes

krit	kritisch
l	laminar
t	turbulent
w	Wand
∞	Außenströmung
1,2	Eintritt, Austritt

Abkürzungen

ACARE	Advisory Council for Aeronautics Research in Europe
AIDA	Aggressive Intermediate Duct Aerodynamics for Competitive and Environmentally Friendly Jet Engines
BPF	Blade Passing Frequency
BPP	Blade Passing Period
CFD	Computational Fluid Dynamics
DMS	Dehnmessstreifen
DREAM	Validation of radical engine architecture systems
GTF	Geared Turbofan
HD, ND	Hochdruck, Niederdruck
ICAO	International Civil Aviation Organisation
K1 – K7	Kulitesensor 1 bis 7
MTF	Mid Turbine Frame
NEWAC	New Aero Engine Core Concepts
STTF	Subsonic Test Turbine Facility
TMTF	Turning Mid Turbine Frame
TTTF	Transonic Test Turbine Facility
UDF	Unducted Fan
VITAL	Environmentally Friendly Aero Engines

1. Einleitung

1.1. Motivation

Der Schutz der Umwelt und des Weltklimas ist eine der wichtigsten Aufgaben für die Menschheit. Verschiedene Prognosen errechnen einen Anstieg der Jahrhundertdurchschnittstemperatur von 2,5 bis 4°C [Roeckner, et al. 2006].

Grund für diese globale Erwärmung ist die durch den Menschen verursachte Verstärkung des natürlichen Treibhauseffekts, größtenteils durch die Anreicherung der Atmosphäre mit Kohlendioxid (CO₂). Auswirkungen dieser Temperaturerhöhung sind Verschiebungen der Klimazonen, das Abschmelzen der Polkappen und der damit verbundene Anstieg des Meeresspiegels, Zunahme von trockeneren und wärmeren Sommern, wärmere und feuchtere Winter. Es kommt häufiger zu extremen Wetterereignissen wie Überschwemmungen, Stürmen, Dürreperioden, Hagel etc. Eine weitere Folge ist das Abschmelzen der Gletscher. In den Alpen schmolzen diese in den letzten 150 Jahren auf zwei Drittel ihrer Fläche zurück. In Österreich sieht man die Auswirkungen auf die Landwirtschaft sehr klar, die Eignung von Standorten für den Anbau von verschiedenen Produkte ändert sich, Zeitpunkte des Anbaus und der Ernte verschieben sich, die Gefährdung durch die Wetterereignisse und der Schädlings- und Krankheitsbefall nimmt zu.

Im Zuge der Globalisierung hat sich der Personenluftverkehr und die Transportmenge der Luftfracht in den letzten Jahrzehnten vervielfacht und steigt weiter stark an. Verglichen mit allen anderen Verkehrsmitteln besitzt der Flugverkehr somit die größte Steigerungsrate. In Abbildung 1-1 ist der Anstieg der Passagierkilometer von 1960 bis 2007 dargestellt.

Aufgrund dieses starken Flugverkehrs steigen natürlich auch der Treibstoffverbrauch und die Schadstoffbelastung für die Umwelt. Flugzeuge mit Strahltriebwerken, die die Hauptfraktion im Flugverkehr bilden, hinterlassen in der Troposphäre und unteren Stratosphäre (9-12km Höhe) eine große Anzahl an chemischen Verbindungen, die zum Ozonabbau und zur Klimaerwärmung beitragen. Die Emissionen dieser Unter- und Überschallflugzeuge bestehen aus Kohlendioxid (CO₂), Stickoxiden (NO_x), Wasser (H₂O), Kohlenwasserstoffen (HC), Schwefeldioxid (SO₂), Sulfat und Rußpartikeln [Brosseur, Solomon, 1998].

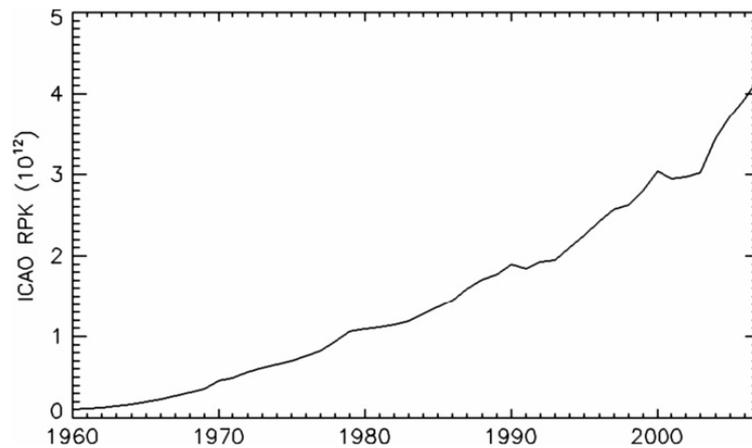


Abbildung 1-1 Entwicklung des zivilen Flugverkehrs in Milliarden (10¹²) Passagierkilometern (RPK) von 1960 bis 2007 (Quelle: Lee et al., 2010)

Der Beteiligungsgrad des Luftverkehrs an der vom Menschen verursachten Klimaerwärmung liegt bei etwa 3 % (2–8 %). Die prozentuale Spanne ergibt sich aus dem Wachstum des Luftverkehrs und der betrachteten Zeitspanne, deshalb kann hierbei nicht mit einem konstanten Faktor bewertet werden [Schumann, 2008]. Die von den Flugzeugen gebildeten Kondensstreifen, die entstehen, da die Luft in großen Höhen nur mehr geringe Mengen an Wasserdampf aufnehmen kann, lösen sich in kaum sichtbare Wolkenfelder auf, die die Wärmerückstrahlung in den Weltraum beeinträchtigen und somit auch zur globalen Erwärmung beitragen.

Nicht zu vergessen ist die Lärmbelastung durch den Flugverkehr in den Start- und Landephasen und ihre Auswirkungen auf die flughafennahe Umgebung. Je nach Flugzeugtyp und Entfernung können dabei Schalldruckpegel von bis zu 130 dB(A)¹ entstehen. Den sich in den letzten Jahrzehnten durchaus verbesserten Pegeln der einzelnen Flugzeuge, steht hier ein immer größer werdendes Flugaufkommen gegenüber.

Laut Bräunling, 2009, lassen sich die Flugzeugtriebwerke in zwei Kategorien einteilen, die Wellenleistungs- und die Turbostrahltriebwerke². Innerhalb dieser Einteilung kann eine

¹ Bewertungsfiler nach DIN-IEC 651, hat bei bestimmter Lautstärke ein ähnliches Frequenzverhalten wie das menschliche Ohr

² Der Begriff „Turbo“ leitet sich von dem lateinischen Ausdruck „turbare“ ab, der in etwa „sich drehen, wirbeln“ bedeutet. Turbo-Strahltriebwerke sind also Triebwerke mit sich drehenden Bauteilen, nämlich Verdichter und Turbine, die als Turbomaschinen bezeichnet werden.

weitere Unterscheidung in Einwellen- und Mehrwellentriebwerke (Zwei- oder Dreiwellentriebwerke) getroffen werden, wobei die Dreiwellentriebwerke grundlegende Auslegungsphilosophie der britischen Firma Rolls Royce sind.

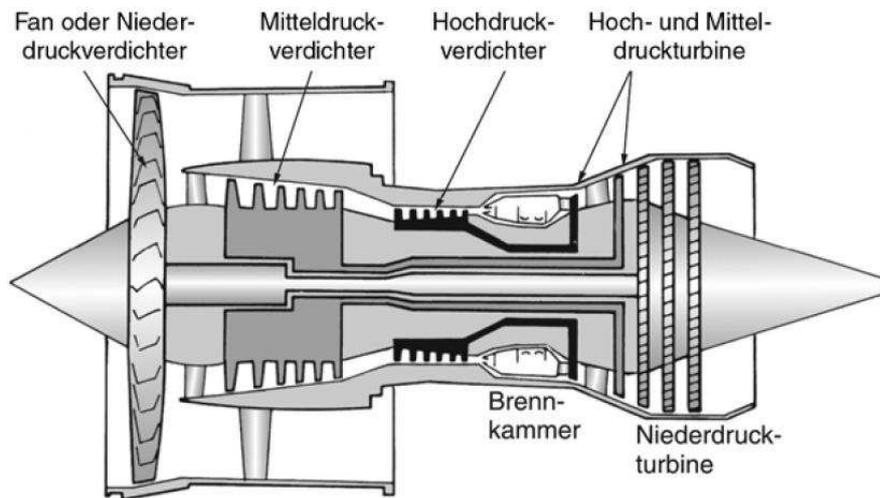
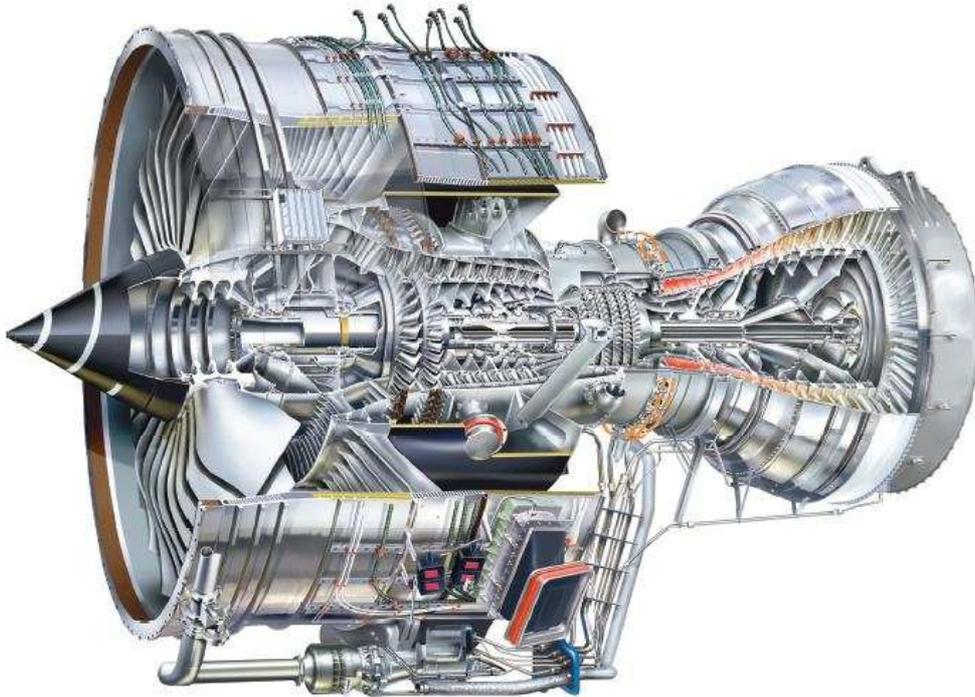


Abbildung 1-2 Prinzipieller Aufbau eines modernen Mehrwellen-Turbofan-Triebwerks mit Nieder-, Mittel-, und Hochdruckteil (Quelle: Bräunling, 2009)

Bei Dreiwellentriebwerken teilt sich der Verdichter in Hoch-, Mittel- und Niederdruckverdichter, sowie die Turbine in Hoch-, Mittel- und Niederdruckturbine auf. Der Aufbau eines solchen Mehrwellentriebwerks ist in Abbildung 1-2 zu sehen. Niederdruckverdichter und -turbine, Mitteldruckverdichter und -turbine, sowie Hochdruckverdichter und -turbine sitzen dabei auf einer gemeinsamen, separaten Welle. Abbildung 1-3 zeigt ein modernes Turbofan-Strahltriebwerk der Firma Rolls Royce, welches 2004 für den Airbus 380F zugelassen wurde.



*Abbildung 1-3 Dreiwellen-Turbofan-Strahltriebwerk Trent 900 von Rolls-Royce für den Airbus 380F
(Quelle: www.rolls-royce.com)*

Die hohe Komplexität und vor allem der finanzielle Aufwand in der Entwicklung und Verbesserung von Flugzeugantrieben bewegte viele Hersteller dazu gemeinsam an neuen Konzepten zu forschen. Die ständige Verbesserungen aller Komponenten der Flugzeuge und im Speziellen der Triebwerke ist unabdingbar, deshalb wurde auch von Seiten der Europäischen Union in den vergangenen Jahren sehr stark in die verschiedensten EU-Forschungsprojekte wie DREAM¹, AIDA², NEWAC³, etc. investiert. Dies ist für Europa auch notwendig um weltweit gegenüber den amerikanischen Konzernen konkurrenzfähig zu bleiben.

¹ Validation of radical engine architecture systems

² Aggressive Intermediate Duct Aerodynamics for Competitive and Environmentally Friendly Jet Engines, gemeinsames Projekt aller europäischen Triebwerkshersteller

³ New Aero Engine Core Concepts, von der EU mit 71 Millionen Euro gefördertes Forschungsprogramm um CO₂- und NO_x- Emissionen zu verringern

1.2. Zukünftige Triebwerkskonzepte

Grundsätzliche Anforderungen an neue Antriebskonzepte sind möglichst niedrige Herstell- und natürlich auch niedrige Betriebskosten. Zusätzlich stellen immer höher werdende Umweltauflagen auch sehr große Herausforderungen dar. Bis etwa 2020 wird von den Triebwerksherstellern deshalb eine Reduzierung des spezifischen Treibstoffverbrauches, sprich Kerosinverbrauchs in Liter pro 100 Passagierkilometer auf 20–25 % angestrebt. Ein Überblick über die derzeitige und zukünftige Entwicklung des spezifischen Treibstoffverbrauches ist in Abbildung 1-4 zu sehen. In diesem Zusammenhang sollen die Stickoxidemissionen um 85 % im Vergleich zu den ICAO¹-Grenzwerte von 1996 verringert werden. Bei den Schallemissionen wird eine Verbesserung auf etwa 55 % angestrebt [Bräunling, 2009].

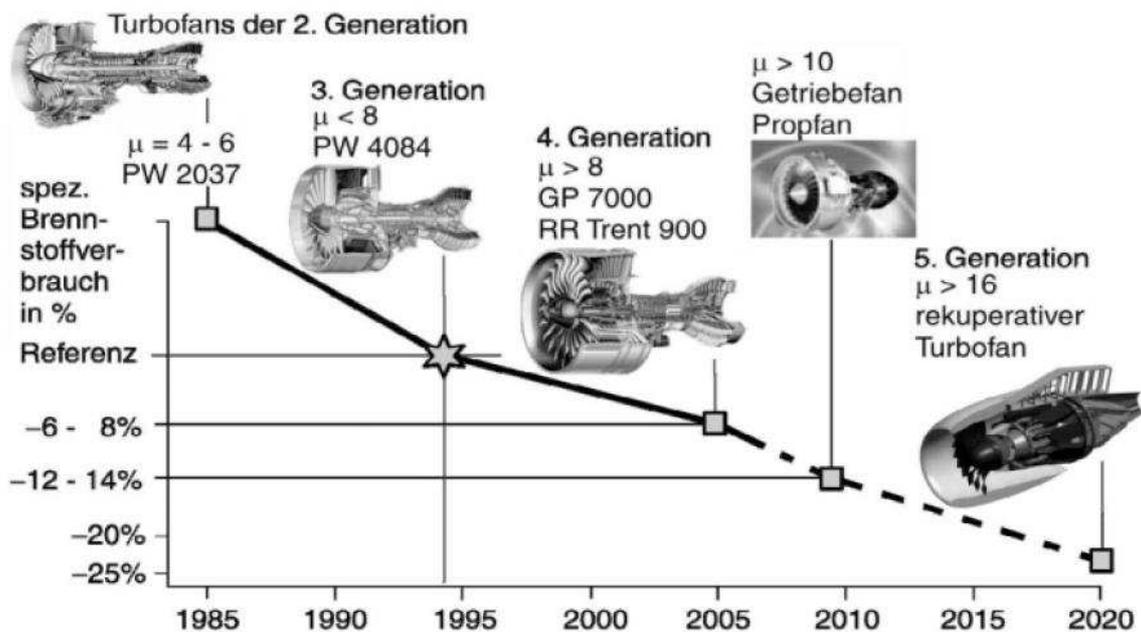


Abbildung 1-4 Bisherige und extrapolierte, zukünftige Entwicklung des spezifischen Brennstoffverbrauchs von zivilen Flugtriebwerken (Quelle: Bräunling, 2009)

Nennenswerte Schallminderung könnte durch eine Reduzierung der Umfangsgeschwindigkeiten im Fanblattspitzenbereich um Verdichtungsstöße bei Erreichung der Schallgeschwindigkeit zu vermeiden, oder durch eine Erhöhung des Bypassverhältnisses²

¹ International Civil Aviation Organisation

² Bypassverhältnis, Verhältnis aus dem Luftmassenstrom, der außerhalb der Brennkammer (Sekundärstrom) vorbeigeführt wird zu dem, der die Brennkammer innen (Primärstrom) passiert, engl. bypass ratio

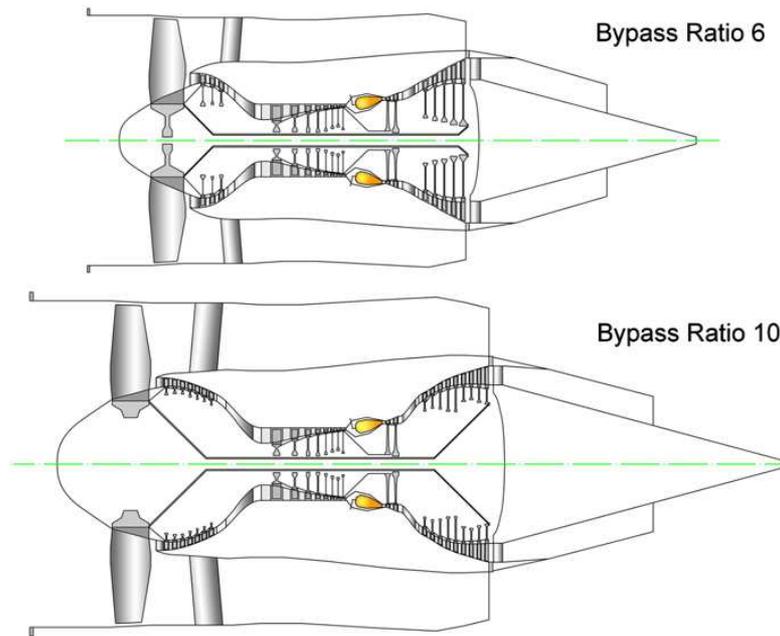
erreicht werden. Die Realisierung von höheren Bypassverhältnissen sind im Wesentlichen nur durch Schlüsseltechnologien, wie den Getriebefan mit schnelllaufender Niederdruckturbine, den rekuperativen Turbofan mit Zwischenkühlung und durch fortschrittliche Werkstoffe erreichbar [Bräunling, 2009]. Einige Triebwerkskonzepte werden nun in den folgenden Unterkapiteln besprochen.

1.2.1. High Bypass Ratio Engines

Zweikreistriebwerke werden auch als Bläser-, Zwei- oder Mantelstrom, Nebenstrom- oder Turbofantriebwerke bezeichnet. Hierbei wird der Fan oder Bläser von einer mehrstufigen Niederdruckturbine angetrieben und somit ein großer Teil der vom Triebwerk angesaugten Luft am Kerntriebwerk vorbeibeschnleunigt. Im Vergleich zum Turbojet sind hier die mittleren Strömungsgeschwindigkeiten geringer. Diese Gegebenheit verbessert den Vortriebwirkungsgrad und senkt den Treibstoffverbrauch und die Schallemissionen.

Der durch den Fan strömende Luftmassenstrom wird von diesem vorverdichtet und noch vor dessen Leitapparat durch einen so genannten Splitter in Haupt- und Nebenstrom aufgeteilt, wobei der Nebenstrom den Hauptschub des Triebwerkes liefert. Da der Außendurchmesser des Bläfers größer ist als der Einlassdurchmesser des Kerntriebwerks, dürfen dort aus schalltechnischen und aerodynamischen Gründen keine zu hohen Umfangsgeschwindigkeiten auftreten. Würde man also an den Schaufelspitzen in den Bereich der Schallgeschwindigkeit kommen, würde dies Verdichtungsstöße und eine entsprechende Lärmbelästigung mit sich bringen. Maßgebend für diese Geschwindigkeit ist der durch den Fan gehende Luftmassenstrom. Die Drehzahlabstimmung zwischen Fan und Gasgenerator richtet sich also nach dem Bypassverhältnis (Sekundärstrom : Primärstrom). Im Gegensatz zur Hochdruckturbine besteht die Niederdruckturbine aus einer großen Anzahl von Stufen (5 bis 7), was einen beträchtlichen Gewichtsanteil des Triebwerks darstellt. Um diese große Anzahl von Stufen und somit das Gewicht zu reduzieren, kann hier ein Untersetzungsgetriebe zwischen Niederdruckturbine und Fan geschaltet werden (siehe Kapitel 1.2.3).

Grundsätzlich gilt bei Turbofantriebwerken je größer das Bypassverhältnis ist, desto größer ist der Vortriebwirkungsgrad, deshalb geht die Entwicklung auch in Richtung höherer Nebenstromverhältnisse. Bei modernen Triebwerken liegt das Bypassverhältnis zwischen 5:1 und 9:1. Zukünftige Turbofantriebwerke sollen auf einem BPR über 10 arbeiten [Göttlich, 2011]. In Abbildung 1-5 sind zwei Turbofantriebwerke mit verschiedenen Bypassverhältnissen dargestellt.



*Abbildung 1-5 Turbofantriebwerke mit Bypassverhältnissen von 6:1 und 10:1
(Quelle: Göttlich, 2011)*

1.2.2. Advanced Turbofan

Die Triebwerkshersteller forschen derzeit an der Advanced Turbofan Technologie mit dem Ziel den Treibstoffverbrauch um 15–50 % zu verringern. Der Großteil dieser Forschung ist mit anderen, von der Europäischen Union unterstützten Projekten, wie Clean Sky verbunden. Die Basis dieser Forschungen bildet die Dreiwellentechnologie von Rolls Royce [Miller, 2009].

Das von MTU Aero Engines geleitete Projekt NEWAC beschäftigt sich auch mit dieser Technologie mit dem Ziel den CO₂-Ausstoß um 6 % und NO_x-Emissionen um 18 %, im Vergleich zu Triebwerken, wie dem Turbofan-Strahltriebwerk Trent 700, zu verringern.

Zu den verwendeten Technologien gehören rekuperative Konzepte, bei denen die aus dem Niederdruckverdichter strömende Luft vor dem Eintritt in den Hochdruckverdichter gekühlt wird. Das Abkühlen der Luft bewirkt einerseits eine Verbesserung des thermodynamischen Wirkungsgrades und andererseits eine Minderung der NO_x-Emissionen. Ein großer Vorteil des Advanced Turbofan-Konzeptes gegenüber anderen Technologien ist die nicht benötigte Veränderung der Flugzeugarchitektur und somit ein sich daraus ergebendes hohes Nachrüstpotential [Miller, 2009].

1.2.3. Geared Turbofan (GTF)

MTU Aero Engines sowie Pratt & Whitney forschen am Geared Turbofan Konzept. Dieses baut auch auf einem herkömmlichen Triebwerk auf, jedoch werden Niederdruckturbinen und Fan durch ein Untersetzungsgetriebe entkoppelt, siehe Abbildung 1-6. Somit kann der Fan mit einem Drittel der Geschwindigkeit der Niederdruckturbinen arbeiten, wobei Geräuschpegel und Treibstoffverbrauch deutlich reduziert werden. Die dadurch kleiner gestaltbare Niederdruckturbinen gleichen das zusätzliche, durch die Getriebebox eingebrachte Gewicht wieder aus.

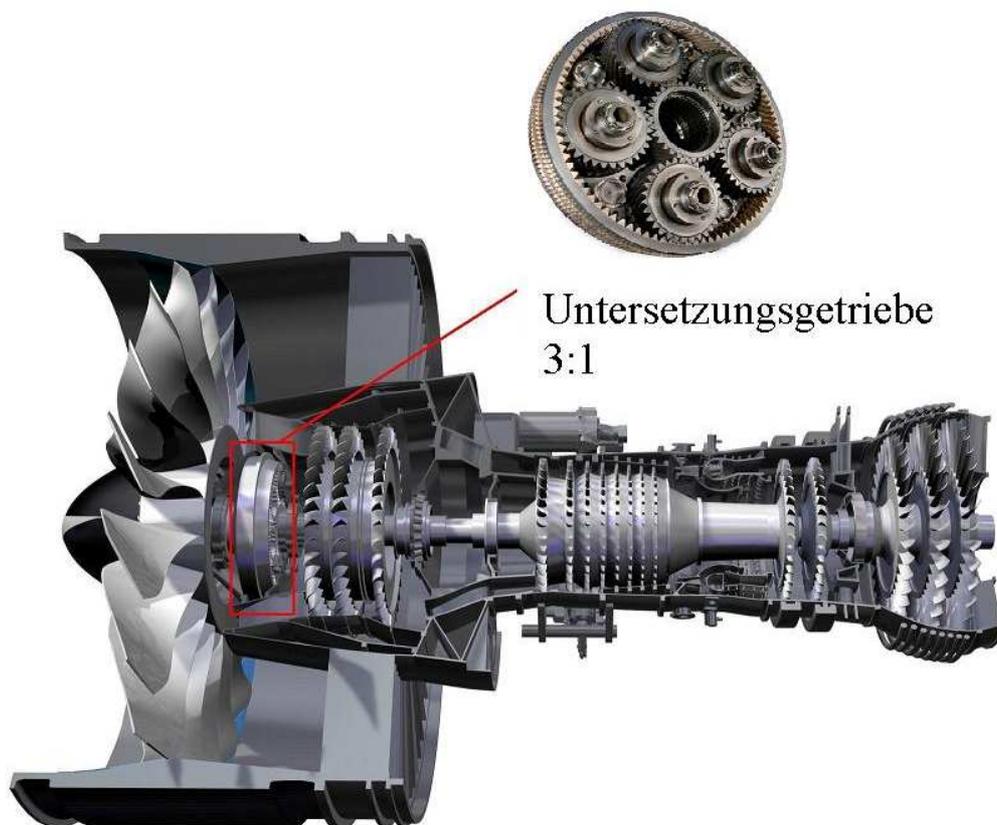


Abbildung 1-6 PW 1000G Zweiwellen-Triebwerk von Pratt & Whitney (Quelle: www.pw.utc.com)

Die erwartete Treibstoffersparnis durch das GTF-Konzept liegt bei 12–15 % in der ersten Generation und bei 23–25 % in den folgenden Entwicklungen [Volvo Aero Magazin, 2009]. Diese Effizienzsteigerung ist fast ausschließlich auf das hohe Bypassverhältnis zurückzuführen. Moderne GTF erreichen Bypassverhältnisse von 12 und höher.

1.2.4. Open-Rotor Technik

Infolge der hohen Anforderungen an die Triebwerkshersteller weniger Abgase, niedrigere Schallemissionen und höhere Effizienz zu erreichen, verfolgt Rolls-Royce und seine Joint Ventures das Konzept des Open-Rotors.

Diese Technik nutzt ein herkömmliches Kerntriebwerk zum Antrieb von zwei zusätzlichen, gegenläufigen Propellern mit Schaufelblättern in Sichelprofilausführung. Im Gegensatz zu konventionellen Strahl-Triebwerken werden mit diesem Konzept viel größere Luftmassen als Schubstrahl beschleunigt, daraus resultiert eine niedrigere benötigte Drehzahl und damit verbunden auch eine niedriger Treibstoffverbrauch und Schadstoffausstoß. Erwartet werden Treibstoffeinsparungen von bis zu 30 % [Miller, 2009]. Der Nachteil dieser Technik ist jedoch dadurch gegeben, dass die großen benötigten Durchmesser der Triebwerke völlig neue Flugzeugkonstruktionen und Geometrien erfordern und daraus folgend sehr großen Forschungs- und finanziellen Aufwand mit sich bringt. Nicht zu vernachlässigen ist auch die erhöhte Lärmbelastung durch die offene Bauweise.

1.3. Turning Mid Turbine Frame (TMTF)

Der Mid Turbine Frame (MTF) hat die Aufgabe die Strömung zwischen Hochdruck- und Niederdruckturbine zu führen, bis zu zwei Lagerungen der Turbinenwelle aufzunehmen und die Durchführung von Versorgungsleitungen zu gewährleisten. Die hohen mechanischen Anforderungen fordern dicke Stützrippen. Um die Baugröße und damit das Gewicht des Triebwerkes zu reduzieren, kommt eine Weiterentwicklung des MTF zur Anwendung, der sogenannte Turning Mid Turbine Frame (TMTF). Hier übernehmen die Stützrippen (struts) auch die Umlenkung der Strömung in Umfangsrichtung (turning struts) und ersetzen somit die nachfolgenden Leitschaufeln der Niederdruckturbine. In Abbildung 1-7 sieht man die Anordnung des MTF zwischen Hochdruckturbine (HDT) und Niederdruckturbine (NDT) und das Ersetzen der Leitschaufel der Niederdruckturbine durch die umlenkenden Stützrippen (turning struts) des Turning Mid Turbine Frames.

In Abbildung 1-8 ist der in dieser Arbeit untersuchte TMTF von MTU Aero Engines im Viertelschnitt dargestellt.

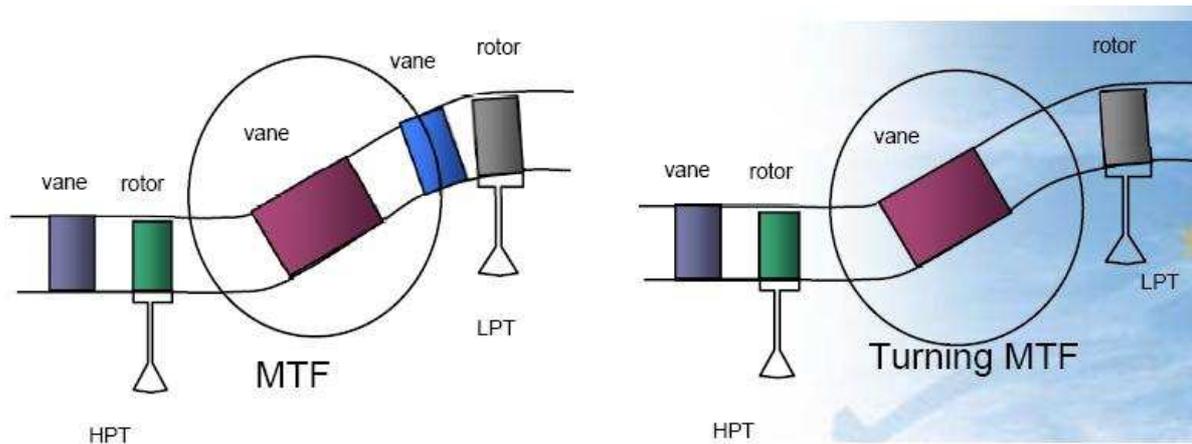


Abbildung 1-7 Position MTF und TMTF

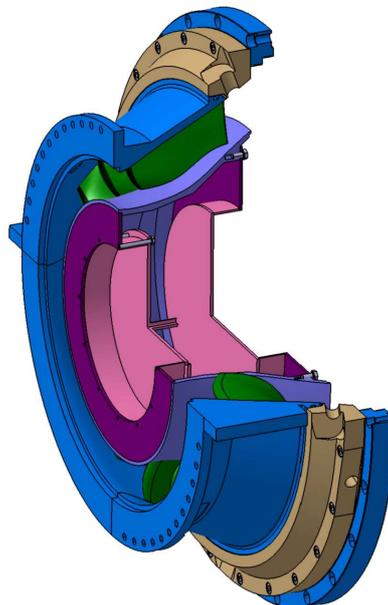


Abbildung 1-8 Viertelschnitt des untersuchten Turning Mid Turbine Frames, MTU Aero Engines

1.4. Projekt DREAM

Seit der Veröffentlichung der ACARE¹-Ziele ist der öffentliche und politische Druck zur CO₂-Reduzierung sehr stark angestiegen. DREAM (validation of Radical Engine Architecture systems) ist eine Antwort der Triebwerksgesellschaft auf diese Forderungen. Das DREAM-Konsortium, unter der Führung von Rolls Royce, besteht, wie in Abbildung 1-9 zu sehen, aus 44 Partnern aus 13 verschiedenen Ländern der Europäischen Union, der Schweiz, Türkei und Russland.

¹ Advisory Council for Aeronautics Research in Europe



Abbildung 1-9 DREAM Konsortium

Die ACARE Ziele beinhalten unter Anderem eine CO₂-Reduktion um 50 %, NO_x-Reduktion um 80 %, Lärmreduktion um 50 % und eine Reduzierung der Unfallrate um 80 % bis zum Jahre 2020 [ACARE, 2007].

Die Hauptaufgabe des Projektes DREAM ist es ein neuartiges Triebwerk auf Basis der Counter-Rotating Open-Rotor Technik zu entwickeln und damit einen Treibstoffverbrauch und CO₂-Ausstoß um 7 % unter den ACARE-Zielen zu erreichen. Hier ein Auszug aus dem Projekt:

„Our mission is to develop and validate technologies aimed at significantly reducing the engine specific fuel consumption and reducing the CO₂ while achieving acceptable noise levels”

Ein Prototyp dieses Open-Rotor Konzepts, der Ende der Achtzigerjahre gebaut wurde ist in Abbildung 1-10 zu sehen.

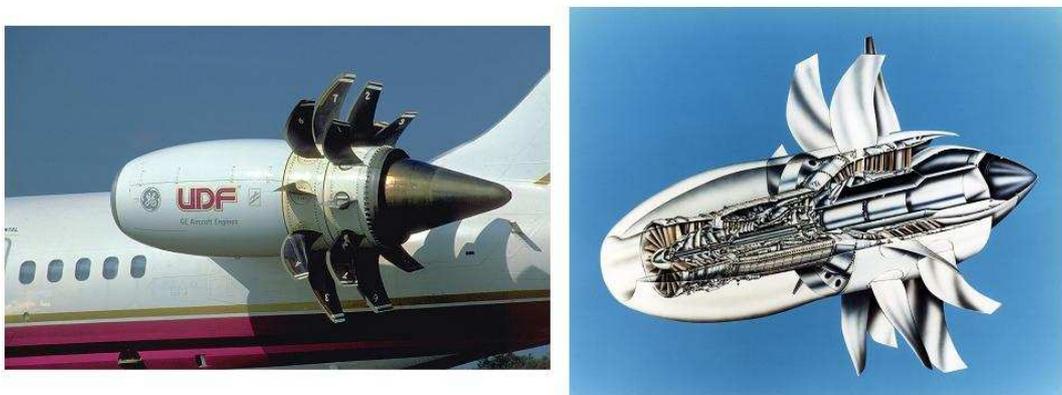


Abbildung 1-10 General Electric GE-36 (UDF¹ Engine)

¹ Unducted Fan

Da Open-Rotor Triebwerkskonzepte zwar effizienter, jedoch lauter als vergleichbare Bypass-Turbofantriebwerke sind, ist es notwendig Lösungen zu entwickeln, die den gegenwärtigen und zukünftigen ICAO¹ Standards entsprechen. Das zweite große Ziel von DREAM ist es, eine 3 dB Schallreduktion im Vergleich zum Standard des Jahres 2000 zu erreichen. Diese Ziele sollen durch Entwicklung und Erprobung an Prüfständen erreicht werden:

- Innovative Antriebskonzepte: ein mit einem Getriebe übersetztes und ein direkt angetriebenes Contra-Rotating Open-Rotor Konzept
- Architekturen mit neuartigen aktiven und passiven Systemen um Vibrationen zu reduzieren, die neben dem Open-Rotor Konzept auch für traditionelle Turbofantriebwerke konzipiert werden

Ein weiterer Punkt ist die Entwicklung von alternativen Kraftstoffen anstelle von Kerosin und die Erprobung dieser ohne nennenswerte Veränderungen an den Triebwerken vornehmen zu müssen. Alternative Kraftstoffe können Syntheseprodukte aus Biomasse, Kohle oder Erdgas sein, deren Eigenschaften nahe an denen des Standardkerosins liegen.

Die so entwickelten Technologien werden dann zusammen mit den alternativen Kraftstoffen durch eine modifizierte Version eines in NEWAC und VITAL² entwickelten Techno-Economic and Environmental Risk Assessment (TERA) Tool bewertet. Diese Bewertung erfolgt mit zwei Referenzflugzeugsystemen, an denen die DREAM Entwicklungen gemessen werden. Das erste ist ein innovatives Open-Rotor Konzept, das zweite eine konventionelles Kurzstreckenflugzeug mit Turbofantriebwerk basierend auf den NEWAC Anforderungen.

Konventionelle Propeller-Triebwerke haben bereits ihre Fähigkeit zur radikalen CO₂-Emissionsreduzierung gegenüber Turbofan-Triebwerken in Untersuchungen in den 1980er Jahren bewiesen. Dieser Eigenschaft standen jedoch eine Reduzierung der Geschwindigkeit ($M < 0,6$) und ein erhöhter Geräuschpegel gegenüber. Obwohl dies ein beträchtliches Potential in Bezug auf den Kraftstoffverbrauch aufzeigte, gab es Probleme mit dem Lärm, akustischer Ermüdung und Vibrationen in den Triebwerken. Die Forschungen wurden dann infolge der Erhöhung der Treibstoffpreise und des damals eher geringen Interesse an den Auswirkungen von CO₂ am Klimawandel eingestellt.

¹ International Civil Aviation Organisation: 1944 von 52 Nationen gegründet, mit dem Ziel einer sicheren und geordneten Entwicklung im internationalen Luftverkehr

² enVironmenTALly friendly aero engines: europäisches Projekt zur Reduktion von CO₂- und Lärmemissionen

Der Antrieb für das Projekt DREAM war der Einsatz moderner Methoden und Techniken um ein effizientes Open-Rotor-Propellertriebwerk, das in den Machbereichen der heutigen Kurzstreckenflugzeuge ($M=0,78$ bis $0,8$) arbeitet, zu entwickeln. Innerhalb dieses Projektes ist die Aufgabe des Instituts für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik die strömungstechnische Untersuchung neuer Zwischengehäuse (TMF), welche in direkter Zusammenarbeit mit MTU Aero Engines und Volvo Aero erfolgt.

1.5. Aufgabenstellung

Der Inhalt dieser Arbeit war, eine zukünftige Schlüsselkomponente im Triebwerksbau, den so genannten Mid Turbine Frame (MTF) zu untersuchen. An der transsonischen Versuchsturbinenanlage des Institutes für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik war es möglich diesen zu testen und somit die Einflüsse instationärer Effekte, wie Nachläufe, Stöße und andere Sekundäreffekte in der Strömung in diesem Bauteil zu dokumentieren. Durch die Traversierbarkeit des Hochdruckstators in Umfangsrichtung konnten die Auswirkungen der verschiedenen Relativpositionen (Clocking) von Hochdruck-Stator zu MTF strömungstechnisch untersucht werden.

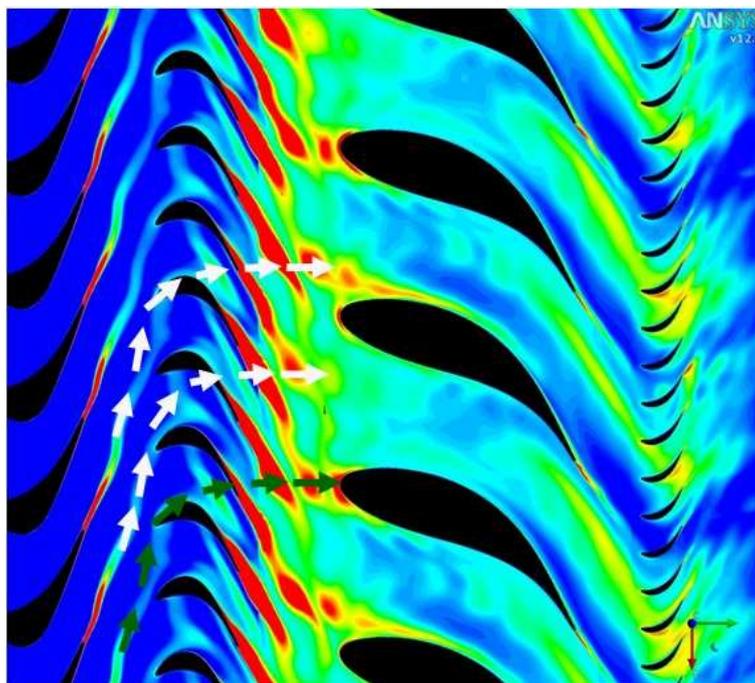


Abbildung 1-11 Nachläufe in der transsonischen Versuchsturbine

Die zerhackten Segmente, der in Abbildung 1-11 dargestellten Hochdruckstatornachläufe, passieren je nach Relativposition des HD Stators den MTF. Um die Hauptströmung so wenig

wie möglich zu stören, sollten diese Segmente möglichst direkt (grün markiert) auf den Stützrippen (struts) auftreffen. Die am besten dafür geeignete Clockingposition galt es in dieser Untersuchung zu ermitteln.

Die Aufnahme der Messwerte (instationäre Wanddrücke) erfolgte mit schnellen Druckmesssensoren, die im Innengehäuse des Mid Turbine Frames und in zwei Stützrippen instrumentiert wurden.

Mehrere anschließende Versuchsfahrten in verschiedenen Betriebspunkten an der transsonischen Versuchsturbinenanlage lieferten die Messdaten für die nachfolgende Auswertung. Zur Interpretation der Messergebnisse dienten so genannte Time-Space Plots und FFT-Analysen.

Die gewonnenen Erkenntnisse sollen dazu dienen ein besseres Verständnis der komplexen Strömungsvorgänge in Turbinen zu erlangen, um damit Maschinen mit besserem Wirkungsgrad entwickeln zu können.

2. Theoretische Grundlagen

Das folgende Kapitel beinhaltet eine Beschreibung des Funktionsprinzips der verwendeten Druckmesssensoren, theoretische Grundlagen zur Strömung in transsonischen Turbinenstufen, einen Überblick zur Grenzschichttheorie, theoretische Grundlagen zur Clcockinguntersuchung und den angewendeten Auswerteverfahren.

2.1. Funktionsprinzip der Kulite-Sensoren

Die in diesem Kapitel beschriebenen Grundlagen beziehen sich, wenn nicht anders markiert, auf ein von der Firma Kulite Semiconductor-Products zur Verfügung gestelltem Benutzerhandbuch.

2.1.1. Drucksensoren

Ein Drucksensor produziert eine elektrische Ausgangsgröße proportional zum angelegten Druck. Die Frequenz der Druckschwankung sollte niedriger sein als die Resonanzfrequenz des Sensors. Wenn nun ein Druck am Sensor anliegt, verformt sich die Membran und es verändert sich demzufolge das elektrische Ausgangssignal. In einem guten Drucksensor sollten sich die Deformation und der elektrische Output in einem großen Frequenzbereich direkt proportional zum Druck verhalten.

Die Kulite-Drucksensoren (Abbildung 2-1) zeichnen sich aufgrund ihrer geringen Größe und Masse, ihrem breitem Frequenzbereich, ihrer hohen Empfindlichkeit und ihrer Immunität gegen Beschleunigungen aus.



Abbildung 2-1 Kulite-Sensor, Typ XCE-062

Die Membran des Siliziumsensors trägt eine aus vier Dehnmessstreifen bestehende aufdiffundierte Wheatstonesche Messbrücke (siehe 2.1.4). Diese biegt sich infolge eines Druckunterschiedes zwischen Membranvorderseite und Membranrückseite durch, wobei sich aufgebrauchte elektrische Widerstände verändern. Bei einem Bezugsdruck sind alle Widerstände gleich groß und die Brückenspannung ist Null. Die Messbrücke gilt somit als abgeglichen. Eine Durchbiegung der Membran bewirkt ein Anwachsen der Brückenspannung.

2.1.2. Sensortypen

Grundsätzlich unterscheidet man 4 Drucksensortypen:

- a) Absolutdrucksensoren (psia)
- b) Relativdrucksensoren (psig)
- c) Differenzdrucksensoren (psid)
- d) versiegelte Differenzdrucksensoren (psid)

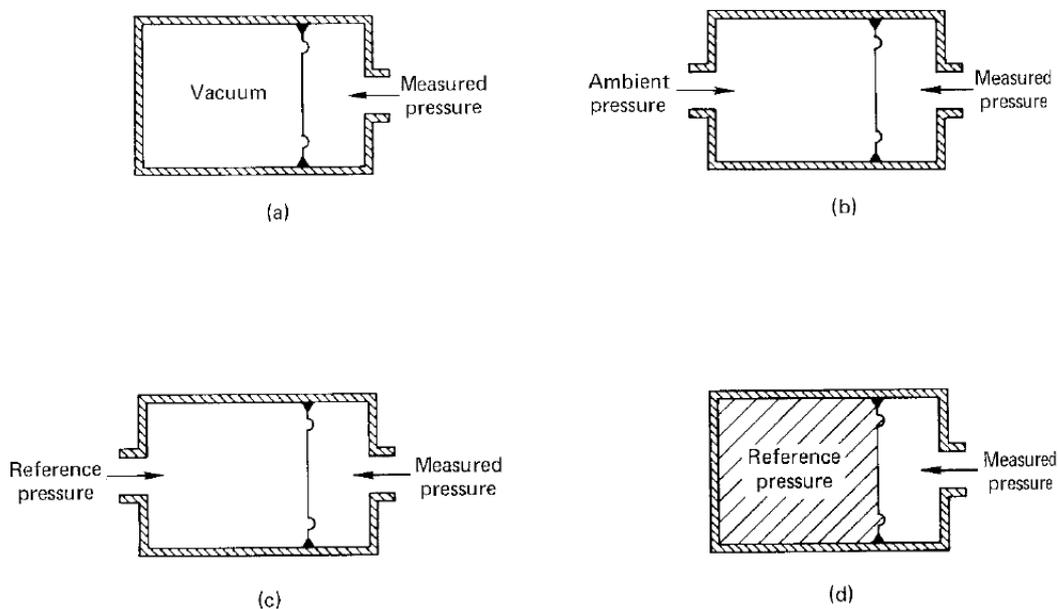


Abbildung 2-2 Verschiedene Sensortypen (Quelle: www.kulite.com)

Die in dieser Arbeit verwendeten Sensoren des Typs Kulite XCE-062 wurden im Differenzdruckmodus, siehe Abbildung 2-2(c) betrieben. Diese Serie von Druckmesssensoren ist für statische und dynamische Druckmessungen geeignet und ihr Temperatureinsatzbereich von -55°C bis 273°C und ihre hohe Eigenfrequenz von 240kHz ermöglichen den Einsatz in

vielen Anwendungsbereichen der Luft- und Raumfahrtindustrie. Je nach Ausführung können Drücke von 0 bis 35 bar erfasst werden. Der maximal erfassbare Messwert der in dieser Arbeit verwendeten Kulite-Sensoren liegt bei 1,7 bar. Genaue Daten zu den verwendeten Sensoren sind aus dem Datenblatt im Anhang A zu entnehmen.

2.1.3. Der Piezoresistive Effekt

Die hier verwendeten Drucksensoren gehören zur Gruppe der piezoresistiven Druckmesssensoren. Der piezoresistive Effekt beschreibt die Veränderung des elektrischen Widerstandes eines Materials unter der Einwirkung von mechanischen Zug- oder Druckbelastungen.

Eine technische Anwendung des piezoresistiven Effektes ist die Messung von Kraft und Druck mittels Dehnmessstreifen (DMS). Wenn ein elektrischer Leiter unter mechanischer Spannung steht, verändern sich seine Länge und Dicke in Abhängigkeit seiner Poissonzahl¹. Da der elektrische Strom dabei gezwungen wird einen längeren Weg durch einen schmaleren Querschnitt zurück zu legen, steigt der Widerstand im Leiter unter dem Einfluss mechanischer Spannung.

Die relative Widerstandsänderung dividiert durch die Längenänderung wird als gauge factor², G bezeichnet (siehe Formel 2-3).

Ein höherer k-Faktor bedeutet einen höheren Output für dieselbe Belastung, oder eine höhere Empfindlichkeit bezogen auf die Steifigkeit und Eigenfrequenz der Struktur. Der Proportionalitätsfaktor ist kristallrichtungs- und dotierungsabhängig (p-dotierte Halbleiter: $k > 0$, n-dotierte Halbleiter: $k < 0$). Halbleitermaterialien haben im Vergleich zu Metallen einen viel höheren Proportionalitätsfaktor.

Für die Messung der Dehnung eines Objektes oder wie in diesem Fall eines Drucksensors, wird der DMS direkt auf der Membran angebracht. Wird eine Last aufgebracht, verformen sich die Membran und die DMS. Der Widerstand des verformten DMS setzt sich aus seinem Grundwiderstand (unbelastet) und der durch die Deformation hervorgerufenen

¹ Querkontraktionszahl oder Querdehnzahl, sie ist definiert als negatives Verhältnis aus relativer Dickenänderung $\Delta d/d$ zur relativen Längenänderung $\Delta l/l$ bei Einwirkung einer äußeren Kraft oder Spannung

² im deutschsprachigem Raum auch als k-Faktor oder Proportionalitätsfaktor bezeichnet

Widerstandsänderung zusammen. Die relative Widerstandsänderung lässt sich aus der Änderung der Parameter für den elektrischen Widerstand eines Drahtes $R = \rho l/A$ berechnen, wobei ρ der spezifische Widerstand des Leiterwerkstoffes, A die Querschnittsfläche und l die Länge des Leiters ist.

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{1}{R} \left[\frac{\partial R}{\partial \rho} \Delta \rho + \frac{\partial R}{\partial l} \Delta l + \frac{\partial R}{\partial d} \Delta d \right] = \frac{\Delta \rho}{\rho} + \frac{\Delta l}{l} - \frac{2 \Delta d}{d} \quad \text{Formel 2-1}$$

Das negative Verhältnis aus der relativen Querschnittsänderung $\varepsilon_Q = \Delta d/d$ und der relativen Längenänderung $\varepsilon_L = \Delta l/l$ unter der Einwirkung einer mechanischen Belastung wird als Poissonzahl definiert.

$$\nu = - \frac{(\Delta d / d)}{(\Delta l / l)} = - \frac{\varepsilon_Q}{\varepsilon_L} \quad \text{Formel 2-2}$$

Der Proportionalitätsfaktor k charakterisiert die Größe des Messeffektes bei Dehnwiderständen und ist definiert durch

$$k = \frac{(\Delta R / R)}{(\Delta l / l)} = \frac{(\Delta R / R)}{\varepsilon_L} \quad \text{Formel 2-3}$$

Er gibt also die relative Änderung des Dehnwiderstandes R bezogen auf die relative Änderung seiner Länge l an [Quelle: Reif K., 2011]. Setzt man nun Formel 2-1 und Formel 2-2 in Formel 2-3 ein, so erhält man:

$$k = \frac{(d\rho / \rho)}{\varepsilon_L} + 1 + 2\nu \quad \text{Formel 2-4}$$

Für Metalle ändert sich der Widerstand nicht mit der Belastung, deshalb kann der erste Term der Gleichung (2-4) ignoriert werden, da die Widerstandsänderung in Metallen ausschließlich auf geometrische Effekte zurück zu führen ist. In Halbleitern ist der spezifische Widerstand

signifikant höher als der geometrische, piezoresistive Effekt. Daraus resultiert der große Proportionalitätsfaktor k .

Die Unterschiede in der Größenordnung der Proportionalitätsfaktoren von verschiedenen Materialien sind in Tabelle 2-1 zu sehen.

Tabelle 2-1 G-Faktoren verschiedener Materialien (Quelle: Reif K., 2011)

Material	k-Faktoren
Folien DMS	1,6...2,0
Dickschicht	12...15
Metall-Dünnschicht	1,4...2,0
Si-Dünnschicht	25...40
Si-monokristallin	100...150

Die Firma Kulite Semiconductors verwendet hauptsächlich p-dotiertes Silizium, das einen sehr hohen Proportionalitätsfaktor von bis zu 200 im Vergleich zum n-dotierten Silizium, welches auch einen hohen, aber negativen k -Faktor von bis zu -140 aufweist.

Halbleiter DMS nutzen den bei ihnen sehr stark ausgeprägten piezoresistiven Effekt. Entsprechend ihres hohen Proportionalitätsfaktors besitzen sie, wie zuvor erwähnt, eine viel höhere Empfindlichkeit als metallische DMS, weisen aber auch eine große, nicht lineare Temperaturabhängigkeit auf.

2.1.4. Die Wheatstone'sche Messbrücke

Im folgenden Kapitel soll nun ein Überblick zu der auf der Membran aufdiffundierten Messbrücke gegeben werden.

Messbrücken sind in der Messtechnik weit verbreitet. Mit ihnen sind alle physikalischen Größen, die sich eindeutig als Widerstände darstellen lassen, messbar. Messbrücken arbeiten nach dem Nullverfahren, müssen also von Hand oder automatisch abgeglichen werden.

Die erste Anwendung einer Brückenschaltung fand im Jahre 1843 von Charles Wheatstone zur Messung von Widerständen bei Gleichstrom statt. Das Prinzip dieser Wheatstoneschen Messbrücke liegt allen heute verwendeten Brückenschaltungen zu Grunde und zeichnet sich vor allem durch seinen einfachen Aufbau und seiner einfachen Bedienbarkeit aus [Merz, 1965].

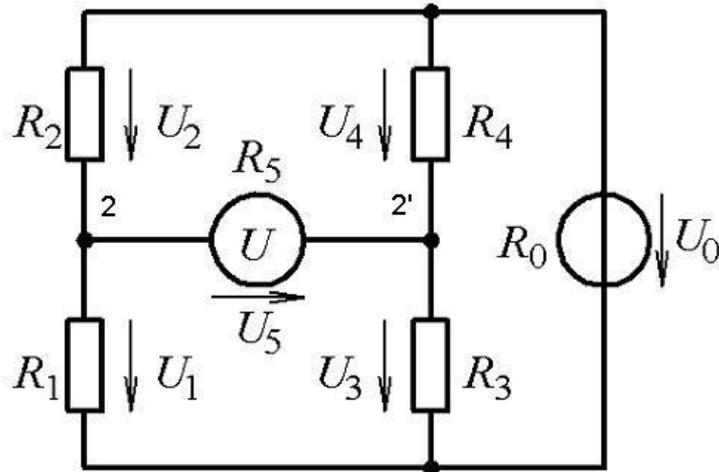


Abbildung 2-3 Prinzipschaltung der Wheatstonebrücke

Um einen der Brückenwiderstände bestimmen zu können, wählt man die übrigen drei Widerstände so, dass der Strom I_5 durch das Galvanometer Null wird. Die Abgleichbedingung der Brücke ist also $I_5=0$. Die Punkte 2 und 2' müssen also auf gleichem Potential liegen, das heißt das Teilverhältnis aus den Widerständen R_1 und R_2 und das Teilverhältnis aus den Widerständen R_3 und R_4 gebildeten Spannungsteiler müssen gleich sein:

$$U_0 \frac{R_1}{R_1 + R_2} = U_0 \frac{R_3}{R_3 + R_4} \quad ; \quad \frac{R_1}{R_2} = \frac{R_3}{R_4} \quad \text{Formel 2-5}$$

Wenn die drei übrigen Widerstände bekannt sind, lässt sich der vierte, gesuchte Widerstand aus dieser Beziehung berechnen. Da sich die Hilfsspannung U_0 aus der Abgleichbedingung herauskürzt, ist das Messergebnis unabhängig von dieser. Von äußerster Wichtigkeit ist bei allen Brücken eine ausreichende Empfindlichkeit des Nullinstrumentes, damit die Stromlosigkeit ($I_5=0$) mit genügender Genauigkeit festgestellt werden kann [Merz, 1965].

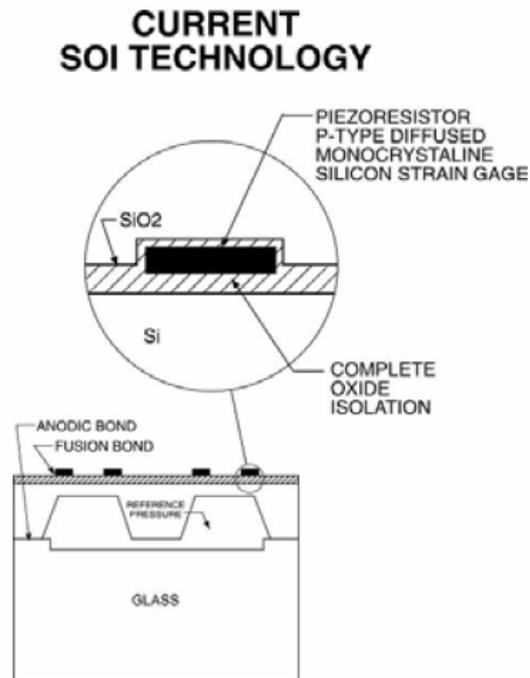


Abbildung 2-4 Piezoresistive, p-dotierte Siliziummembran

In Abbildung 2-4 sieht man die Einbettung der piezoresistiven Widerstände der Wheatstoneschen Messbrücke in der monokristallinen Siliziummembran der in dieser Arbeit eingesetzten Druckmesssensoren. Die Isolation der Widerstände gegenüber der Membran erfolgt durch eine dünne Siliziumdioxidschicht. Die Piezowiderstände messen somit die Spannung in der Siliziummembran als direkte Funktion des anstehenden Druckes. Um die Empfindlichkeit der Membran zu erhöhen, ist die Siliziumschicht in bestimmten Bereichen ausgedünnt.

Abbildung 2-5 zeigt die Verbindung der piezoresistiven Widerstände (dunkle Bereiche) zu einer Wheatstoneschen Messbrücke.

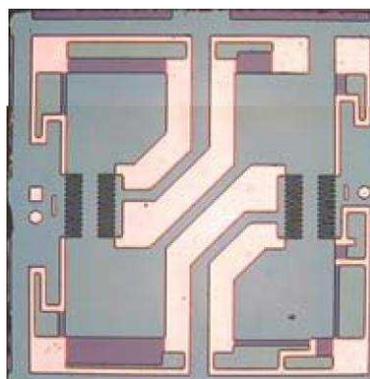


Abbildung 2-5 Vergrößertes Foto einer Siliziummembran

2.2. Grenzschicht-Theorie

Ende des 19. Jahrhunderts war die Strömungsmechanik in zwei, noch kaum miteinander in Verbindung stehende Teile auseinander gefallen. Die eine Seite bildete die von der Eulerschen Bewegungsgleichung ausgehende theoretische Hydromechanik. Da diese jedoch sehr oft im starken Widerspruch zu den Erfahrungen stand, hatte sie in der Praxis nur geringe Bedeutung. Daraus folgend entwickelten die mit praktischen Problemen konfrontierten Ingenieure, eine stark empirisch ausgerichtete Wissenschaft, die Hydraulik [Schlichting, Gersten 2006]. Schon damals war bekannt, dass die großen Diskrepanzen der Ergebnisse aus der theoretischen Hydromechanik und der Praxis aus der Vernachlässigung der Reibung in der Theorie resultiert, doch erst Ludwig Prandtl erkannte Anfang des 20. Jahrhunderts, dass die Strömung in der Umgebung eines Körpers bei hohen Reynoldszahlen in zwei Bereiche unterteilt werden kann:

- eine sehr dünne Schicht (Grenzschicht), in der die Reibung eine bedeutende Rolle spielt und
- das übrige Gebiet außerhalb dieser Schicht, in der die Reibung vernachlässigt werden kann.

Somit legte er mit der Theorie der Prandtl'schen Grenzschicht oder Reibungsschicht den Grundstein die Theorie und die Praxis wieder zusammen zu führen. Zu den wichtigsten Anwendungsgebieten der Grenzschichttheorie gehört die Berechnung des Reibungswiderstandes von umströmten Körpern. Beispiele dafür sind der Widerstand einer längsangeströmten ebenen Platte, der Strömungswiderstand eines Flugzeugflügels oder einer Turbinenschaufel [Schlichting, Gersten 2006].

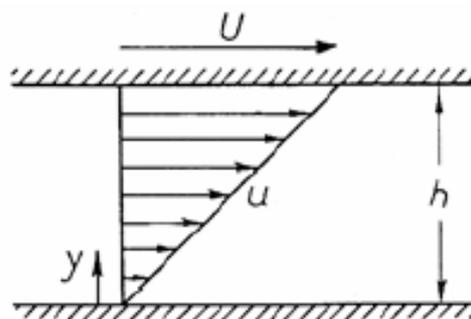
Eine Eigenschaft der Grenzschicht ist es, dass in unmittelbarer Wandnähe Rückströmung auftreten kann. Damit sind dann auch eine Ablösung der Grenzschicht und eine Verwirbelung an der Rückseite des umströmten Körpers verbunden. Zur Berechnung des hieraus resultierenden Druckwiderstands des umströmten Körpers liefert die Grenzschichttheorie den Zugang. Die Grenzschichttheorie gibt also Auskunft darüber, wie die Form eines umströmten Körpers aussehen muss, um schädliche Ablösungen zu vermeiden. Auf die gleiche Art und Weise können auch Durchströmungen von Strömungsmaschinen, Diffusoren und Düsen beschrieben werden [Schlichting, Gersten 2006].

Bei der Strömung eines viskositätsfreien Fluids treten zwischen den angrenzenden Schichten nur Normalkräfte (Drücke) aber keine Tangentialkräfte (Schubspannungen) auf. Ein ideales Fluid setzt also gleichbedeutend damit einer Formänderung keinen inneren Widerstand entgegen. Die Theorie der idealen Fluide liefert in vielen Fällen ausreichende Beschreibung von realen Strömungen, versagt jedoch vollständig bei der Beschreibung von Strömungswiderständen von Körpern. Sie liefert hierbei die Aussage, dass ein Körper, der sich mit Unterschallgeschwindigkeit durch ein ideales Fluid bewegt keinen Strömungswiderstand erfährt (D'Alembertsches Paradoxon). Dieses Ergebnis ist darauf zurück zu führen, dass in realen Fluiden zwischen den Schichten im Inneren und zwischen Fluid und Wänden zusätzlich zu den Normalkräften auch Tangentialkräfte übertragen werden. Diese Tangential- oder Reibungskräfte sind von der Viskosität der Flüssigkeit abhängig. Fluide, wie Luft und Wasser weisen eine sehr geringe Viskosität auf [Schlichting, Gersten, 2006].

Die Viskosität einer Flüssigkeit, kann man sich am besten mit einem Versuch vorstellen, bei dem die Strömung zwischen zwei sehr langen, ebenen Platten betrachtet wird. Eine der Platten steht still, die andere bewegt sich in ihrer eigenen Ebene mit der Geschwindigkeit U . Der Druck sei im ganzen Fluid konstant. Aus dem Versuch erhält man die Auskunft, dass das Fluid an beiden Platten haftet, sodass die Geschwindigkeit an der unteren Platte gleich Null und an der oberen Platte gleich U ist [Schlichting, Gersten, 2006]. Im einfachsten Fall (newtonsches Fluid, konstante Temperatur) stellt sich eine lineare Geschwindigkeitsverteilung ein, siehe Abbildung 2-6. Die Geschwindigkeit ist dem Abstand y proportional, es gilt:

$$u(y) = \frac{y}{h} U$$

Formel 2-6



*Abbildung 2-6 Geschwindigkeitsverteilung zwischen zwei ebenen, parallelen Platten (Couette Strömung)
(Quelle: Schlichting und Gersten, 2006)*

Um den Bewegungszustand aufrecht zu erhalten muss an der oberen Platte eine Tangentialkraft angreifen, die der Reibungskraft im Fluid das Gleichgewicht hält. Nach den Versuchsergebnissen ist die Schubspannung τ (Kraft pro Plattenfläche) proportional zu U/h , wofür im allgemeinen Fall auch du/dy [1/s] eingesetzt werden kann. Der Proportionalitätsfaktor η zwischen τ und du/dy ist ein Stoffwert des Fluids, da er für den Impulstransport senkrecht zur Hauptströmung sorgt, wird er auch als Transporteigenschaft eines Fluides bezeichnet. Der stark temperaturabhängige Wert ist für leichtviskose Fluide, wie Wasser, Luft oder Alkohol klein und für sehr viskose Fluide, wie Öl oder Glycerin groß [Schlichting, Gersten, 2006].

Somit ergibt sich das Elementargesetz der Fluidreibung:

$$\tau = \eta \frac{du}{dy} \left[\frac{kg}{ms^2} \right], \left[\frac{N}{m^2} \right] \quad \text{Formel 2-7}$$

Die Wandschubspannung ist ein Maß für die übertragenen Tangentialkräfte. Die von der Temperatur stark abhängige Materialkonstante η in [Pa.s] wird als Viskosität des Fluids bezeichnet. Die in Formel 2-7 dargestellte Gleichung wird als Newtonsches Reibungsgesetz bezeichnet und kann als Definitionsgleichung für die Viskosität aufgefasst werden. Es muss jedoch berücksichtigt werden, dass die hier betrachtete Bewegung einen sehr einfachen Spezialfall darstellt.

Bei allen Strömungen in denen Trägheits- und Reibungskräfte zusammenwirken, spielt der Quotient aus der Viskosität η und der Dichte ρ , der als kinematische Viskosität bezeichnet wird, eine wichtige Rolle.

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \left[\frac{m^2}{s} \right] \quad \text{Formel 2-8}$$

Die Viskosität ist im Allgemeinen eine Funktion von Druck und Temperatur, wobei die Temperaturabhängigkeit dominiert. Mit steigender Temperatur nimmt die Viskosität von Gasen zu, die von Flüssigkeiten ab.

Alle Gase und viele technisch wichtige Flüssigkeiten, wie zum Beispiel Wasser, zeigen newtonsches Verhalten, d.h. es besteht ein linearer Zusammenhang zwischen der Schubspannung τ und dem Geschwindigkeitsgradienten du/dy . Bei nicht-Newtonschen Fluiden besteht kein linearer Zusammenhang.

In den zwei nachfolgenden Kapiteln werden nun die laminare und die turbulente Ausbildungsform der Grenzschichtströmung behandelt.

2.2.1. Laminare Grenzschichtströmung

In Abbildung 2-7 sieht man eine Aufnahme einer Strömung längs einer ebenen Platte, wobei die Strichlängen der Teilchen proportional ihrer Strömungsgeschwindigkeit sind. Man kann erkennen, dass sich in Plattennähe eine dünne Schicht befindet, in der die Geschwindigkeit wesentlich kleiner ist als die Geschwindigkeit in größerem Abstand von der Platte. In der laminaren Grenzschichtströmung strömen die Fluidteilchen in parallelen Bahnen ohne Querbewegungen normal zur Strömungsrichtung. Die Zunahme der Dicke dieser Schicht ist in Abbildung 2-8 zu sehen.

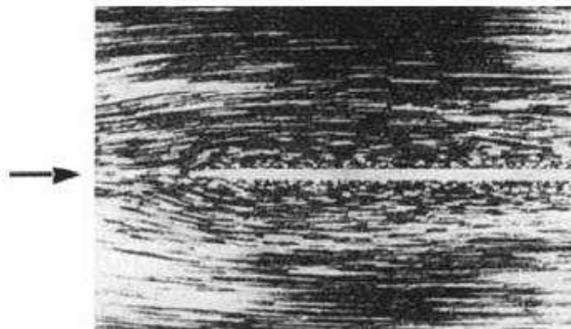


Abbildung 2-7 Strömung längs einer ebenen dünnen Platte (Quelle: Schlichting und Gersten, 2006)

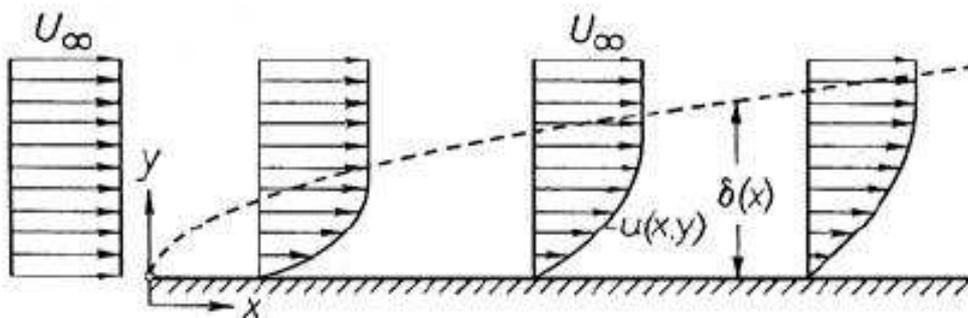


Abbildung 2-8 Schematische Darstellung einer Grenzschicht an einer längsangeströmten ebenen Platte (Quelle: Schlichting und Gersten, 2006)

Grund für diese Zunahme ist die durch Reibung verursachte Abbremsung der Fluidteilchen. Der Übergang von der Grenzschichtströmung zur Außenströmung vollzieht sich bei der laminaren Strömung kontinuierlich, sodass eine genaue Grenze nicht festgelegt werden kann. In der Praxis wird die Grenze meist dort gelegt, wo die Geschwindigkeit einen gewissen Prozentsatz (z.B. 99 %) der Außenströmung erreicht hat [Schlichting, Gersten, 2006].

2.2.2. Turbulente Grenzschichtströmung

In der turbulenten Grenzschichtströmung kommt es zu chaotischen Bewegungen der Teilchen quer zur Hauptströmungsrichtung, wodurch es zu einem höheren Impulsaustausch kommt, welcher auch zu einem besseren Wärme- und Stoffaustausch führt. Es kommt hierbei aber auch zu einem höheren Reibungswiderstand.

Die nach O. Reynolds benannte Reynolds-Zahl ist eine sehr wichtige Kennzahl der Strömungsmechanik und gibt über den Einfluss der Zähigkeit Auskunft und ist ein Maß für die Turbulenz. Sie stellt das Verhältnis von Trägheits- zu Zähigkeitskräften dar.

$$Re = \frac{\rho V d}{\eta} = \frac{V d}{\nu} = \frac{\text{Trägheitskräfte}}{\text{Zähigkeitskräfte}} \quad \text{Formel 2-9}$$

Wobei ν die kinematische Viskosität, der Quotient aus der dynamischen Viskosität η und der Dichte ρ ist. Die Reynolds-Zahl ist vom Fluid, der Strömungsgeschwindigkeit, der durchströmten Geometrie, der Wandrauigkeit, der Temperatur und von Störungen in der Strömung abhängig.

Da viele technisch wichtige Fluide, wie Wasser oder Luft sehr kleine Viskositäten aufweisen treten in der Praxis zum größten Teil Strömungen mit sehr hohen Reynolds-Zahlen auf. Der Grenzfall $Re = \infty$ zeigt die Strömung eines idealen Fluids. Wirkliche Strömungen mit sehr großen Reynolds-Zahlen werden von diesem Fall kaum unterschieden [Schlichting, Gersten, 2006].

In der Praxis bleibt die Grenzschicht nicht über die gesamte Plattenlänge laminar. Nach einem bestimmten Abstand von der Vorderkante $x = x_{\text{krit}}$ wird die Grenzschicht turbulent. Die Lage von x_{krit} wird durch die kritische Reynoldszahl Re_{krit} bestimmt.

Rohr:
$$Re_{krit} = \left(\frac{U_{\infty} d}{\nu} \right)_{krit} = 5 * 10^5$$
 Formel 2-10

Platte:
$$Re_{krit} = \left(\frac{U_{\infty} x}{\nu} \right)_{krit} = 2300$$
 Formel 2-11

Man bezeichnet den Übergang von laminare in turbulente Grenzschicht als Transition. Obwohl es sich hier um einen Bereich endlicher Länge handelt, spricht man hier vereinfacht von einem Umschlagpunkt, mit der Vorstellung, dass hier die Transition schlagartig abschließt. Der Zahlenwert von Re_{krit} ist stark von der Störungsfreiheit in der Außenschicht abhängig, wobei bei starken Störungen Werte von $Re_{krit} = 3 \times 10^3$ und bei störungsfreien Außenschichten schon Werte von bis zu $Re_{krit} = 3 \times 10^6$ erreicht worden sind. Beim Übergang von laminarer zur turbulenter Strömung beobachtet man ein plötzlich starkes Ansteigen der Grenzschichtdicke und der Wandschubspannung [Schlichting, Gersten, 2006].

Viskose Unterschicht

Bei laminaren Grenzschichten ist die Grenzschicht jener Bereich, in dem die Viskosität des Fluids Einfluss hat. Bei einer turbulenten Grenzschicht beschränkt sich jedoch der Einfluss der Viskosität auf einen im Vergleich zur Grenzschichtdicke sehr kleinen Bereich in Wandnähe. Man bezeichnet diese Schicht als Viskose Unterschicht oder viskose Wandschicht. Der Aufbau einer solchen turbulenten Grenzschicht entlang einer ebenen Wand ist in Abbildung 2-9 dargestellt. In der unteren Schicht dominiert der laminare Anteil der Schubspannung, der durch die Viskosität des Mediums beeinflusst wird. In dieser viskosen Unterschicht herrscht eine laminare Strömung. In der turbulenten Innenschicht haben laminare und turbulente Anteile in der Schubspannung in etwa die gleiche Größenordnung. In der turbulenten Außenschicht überwiegen turbulente Schubspannungen.

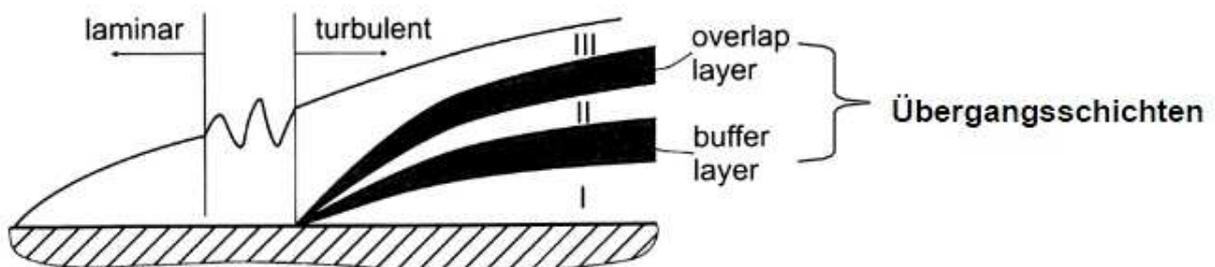


Abbildung 2-9 Aufbau einer turbulenten Grenzschicht entlang einer ebenen Wand

(Quelle: Brenn, et al. 2003)

Bei der Strömung entlang beliebig gekrümmter Wände zeigen Messungen, dass die turbulente Außenschicht in zwei Teile zerfällt, siehe Abbildung 2-10. Im nahe an der Wand liegenden Teil wirken sich Krümmung und damit der Druckgradient der Außenströmung nur geringfügig aus, deshalb gilt dort weiterhin das logarithmische Wandgesetz. Im weiter von der Wand entfernten Teil muss jedoch dieser Krümmungseinfluss berücksichtigt werden.

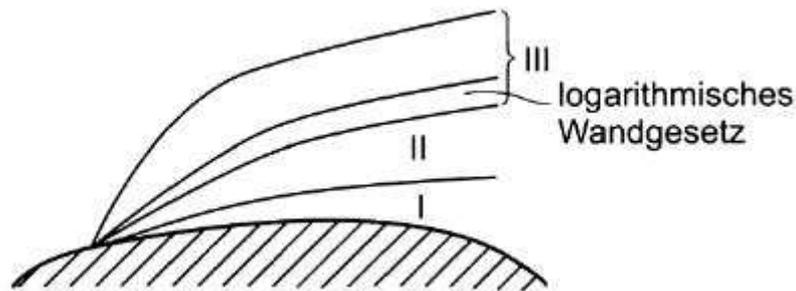


Abbildung 2-10 Aufbau der Grenzschicht entlang gekrümmter Wände (Quelle: Brenn, 2003)

2.3. Strömung in einer transsonischen Turbinenstufe

Treten im Relativsystem der Rotorbeschaufelung Zonen auf, in denen die Geschwindigkeit größer ist als die Schallgeschwindigkeit ($M > 1$), so spricht man von einer transsonischen Turbinenstufe. Bei gleichzeitigem Abbau des statischen Druckes und Beschleunigung im Absolutsystem des Stators und im Relativsystem des Rotors stellt sich bei hoch belasteten Turbinenstufen Überschallströmung im Bereich der Hinterkanten ein.

Die Zuströmung liegt im Normalfall im subsonischen Bereich ($M < 1$). Im Gegensatz dazu liegt die Zuströmung bei supersonischen Turbinen im Überschallbereich. Turbinen dieser Bauart haben sehr scharfe Eintrittskanten und arbeiten nur in einem schmalen Betriebspunkt mit einem guten Wirkungsgrad.

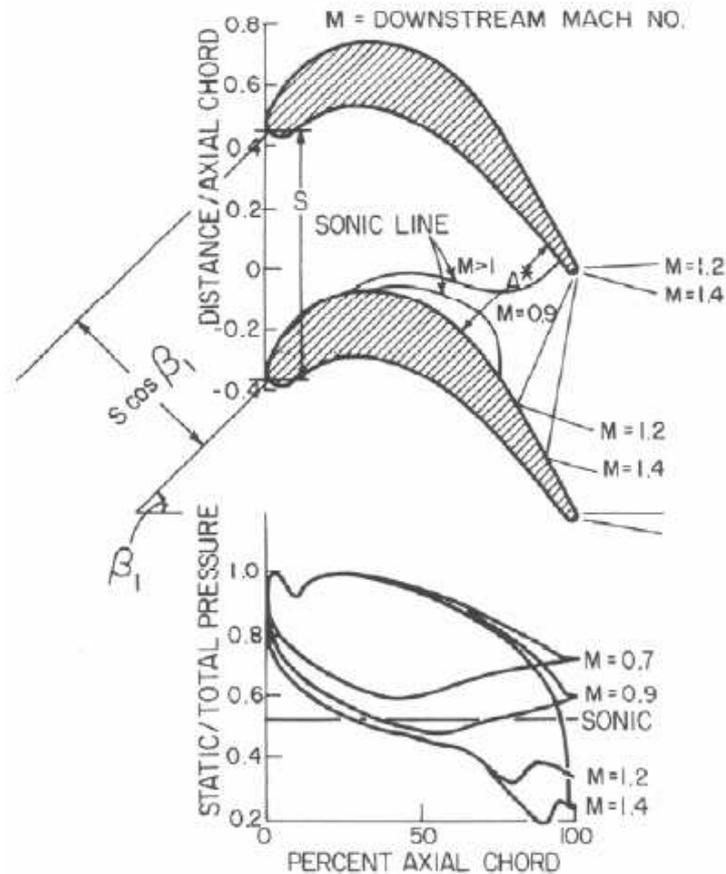


Abbildung 2-11 Transsonische Kaskadenströmung (Quelle: Lakshminarayana, 1996)

Abbildung 2-11 zeigt einen von Dring und Heiser durchgeführten Kaskadenversuch bei dem der Übergang von Unterschall- zur Überschallströmung durch eine Variation der Abströmmachzahl beschrieben wird. Bei $M = 0,7$ ist die gesamte Strömung subsonisch, wobei der Druckverlauf an der Druck- und Saugseite glatt und das Druckgefälle moderat ist. Bei $M = 0,9$ bildet sich bereits ein kleiner Bereich mit Überschallströmung an der Saugseite aus. Durch die höhere Machzahl ergibt sich hier ein größeres Druckgefälle. Dieser Betriebspunkt mit einem großen Druckgefälle, einem kleinen supersonischen Gebiet und einem kleinen Verdichtungsstoß weist wahrscheinlich den besten Wirkungsgrad durch das Ausbleiben eines ausgeprägten Stoßes (shock) in der stark beschleunigten Strömung auf. Er ist typisch für die heute eingesetzten Flugtriebwerke. Bei Erhöhung der Anströmmachzahl oder einer Absenkung des Gegendruckes herrscht auf der gesamten Kanalbreite Überschallströmung, es kommt zu einem Verdichtungsstoß. Bei weiterer Erhöhung der Machzahl wandert dieser Verdichtungsstoß stromabwärts bis er die Hinterkante erreicht [Lakshminarayana, 1996].

Bei einem Verdichtungsstoß kommt es zu einem schlagartigen Anstieg des statischen Druckes, die Strömung verzögert und beschleunigt dann weiter (siehe $M = 1$ und $M = 1,2$).

Prinzipiell bewirken Verdichtungsstöße also eine Wirkungsgradverschlechterung, die aber bei Reduktion der Stufenanzahl durch Gewichts- und Kosteneinsparung wieder aufgewogen wird. Indes ist es aber wichtig diese Verlustmechanismen zu untersuchen und wenn möglich zu verbessern.

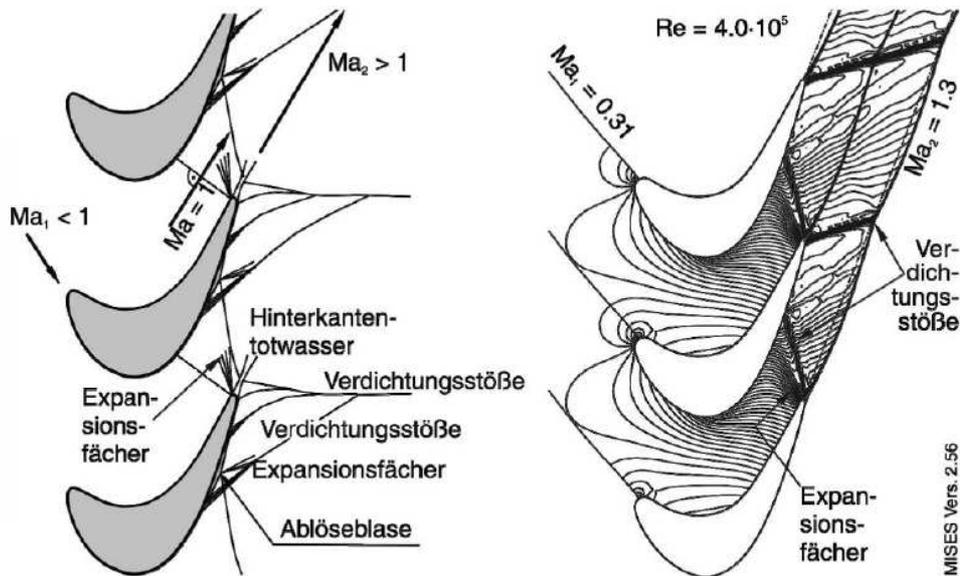


Abbildung 2-12 Strömungsfeld eines stark umlenkenden transsonischen Nebenschnittgitters eines Turbinenlaufrades: links Zeichnung des Strömungsfeldes der Schlierenfotografie, rechts reibungsbehaftete numerische Berechnung eines ähnlichen Strömungsfalles (Quelle: Bräunling, 2009)

Abbildung 2-12 zeigt die Strömungsverhältnisse eines mit Unterschall an und mit Überschall abströmenden transsonischen Turbinengitters. Im engsten Querschnitt wird die Machzahl $Ma_e = 1$ erreicht. In den Hinterkantenbereichen der Beschaukelung bilden sich Totwassergebiete aus. Ausgehend von diesen bilden sich schräge Verdichtungsstöße aus, die dann in das Abströmfeld laufen. Druckseitige Verdichtungsstöße werden auf der Saugseite des Nachbarprofils reflektiert. Bei diesem Vorgang löst sich die saugseitige Grenzschicht örtlich ab und legt sich etwas später wieder an. Die dabei entstehende Ablöseblase bildet sich bereits vor der Reflexionsstelle des einfallenden Stoßes. Die örtliche Kontur an der Reflexionsstelle der Blase nimmt eine konvexe Form an und führt dazu, dass sich der Stoß als Expansionsfächer reflektiert wird. In den konkaven Krümmungen zu Beginn und Ende der Blase bilden sich noch weitere Verdichtungsstöße aus. Dadurch entsteht ein sehr komplexes, wechselwirkendes Strömungsfeld mit Verdichtungsstößen, Expansionsfächer und Grenzschichteffekten [Bräunling, 2009].

Eine weitere Besonderheit in der Strömung durch Turbinenstufen stellen die Spaltströmungen dar. Sie entstehen zwischen stehenden und drehenden Bauteilen. Hier betrachtet zwischen bewegten Rotorscheaufeln und stehenden Gehäuse (siehe Abbildung 2-13).

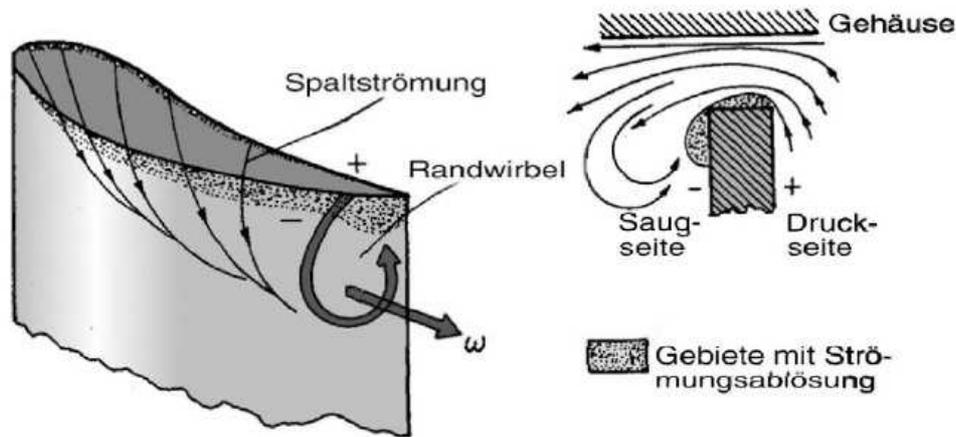


Abbildung 2-13 Spaltverluste in der Turbinenströmung (Quelle: Bräunling, 2009)

Grund dafür ist der Druckausgleich zwischen Druck- und Saugseite der Rotorbeschaufelung, welcher zu einer Strömung von einem höheren zu einem niedrigeren Druckniveau führt. Dieser Spaltströmung ist die Hauptströmung von Vorder- zur Hinterkante überlagert, was zu einer Wirbelbildung führt. Der Massenstromanteil der Spaltströmung nimmt nicht am Energieaustausch in der Turbomaschine teil und ist daher als Verlust zu bewerten. Er ist abhängig von der Größe des Spaltes, der thermodynamischen Belastung der Schaufeln und dem Druckunterschied von Druck- und Saugseite.

Die Spaltströmung und ihre Wechselwirkung mit den Strömungsregionen in einer Turbomaschine führen zu komplexen Strömungsphänomenen mit großer Bedeutung für die Turbomaschinenverluste. Eine ungefähre Bezifferung dieses Verlustes würde zwischen 20–35 % am Anteil der gesamten Strömungsverluste in Turbomaschinen liegen [Bräunling, 2009].

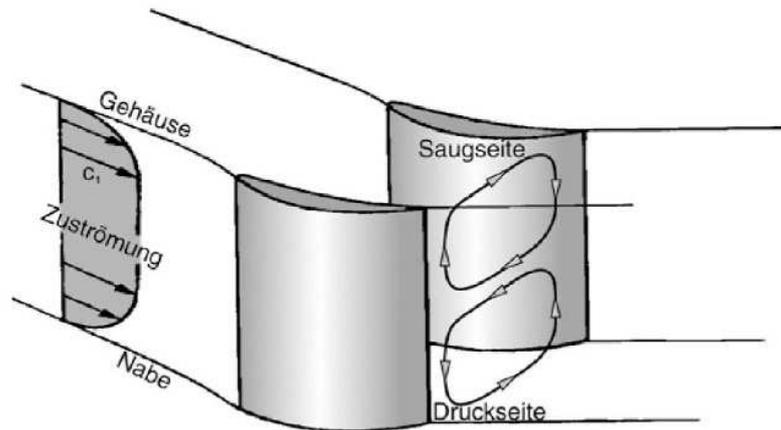


Abbildung 2-14 Kanalwirbel in einer Statorbeschaufelung (Quelle: Bräunling, 2009)

Eine andere Sekundärströmung sind die Kanalwirbel (siehe Abbildung 2-14). Sie bilden sich dadurch aus, da die Strömung an den Begrenzungen (Gehäuse und Nabe) des durchströmten Gitters abgebremst wird (Grenzschicht) und sich somit eine Strömung von der Druckseite einer Schaufel, quer zum Strömungskanal zur Saugseite der Nachbarschaufel ausbilden kann. Diese wird auf der Mitte der Schaufelhöhe wieder zurückgeführt und bildet somit die Kanalwirbel [Lechner, Seume, 2003].

2.4. Clocking

Unter Clocking versteht man eine Möglichkeit zur Effizienzsteigerung durch die Veränderung der relativen Umfangs- und Axialpositionen aufeinander folgender Leitschaufelreihen mit der gleichen Schaufelanzahl oder einem ganzzahligen Verhältnis derselben. Mit Clocking versucht man also mit Strömungsoptimierung den Wirkungsgrad von thermischen Turbomaschinen zu steigern.

Eine der ersten Arbeiten zum Thema „Clocking“ wurde von Huber et al. (1996) veröffentlicht. Hier wurde eine zweistufige Turbine mit 6 verschiedenen Stator-Stator-Positionen (Clockingpositionen) untersucht. Ziel war die Ermittlung der Variation des isentropen Totalwirkungsgrades und des Gesamtwirkungsgrades (errechnet aus Drehmoment und Drehzahl). Beide Größen zeigten eine Variation von 0,3 %. Aufgrund starker dreidimensionaler Effekte, zeigte eine Wirkungsgradanalyse über die Kanalhöhe und in Abhängigkeit der Statorposition, verschiedene optimale Clockingpositionen für verschiedene Radien. Im Mittenschnitt zeigte sich eine Wirkungsgradvariation von 0,8 %.

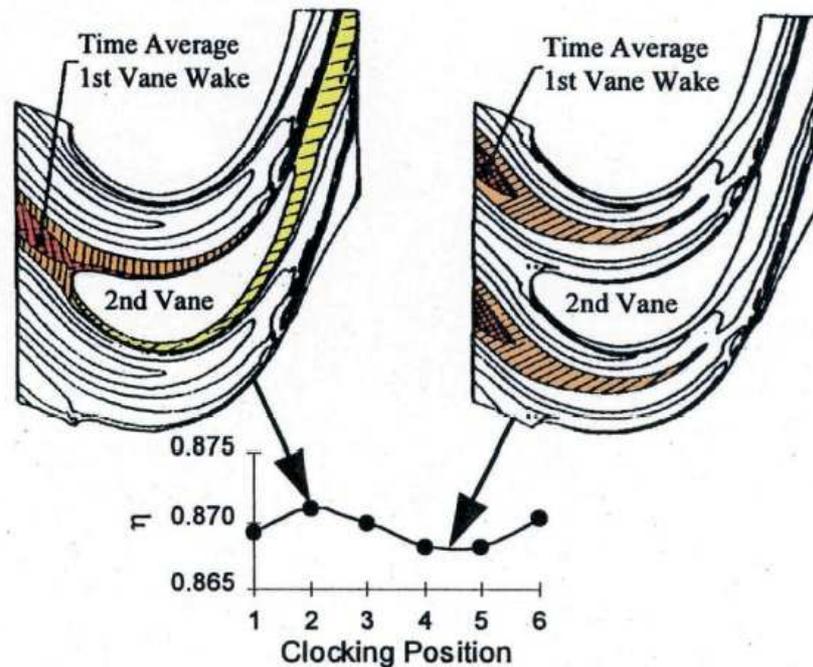


Abbildung 2-15 Isentroper Wirkungsgradverlauf in Abhängigkeit der Clockingposition (Quelle: Huber et al., 1996)

Wie in Abbildung 2-15 dargestellt, wird der höchste Wirkungsgrad bei Clocking Position 2 erreicht. Hier trifft der Nachlauf (wake) des ersten Stators auf die Vorderkante des zweiten Stators. Zwischen Position 4 und 5 wird der geringste Wirkungsgrad erreicht. Der Nachlauf des ersten Stators befindet sich hier mitten in der Hauptströmung. Da der Nachlauf mit der Hauptströmung mittransportiert wird, ist die optimale Clocking Position vom Abströmwinkel und damit vom Betriebspunkt abhängig.

In transsonischen HD-Turbinen ist der Clocking-Effekt neben den Nachläufen, auch durch Sekundärströmungen und Stoßinteraktionen geprägt. Im Mittenschnitt werden starke Wirkungsgradvariationen durch Nachläufe und Stoßinteraktionen verursacht. Im Bereich der Nabe haben Sekundärwirbel den größten Einfluss, in Gehäusenähe gibt es nur geringe Variationen.

Die optimale Clockingposition ist gekennzeichnet durch:

- geringe Geschwindigkeiten im Bereich der Profilnase
- geringe Wandschubspannungen
- schwächere Stoßinteraktion
- schwächer ausgeprägte Sekundärströmung am Stufenaustritt
- geringe Turbulenz in der Hauptströmung

2.5. Schnelle Fourier Transformation

Die Fourier Transformation ist ein fundamentales Verfahren in der Signalverarbeitung. Mit ihrer Hilfe lassen sich Signale von der Darstellung „Zeit und Abtastwert“ in die Darstellung „Frequenzanteil, Amplitude und Phase“ überführen. Die schnelle Fourier Transformation (FFT¹) ist ein Algorithmus zur schnellen Berechnung der Werte einer diskreten Fourier Transformation (DFT). Anwendung findet die DFT in der Signalverarbeitung unter anderem zur Bestimmung der hauptsächlich vorkommenden Frequenzen in einem abgetasteten Signal. Die schnelle Fourier Transformation liefert das gleiche Ergebnis wie die DFT, benötigt aber deutlich weniger Rechenoperationen dafür.

Eine Anwendung der FFT ist in Abbildung 2-16 zu sehen. Hier wird das Power Spektrum des Signals eines in einer Rotorschaukel sitzenden Druckmessensors dargestellt. Die zu sehenden Ausschläge stellen die Frequenz der vorbeilaufenden Schaufeln, die sogenannten Blade Passing Frequency (BPF) der stromaufwärts- und abwärts liegenden Leitschaufeln dar. Zusätzlich zu den Ausschlägen der einfachen BPF der Leitschaufeln (UV² und DV³), sind auch höherharmonische Frequenzen (2UV, 3UV) und ein durch Überlagerung der Hauptfrequenzen entstandener Ausschlag (UV-DV) zu erkennen.

Nach Tyler und Sofrin entstehen die Peaks im Signal nach der mathematischen Beziehung

$$P = nB + kV, \quad \text{mit } n, k = \dots -1, 0, 1, \dots \quad \text{Formel 2-12}$$

wobei B und V die Blade Passing Frequencies der Rotoren sind [Tyler und Sofrin, 1962].

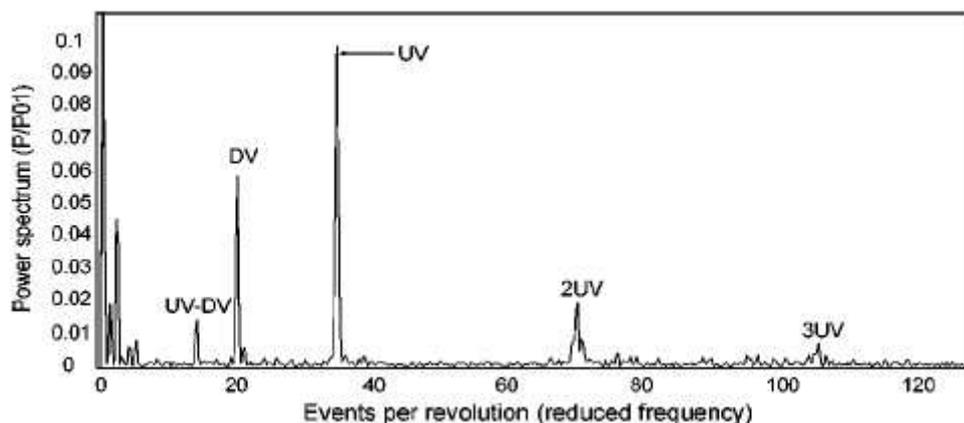


Abbildung 2-16 Power spectrum of a pressure transducer (Quelle: Miller et al., 2003)

¹ Fast Fourier Transformation

² upstream vane

³ downstream vane

3. Versuchsanlagen

3.1. Überblick

Die maschinentechnischen Einrichtungen des Institutes für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik bestehen aus der Kompressoranlage (CS), der transsonischen Testturbine (TTTF), einer subsonischen Testturbine (STTF), einem transsonischen Windkanal (TSWT) und einem Heißgasprüfstand für Brennkammertests (HFTF).

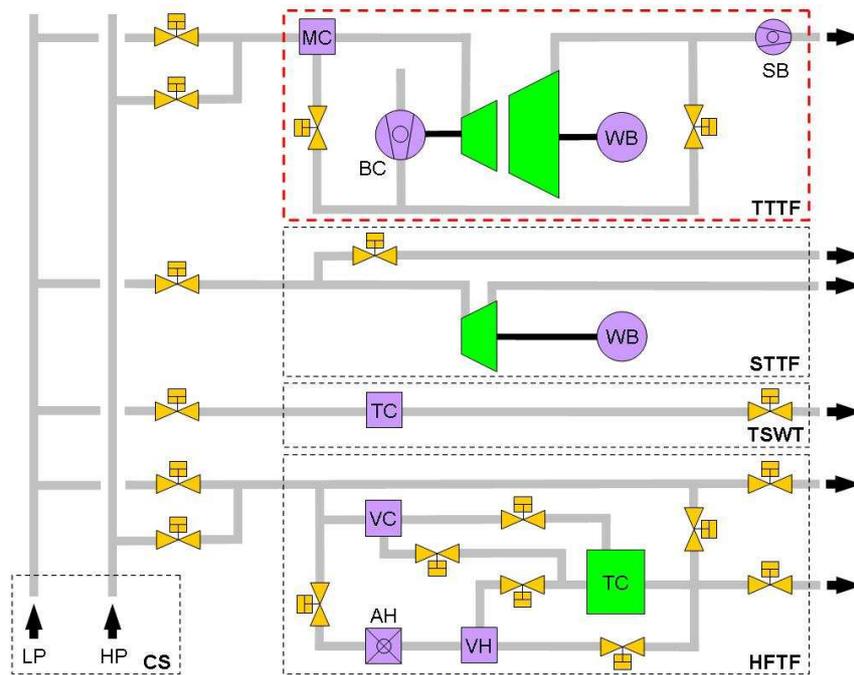


Abbildung 3-1 Schaltbild der Einrichtungen am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik

3.2. Kompressoranlage

Die Prüfstände werden alle von der 3MW Kompressoranlage (CS), bestehend aus zwei Schrauben- (Atlas Copco E1 und E2 in einem Gehäuse) und zwei Turboverdichtern (Atlas Copco SC14 und SC20 mit Nachleitapparat) betrieben. Das Schaltbild der Kompressoranlage ist in Abbildung 3-2 zu sehen. Die Versorgung der einzelnen Anlagen erfolgt mittels einer Hochdruck- und einer Niederdruckleitung. 13 verschiedene Schaltmodi (seriell, parallel, mit und ohne Kühlung oder Zwischenkühlung) ermöglichen eine nahezu kontinuierliche Einstellung von Massenströmen von 2,5 kg/s bis 16,0 kg/s und Druckverhältnisse von 25:1 im Saugbetrieb und 10:1 im Druckbetrieb. Die Temperatur kann von 35 °C bis 140 °C reguliert

werden [Hubinka et al., 2009]. Für eine genauere Beschreibung der Anlage siehe Pirker et al., 1995.

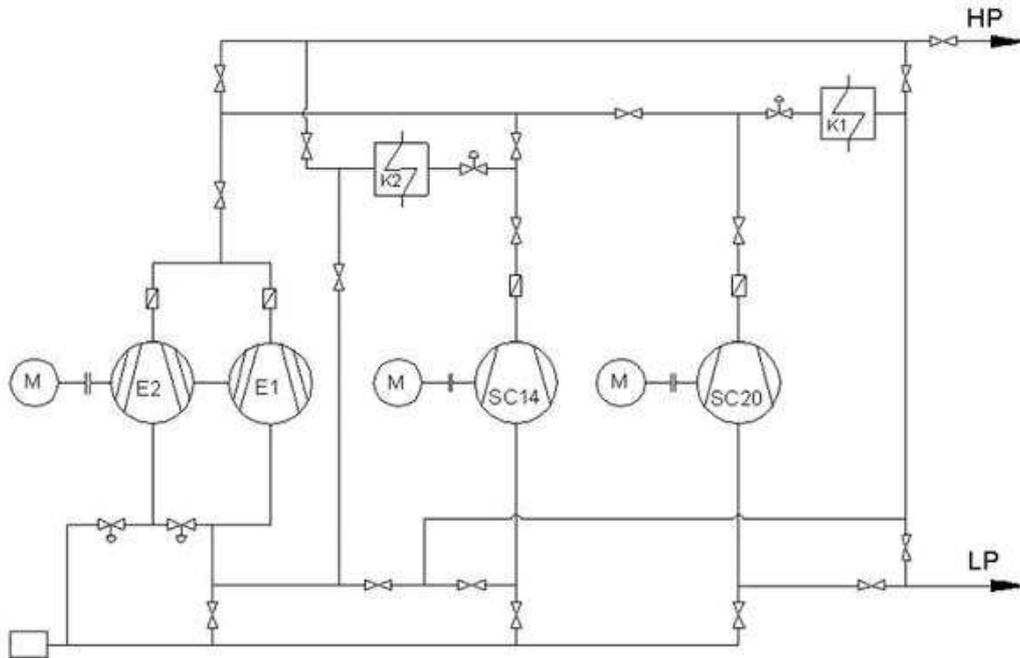


Abbildung 3-2 Schaltbild der Kompressoranlage

Tabelle 3-1 Technische Daten der Kompressoranlage

Verdichter	Ansaugvolumenstrom [m ³ /h]	Massenstrom [kg/s]	Druckverhältnis	Verdichterzahl [U/min]	Motordrehzahl [U/min]	Motorleistung [kW]
SC20	27500	9.0	2.9	15780	2978	1450
SC14	15500	5.1	2.9	20930	996-1482	900
E1+E2	8000	2.6	3.1	3730	1485	400

Während den Versuchsfahrten im Rahmen des DREAM Projektes wurden für die Betriebspunkte *Design Point* und *Off-Design Point 2* die Fahrweise 8 und bei *Off-Design Point 1* die Fahrweise 1 an der Verdichteranlage eingestellt.

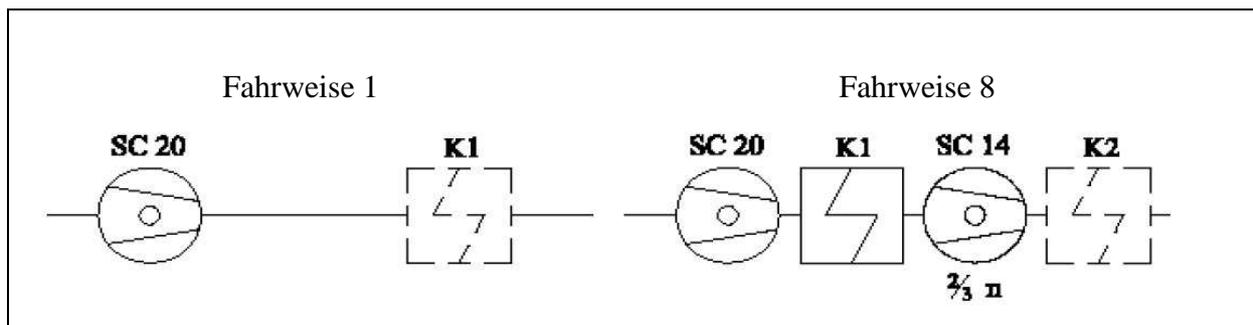


Abbildung 3-3 Fahrweise 1 und 8 der Verdichteranlage

3.3. Transsonische Versuchsturbinenanlage

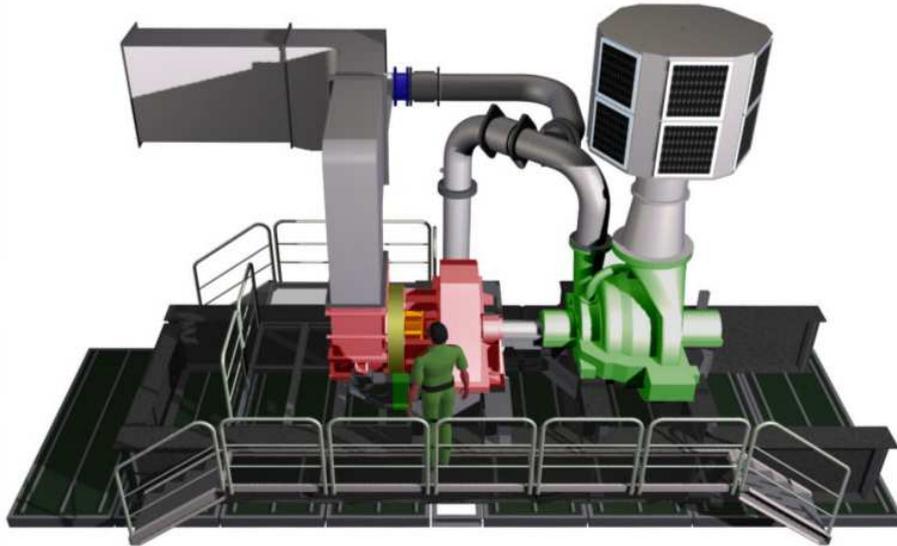


Abbildung 3-4 Ursprüngliche Turbinenanlage des Instituts für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik

Für die Untersuchungen im Zuge des EU-Projektes DREAM wurde die Testanlage am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik von einem einwelligen 1,5 stufigen (AIDA Setup, Abbildung 3-4) in ein zweiwelliges zweistufiges Setup umgebaut. Die Hauptkomponenten des Prüfstandes sind in Abbildung 3-5 zu sehen.

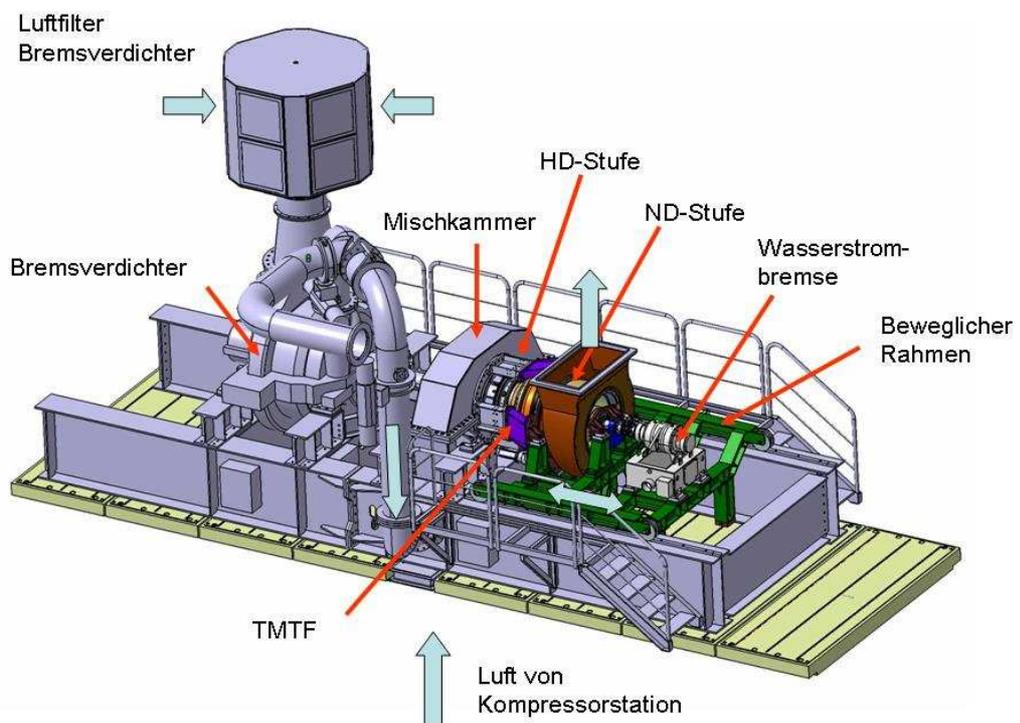


Abbildung 3-5 Transsonische Versuchsturbinenanlage (TTTF Transsonic Test Turbine Facility)

Die transsonische Kaltluftturbine arbeitet im offenen Kreislauf und es können maximale Eintrittsbedingungen von 4,5 bar und 185 °C bei Drehzahlen von 7500 bis 11550 U/min realisiert werden.

Die Hochdruckstufe und der dreistufige, radiale Bremsverdichter GHH G5-6/3L befinden sich auf einer Welle. Der Hochdruckrotor ist wegen der hohen Drehzahlen von bis zu 11550 U/min mit einer Gleitlagerung ausgeführt. Die erste kritische Biegeschwingungsdrehzahl liegt unter der nominellen Betriebsdrehzahl, deshalb muss um diese zu erreichen dieser kritische Bereich durchfahren werden. Der Massenstrom der Kompressorstation (CS) kann mit dem des Bremsverdichters in der Mischkammer zusammengeführt werden, in welcher sich eine Tandemkaskade befindet, um ein möglichst gleichförmiges Temperaturprofil entlang des Umfangs der Stufe zu erreichen.

Die Niederdruckstufe der Turbine ist auf einem beweglichen Rahmen montiert. Diese axial verschiebbare Ausführung ermöglicht schnelle Umbauten und Inspektionen, sowie den Einbau von Komponenten verschiedener Baulängen. Eine auf der Niederdruckwelle montierte Wasserbremse mit einer maximalen Leistung von 700 kW ermöglicht das Einstellen der Drehzahl und die Aufnahme der Leistung der Niederdruckstufe.

Abhängig vom Setup können mit dieser transsonischen Turbinenanlage Massenströme von bis zu 22 kg/s und Leistungen bis zu 2,8 MW erreicht werden. Zur Sicherung der Anlage dient ein Überwachungssystem, das die Drehzahl und Vibrationen der Wellen und die Lagertemperaturen kontrolliert und bei Überschreitungen automatisch eingreift. Zusätzlich befindet sich eine schnell öffnende Bypassklappe in der Übergangsleitung zwischen Bremsverdichter und Mischkammer, die die Turbine vor Schäden infolge von Überdruck und die Rotoren vor Schäden infolge von zu hoher Drehzahl schützt.

Die Untersuchungen an der transsonischen Turbinenanlage wurden an zwei verschiedenen TMTF Setups, jeweils entwickelt von MTU Aero Engines und Volvo Aero vorgenommen. In Abbildung 3-6 sieht man die Turbinenanlage in DREAM Konfiguration mit eingebautem TMTF zwischen Hochdruckrotor und Niederdruckrotor. Tabelle 3-2 zeigt die Parameter der verschiedenen Betriebspunkte.

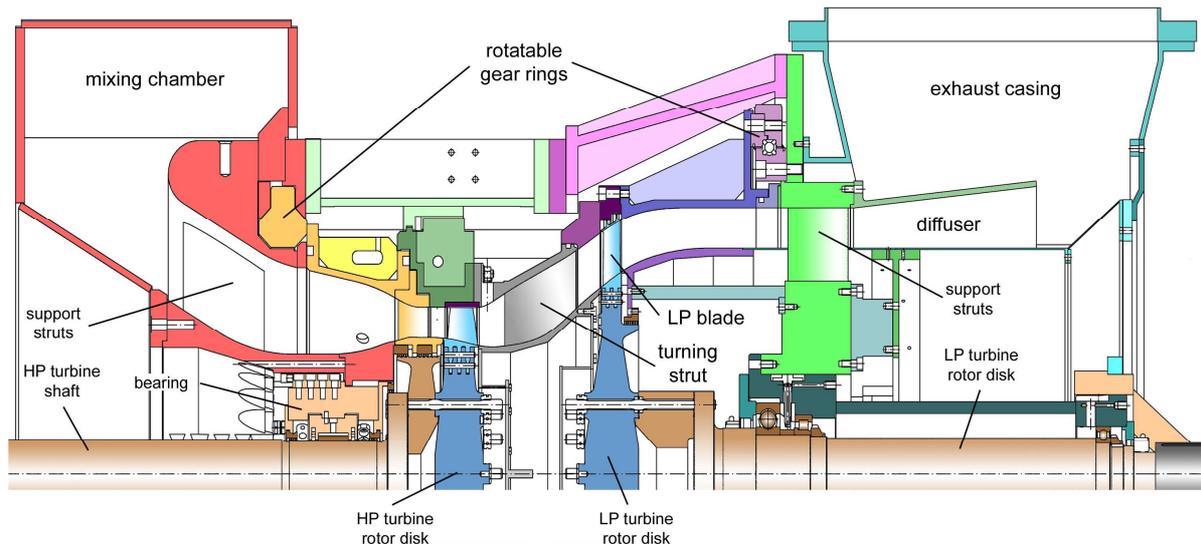


Abbildung 3-6 Schnitt durch die Versuchsanlage mit DREAM Konfiguration

Tabelle 3-2 Parameter der Betriebspunkte

		Aero Design Point		Off Design Point I		Off Design Point II		Off Design Point III	
		HDT	NDT	HDT	NDT	HDT	NDT	HDT	NDT
Druckverhältnis		4		2,6		3,4		4	
Umdrehungen	[U/min]	11000	3550	8650	3550	10100	3550	11000	3100
Leistung	kW	1545	290	736	91	1100	175	1550	282
red.Massenstrom	-	81	218	64	164	106	188	82	220

Beim Betriebspunkt (Aero Design Point) beträgt die Leistung 1835 kW, 1545 kW an der Hochdruckturbinenstufe und 290 kW an der gegenläufig drehenden Niederdruckturbinenstufe. Die Turbinenstufen bestehen aus HD Stator, HD Rotor, TMTF und ND Rotor, wobei die Stützstreben (turning struts) des TMTF die ND Statorbeschaufelung ersetzen und ihre Funktion des Beschleunigens der Strömung übernehmen. In der Hochdruckstufe befinden sich 24 Stator- und 36 Rotorschaukeln, in der Niederdruckstufe 16 Stator- und 72 Rotorschaukeln. Daraus ergibt sich ein Schaukelverhältnis von 6-9-4-18 mit einer Periodizität von 90°. Diese Beschaukelungszahlen wurden als ein Kompromiss aus realistischen Geometrien und der Möglichkeit einer einfachen CFD-Modellierung gewählt.

4. Messtechnik

Die Messkette besteht, ausgehend von den Druckmesssensoren mit integriertem Kompensationsmodul, aus einem Messverstärker, dem Druckmodul und einem PC mit einer Datenerfassungskarte und der entsprechenden Auswertesoftware.

4.1. Messkette

Um die Drucksensoren in die Messkette einbinden zu können, mussten einige Arbeitsschritte durchgeführt werden. Zuerst wurden die äußerst sensiblen, vom Sensor wegführenden, teflonbeschichteten Kabel in einem isolierten Paket zusammengefasst und an ein ummanteltes, vierpoliges Kabel, welches die Signalweiterführung und die Stromversorgung über größere Entfernungen sicherstellen sollte, angelötet. Am Druckreferenzröhrchen wurde ein Silikonschlauch befestigt, um die Membran über ein Druckmodul (Ethernet Intelligence Pressure Scanner) mit Referenzdruck beaufschlagen zu können. Um die Kulite-Sensoren am Verstärker anschließen zu können, wurden abschließend Lemostecker am Ende der Verkabelung angelötet.

Die Befestigung der Sensoren in den dafür vorgesehenen Bohrungen der Schaufeln und am Innenring des TMTF verlangte größte Sorgfalt. Hauptaugenmerk musste auf die empfindliche Membran gelegt werden. Wichtig war es diese nicht zu verschmutzen oder zu beschädigen. Zur Fixierung der Sensoren in der Bohrung, wurde diese mit Epoxydharz ausgegossen. Um die Membran nicht durch das Harz zu verunreinigen wurden diese zuerst mit Silikon gegenüber der Bohrung isoliert. Eine genaue Beschreibung dieser Arbeitsschritte wird im Kapitel 4.3 gegeben.

In Abbildung 4-1 sieht man die gesamte Messkette von den Sensoren bis zur Auswertung am PC. Die Signale der Drucksensoren gehen über ein integriertes Kompensationsmodul zum Messverstärker, dann zu Distributionsbox und schließlich zu einem PC mit eingebauter Datenerfassungsmesskarte und entsprechender Auswertesoftware. Die Beaufschlagung der Sensoren mit einem Referenzdruck wurde mit einem Druckmodul bewerkstelligt.

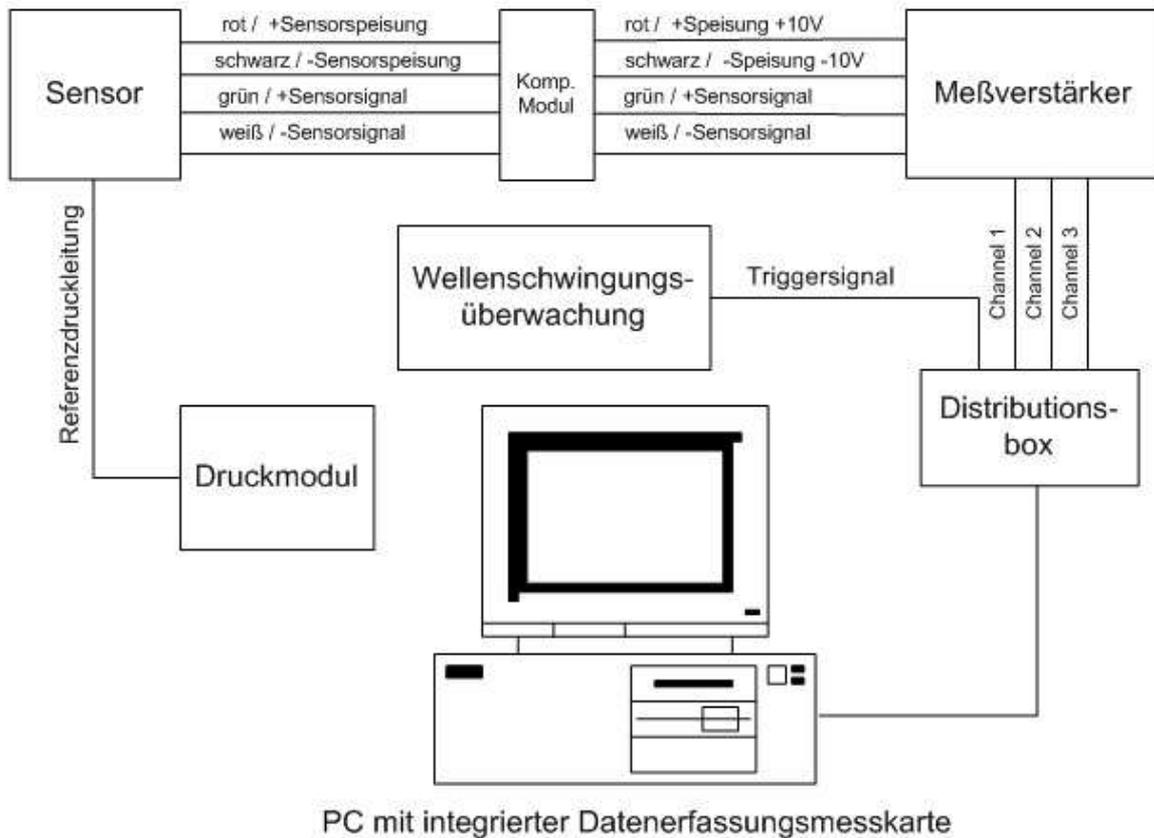


Abbildung 4-1 Messkette der Druckmessung

Der Messverstärker wird benötigt um die kleinen Ausgangsspannungen der Sensoren in ein vom DAQ-Device¹ lesbare Form zu bringen. Bei diesem Verstärker handelt sich um einen Endevco Model 136 DC Amplifier, der von einem integrierten Netzgerät mit $\pm 10V$ versorgt wird. Um die Weiterführung der Kabel zu vereinfachen, wurden alle vom Messverstärker wegführenden Leitungen in einer Distributionsbox zusammengefasst. Somit konnten alle Daten in einem einzigen Kabel bis zum Auswerte-PC transportiert werden. Um die Signale der Druckmessung richtig auswerten und der jeweiligen Rotorposition zuordnen zu können, wurden diese zusammen mit einem Triggersignal (siehe Kapitel 4.4) aufgezeichnet. Diese Aufzeichnung erfolgt über eine Messkarte von National Instruments, des Typs NI PCI-6123 und einem LabView Programm. Eine genauere Beschreibung der verwendeten Geräte findet man im Anhang B: Datenblätter.

Die Auswertesoftware wurde mit Hilfe der Programmiersoftware LabView² 7.1 von der Firma National Instruments erstellt. Die Programmierung erfolgt graphisch über die so

¹ Data Acquisition Device, übersetzt Datenerfassungseinheit

² Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench

genannte Programmiersprache „G“. LabView Programme, auch als virtuelle Instrumente bezeichnet, bestehen immer aus zwei Teilen, dem Frontpanel und dem Blockdiagramm. Das Frontpanel enthält die Benutzerschnittstelle und das Blockdiagramm den Programmcode.

4.2. Kalibrierung

Die Kalibrierung der Drucksensoren erfolgte bei Raumtemperatur und bei ausgewählten Temperaturen (65 °C und 75 °C), nahe der Betriebstemperaturen, in einem Kalibrierofen des Typs Omega CL 710A. Dabei wurde wegen der lokalen Temperaturgefälle im Kalibrierofen die Temperatur der Schaufel zusätzlich noch mit einem Temperaturmesswandler (Typ: Greisinger GMH3750) mit Temperaturfühler (PT100) überwacht. Dieser wurde möglichst nahe an den jeweiligen Sensorpositionen angebracht. Die Beaufschlagung der Sensoren mit Referenzdrücken wurde durch ein hochgenaues, digitales Manometer (Typ: Keller LEX1) bewerkstelligt. Als Bearbeitungssoftware diente ein eigens zur Kalibration der Kulitesensoren geschriebenes LabView Programm. Der Titel der so erzeugten Kalibrationsfiles, wie in Abbildung 4-2 zu sehen, setzt sich aus der genauen Bezeichnung des Sensors (z.B.: XCE-7567-2-415) und dem Datum der Kalibration zusammen. Die Druckbeaufschlagung erfolgte bei allen Temperaturen ausgehend vom Umgebungsdruck bis zu einem Maximalwert von 1,5 bar. In Abbildung 4-2, Abbildung 4-3 und Abbildung 4-4 erkennt man die Veränderung der ausgegebenen Messwerte desselben Sensors bei den verschiedenen Temperaturen.

CALIBRATION TRANSDUCER: KuliteXCE-7567-2-415
 TEMPERATURE: 18.00
 Thu, Oct 07, 2010
 REFERENCE: Keller-
 RESULTS:

Ref. pressure [Pa]	volt	rms*10 ¹⁰ [V]
0.0000	0.5280	0.0005
0.0000	0.5281	0.0023
0.0000	0.5281	0.0038
5000.0000	0.3837	-0.0065
10000.0000	0.2403	0.0036
15000.0000	0.0963	0.0011
20000.0000	-0.0462	0.0279
25000.0000	-0.1916	-0.0018
30000.0000	-0.3366	-0.0243
35000.0000	-0.4809	-0.0328
40000.0000	-0.6237	-0.0098
45000.0000	-0.7665	0.0113
50000.0000	-0.9098	0.0247

slope [Pa/V]: -34747.7
 intercept[Pa]: 18345.1

Abbildung 4-2 Kalibrierung Sensor XCE-7567-2-415 bei 18°C

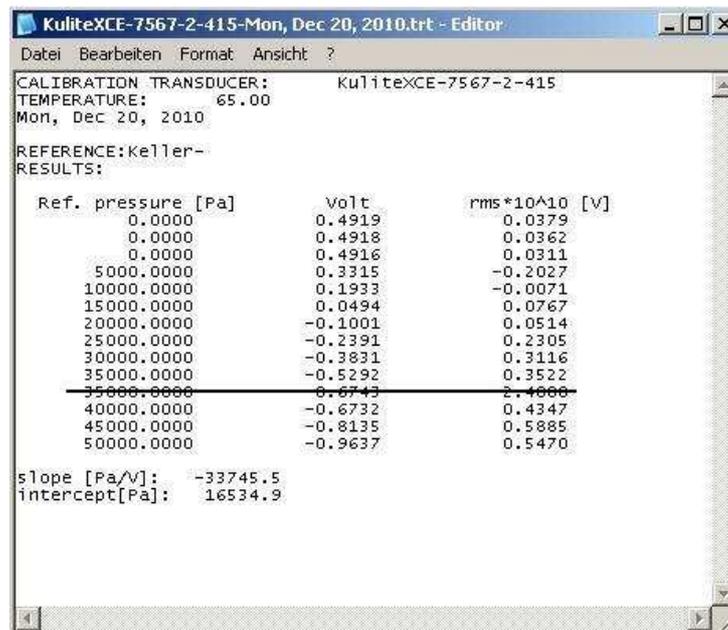


Abbildung 4-3 Kalibrierung Sensor XCE-7567-2-415 bei 65°C

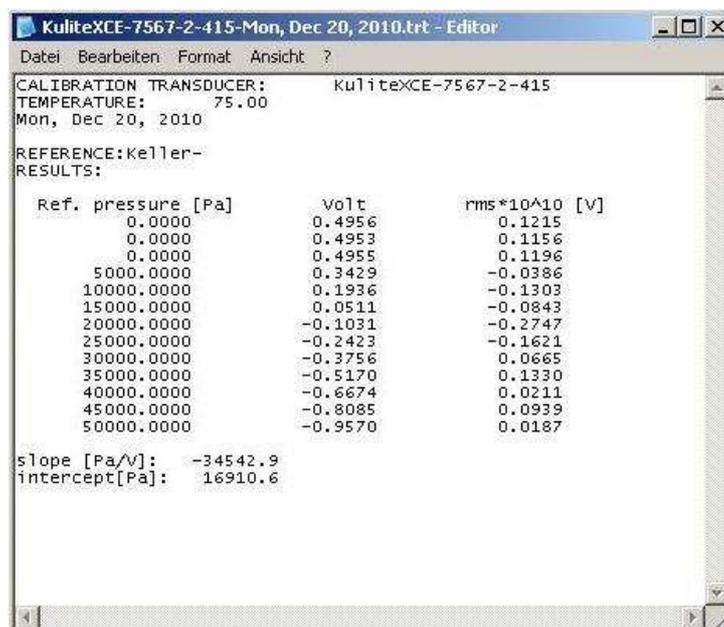


Abbildung 4-4 Kalibrierung Sensor XCE-7567-2-415 bei 75°C

Diese Kalibrierung wurde durchgeführt, um das Messergebnis der Sensoren bei den jeweiligen Betriebstemperaturen und Umgebungsbedingungen korrigieren zu können. Grund für Abweichungen in den gemessenen Werten können sowohl eine Vorspannung der Sensormembran durch den Einbau oder Temperaturunterschiede, als auch eine Beeinflussung des Messergebnisses durch die verwendete Komponenten (wie z.B.: zusätzliche Kabel, Verstärker etc.) sein.

Die erhaltenen Werte der Steigung (slope) und des Ordinatenabstandes (intercept) dienen zur Festlegung der Kalibriergeraden. Die Kalibrierprotokolle des Herstellers sind dem Anhang B: Datenblätter zu entnehmen.

4.3. Instrumentierung des TMTF

4.3.1. Überblick

Die Instrumentierung des Zwischendiffusors erfolgte mit zehn Drucksensoren der Serie XCE-062 des Herstellers Kulite. Drei Sensoren wurden im Innengehäuse (hub) des TMTF angebracht, zwei weitere Sensoren in einer Stützrippe (pressure side) und die übrigen 5 Sensoren fanden ihre Positionen in einer weiteren Stützrippe (suction side). In Abbildung 4-5 sind die Sensoren mit grünen Kreisen markiert.

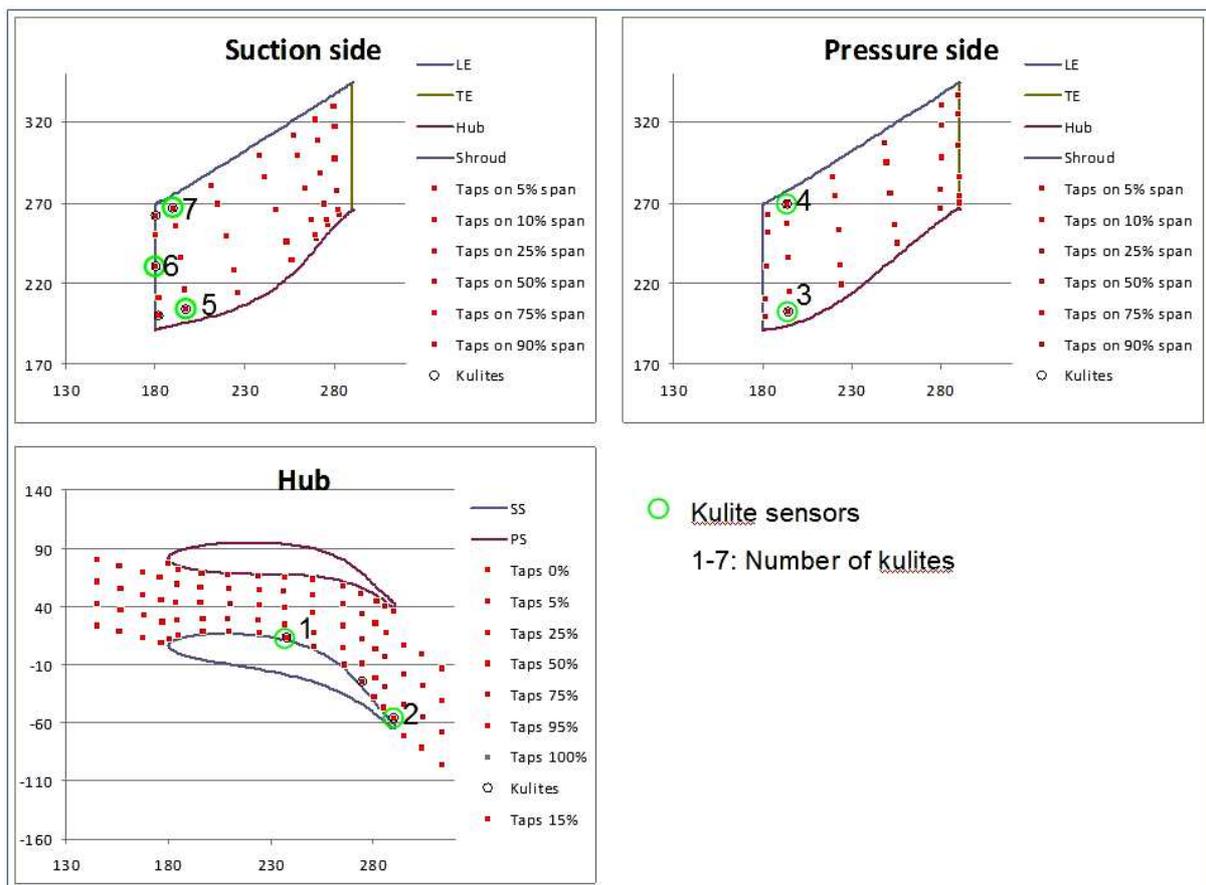


Abbildung 4-5 Positionierung der Sensoren

4.3.2. Vorbereitung der Sensoren

Die vom Hersteller gelieferten Sensoren bestehen, wie in Abbildung 4-6 zu sehen, aus einem metallischen Zylinder, einem Referenzdruckröhrchen und 4 teflonbeschichtete Kabel mit Kompensationselement.

Der metallische Zylinder ist 9,5 x 1,7 mm und beherbergt die Siliziummembran und die dazu gehörige Elektronik. Das Referenzdruckröhrchen stellt den Anschluss für die Referenzdruckbeaufschlagung dar. Von den vier teflonbeschichteten Kabeln dienen zwei zur Stromversorgung (rot: +10V, schwarz: -10V) und die zwei anderen zur Signalübertragung (grün:+, weiß:-).

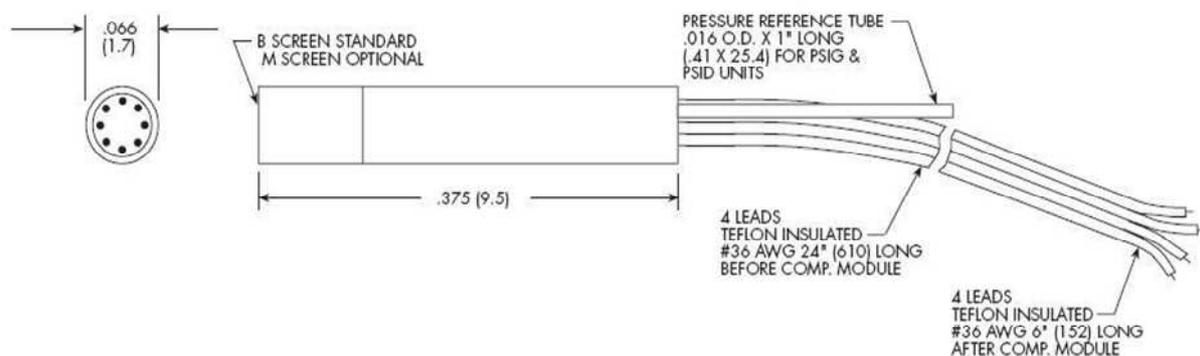


Abbildung 4-6 Aufbau Kulite XCE-062

Um die Strom-, Druckluftversorgung und die Signalübertragung der Sensoren über längere Strecken gewährleisten zu können, mussten zusätzliche Kabel und Silikonschläuche angebracht werden.

Die Anbringung der Silikonschläuche stellte sich dabei als schwierig heraus. An dieser Stelle sei erwähnt, dass zur Anpassung der Referenzdruckröhrchen an die Form der Versorgungsleitungen in den Streben oder im Innengehäuse des TMTF notwendige Biegen, vor dem Anbringen der Silikonschläuche erfolgen sollte (siehe Kapitel 4.3.5). Der Außendurchmesser des Röhrchens von 0,41 mm und ein minimaler Innendurchmesser von 0,5 mm der zur Verfügung stehenden Silikonschläuche machten eine luftdichte Verbindung durch einfaches Übereinanderstecken unmöglich. Wichtig war es, den Silikonschlauch so am Referenzdruckröhrchen zu befestigen, dass die Verbindung unter Druckbeaufschlagung im Betrieb mit bis zu 1,7 bar, keine Leckagen zulässt. Die Verbindung musste also durch ausreichendes Dehnen und somit Aufpressen des Silikonschlauches am Referenzdruckröhrchen oder durch Kleben dieser Verbindung erreicht werden.

Versuche den als klein erscheinenden Durchmesserunterschied durch Verkleben zu überwinden, stellten sich als aussichtslos heraus. Auch das Aufkleben des Silikonschlauches am empfindlichen Referenzdruckröhrchen war, aufgrund der Gefahr des Abklemmens des Röhrchens nicht möglich. Nach langem Versuchen verschiedener Techniken, stellte sich eine als erfolgreich heraus.

Um einen Presssitz, und damit kleineren Innendurchmesser des Silikonschlauches zu erreichen, wurde ein in etwa 2 cm langes Stückchen des Silikonschlauches abgeschnitten und anschließend, unter Verwendung von Seifenwasser als Gleitmittel, in diesem selbst wieder eingebracht. Die Führung des Schlauchstückchens mit einem entgrateten Drahtstück erleichterte die Einbringung zusätzlich. Ein anschließender Test mit einem digitalen Manometer (Typ: Keller LEX1) konnte die Sicherheit dieser Verbindung unter Betriebsbedingungen überprüfen. Aus Sicherheitsgründen wurde diese Verbindung noch zusätzlich mit Superkleber verklebt. In Abbildung 4-7 sieht man die einzelnen Schritte in der Herstellung dieser Verbindung.



Abbildung 4-7 Herstellung der Referenzdruckrohr-Silikonschlauch Verbindung

Der nächste Schritt in der Sensorenvorbereitung war die Anbringung des ummantelten, geschirmten Kabels an die Kabel der Sensoren. Grund dafür war nicht nur die lange Entfernung der Stromversorgung zu den Sensoren, sondern auch die hohe Empfindlichkeit der feinen, wenige Zehntelmillimeter dicken Sensorkabel. Um Kurzschlüsse durch den direkten Kontakt mit den umliegenden metallischen Bauteilen infolge schwer zu erkennender Risse in der Teflonbeschichtung der Sensorkabel zu vermeiden, wurden diese in Paketen (siehe Abbildung 4-8) zusammengefasst.

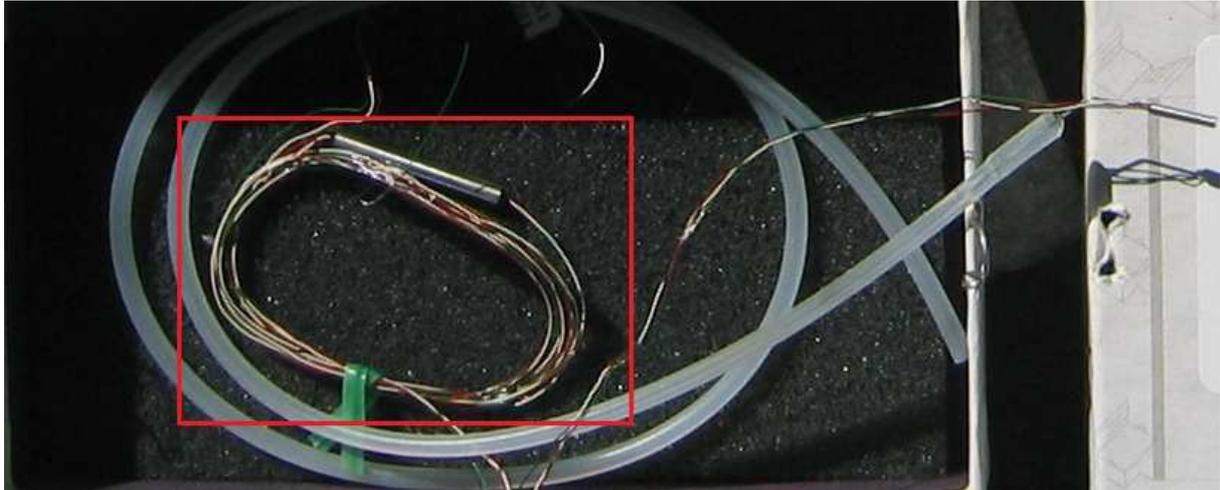


Abbildung 4-8 Teflonbeschichtete Sensorkabel

Die Verbindung der empfindlichen zu den wesentlich robusteren, geschirmten Kabeln erfolgte mittels Weichlöten. Die Isolierung der einzelnen Lötstellen wurde mit Schrumpfschläuchen bewerkstelligt.

4.3.3. Vorbereiten der Stützrippen

Um die Druckmessungen an den vorgegebenen Positionen zu ermöglichen, mussten die Stützstreben bearbeitet werden, um das Einsetzen und Fixieren der Sensoren und die Führung der Strom-, Signal- und Druckmessleitungen zu gewährleisten ohne die Strömung zu beeinträchtigen.

An der ersten Stützstrebe, die die Kulitesensoren 3 und 4 aufnehmen sollte, erfolgte dies mit maschinellem Fräsen und Bohren. Für Nachbesserungsarbeiten, wie die Beseitigung von scharfen Kanten zum Schutz der Leitungen, kam ein Handfräser (Proxxon) zum Einsatz.

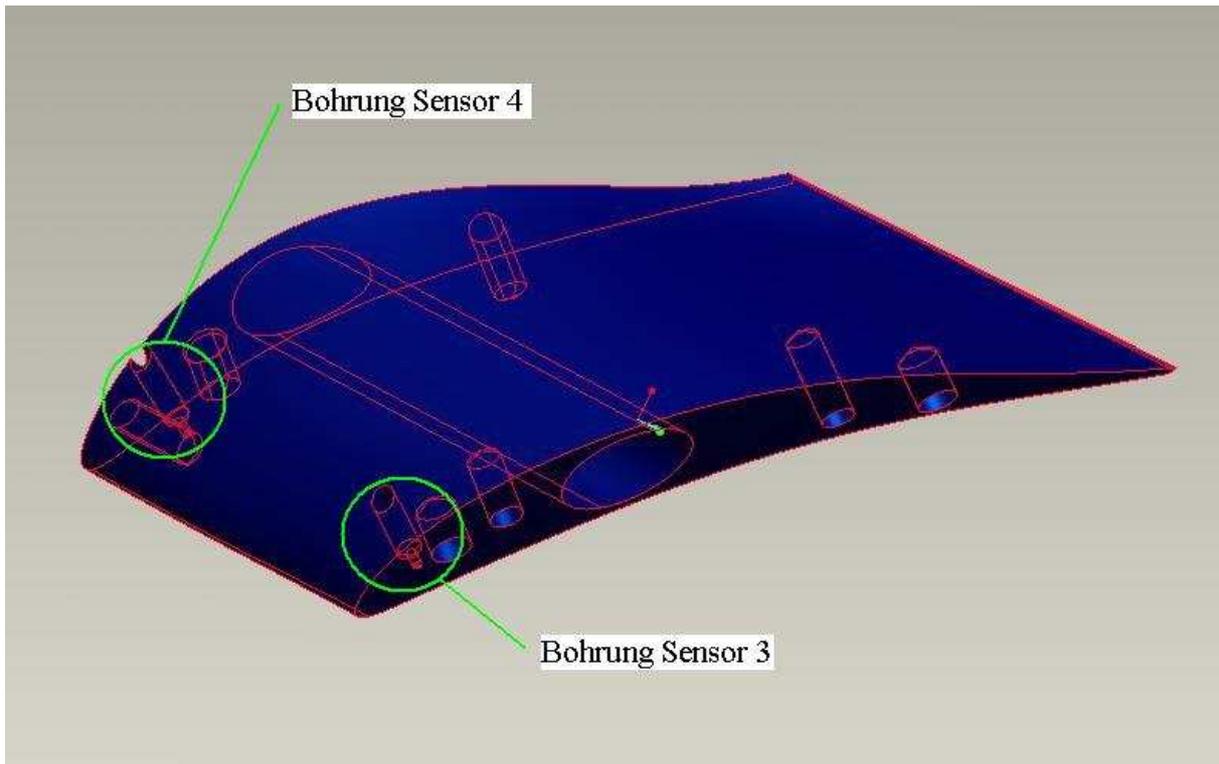


Abbildung 4-9 Stützstrebe 1 mit Kulitesensor 3 und 4

An der zweiten Stützrippe mit den Sensoren 5, 6 und 7 war die Vorbereitung zur Instrumentierung etwas größer. Da ursprünglich fünf Sensoren für dieses Bauteil vorgesehen waren, waren auch die Unterbringung der Sensoren und die Führung der Versorgungsleitungen komplexer. Um die Sensoren K6 und K7 einbauen zu können musste die Stützrippe zusätzlich zum Bohren und Fräsen auch zweigeteilt werden (siehe Abbildung 4-10).



Abbildung 4-10 Stützrippe 2

Der Durchmesser für die Sensoraufnahme wurde mit 1,8 mm im Vergleich zum Außendurchmesser des Drucksensors (1,7 mm) etwas größer gewählt um die Siliziummembran nicht unter mechanische Spannung infolge thermischer Einflüsse zu setzen und ausreichend Raum für eine Silikonabdichtung zur Verfügung zu stellen. Abbildung 4-11 liefert einen Überblick zu den wichtigsten Abmessungen.

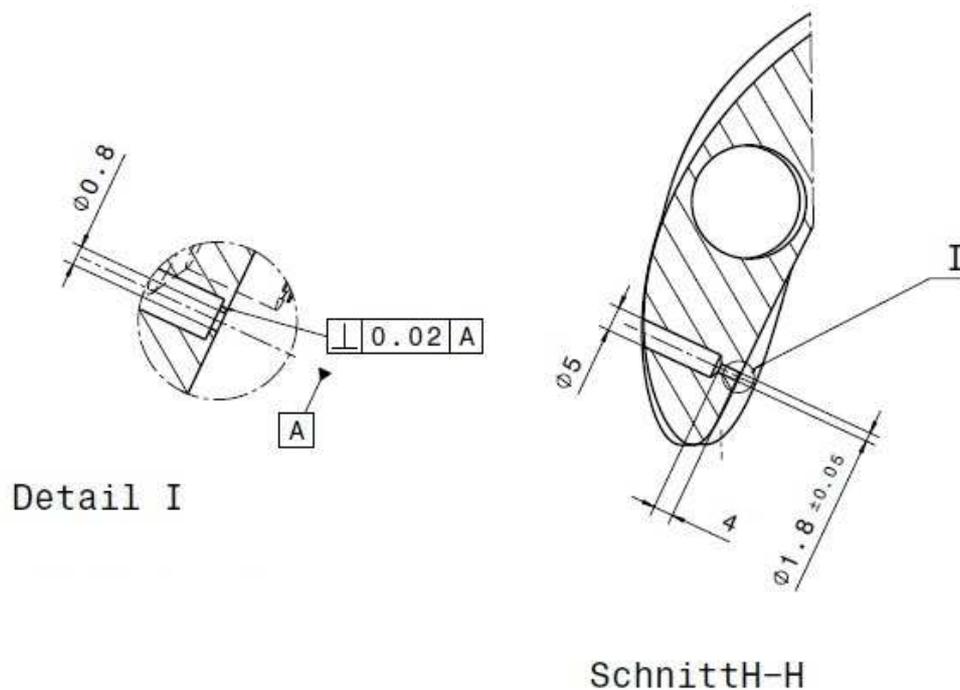


Abbildung 4-11 Bemaßung der Sensorbohrungen

4.3.4. Vorbereiten des Innengehäuses

Das Innengehäuse (Hub) des Zwischendiffusors wurde mit zwei Sensoren instrumentiert. Hier wurden die Bohrungen für die Sensoren ähnlich wie die der Stützstreben in Abbildung 4-11 ausgeführt. Zur späteren Aufnahme und Arretierung der Versorgungsleitungen wurde hier eine zusätzliche Box aus Aluminium eingebaut (siehe Abbildung 4-18).

4.3.5. Einbau der Sensoren

Der letzte notwendige Arbeitsschritt vor dem Einbau der Sensoren war, das Referenzdruckröhrchen der Form der Versorgungsleitungen anzupassen. Um ein Knicken des Röhrchens zu vermeiden, wurde dies mit größter Vorsicht mit einer runden Nasenzange durchgeführt. Wichtig war es, ein in etwa 10 mm langes, gerades Stück für die Befestigung des Silikon Schlauches am Ende des Röhrchens übrig zu lassen (siehe Abbildung 4-12). Das

Referenzdruckröhrchen sollte auch nicht direkt am Anschluss zum Sensor, wegen der Gefahr der Zerstörung der Möglichkeit zur Referenzdruckbeaufschlagung, gebogen werden.

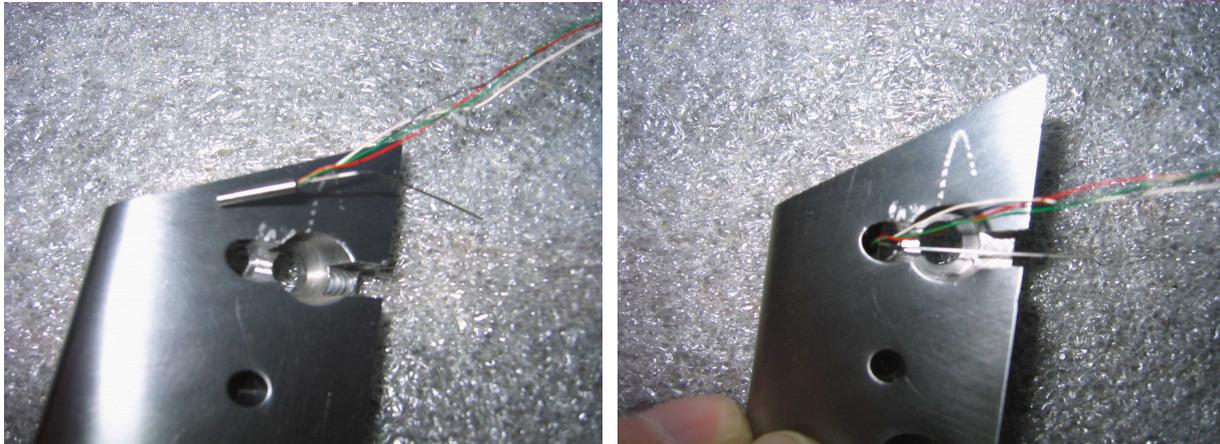


Abbildung 4-12 Biegen der Referenzdruckröhrchen

Die Fixierung der Druckmesssensoren in den dafür vorgesehenen Bohrungen erfolgte mit einem Epoxydharz-Härtergemisch. Um den thermischen Ansprüchen, aufgrund der in der Versuchsturbine auftretenden Temperaturen (bis 100°C) entsprechen zu können, kam ein Zweikomponentenepoxydharz (R&G 5 min. Epoxy) zur Anwendung.

Der erste Arbeitsschritt war es, die Oberflächen der Bohrungen mit Lösungsmittel (z.B.: Aceton, Terpentin) zu entfetten, um ein gutes Haften des Epoxydharzes auf der metallischen Oberfläche zu ermöglichen. Da das Epoxydharz sehr dünnflüssig ist, war es sehr wichtig, die Membran des Sensors gegenüber diesem gut abzudichten. Ein direkter Kontakt hätte dabei ein Unbrauchbarwerden der Membran bedeuten können.

An dieser Stelle sei erwähnt, dass ein ständiges Messen an den Sensorversorgungsleitungen mit einem Ohmmeter nach jedem Arbeitsschritt am Sensor zur Kontrolle seiner Funktionstüchtigkeit und Protokollierung sehr wichtig war.

Temperaturbeständiges, rotes Silikon (Loctite 518) wurde auf die Zylindermanteloberfläche aufgebracht und übernahm die Aufgaben der Fixierung des Sensors in der Bohrung und des Abdichtens der Membran gegenüber dem Epoxydharz (Abbildung 4-13).

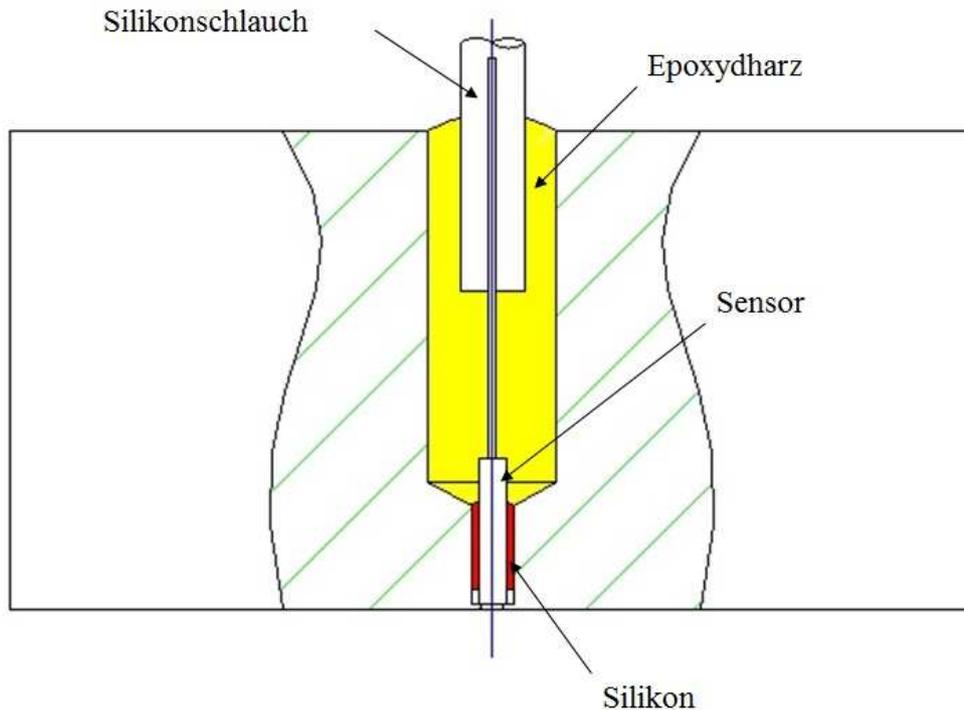


Abbildung 4-13 Abdichten und Fixierung eines Drucksensors

Wichtig hierbei war es, das Silikon erst in einem Abstand von 1-2 mm hinter der Membran aufzubringen, um eine Verschmutzung dieser beim Einbau zu verhindern (siehe Abbildung 4-14).

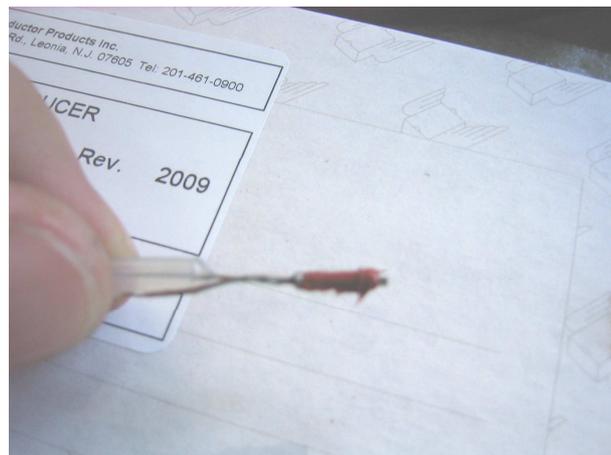


Abbildung 4-14 Aufbringen des Silikons am Sensor

Nach der vom Hersteller vorgeschriebenen Wartezeit (24 h) konnte nun das Epoxydharz vergossen werden. Dies erfolgte unter strenger Einhaltung des vorgegebenen Mischungsverhältnisses. Erfahrungsgemäß war es sehr wichtig, das Epoxydharz und den Härter ausreichend miteinander zu verrühren, um eine gute Vermischung und somit

homogene Aushärtung der Mischung erreichen zu können. Nach der Aushärtung (ca. 24 h) konnte, das an der Oberfläche der Stützstreben überstehenden Epoxydharz, wie in Abbildung 4-15 zu sehen, abgeschliffen werden.



Abbildung 4-15 Nachbearbeitung des ausgehärteten Epoxydharzes

Zur Fixierung der sehr empfindlichen Sensorkabel in den jeweiligen Stützstreben kamen zwei verschiedene Techniken zur Anwendung. In der ersten Stützstrebe wurde das gesamte Kabelpaket in der Schaufel mit Epoxydharz ausgegossen, in der zweiten wurden die obere und untere Öffnung mit speziell dafür angefertigten Stopfen (aus Polyamid) verschlossen (Abbildung 4-16). Bei der Epoxydharzmethode war es sehr wichtig, das Kabelpaket so mit Epoxydharz zu vergießen, dass die Verbindungsstelle zwischen Sensorkabeln und ummanteltem Kabel vollständig im Harz gebunden war. Auf diese Weise konnte sichergestellt werden, dass die feinen Kabel keinen Schaden mehr erleiden.



Abbildung 4-16 Fixierungsausführungen in den Stützstreben

Der große Vorteil der Stopfenausführung ist die Demontierbarkeit und der somit wiederholbare Eingriff in die Lötverbindungen der Sensorkabel zum ummantelten Kabel. Mögliche fehlerhafte Kontakte können hierbei wieder behoben werden. Bei einem vollständigen Ausgießen mit Epoxydharz ist dies nachträglich sehr schwer bis nicht mehr möglich.



Abbildung 4-17 Demontage des Verschlussstopfens

In Abbildung 4-17 ist der mit einem Presssitz mit der Stützstrebe verbundene Stopfen zu sehen. Der auf der gegenüberliegenden Seite der Bohrung in der Schaufel liegende Stopfen besitzt, anstelle der Ausnehmung für die Versorgungsleitungen, ein Gewinde, welches ein einfaches Abziehen ermöglicht. Ist dieser Stopfen entfernt, kann somit auch der für die Kabelbefestigung dienende eingepresste Stopfen, unter besonderer Vorsicht gegenüber den Sensorkabel, einfach ausgeschlagen werden. Im mittleren Bild erkennt man einen Kabelbinder, der die Arretierung des ummantelten Kabels am Stopfen darstellt und somit das Ausreißen der empfindlichen Sensorkabel verhindert. Im rechten Bild ist die Isolation der Lötstellen mittels Schrumpfschläuchen zu sehen.

Am Hub des TMTF erfolgte die Arretierung der Versorgungsleitungen mit einer in Kapitel 4.3.4 bereits erwähnten, zusätzlich eingebauten Box, die nach ihrer Bestückung mit den feinen Sensorkabeln vollständig mit Epoxydharz ausgegossen wurde. In Abbildung 4-18 ist die Box ohne montiertem Abdeckblech zu sehen.



Abbildung 4-18 Arretierungsbox am Innenring des TMTF

4.4. Triggerung

Um die aufgezeichneten Messwerte eindeutig einer Rotorstellung zuordnen zu können, bedarf es einer gleichzeitigen Erfassung von Triggersignalen. Dieses Signal liefert die Wellenschwingsüberwachung der Versuchsturbinenanlage (Bentley Nevada), die pro Rotorumdrehung zwölf Impulse ausgibt. Diese zwölf Overspeed-Tachometersignale und ein Keyphasorpuls werden von einer elektronischen Schaltung dazu verwendet, ein Rechtecksignal als Trigger zu erzeugen (zur genauen Beschreibung der Schaltung siehe Mayerhofer, 2001).

4.5. Durchführung der Messung

Die Messung des instationären Druckes im TMTF erfolgte aufgrund der zeitlich sehr aufwändig anzufahrenden, verschiedenen Betriebspunkte der Turbinenanlage in mehreren Versuchsfahrten.

Vor jeder Versuchsfahrt war es sehr wichtig, die Funktionstüchtigkeit der Sensoren zu testen. Dazu wurde die Impedanz der Versorgungs- und Signalleitungen der einzelnen Sensoren mit einem Multimeter kontrolliert und mit den vom Hersteller ausgegebenen Messprotokollen verglichen. Der nächste Schritt war es, die Kulitesensoren in etwa 30 Minuten vor der Messung mit Strom zu versorgen. Diese „Warm-up“ – Zeit wird benötigt um sicher zu stellen, dass der Sensor in den angegebenen Toleranzbereichen misst. In Anbetracht der nötigen

Aufwärmzeit von einer Millisekunde für 1 % Abweichung vom eingependelten Betrieb wurde diese Zeit sehr großzügig ausgewählt. Nach dieser Aufwärmphase konnten die Signalleitungen der Sensoren an den Verstärker angeschlossen werden. Um die später aufgenommenen Messwerte eindeutig einer Rotorposition zuordnen zu können, wurde auch, wie schon zuvor erwähnt, zeitgleich das Triggersignal der Hochdruckturbine aufgezeichnet.

Zur Überwachung der vorherrschenden Temperatur in den jeweiligen Betriebspunkten wurde, wie bei der Kalibrierung der Sensoren ein Temperaturmesswandler (Typ: Greisinger GMH3750) mit Temperaturfühler (PT100) nahe der Sensoren angebracht. Die Referenzdruckbeaufschlagung und –aufzeichnung erfolgte mit einem Intelligent Pressure Scanner Module (Modell 9016 von Esterline Pressure Systems).

Nach dem Hochfahren der Turbine und der Einstellung von konstanten Zuständen in den jeweiligen Betriebspunkten, fand der Beginn der eigentlichen Messung statt. Die zur Aufzeichnung benötigte Software stellten mehrere mit LabView programmierte Programme dar.

Die Aufzeichnung der Messwerte erfolgte für drei verschiedene Betriebspunkte über eine HD-Statorteilung (15°). Diese 15° wurden in 30 Positionen á $0,5^\circ$ unterteilt. Pro Position wurde mit 200 Kilosamples pro Sekunde gemessen. Bei einer Rotordrehzahl von 184,15 Umdrehungen pro Sekunde (11049U/min), entspricht dies 1086 Messpunkten pro Rotorumdrehung. Da für die anschließende FFT Transformation die Anzahl der Stützstellen aufgrund der Möglichkeit einer schnelleren Auswertung eine Zweierpotenz sein sollte, fiel die Wahl auf die nächstkleinere Potenz von 2 ($2^{10} = 1024$ Stützpunkte pro Rotorumdrehung).

Durch eine zwei Sekunden lange dauernde Messung entstehen so für jeden berechneten Messwert 368 Stützwerte.

4.6. Auswertung der Messergebnisse

Die Konvertierung der von den Messungen erhaltenen, binären Daten in eine lesbare und zur Weiterverarbeitung brauchbare Form, erfolgte mit einem in Fortran geschriebenen Programm, welches am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik bereits für zuvor durchgeführte Messungen entwickelt wurde. Die Datenstruktur ist in Abbildung 4-19 dargestellt.

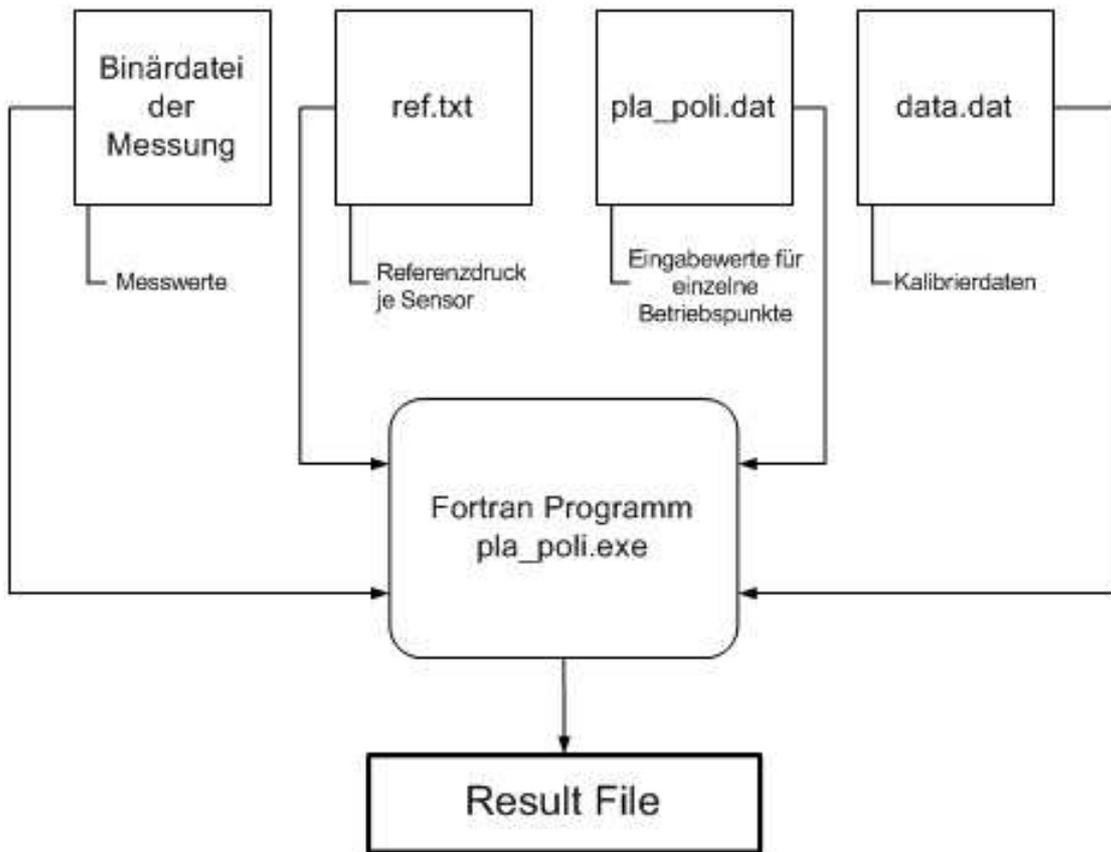


Abbildung 4-19 Datenstruktur der Auswertung

Im File ref.txt werden die gemittelten Referenzdrücke, mit denen die einzelnen Sensoren vom Druckmodul beaufschlagt werden zeilenweise eingetragen. In den Zeilen drei und sechs wird aufgrund des nicht besetzten Channels der Referenzwert Null eingetragen.



Abbildung 4-20 Dateiabbild von ref.txt

Im File data.dat werden, die durch die Kalibrierung erhaltenen Daten (Slope und Intersept), die Sensor Gruppe und Sensornummer eingetragen (siehe Abbildung 4-21). Die Zeilen drei

und sechs werden auch hier durch den frei bleibenden Channel wieder mit dem Wert Null versehen.

Slope	Intersept	Sensor group	Sensor Nr.
-34733.4	12400.7	A	1
-34744.6	-8708.1	A	2
0	0	A	10*
-33745.5	16534.9	B	3
-33470.4	-1717	B	4
0	0	B	11*
-34303.3	13121.9	C	5
-34427.9	-1750.4	C	6
-34586	9475.9	C	7

*) freier Channel am Verstärker

Abbildung 4-21 Dateiabbild von data.dat

In der Datei pla_poli.dat werden betriebspunktspezifische Werte wie Blade Passing Frequency, die Drehzahl und andere Werte, wie in Abbildung 4-22 zu sehen ist, eingetragen. Die zusätzlichen Erklärungen in Abbildung 4-22 sind im Grundfile nicht enthalten.

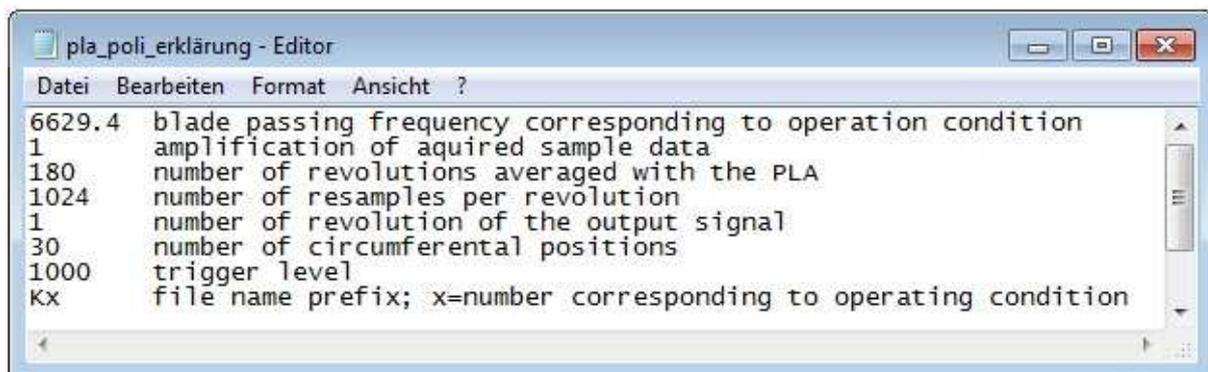
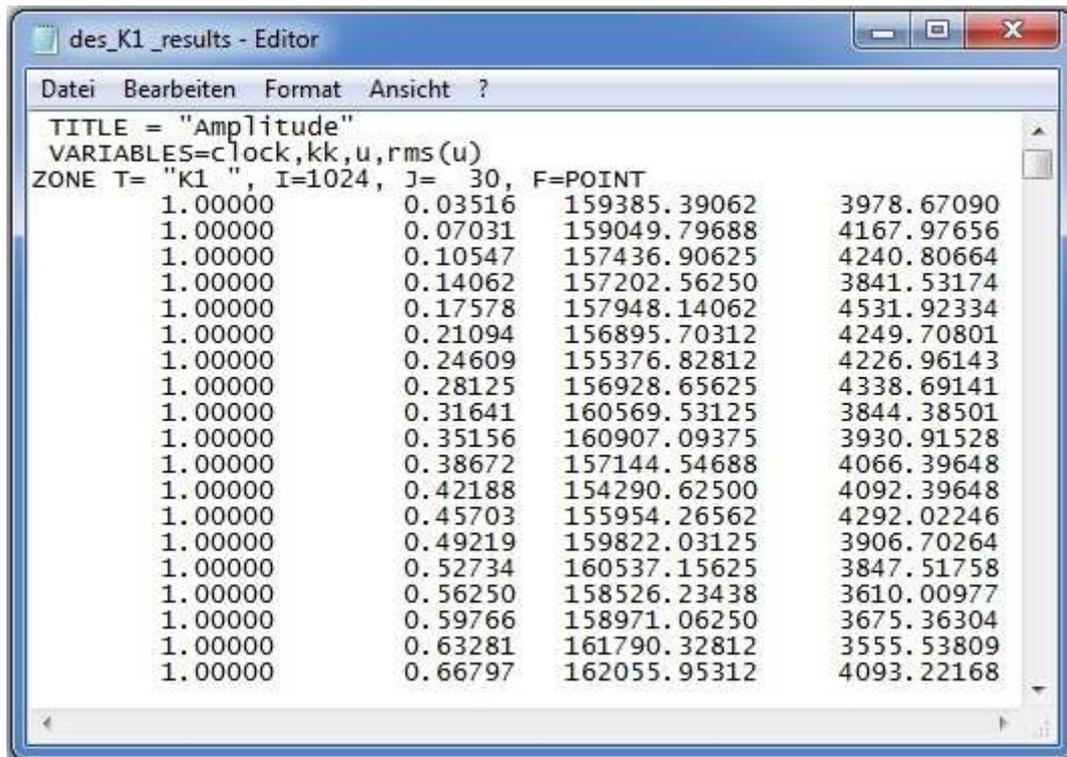


Abbildung 4-22 Dateiabbild von pla_poli.dat

Die Grundstruktur eines erhaltenen Result-Files ist in Abbildung 4-23 dargestellt. Die erste Spalte zeigt die Clockingposition 1 bis 30. Die zweite Spalte beinhaltet die Zeitwerte der 1024 gemessenen Messswerte über eine Rotorumdrehung pro Clockingposition. Spalte drei und vier stellen den Druck und die Fluktuation des Druckes in Pascal dar.



```
des_K1_results - Editor
Datei Bearbeiten Format Ansicht ?
TITLE = "Amplitude"
VARIABLES=clock,kk,u,rms(u)
ZONE T= "K1 ", I=1024, J= 30, F=POINT
1.00000      0.03516      159385.39062      3978.67090
1.00000      0.07031      159049.79688      4167.97656
1.00000      0.10547      157436.90625      4240.80664
1.00000      0.14062      157202.56250      3841.53174
1.00000      0.17578      157948.14062      4531.92334
1.00000      0.21094      156895.70312      4249.70801
1.00000      0.24609      155376.82812      4226.96143
1.00000      0.28125      156928.65625      4338.69141
1.00000      0.31641      160569.53125      3844.38501
1.00000      0.35156      160907.09375      3930.91528
1.00000      0.38672      157144.54688      4066.39648
1.00000      0.42188      154290.62500      4092.39648
1.00000      0.45703      155954.26562      4292.02246
1.00000      0.49219      159822.03125      3906.70264
1.00000      0.52734      160537.15625      3847.51758
1.00000      0.56250      158526.23438      3610.00977
1.00000      0.59766      158971.06250      3675.36304
1.00000      0.63281      161790.32812      3555.53809
1.00000      0.66797      162055.95312      4093.22168
```

Abbildung 4-23 Result-File des Kulitesensors K1 im Design Point

Mit diesen Auswertedaten lassen sich nun Weg-Zeit Diagramme des instationären Druckes erstellen, welche Interpretationen der strömungstechnischen Wechselwirkungen im untersuchten Strömungskanal ermöglichen. In der vorliegenden Diplomarbeit wurde dieser Schritt mit der Software Tecplot 360, Version 2010 durchgeführt.

Weg-Zeit Diagramme (time-space plots) eignen sich sehr gut für die Darstellung von periodischen Abläufen, wie zum Beispiel das Auftauchen von Nachlaufsegmenten und Verdichtungsstößen. Im nachfolgenden Kapitel 5.1 wird diese Darstellung zur Interpretation der untersuchten Strömung und zum Vergleich der verschiedenen Clockingpositionen herangezogen.

4.7. Fehlerabschätzung

Die sich, durch die statistische Auswertung von einer endlichen Anzahl von Messwerten ergebende Unsicherheit, wurde hier nach dem Verfahren der Konfidenzintervalle abgeschätzt [Sachs, 2002]. Dieses Verfahren geht von einer Normalverteilung von unabhängigen Messwerten aus, wobei bei einer Verteilung von n Stichproben, die Varianz σ^2 sowie der

Mittelwert \bar{u} mit einer z.B.: 95 % Wahrscheinlichkeit (Konfidenzintervall α von 0,5) innerhalb eines Fehlerbereiches von

$$\pm \frac{t_{n-1;\alpha} \sigma}{\sqrt{n}} \quad \text{Fehler des Mittelwertes} \quad \text{Formel 4-1}$$

liegt, wobei $t_{n-1;\alpha}$ die Student t-Verteilung und σ die Standardabweichung sind. Im Auslegungspunkt (Design Point) wird zwei Sekunden lang bei 184,15 Umdrehungen pro Sekunde gemessen. Somit stehen in etwa 370 Werte für obige Methode zur Verfügung.

Die mit obiger Formel berechneten Fehler der Mittelwerte liegen in den Bereichen der Nachläufe bei ± 175 Pascal und in den Bereichen der freien Strömung bei ± 130 Pascal.

5. Ergebnisse und Diskussion

5.1. Time-Space Plots

Abbildung 5-1 zeigt ein Weg-Zeit Diagramm (engl. time-space plot) des instationären Druckes im Zwischendiffusor. Links im Bild sind die Hochdruckstator- und Hochdruckrotorbeschaufelung zu sehen. Auf der Abszisse des Time-Space Plots wird der zeitliche Verlauf des Druckes pro Clockingposition zeilenweise übereinander aufgetragen. In den hier verwendeten Weg-Zeit Diagrammen entspricht die Zeitachse drei Laufschaufelperioden (blade passing periods), also der Zeit in der drei Rotorscheufeln den aufnehmenden Sensor passieren.

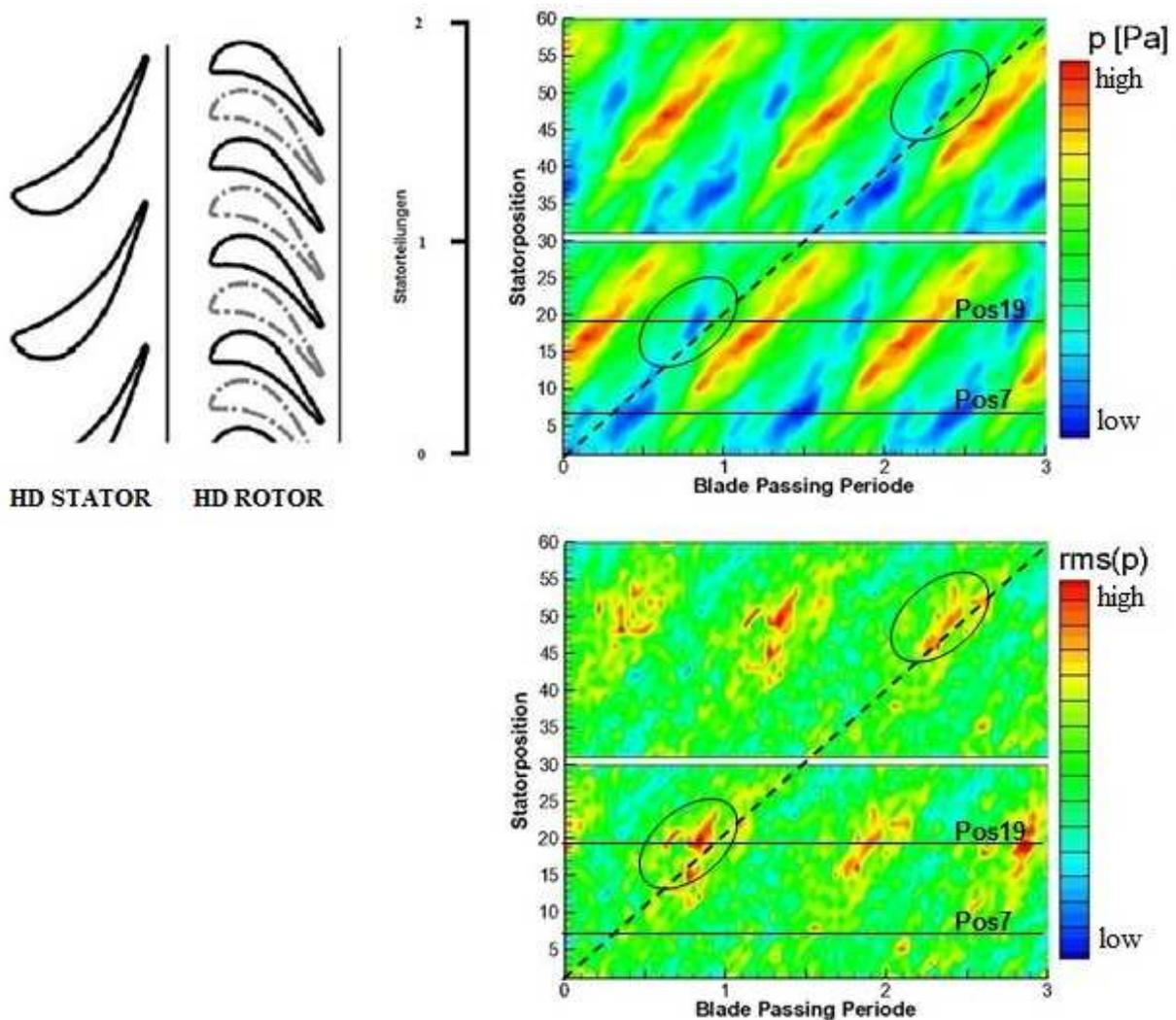


Abbildung 5-1 Weg-Zeit Diagramm des instationären Druckes, horizontale Strukturen stammen vom Stator, diagonale vom Rotor

Das obere Weg-Zeit Diagramm zeigt den instationären Druck p in Pascal, das untere Weg-Zeit Diagramm zeigt dessen Fluktuation $\text{rms}(p)$ ¹, ebenfalls in Pascal.

Die Fluktuation $\text{rms}(p)$ errechnet sich mit den Formeln 5-1 bis 5-3 nach E. Canepa et al. (2007).

$$p(t_j, \Theta_k, n) = \tilde{p}(t_j, \Theta_k) + p'(t_j, \Theta_k, n) \quad \text{Momentanwert} \quad \text{Formel 5-1}$$

$$\tilde{p}(t_j, \Theta_k) = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N p(t_j, \Theta_k, n) \quad \text{Mittelwert} \quad \text{Formel 5-2}$$

$$\text{rms}(p) = \sqrt{\tilde{p}'^2(t_j, \Theta_k)} = \sqrt{\frac{1}{(N-1)} \sum_{n=1}^N [p(t_j, \Theta_k, n) - \tilde{p}(t_j, \Theta_k)]^2} \quad \text{Formel 5-3}$$

Wobei t_j die Zeit und Θ_k die Clockingposition darstellen.

Um die Stator-Rotor-Stator Interaktion dokumentieren zu können, wurde der Hochdruckstator während der Messung über eine Statorteilung traversiert. Bei einer Statorschaufelanzahl von 24, entspricht dies einem Winkel von 15°. Dieser Bereich wurde in 30 Clockingpositionen unterteilt woraus sich ein Winkel von 0,5° pro Messposition ergibt.

Aufgrund des Leitschaufel-Laufschaukel-Verhältnisses von 2:3 erscheinen Strukturen die vom Rotor kommen unter 45°, wenn man zwei Statorteilungen über drei Laufschaukelperioden (blade passing periods) über gleich große Achsenabschnitte darstellt (2 Statorteilungen, 30° entsprechen 3 Laufschaukelperioden, durchlaufener Winkel 30°). Horizontale Schnitte im Diagramm entsprechen dem instationären Druck an einem bestimmten Punkt am Umfang über der Zeit. Betrachtet man Clockingposition 7, so erkennt man, dass hier nur geringer Druck und geringe Fluktuationen vorherrschen. Position 19 hingegen weist Bereiche mit größeren Druckunterschieden und hohen Fluktuationen auf. Die roten Bereiche der Fluktuationen lassen auf eine Überlagerung des Rotornachlaufes und der Segmente des zerhackten Statornachlaufes schließen. Überträgt man diese Bereiche in das Weg-Zeit Diagramm des statischen Druckes erkennt man, dass sich diese mit dem Aufkommen geringen Druckes überdecken. Die scharfen Übergänge der roten Bereiche im Time-Space-Plot des stationären Druckes lassen auf die Verdichtungsstöße der Rotorscheufeln schließen.

In Abbildung 5-2 sieht man eine Momentaufnahme der Nachläufe (wakes) durch die Turbinenstufen. Die Nachläufe des Hochdruckstators treffen auf den Hochdruckrotor und

¹ Root Mean Square oder quadratischer Mittelwert

werden dort zerhackt. Diese zerhackten Segmente treffen dann zusammen mit den Nachläufen des Hochdruckrotors auf den Niederdruckstator und dort auf die einzelnen Druckmesssensoren. Wie die Clockingtheorie besagt, sollten die Nachläufe auf die Vorderkante der ND-Statorbeschaufelung auftreffen um die Hauptströmung möglichst wenig zu stören. Dies gilt es mit den verschiedenen Umfangspositionen der Messschaufeln zu überprüfen. Abbildung 5-3 zeigt die Druckverteilung in den Turbinenstufen. Die Hinterkantenstöße von HD Stator und Rotor sind gut zu erkennen. Diese Druckstöße treffen auf die Sensoren, rufen dort starke Gradienten hervor und werden von diesen aufgezeichnet. Beide Abbildungen wurden mit Hilfe einer CFD-Berechnung erstellt.

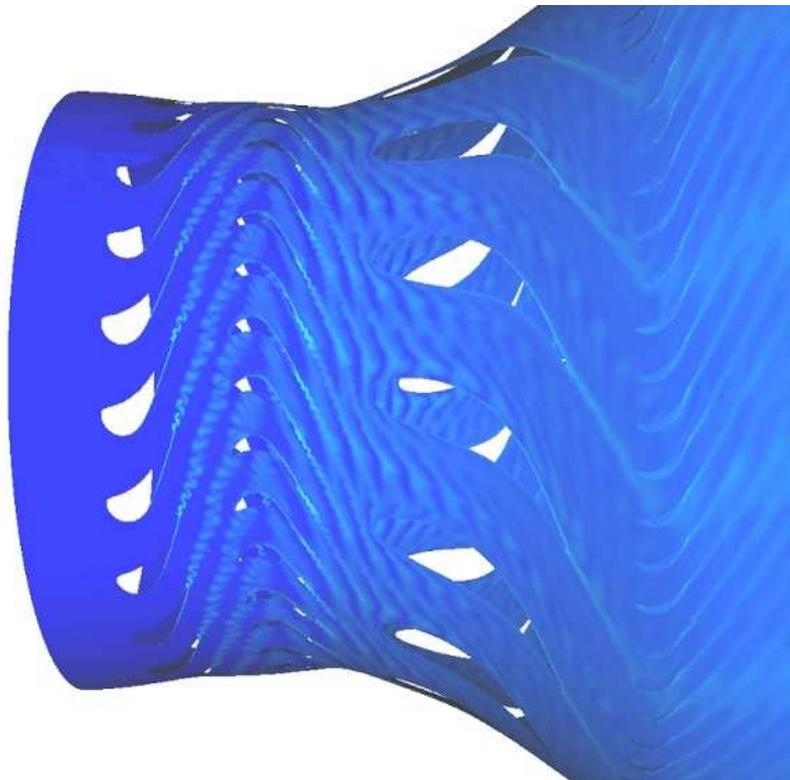


Abbildung 5-2 Nachläufe im DREAM-Setup in der transsonischen Turbinenanlage

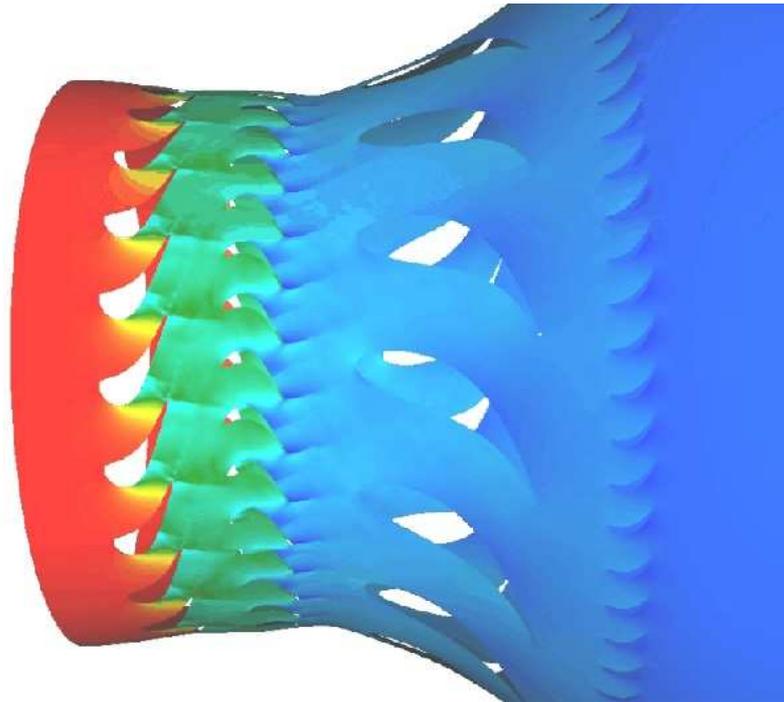


Abbildung 5-3 Druckverteilung und Druckstöße in der transsonischen Turbinenanlage

Wie bereits in Kapitel 4.3.1 erwähnt, liegen die Sensoren K1 und K2 am Innengehäuse des Turning Mid Turbine Frames, die Sensoren K3 (nahe Nabe) und K4 (nahe Gehäuse) auf der Druckseite einer Strebe (turning strut) und die Sensoren K5 (nahe Nabe) , K6 (mitte Strebe) und K7 (nahe Gehäuse) auf der Saugseite einer weiteren Strebe. Die Positionen der Sensoren sind in Abbildung 5-4, sowie zuvor in Abbildung 4-5 dargestellt.

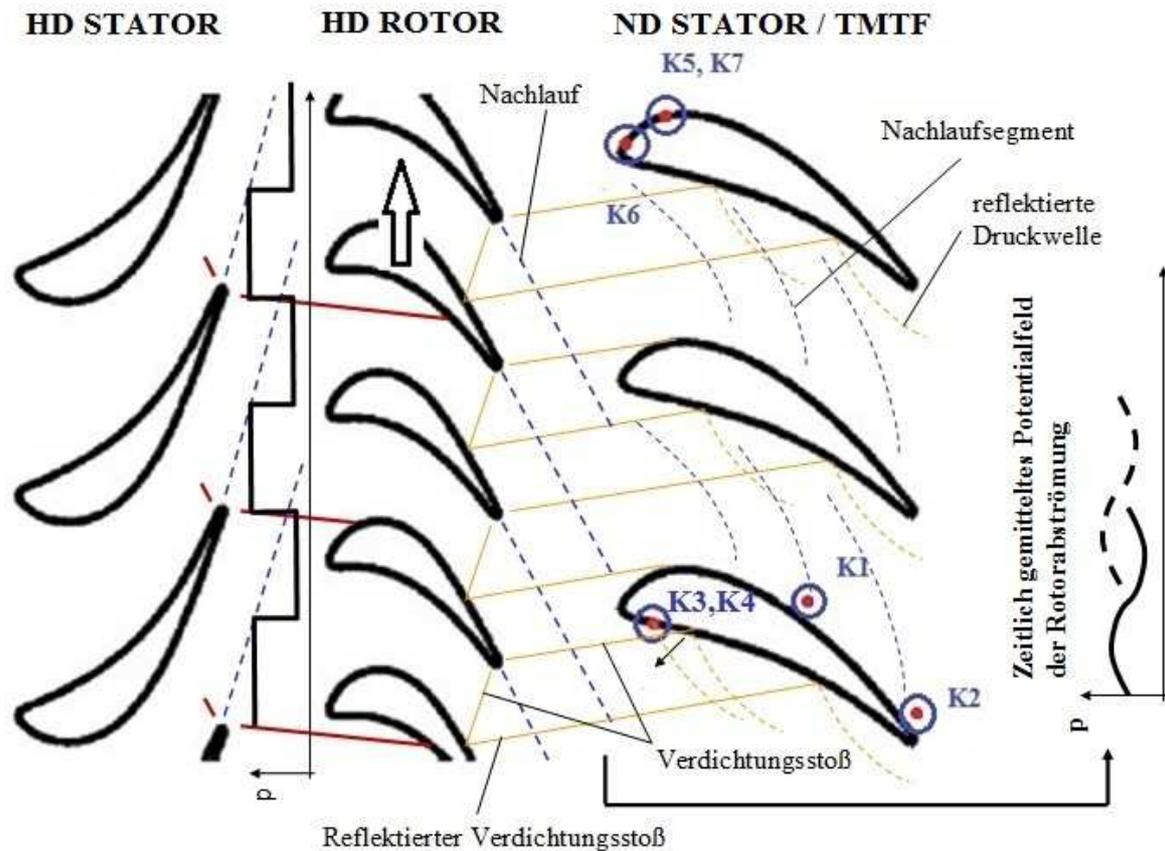


Abbildung 5-4 Positionen der Sensoren K1 bis K7, Nachläufe und Verdichtungsstöße

Abbildung 5-4 zeigt Verdichtungsstöße, Nachläufe, reflektierte Verdichtungsstöße, reflektierte Druckwellen und Rotornachlaufsegmente in der Turbinenströmung der transsonischen Versuchsturbinenanlage. Die zerhackten HD Stator-Nachlaufsegmente, die großteils für das Clocking verantwortlich sind, wurden aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht in dieses Bild eingezeichnet. Diese wurden bereits in Abbildung 1-11 gezeigt.

Aus den geometrischen Gegebenheiten kann man bereits abschätzen, welche strömungstechnischen Effekte an den jeweiligen Sensoren dominieren und mit ihnen interagieren werden. Die Position des Sensors K1 lässt kein direktes Auftreffen von Verdichtungsstößen oder Rotornachläufen zu. Bei Sensor K2 trifft diese Aussage ebenso zu, durch seine Lage nahe der Schaufelhinterkante wird dieser aber im Vergleich zu Sensor K1 stärker vom Niederdruckrotor beeinflusst. Die Positionierung der Sensoren K3 und K4 an der Druckseite einer TMTF Stützstrebe ermöglicht die direkte Messung von Rotorverdichtungsstößen. Die an der Saugseite liegenden Druckmessensoren K5 und K7 können noch das Verbeilaufen der Verdichtungsstöße und direktes Auftreffen der Rotornachläufe erfassen. Wegen der gehäusenahen Lage des Sensors K7, wird dieser jedoch von der Rotorspaltströmung (tip leakage flow) dominiert. Eine ideale Position für die

Clockinguntersuchung besitzt Sensor K6. Er liegt in mittlerer Kanalhöhe an der Eintrittskante (leading edge) einer TMTF Strebe. Rotorverdichtungsstöße und –nachläufe treffen hier direkt auf, das mittlere Potentialfeld moduliert durch den HD Stator kann hier sehr gut nachgewiesen werden (siehe Abbildung 5-4). Dieser leichte sinusförmige Verlauf im zeitlich gemittelten Druck entsteht aus dem rechteckförmigen Druckverlauf hinter dem HD Stator, der sich durch die bewegten Rotorscheaufeln in abgeschwächter Form fortpflanzt.

Die Startposition der Clockinguntersuchung ist in Abbildung 5-5 festgehalten. Der Winkel zwischen HD Statorschaufelhinterkante und TMTF Strebenhinterkante beträgt $6,06^\circ$. Ausgehend von dieser Position wird der HD Stator über 30 Positionen (15°) traversiert.

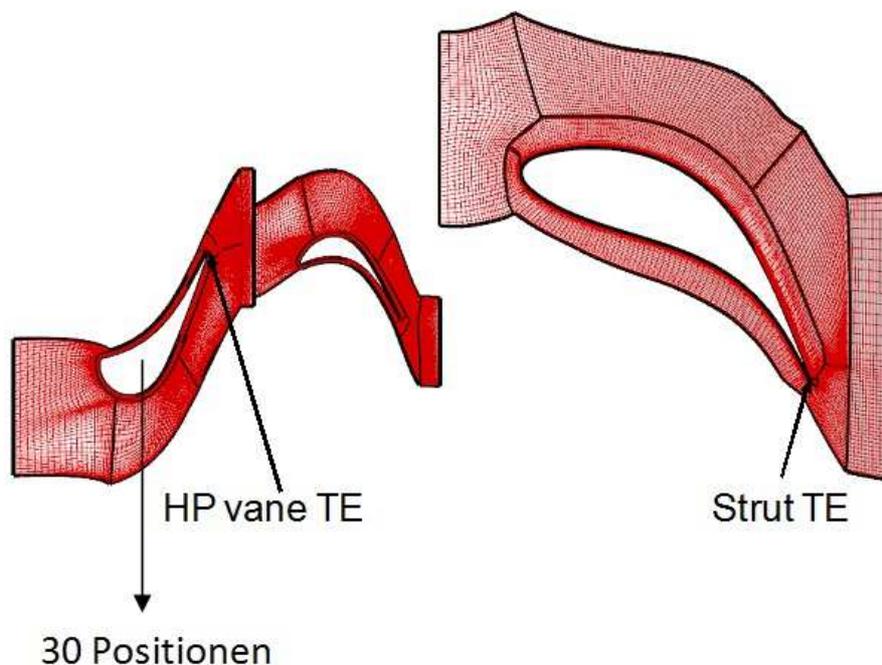


Abbildung 5-5 Clockingpositionen des Hochdruckstators

Bei dieser gezeigten Clockingposition fanden auch die vollständige aerodynamische Untersuchung dieses Setups mittels 5-Loch Sonde, FRPP¹, Ölanstrich und Heissfilmmessung statt.

¹ Fast Response Pressure Probes

5.1.1. Auslegungspunkt (Design Point)

Abbildung 5-6 zeigt die Weg-Zeit Diagramme des statischen Druckes und dessen Fluktuation im Design Point, gemessen am Sensors K1. Die markierten Bereiche hoher Fluktuation (unteres Diagramm) lassen auf eine Überlagerung des Rotornachlaufes mit den zerhackten Segmenten des Statornachlaufes schließen. Überträgt man diese Bereiche in das Weg-Zeit Diagramm des statischen Druckes (oberes Diagramm), so decken sie sich mit Bereichen geringen statischen Druckes. Die mit Hilfe der hohen Fluktuationen eingezeichneten 45° geneigten, Strichlinien zeigen die Lage der bewegten Rotornachläufe (wakes) an.

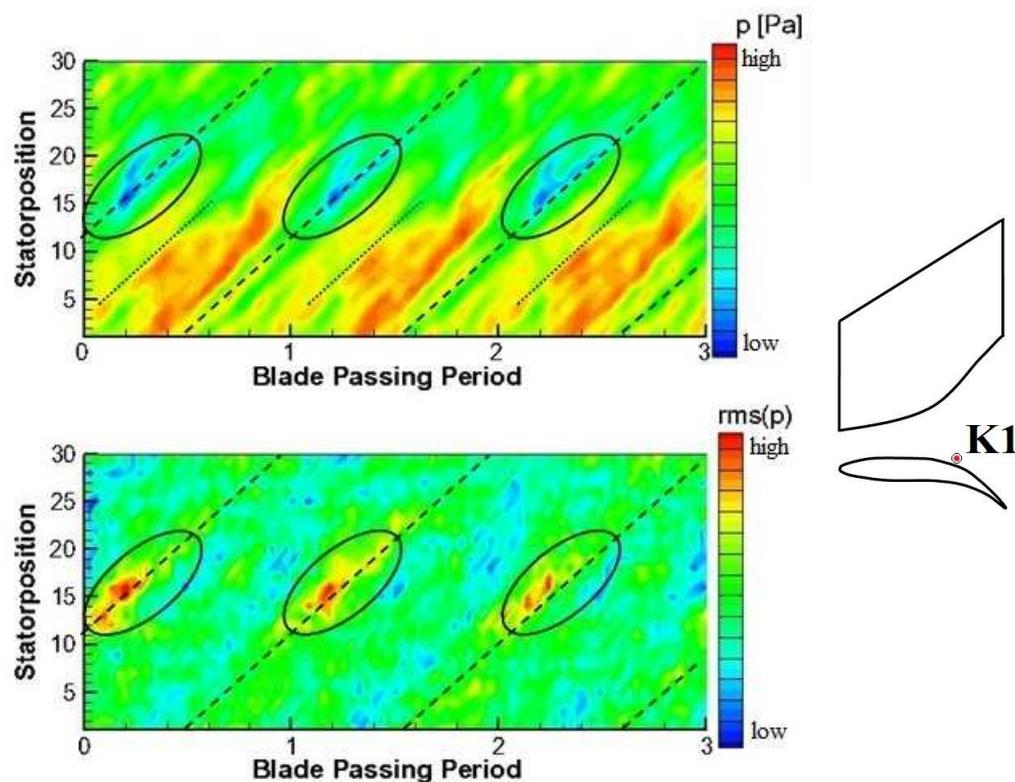


Abbildung 5-6 Weg-Zeit Diagramm Sensor K1, statischer Druck und Fluktuation

Die Weg-Zeit Diagramme des Sensors K2 in Abbildung 5-7 zeigen im Vergleich zu K1 abweichende Strukturen. Der direkte Nachlauf trifft hier nicht mehr auf den Sensor auf. Die 45° Strukturen, die die Einflüsse des Rotors darstellen, sind hier nicht mehr prägnant. Die eindeutig steileren Strukturen im Weg-Zeit Diagramm des statischen Druckes lassen auf andere Effekte, wie Druckwellen, die durch Reflexionen an den Oberflächen der Schaufeln entstehen, schließen. Der größere Winkel dieser Strukturen weist außerdem auf höhere Ausbreitungsgeschwindigkeiten hin. Der Nachlauf des ersten Stators ist hier nicht eindeutig

zu sehen. Die Einflüsse des stromabwärts liegenden Rotors nehmen bei dieser Position deutlich zu.

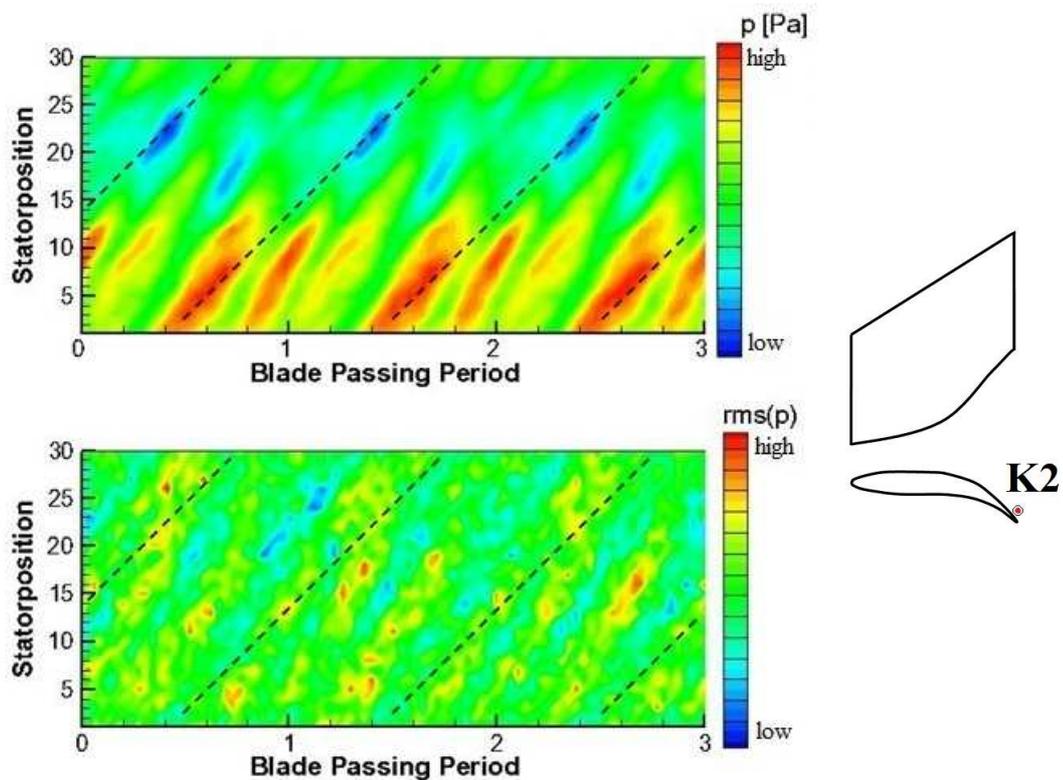


Abbildung 5-7 Weg-Zeit Diagramm Sensor K2, statischer Druck und Fluktuation

Die Bereiche höherer Fluktuation im Time-Space Plot des Sensors K3 in Abbildung 5-8 liegen an den Statorpositionen 12 bis 19. Diese sind wieder deckungsgleich mit den Bereichen des geringsten statischen Druckes (dunkelblaue Bereiche) im oberen Diagramm. Die ähnliche Lage der Nachläufe im Vergleich zu Sensor K1 liegt an dem geringen radialen Abstand des Sensors K3 zu diesem. Die Punktlinien zeigen deutlich die direkte Auswirkung von den Rotorverdichtungsstößen, die in dieser gegenläufigen Turbine zuerst die Druckseite des Stators 2 treffen und dann kontinuierlich über den Sensor hinweg zur Profilvorderkante streifen.

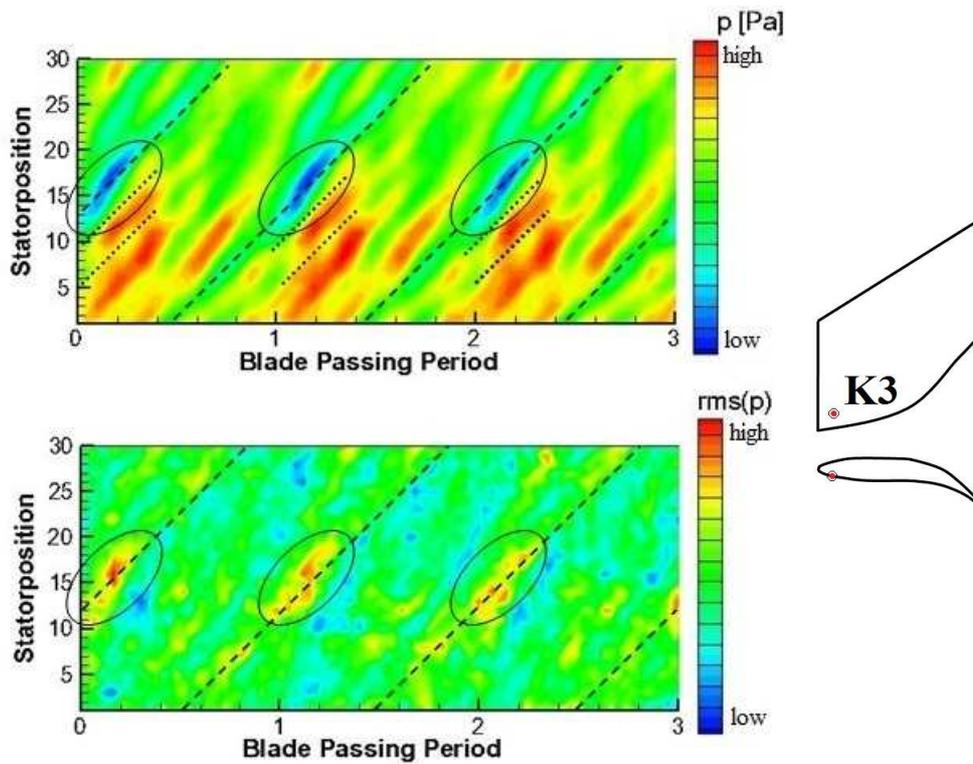


Abbildung 5-8 Weg-Zeit Diagramm Sensor K3, statischer Druck und Fluktuation

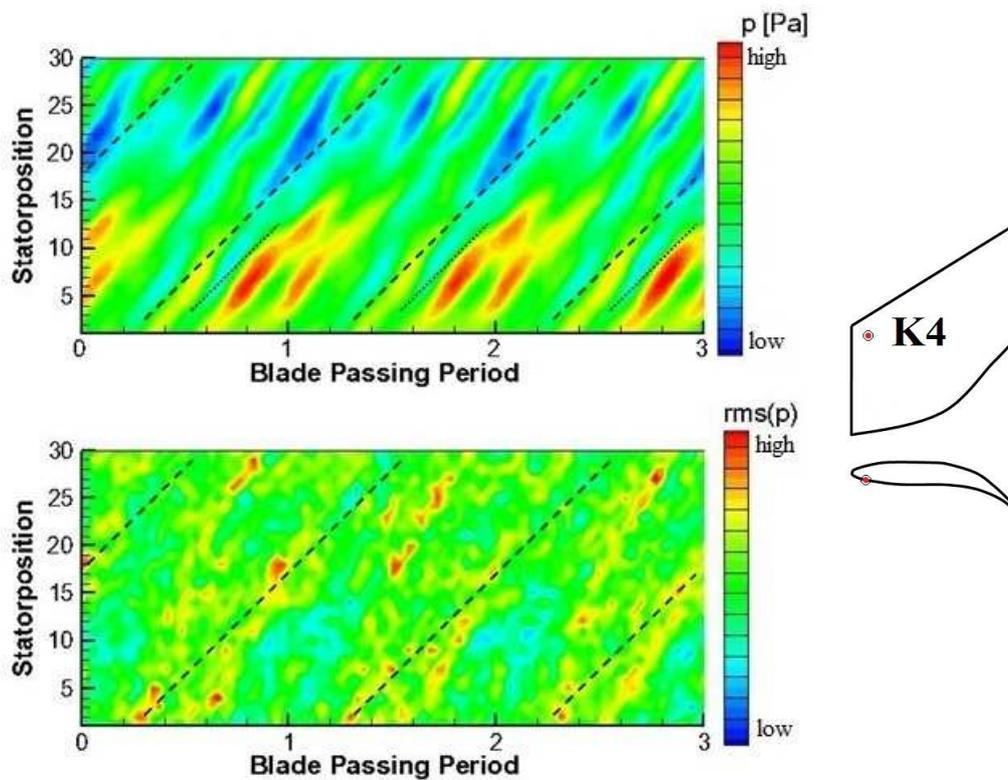


Abbildung 5-9 Weg-Zeit Diagramm Sensor K4, statischer Druck und Fluktuation

Bei Sensor K4 in Abbildung 5-9 sieht man, dass die Stöße im Vergleich zu Sensor K3 etwas schwächer werden. Der Nachlauf ist schwer zu bestimmen, es dominiert ein anderer Effekt, die Spaltströmung (tip leakage). Im Weg-Zeit Diagramm der Fluktuation erkennt man eine ungestörte Strömung von Position 1 bis 15 (hellblaue Bereiche) und eine Strömung mit höherer Fluktuation ab Position 15 bis 30.

5.1.2. Teillastpunkt 1 (Off Design Point 1)

In den Weg-Zeit Diagrammen des Sensors K1 im Off Design Point1 (Abbildung 5-10) sind wieder um 45° geneigte Strichlinien markiert, um die Auswirkungen des Rotornachlaufes bestimmen zu können. Das in diesem Betriebspunkt herrschende niedrigere Druckgefälle lässt die Auswirkung der Rotorverdichtungsstöße sehr schwach ausfallen oder sogar verschwinden. Der Time-Space Plot des Druckes wirkt sehr klar und aufgeräumt. In den Clockingpositionen 1-15 lässt sich ein, im Vergleich zu den Positionen 16-30, niedriges Druckniveau feststellen (siehe Potentialfelder Abbildung 5-4).

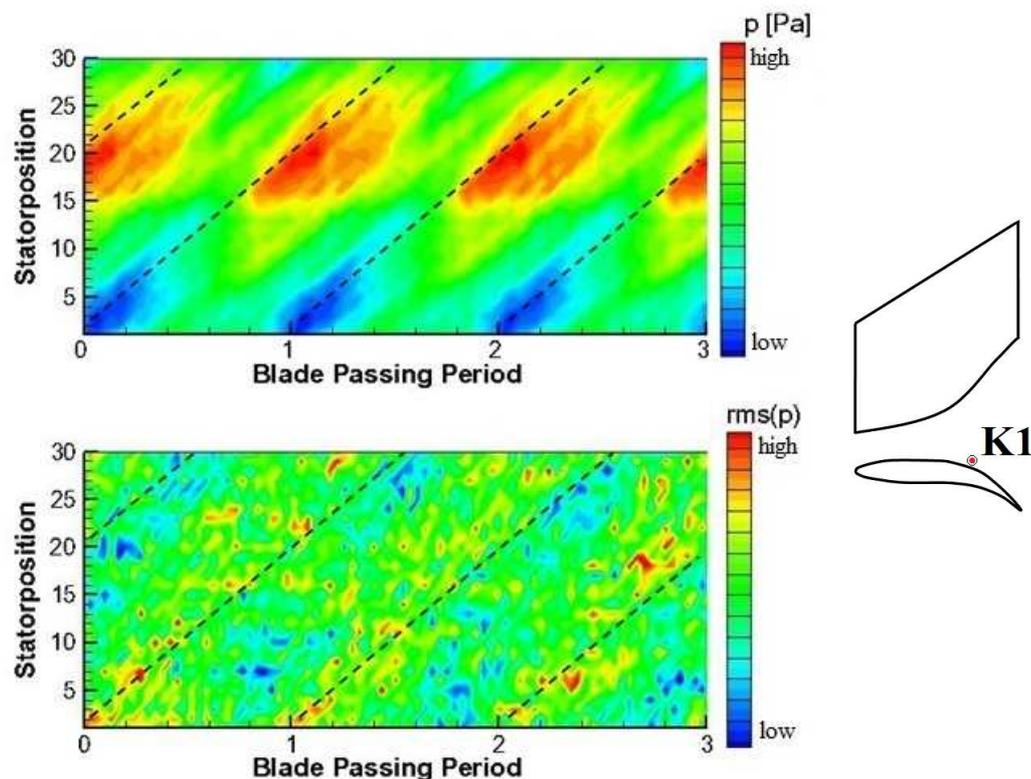


Abbildung 5-10 Weg-Zeit Diagramm Sensor K1, statischer Druck und Fluktuation

Sensor K2 (Abbildung 5-11) zeigt ein ähnliches Diagramm des statischen Druckes wie Sensor K1. Hier sind aufgrund der weiter stromabwärtsliegenden Position des Sensors jedoch zerklüftete Strukturen zu erkennen, was auf den stärker werdenden Einfluss des

nachfolgenden Niederdruckrotors schließen lässt. Das Weg-Zeit Diagramm der Fluktuation zeigt eine wenig gestörte Strömung bis Position 15, ab Position 15 nehmen die Fluktuationen wieder zu.

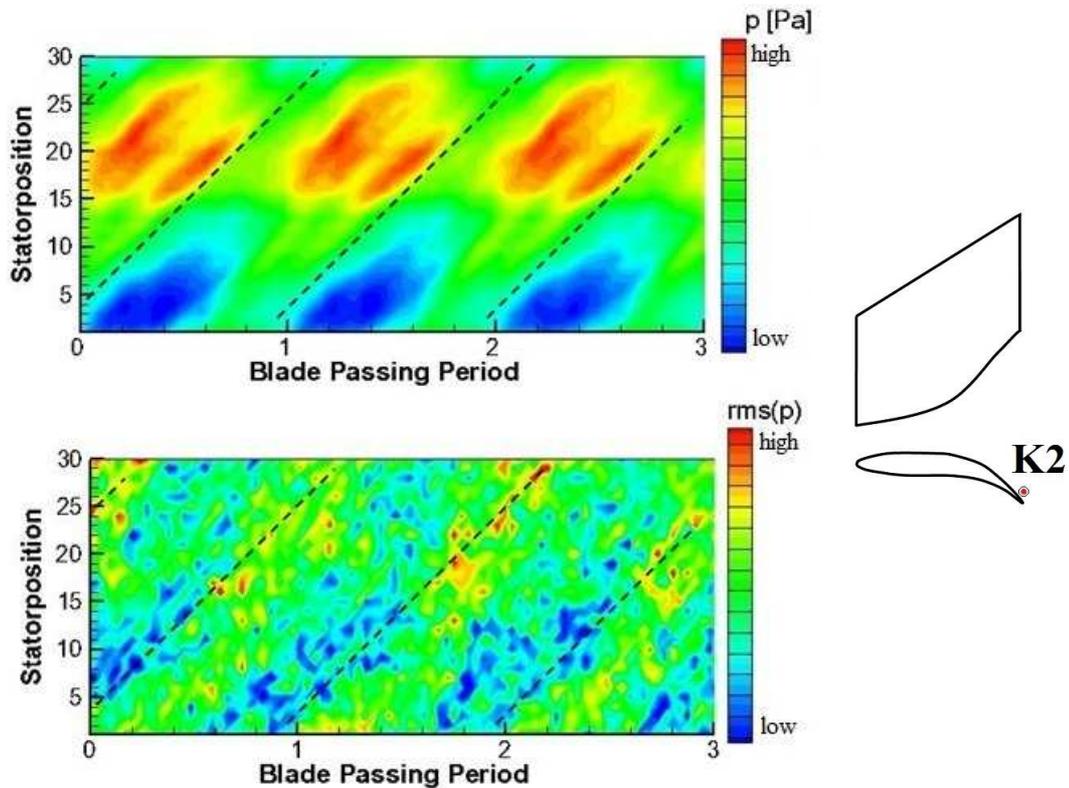


Abbildung 5-11 Weg-Zeit Diagramm Sensor K2, statischer Druck und Fluktuation

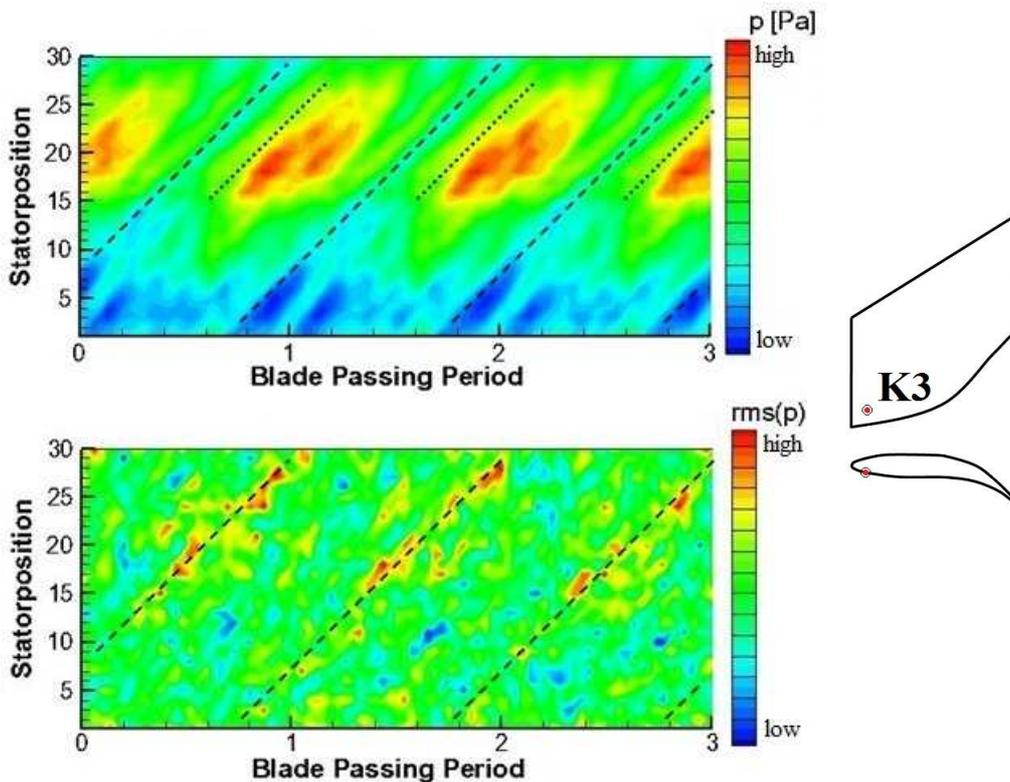


Abbildung 5-12 Weg-Zeit Diagramm Sensor K3, statischer Druck und Fluktuation

Abbildung 5-12 zeigt für Sensor K3 entlang der Strichlinien wieder deutlich erkennbar den Rotornachlauf an. Die größten Fluktuationen lassen wiederum auf die Überlagerung des Rotornachlaufes und Nachlaufsegmenten des ersten Stators schließen. Die Punktlinien weisen wieder auf die Effekte der schwachen Rotorverdichtungsdruckstöße hin.

Die Weg-Zeit Diagramme des Sensors K4 lassen aufgrund der Position des Sensors nahe dem Gehäuse (Spaltwirbel) keine eindeutige Bestimmung des Nachlaufes zu. Die Fluktuationen nehmen auch hier ab Clockingposition 15 etwas zu.

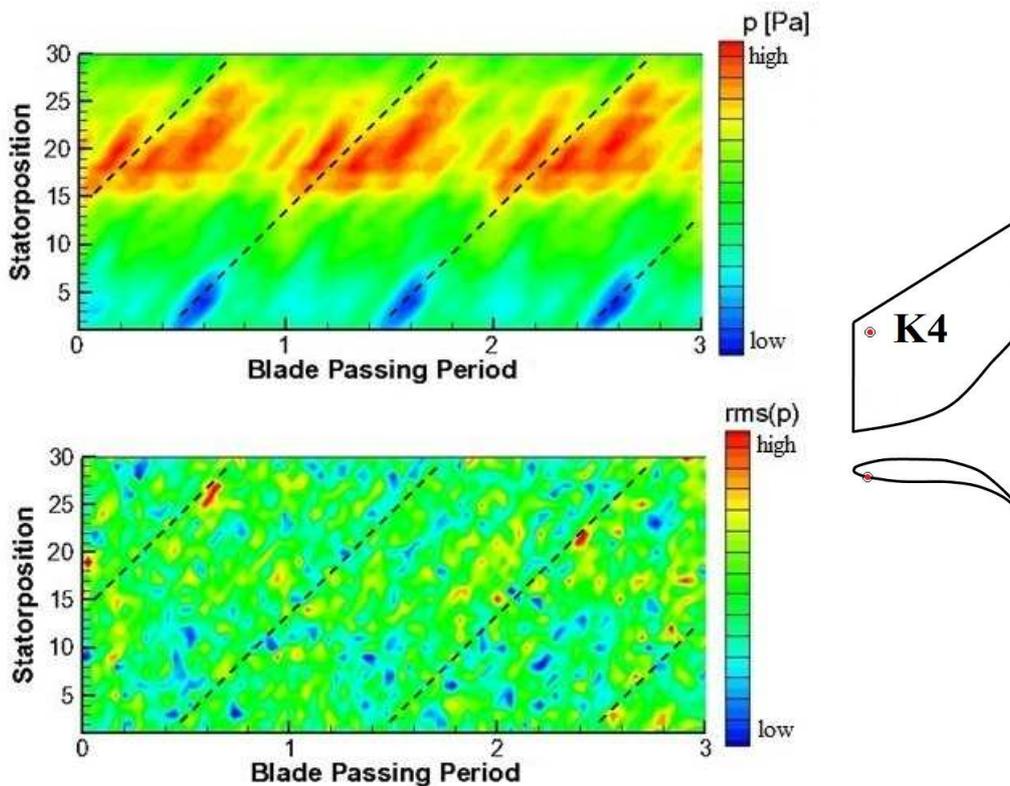


Abbildung 5-13 Weg-Zeit Diagramm Sensor K4, statischer Druck und Fluktuation

Die Weg-Zeit Diagramme des Sensors K5 (Abbildung 5-14) lassen eine eindeutige Bestimmung des Nachlaufes zu. Die Bereiche hoher Fluktuation lassen hier wieder auf die Überdeckung von Rotor- und Statornachlauf schließen, die sich von Position 15 bis 30 erstrecken. Verdichtungsstöße sind hier sehr schwach ausgeprägt.

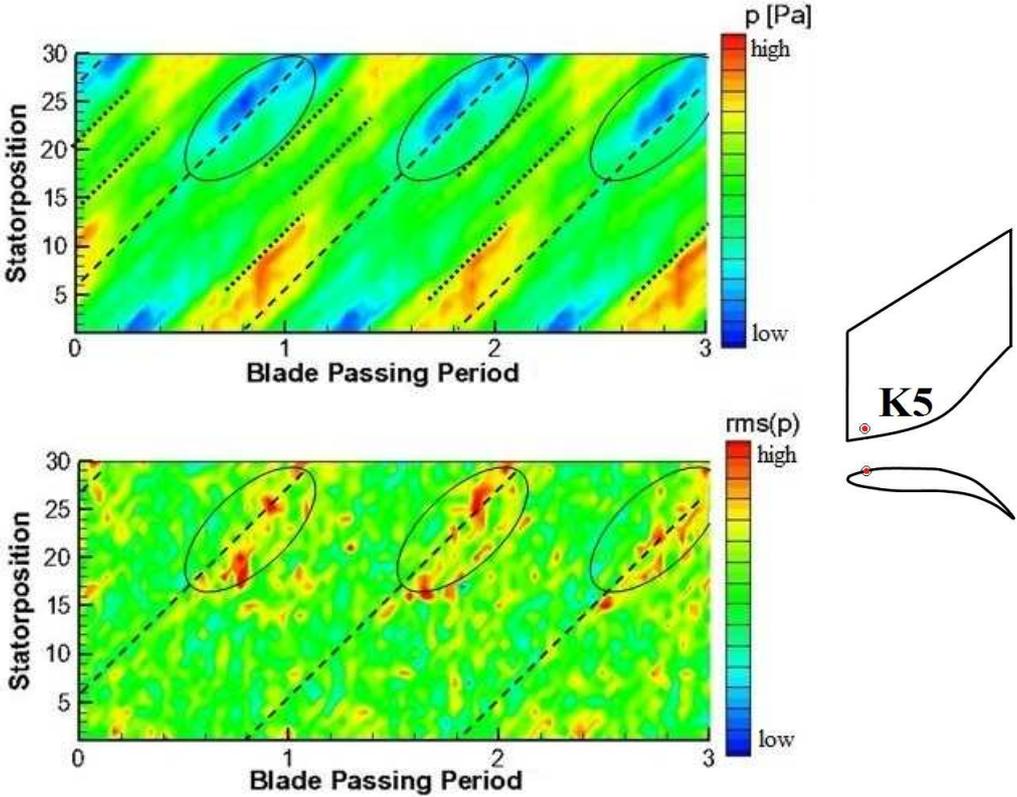


Abbildung 5-14 Weg-Zeit Diagramm Sensor K5, statischer Druck und Fluktuation

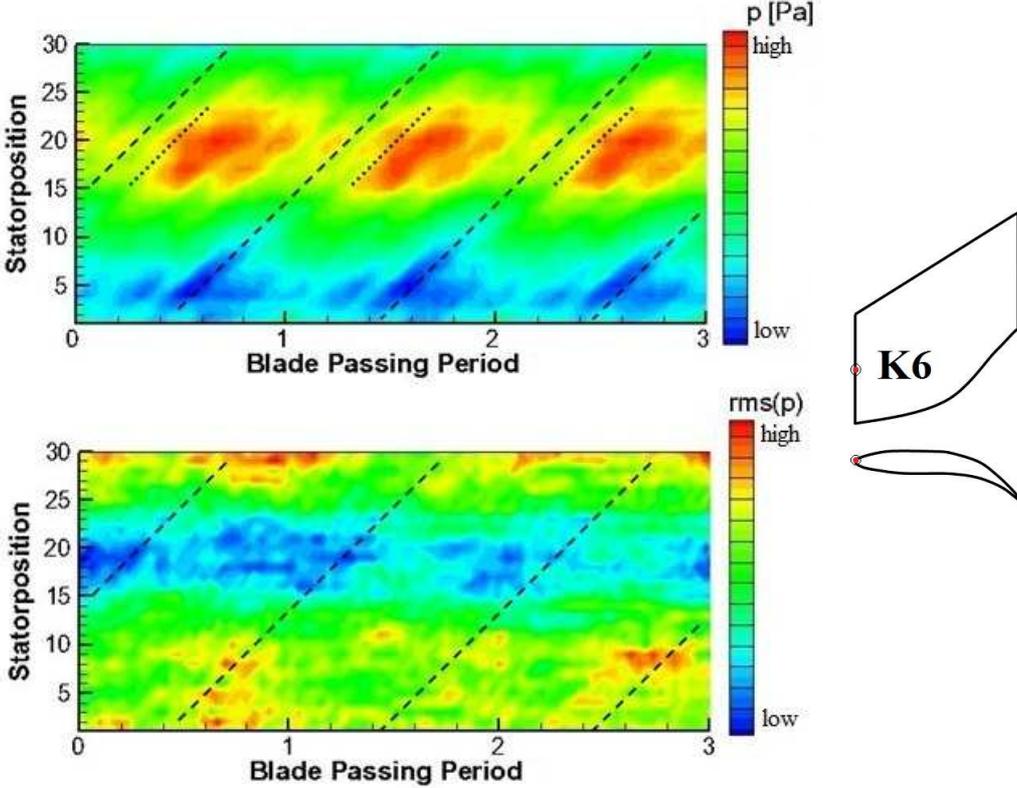


Abbildung 5-15 Weg-Zeit Diagramm Sensor K6, statischer Druck und Fluktuation

Das Weg-Zeit Diagramm des instationären Druckes bei Sensor K6 lässt das Potentialfeld niedrigeren und höheren Druckes deutlich erkennen. Von Clockingposition 15 bis 25 herrscht hoher Druck infolge von Druckstößen. Von Position 25 bis 14 erstreckt sich der Bereich niedrigeren Druckes. Betrachtet man das Weg-Zeit Diagramm der Fluktuation, so erkennt man, dass die Bereiche hoher Fluktuation mit den Bereichen niedrigem Druckes im oberen Diagramm übereinstimmen.

Abbildung 5-16 zeigt die Weg-Zeit Diagramme des Sensors K7. Der Nachlauf ist mit den unter 45° geneigten Strichlinien markiert. Die größten Fluktuationen liegen hier zwischen Position 15 und 30. Die roten Bereiche im Time-Space Plots des instationären Druckes entsprechen dem Tip Leakage Effekt, der die Rotorverdichtungsstöße hier verschwinden lässt.

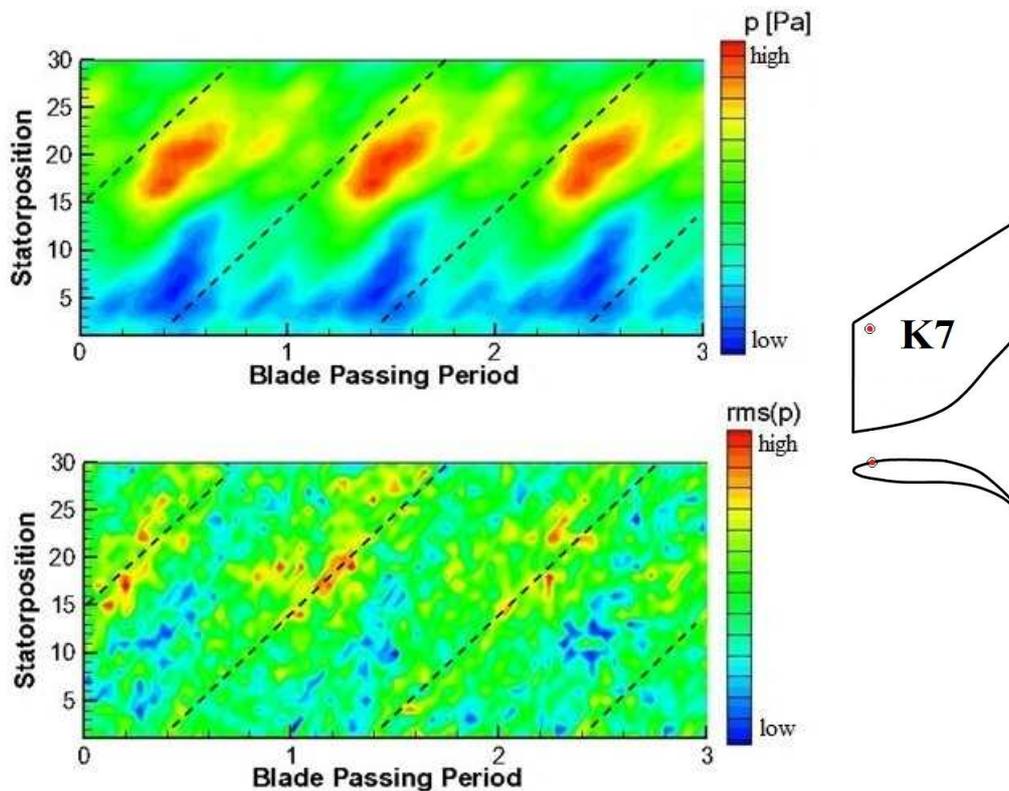


Abbildung 5-16 Weg-Zeit Diagramm Sensor K7, statischer Druck und Fluktuation

5.1.3. Teillastpunkt 2 (Off Design Point 2)

In Abbildung 5-17 sieht man, dass sich die Bereiche der höchsten Fluktuation wieder mit geringem statischen Druckes überdecken. Der Nachlauf ist wieder durch Strichlinien kenntlich gemacht, Punktlinien zeigen die Auswirkungen von Verdichtungsstößen an. Position 11 bis 26 befindet sich im Potentialfeld höheren, Position 27 bis 9 im Potentialfeld niedrigeren Druckes (siehe Abbildung 5-4).

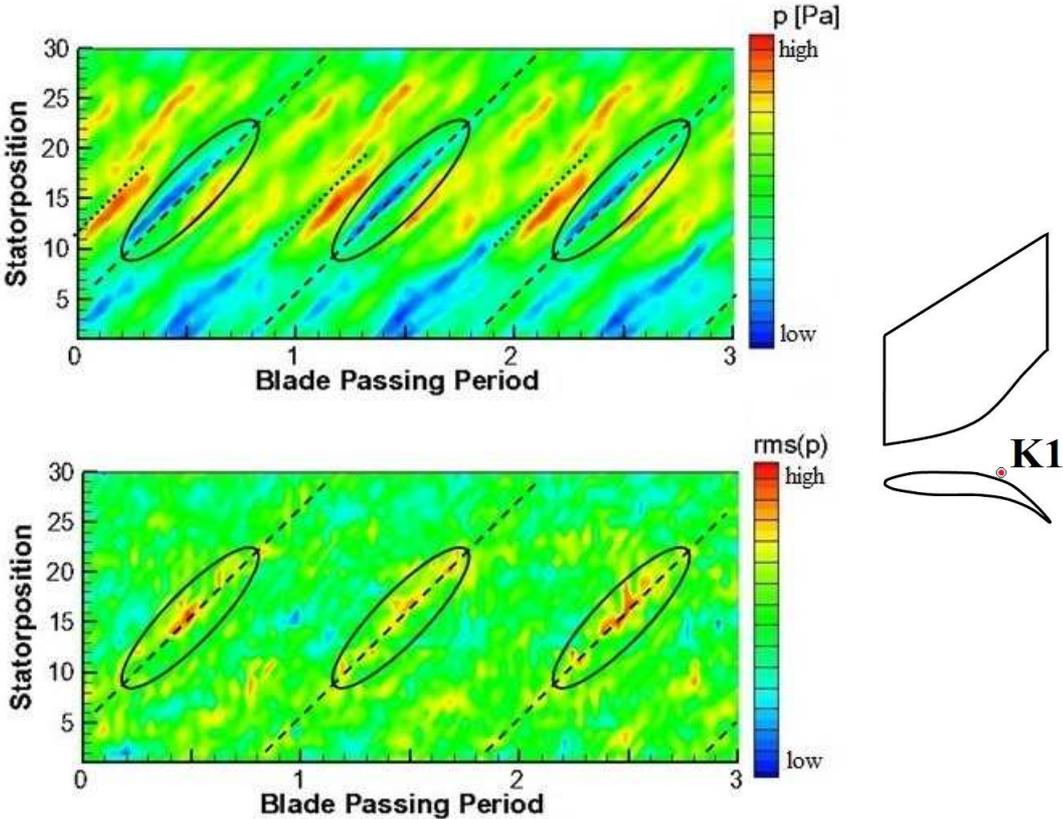


Abbildung 5-17 Weg-Zeit Diagramm Sensor K1, statischer Druck und Fluktuation

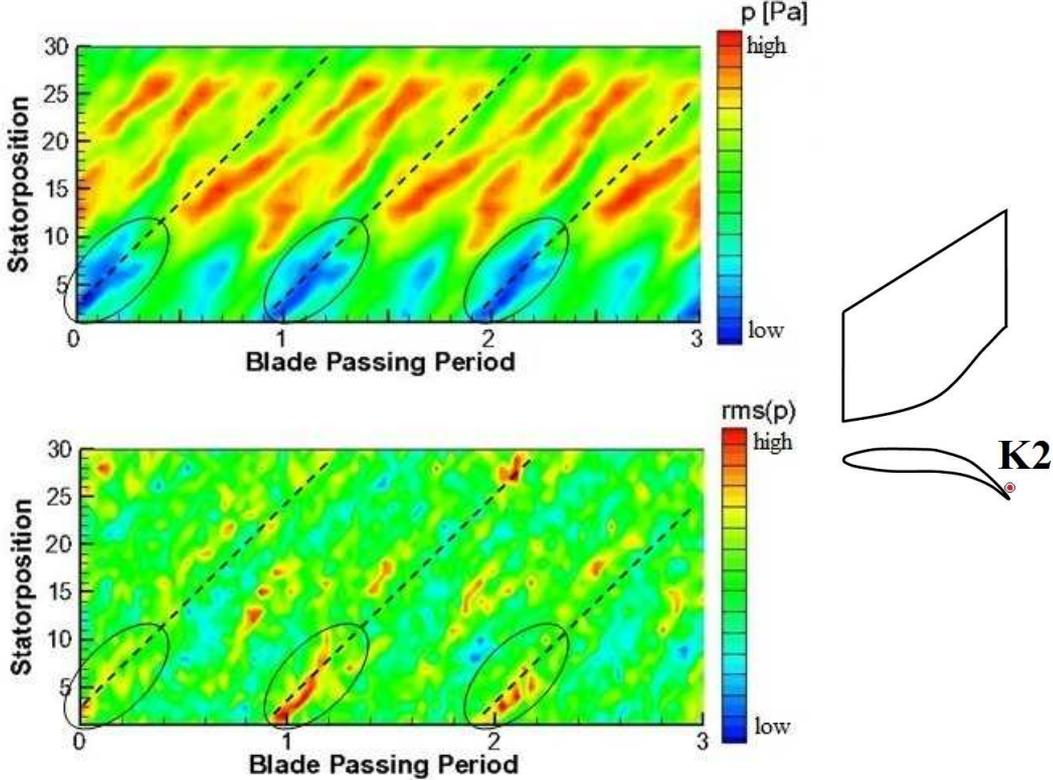


Abbildung 5-18 Weg-Zeit Diagramm Sensor K2, statischer Druck und Fluktuation

Der weiter stromabwärts liegende Sensor K2 (Abbildung 5-18) lässt die Bestimmung der Lage des Nachlaufes noch zu, jedoch dominieren hier wieder Druckwellen und Reflexionen dieser. Im Vergleich zu Sensor K1 ist hier der größer werdende Einfluss des zweiten Rotors wieder eindeutig zu erkennen.

Im Weg-Zeit Diagramm der Fluktuation des Drucksensors K3 lässt sich der Nachlauf, kenntlich gemacht mit um 45° geneigten Strichlinien, bestimmen (Abbildung 5-19). Die markierten Bereiche hoher Fluktuation stellen die Überlagerung von Rotornachlauf und Statornachlauf dar.

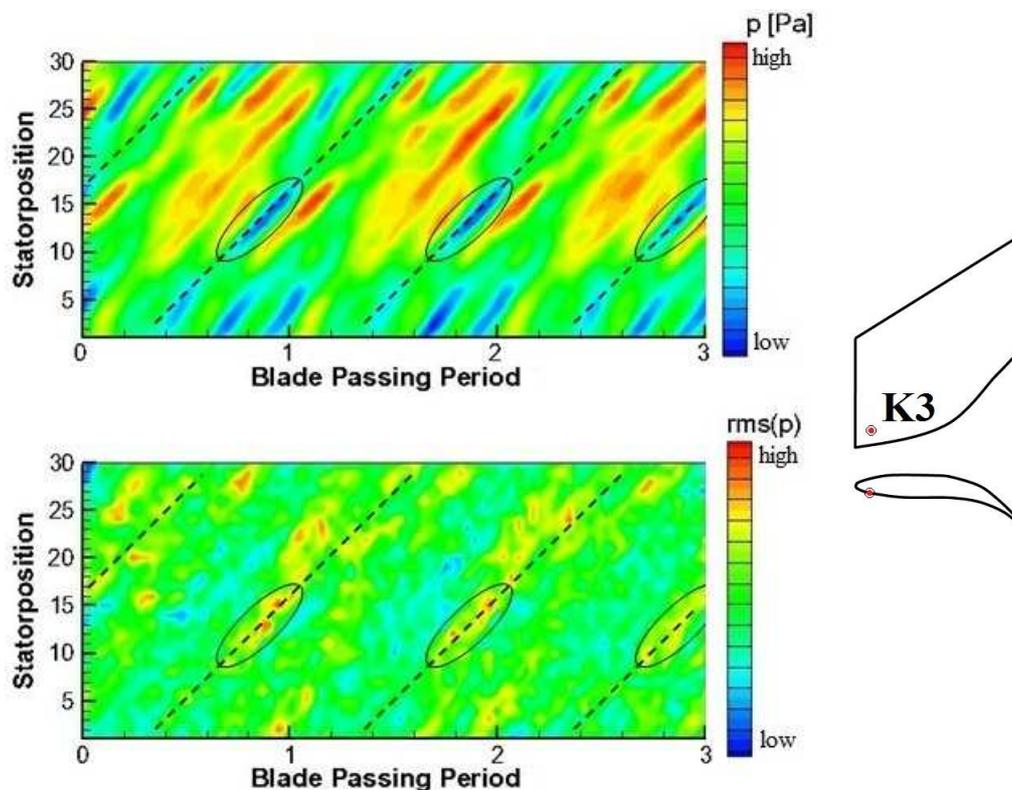


Abbildung 5-19 Weg-Zeit Diagramm Sensor K3, statischer Druck und Fluktuation

Bei Sensor K4 lässt sich im Weg-Zeit Diagramm der Fluktuation der Nachlauf bestimmen. Die markierten Bereiche der höchsten Fluktuation stimmen hier wieder mit den Bereichen geringen statischen Druckes überein. Ähnlich wie bei Sensor K3 folgt hier ein Verdichtungsstoß direkt nach dem Bereich der höchsten Fluktuation.

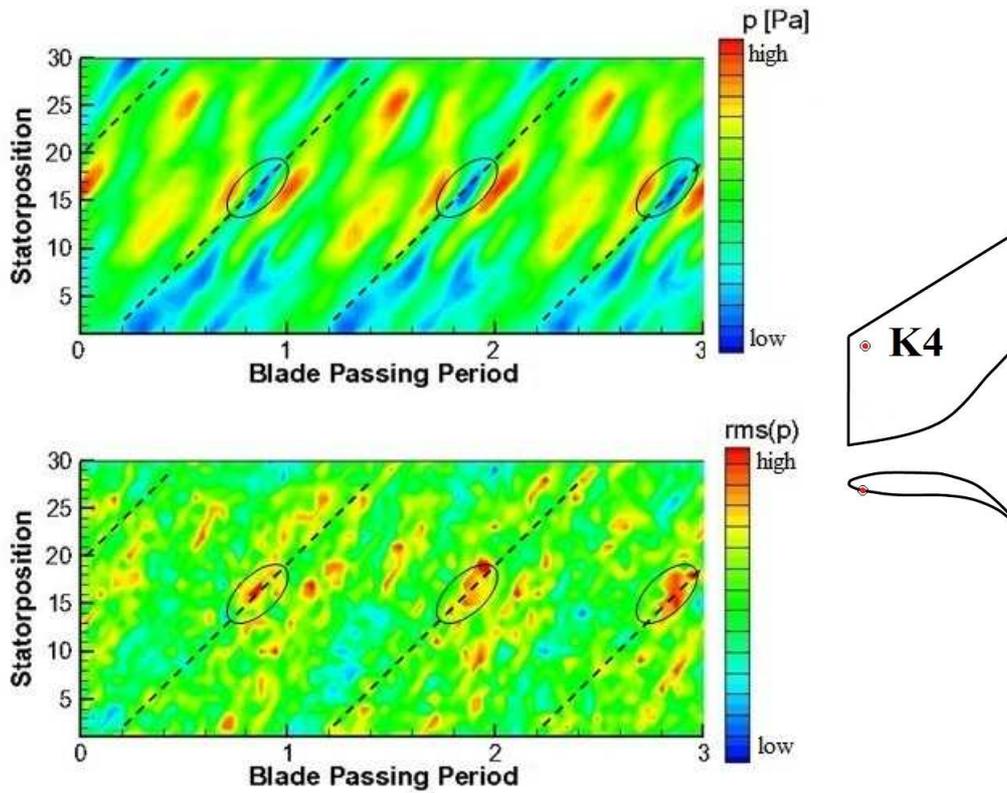


Abbildung 5-20 Weg-Zeit Diagramm Sensor K4, statischer Druck und Fluktuation

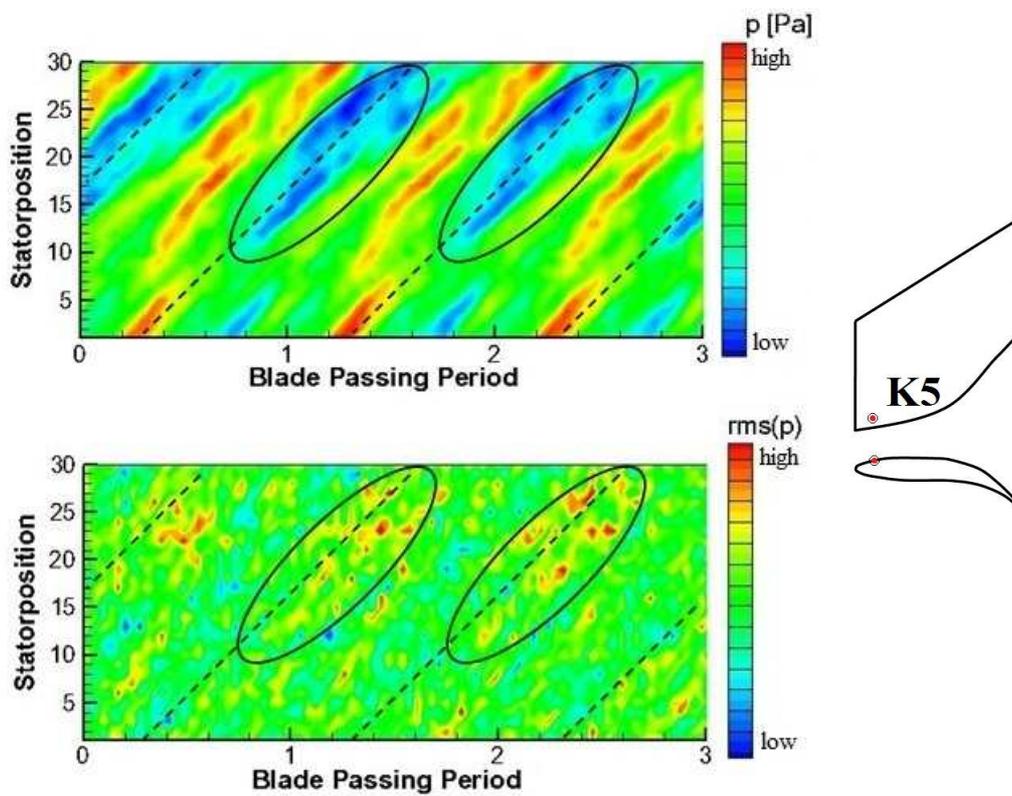


Abbildung 5-21 Weg-Zeit Diagramm Sensor K5, statischer Druck und Fluktuation

Die markierten Bereiche im Time-Space Plot der Fluktuation entsprechen der Überlagerung von Rotor- und Statornachlauf (Abbildung 5-21). Im Weg-Zeit Diagramm des statischen Druckes entsprechen diese der Lage des geringsten Druckes. Die Strichlinien unter 45° weisen auf den Nachlauf hin.

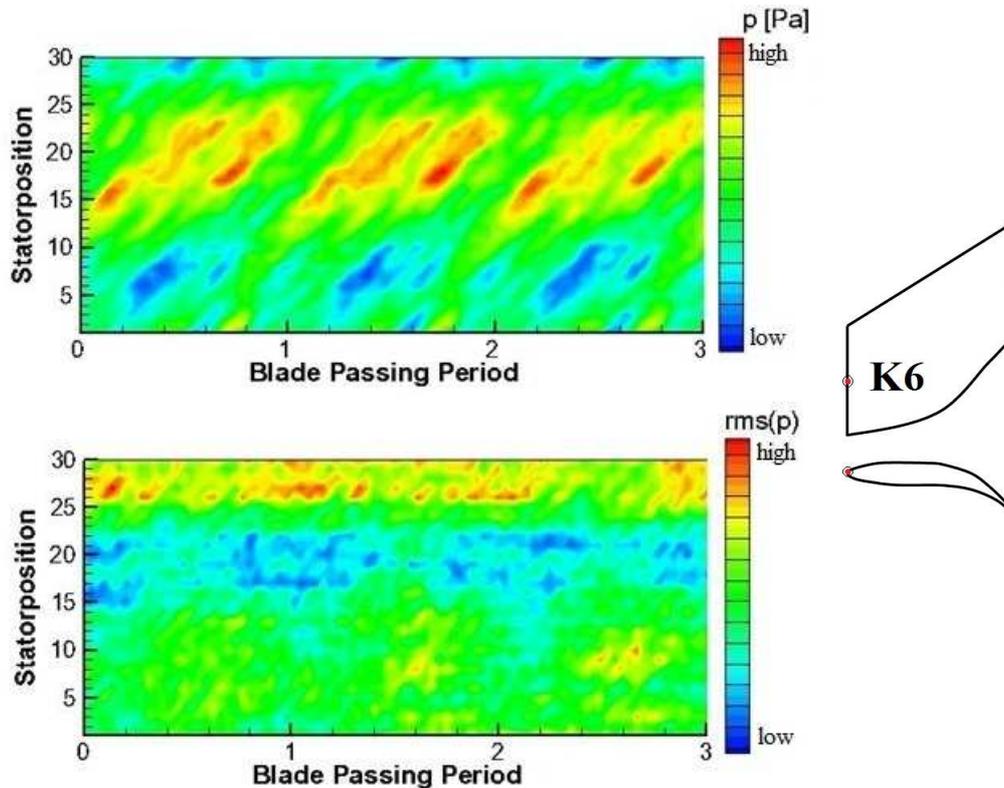


Abbildung 5-22 Weg-Zeit Diagramm Sensor K6, statischer Druck und Fluktuation

Bei Sensor K6 erkennt man wieder das Potentialfeld (siehe Abbildung 5-4) niedrigen Druckes von Clockingposition 26 bis 10 und das Potentialfeld hohen Druckes von Position 11 bis 25. Im Plot der Fluktuation ist zu sehen, dass die Bereiche hoher Fluktuation den Bereichen niedrigen Druckes des oberen Diagramms entsprechen.

In Abbildung 5-23 sieht man wiederum eine eindeutige Bestimmung des Nachlaufes. Die Bereiche der höchsten Fluktuation liegen zwischen Clockingposition 15 und 25. Die roten Strukturen im Time-Space Plot des instationären Druckes weisen wieder auf den Tip Leakage Effekt hin.

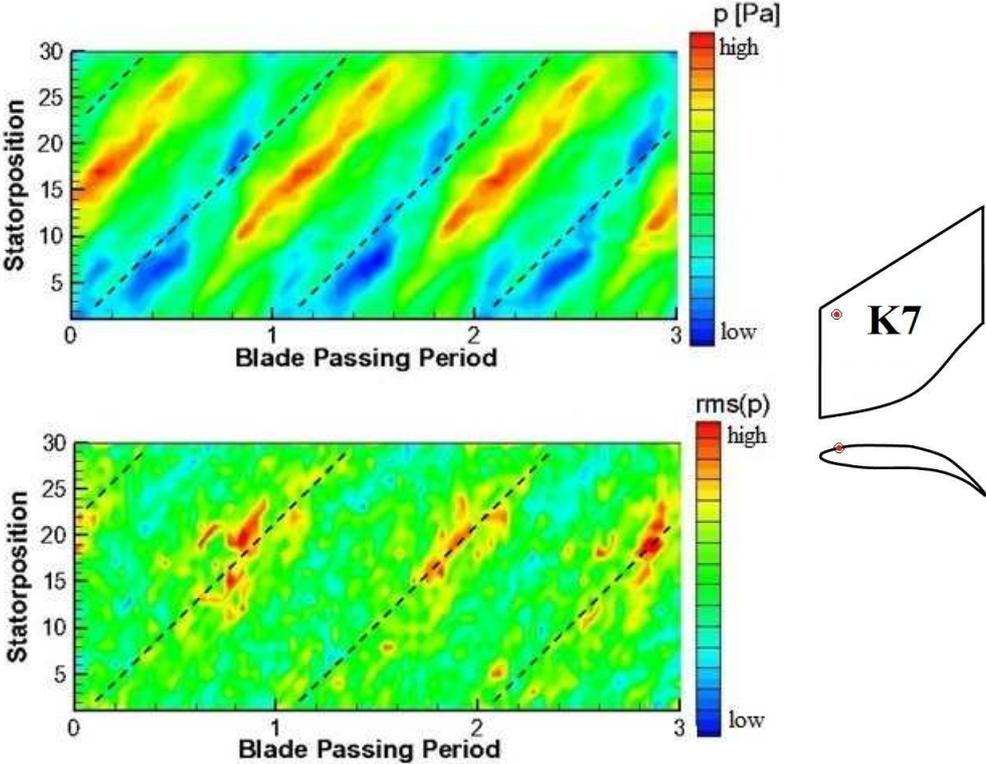


Abbildung 5-23 Weg-Zeit Diagramm Sensor K7, statischer Druck und Fluktuation

5.2. FFT Analysen (Spektren)

Um die Ausschläge in den Spektren zuordnen zu können, müssen zuerst die Laufschaufelfrequenzen von Hochdruck- und Niederdruckrotor berechnet werden. Die Laufschaufelfrequenz (BPF) errechnet sich aus der Anzahl der Umdrehungen des HD Rotors (n_{Rotor}) pro Sekunde multipliziert mit der Anzahl der Laufschaufeln (n_{Schaufel}).

$$BPF = n_{\text{Rotor}} * n_{\text{Schaufel}} [\text{Hz}] \quad \text{Formel 5-4}$$

Die Zeit für eine Laufschaufelperiode errechnet sich aus dem Kehrwert der blade passing frequency.

$$BPP = \frac{1}{BPF} [\text{sec}] \quad \text{Formel 5-5}$$

Somit ergeben sich für den Hochdruck- und Niederdruckrotor, die in Tabelle 5-1 und Tabelle 5-2 dargestellten Werte für BPF und BPP.

Tabelle 5-1 Blade Passing Frequency und Blade Passing Period des Hochdruckrotors

HP-Rotor				
Betriebspunkt	Drehzahl [U/min]	Drehzahl [U/sec]	BPF [Hz]	BPP [sec]
Design Point1	11049.00	184.15	6629.40	0.0001508
Off Design1	8629.00	143.82	5177.40	0.0001931
Off Design2	10074.00	167.90	6044.40	0.0001654

Tabelle 5-2 Blade Passing Frequency und Blade Passing Period des Niederdruckrotors

ND-Rotor				
Betriebspunkt	Drehzahl [U/min]	Drehzahl [U/sec]	BPF [Hz]	BPP [sec]
Design Point1	3549.50	59.16	4259.40	0.0002348
Off Design1	3549.40	59.16	4259.28	0.0002348
Off Design2	3549.40	59.16	4259.28	0.0002348

5.2.1. Auslegungspunkt (Design Point)

Abbildung 5-24 zeigt das Spektrum des Sensors K1 im Design Point bei Clocking Position 1. Die Blade Passing Frequency (BPF) des HD-Rotors (R1) liegt bei 6629,4 Hz, die BPF des ND-Rotors (R2) liegt bei 4259,4 Hz. Die Peaks des HD-Rotors sind hier deutlich zu erkennen und bis zur achten höheren Harmonischen (9R1) nachzuweisen. Die Ausschläge des ND-Rotors fallen wegen seiner stromabwärts liegenden Position niedriger aus. Durch die Überlagerung dieser zwei Signale, entstehen weitere Peaks. Beispiele dafür sind unter anderem die Frequenzen „R1-R2“ bei 2370 Hz und „R1+R2“ bei 10888,8 Hz.

Wie in Göttlich et al. (2006), ist hier die Wirbelablösefrequenz des HD Rotors eine Höherharmonische seiner Blade Passing Frequency. In diesem Fall entspricht sie der sechsten Höherharmonischen ($7 \times 6.63 = 46.4 \text{ kHz}$) der BPF.

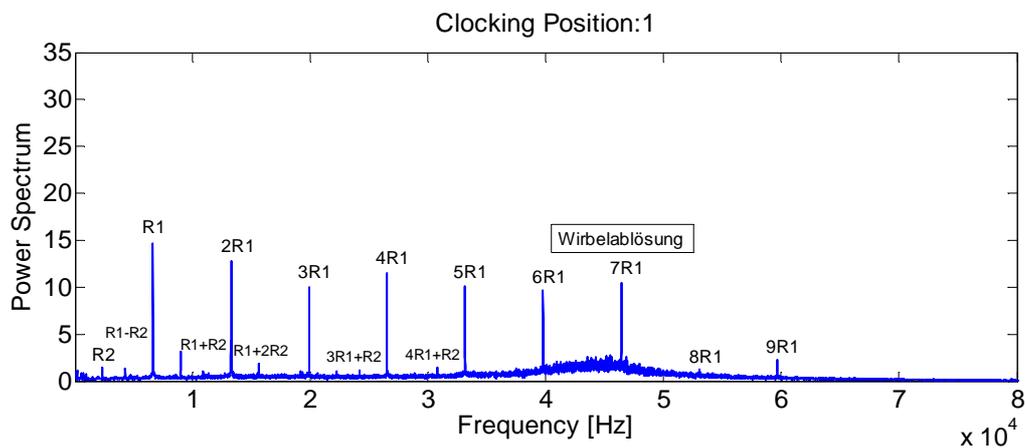


Abbildung 5-24 Spektrum Sensor K1 im Design Point, Clocking Position 1

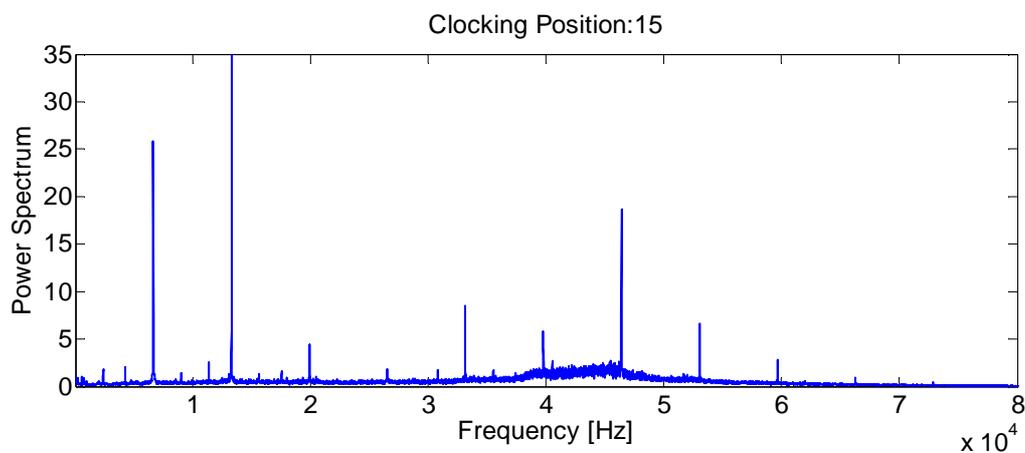


Abbildung 5-25 Spektrum Sensor K1 im Design Point, Clocking Position 15

Bei Clocking Position 15 ändern sich die Ausschläge der Rotoren infolge der höheren Fluktuation in diesem Bereich (siehe Abbildung 5-25). Die Höhe der Ausschläge bei 6629,4 Hz (R1), der zweiten Höherharmonischen (2R2) bei 13258,8 Hz und der siebenten Höherharmonischen (7R1) bei 46405,8 Hz haben zugenommen.

Durch die weiter stromabwärts liegende Position des Sensors K2 werden hier die Einflüsse des Hochdruckrotors (R1) geringer (siehe Abbildung 5-26). Vergleicht man die Clockingposition 1 dieses Sensors mit der ersten des Sensors K1 erkennt man, dass die Höhe der Ausschläge der Höherharmonischen der BPF von R1 eindeutig abnehmen. Peaks durch Überlagerung der Rotor 1 und Rotor 2 Blade Passing Frequencies sind kaum mehr zu erkennen.

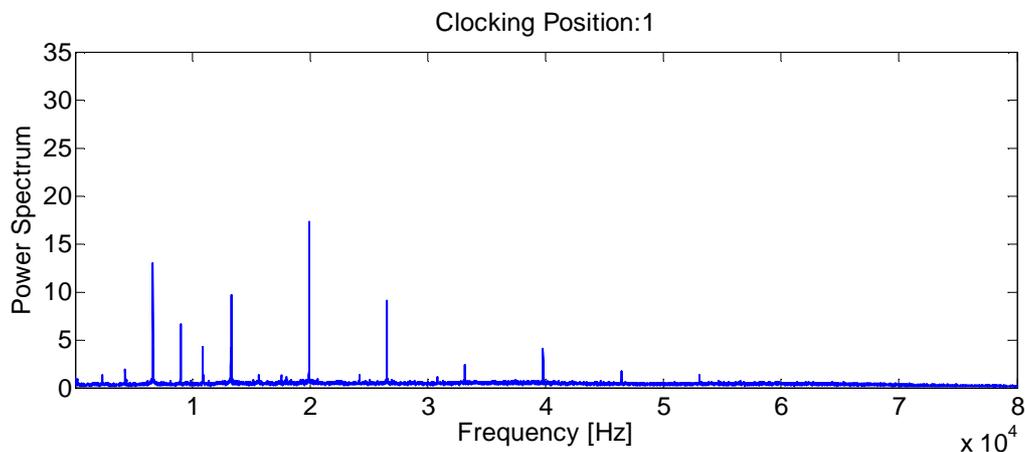


Abbildung 5-26 Spektrum Sensor K2 im Design Point, Clocking Position 1

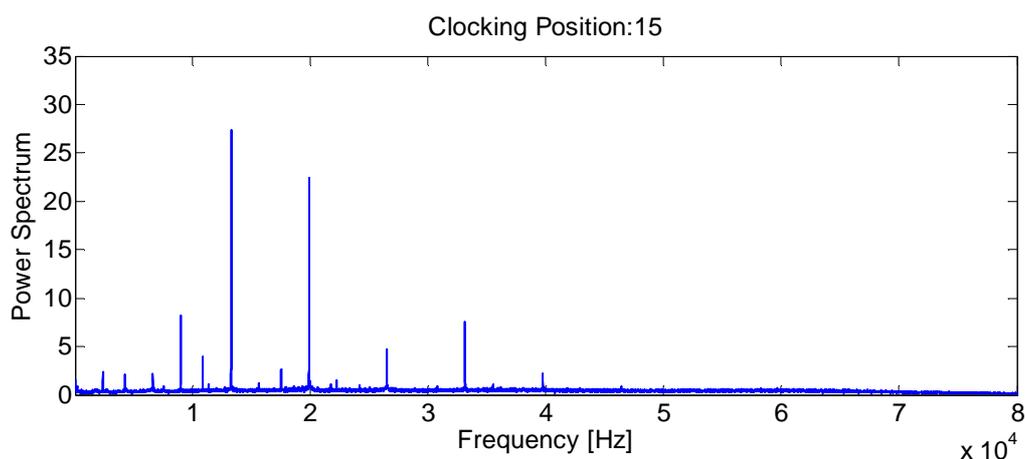


Abbildung 5-27 Spektrum Sensor K2 im Design Point, Clocking Position 15

Der Vergleich zwischen Clockingposition 15 des Sensors K2 (Abbildung 5-27) mit Position 15 des Sensors K1 (Abbildung 5-25) liefert ein ähnliches Ergebnis wie zuvorgehender

Vergleich. Die Peaks von Rotor R1 nehmen hier auch stark ab und Überlagerungen sind auch kaum mehr zu sehen.

Das Spektrum von Sensor K3 zeigt sehr ausgebildete Peaks der BPF von Rotor R1 (siehe Abbildung 5-28 und Abbildung 5-29). Die Wirbelablösung scheint hier mit der zweiten Höherharmonischen von R1 zu korrelieren, wobei der anregende Mechanismus hier noch nicht vollständig verstanden ist.

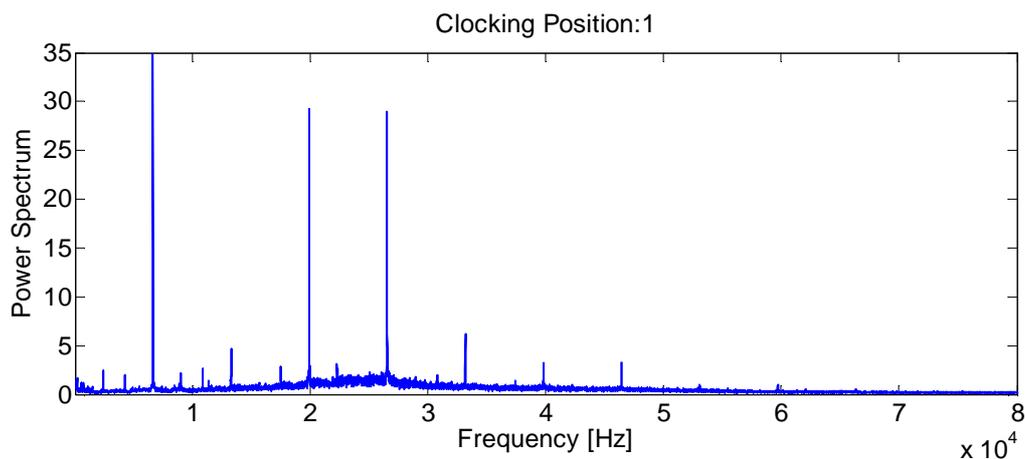


Abbildung 5-28 Spektrum Sensor K3 im Design Point, Cllocking Position 1

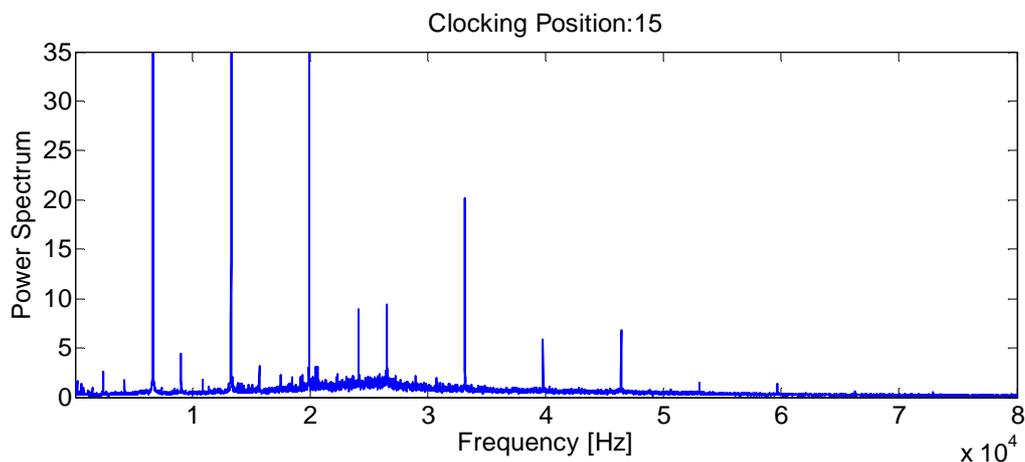


Abbildung 5-29 Spektrum Sensor K3 im Design Point, Cllocking Position 15

Abbildung 5-30 und Abbildung 5-31 zeigen die Spektren des Sensors K4 bei Cllockingposition 1 und 15. Hier treffen, wie bei Sensor K3 die Verdichtungsstöße direkt auf die Sensoren auf, die Höhe der Ausschläge nimmt jedoch etwas ab. Die Blade Passing Frequency des Niederdruckrotors R2 ist hier kaum mehr zu erkennen.

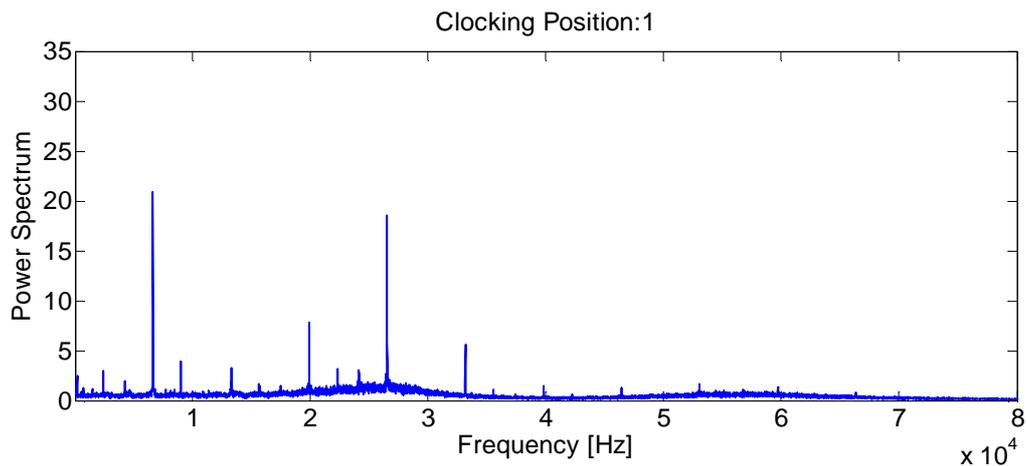


Abbildung 5-30 Spektrum Sensor K4 im Design Point, Clocking Position 1

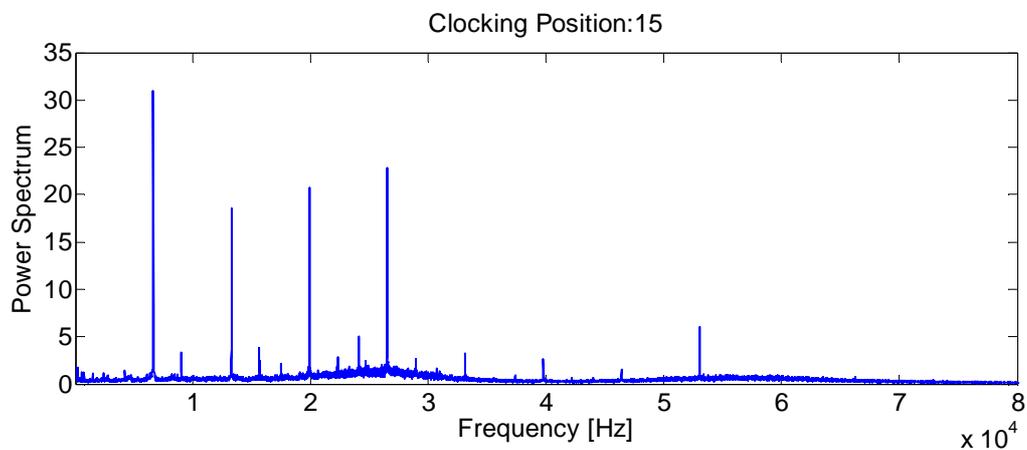


Abbildung 5-31 Spektrum Sensor K4 im Design Point, Clocking Position 15

Durch die Lage des Sensors K5, treffen Rotorverdichtungsstöße nicht mehr direkt auf. Demzufolge fallen hier die Höhe der Peaks, siehe Abbildung 5-32 und Abbildung 5-33, verglichen mit Sensor K3 und K4 etwas kleiner aus.

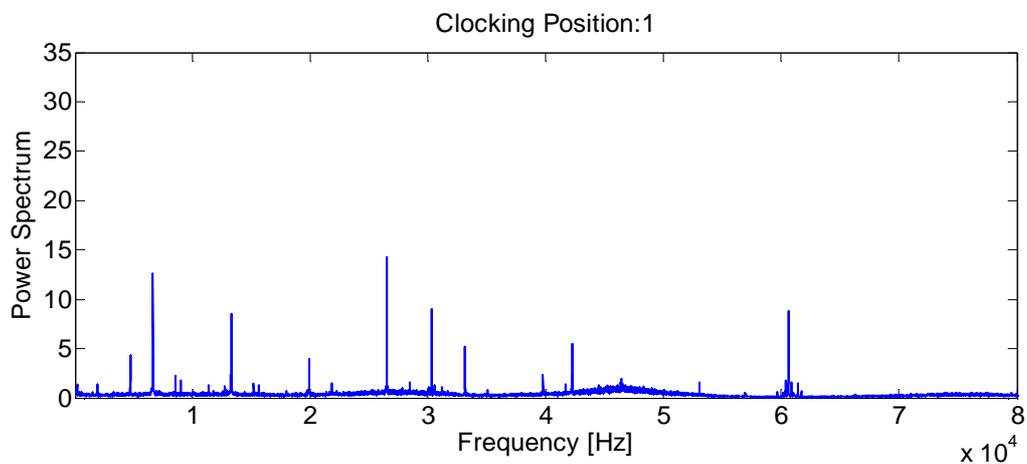


Abbildung 5-32 Spektrum Sensor K5 im Design Point, Clocking Position 1

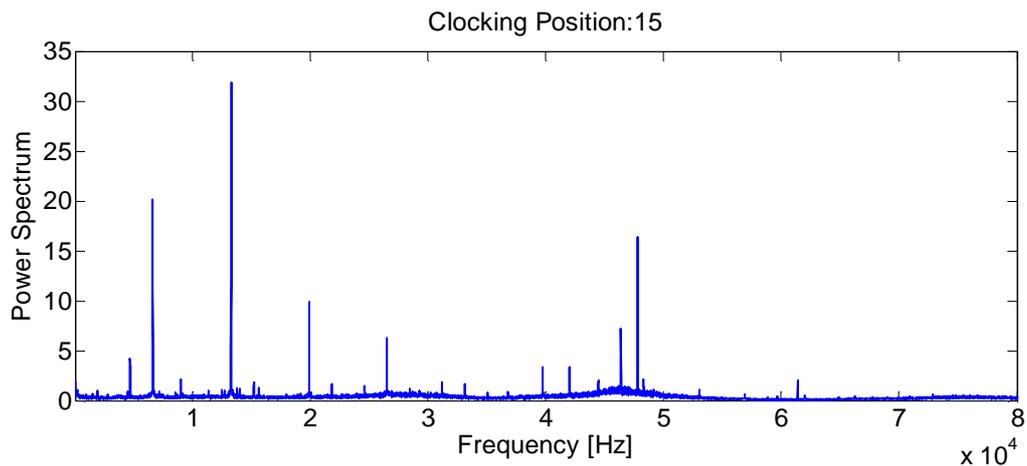


Abbildung 5-33 Spektrum Sensor K5 im Design Point, Clocking Position 15

Die von Druckmesssensor K6 erhaltenen Spektren weisen im Bereich bis etwa 10 kHz ein erhöhtes Untergrundrauschen auf. Clockingposition 1 (Abbildung 5-34) zeigt hohe Ausschläge bei der BPF des Hochdruckrotors R1 und bei dessen ersten Höherharmonischen.

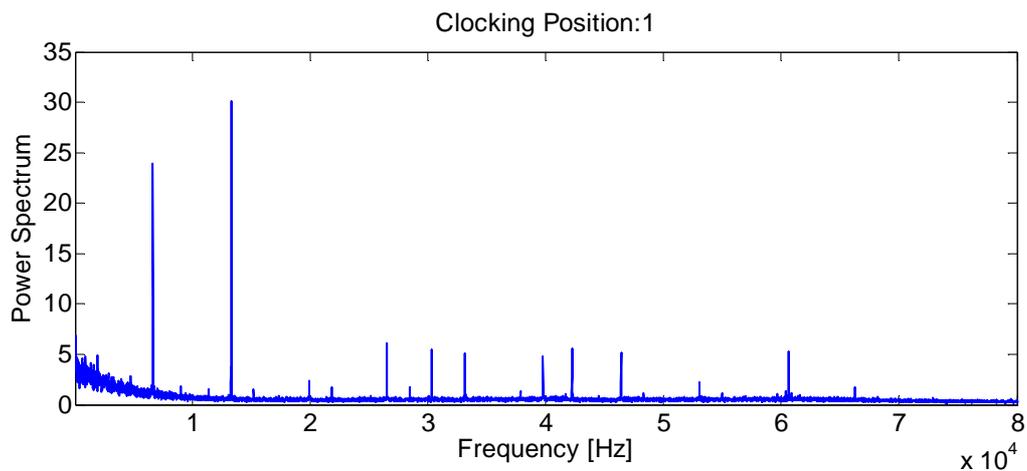


Abbildung 5-34 Spektrum Sensor K6 im Design Point, Clocking Position 1

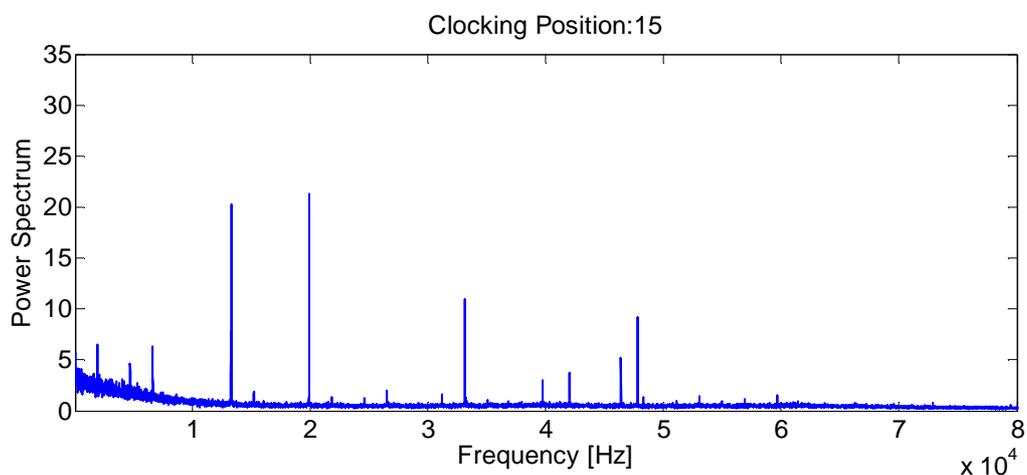


Abbildung 5-35 Spektrum Sensor K6 im Design Point, Clocking Position 15

Abbildung 5-35 zeigt infolge der höheren Fluktuation bei dieser Clockingposition eine etwas andere Peak-Charakteristik.

In den Spektren von Sensor K7 sind die Ausschläge des Hochdruckrotors trotz der dämpfenden Wirkung der Spaltströmung noch gut zu sehen. Die unterschiedlich hohe Fluktuation des Druckes lässt die Höhe der Peaks bei den unterschiedlichen Clockingpositionen wieder variieren.

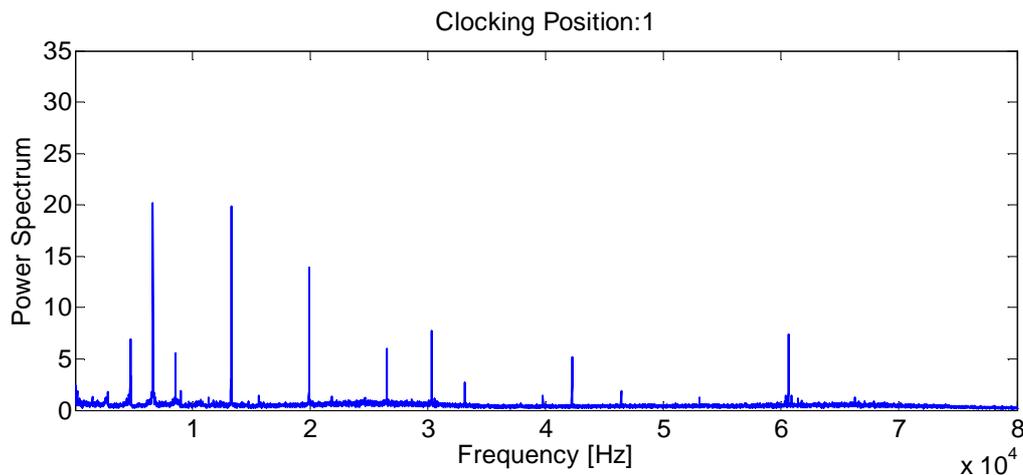


Abbildung 5-36 Spektrum Sensor K7 im Design Point, Clocking Position 1

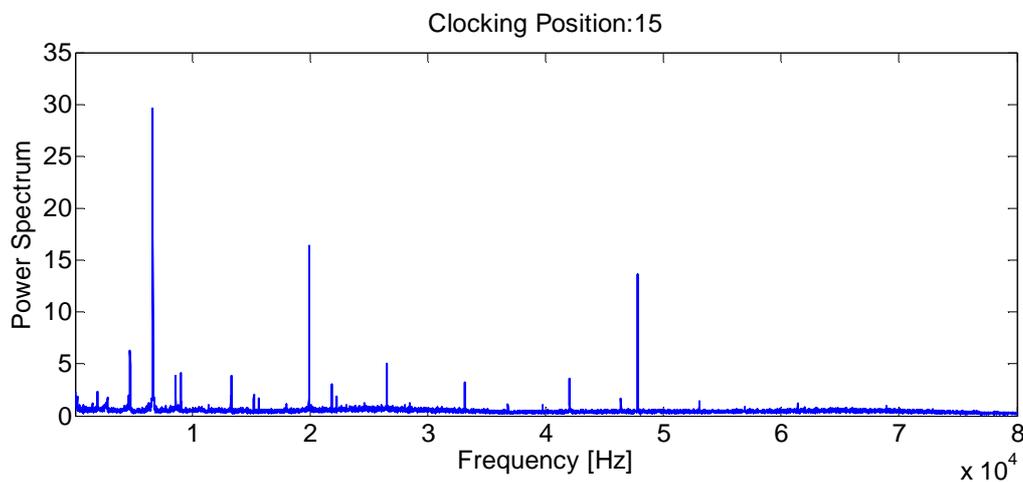


Abbildung 5-37 Spektrum Sensor K7 im Design Point, Clocking Position 15

Die Betriebspunkte Teillastpunkt 1 und 2 werden hier nicht mehr diskutiert. Zur Vollständigkeit sind aber die Abbildungen von ausgewählten Spektren der einzelnen Sensoren anschließend beigefügt. Im Anhang A: Spektren Auslegungspunkt befinden sich zusätzlich alle Spektren dieses Betriebspunktes.

5.2.2. Teillastpunkt 1 (Off Design Point 1)

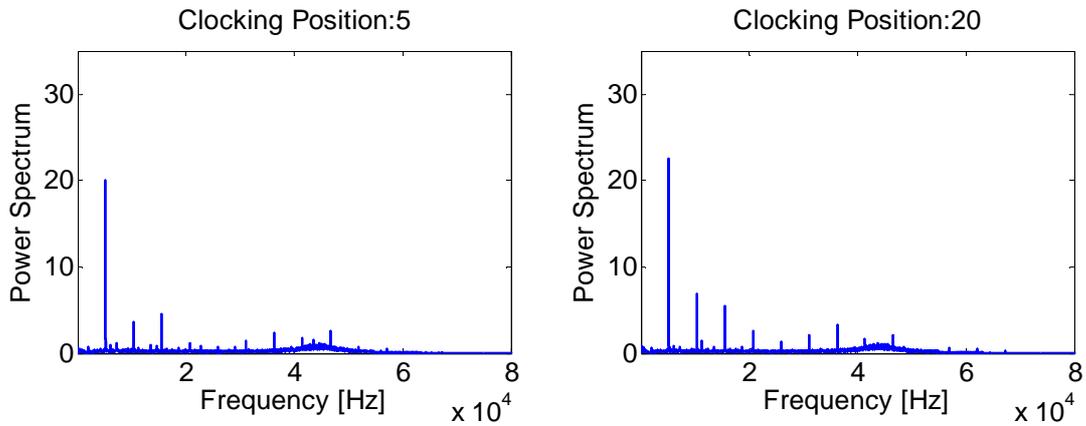


Abbildung 5-38 Spektrum Sensor K1 im Off Design Point1, Clocking Position 5 und 20

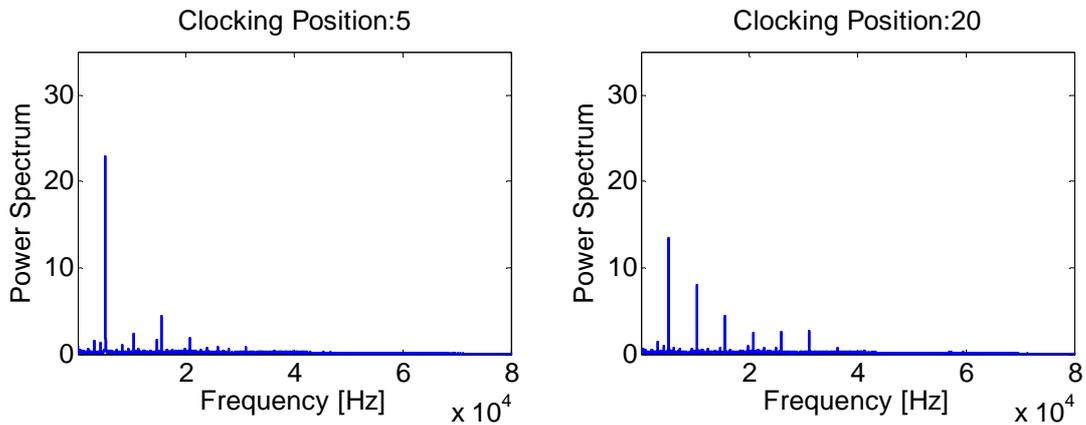


Abbildung 5-39 Spektrum Sensor K2 im Off Design Point1, Clocking Position 5 und 20

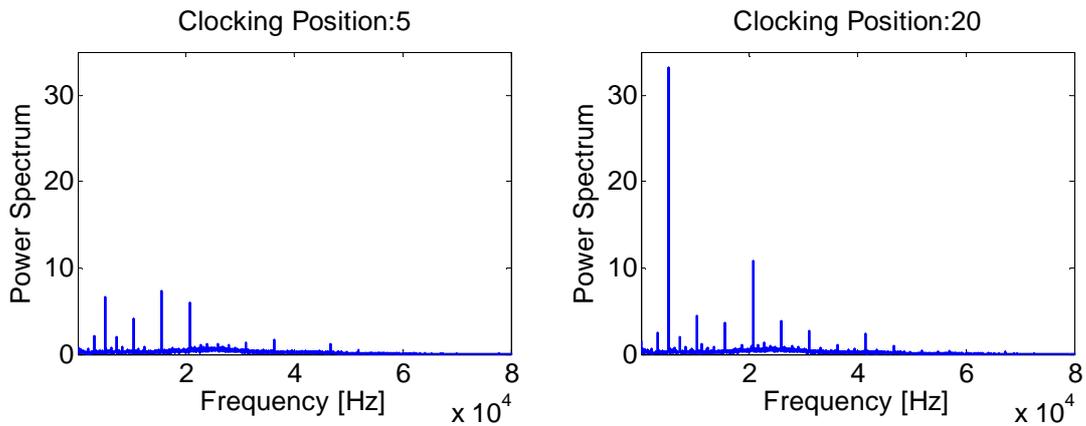


Abbildung 5-40 Spektrum Sensor K3 im Off Design Point1, Clocking Position 5 und 20

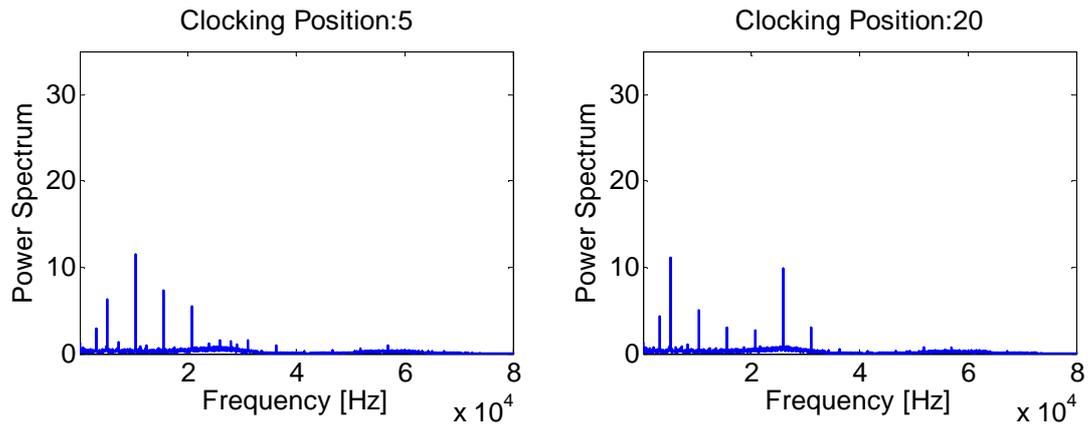


Abbildung 5-41 Spektrum Sensor K4 im Off Design Point1, Clocking Position 5 und 20

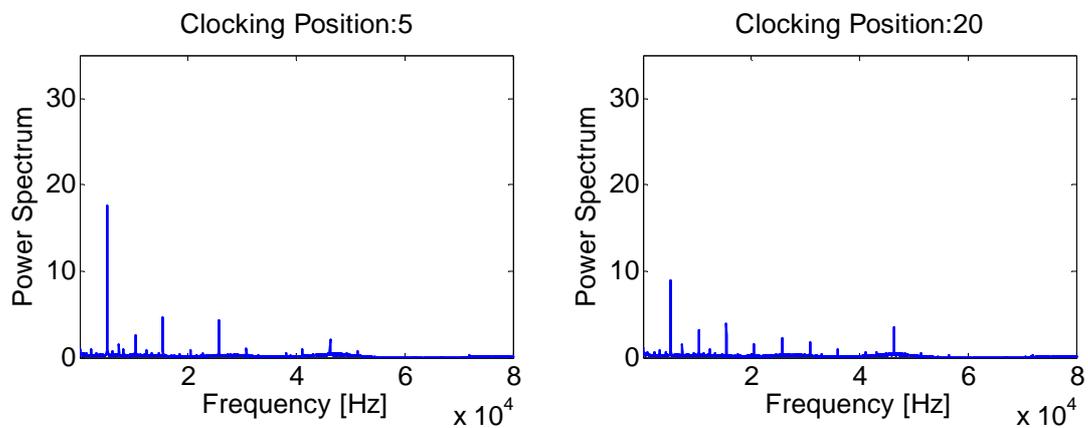


Abbildung 5-42 Spektrum Sensor K5 im Off Design Point1, Clocking Position 5 und 20

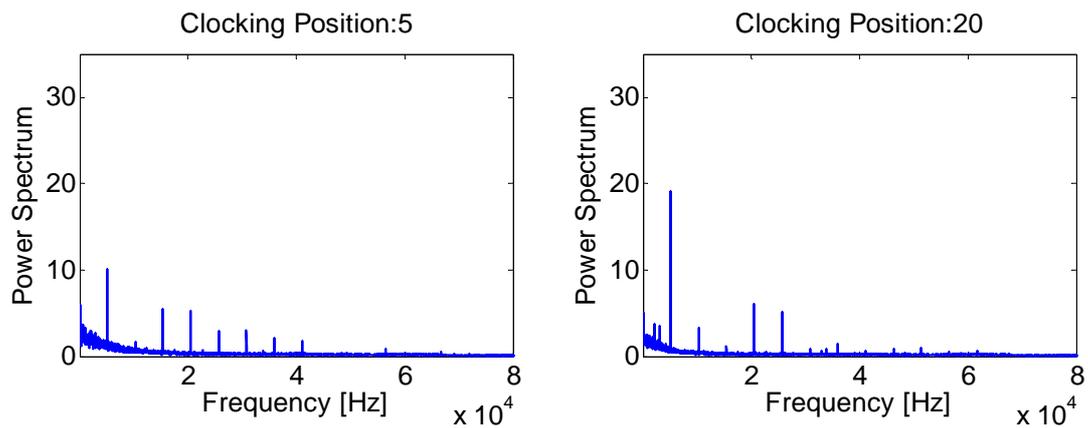


Abbildung 5-43 Spektrum Sensor K6 im Off Design Point1, Clocking Position 5 und 20

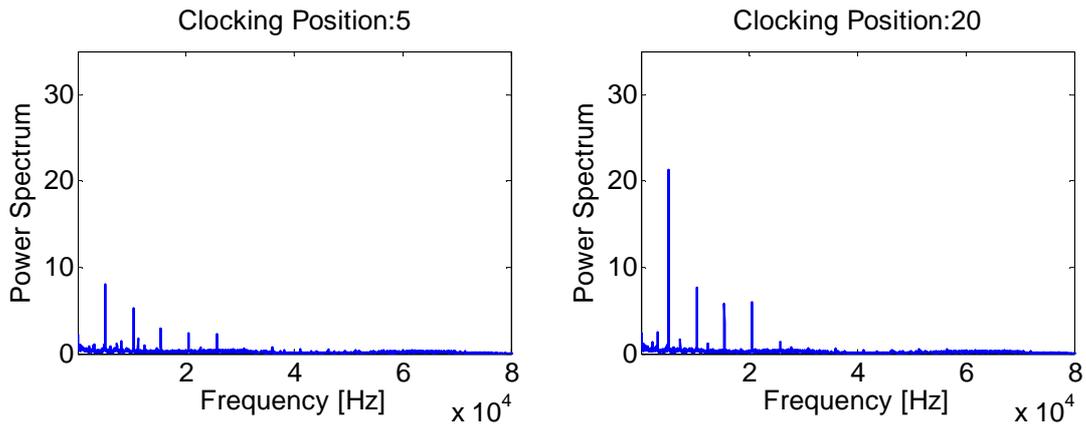


Abbildung 5-44 Spektrum Sensor K7 im Off Design Point 1, Clocking Position 5 und 20

5.2.3. Teillastpunkt 2 (Off Design Point 2)

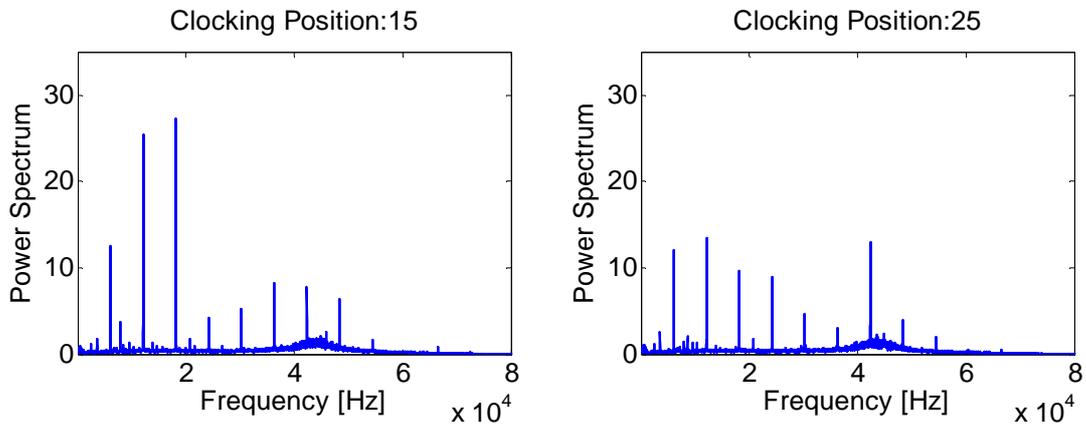


Abbildung 5-45 Spektrum Sensor K1 im Off Design Point 2, Clocking Position 15 und 25

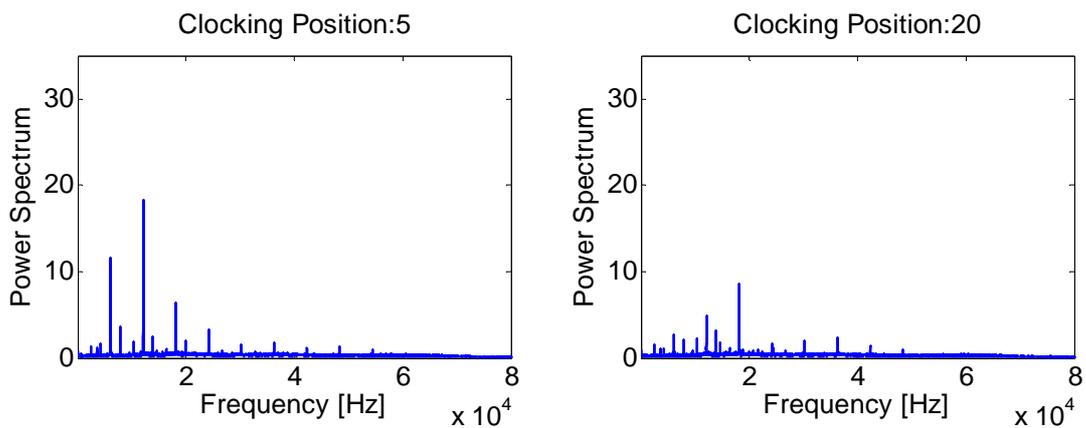


Abbildung 5-46 Spektrum Sensor K2 im Off Design Point 2, Clocking Position 5 und 20

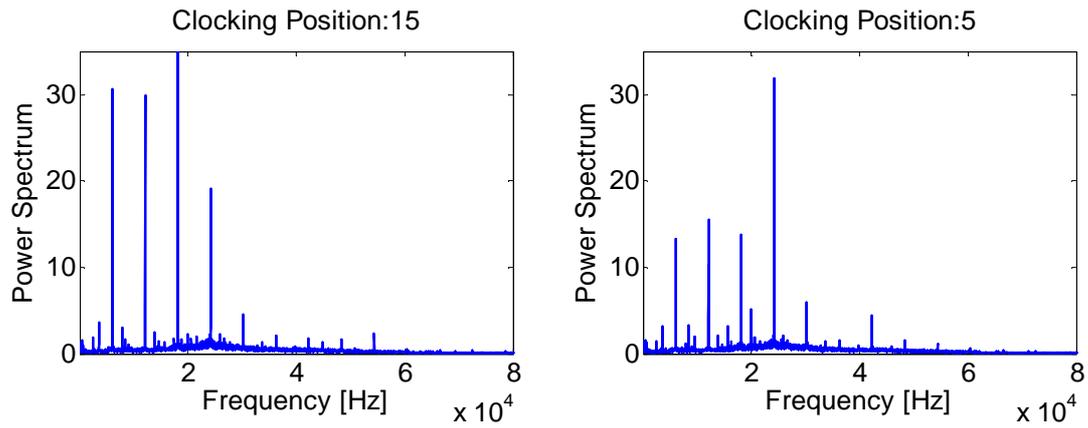


Abbildung 5-47 Spektrum Sensor K3 im Off Design Point 2, Clocking Position 15 und 5

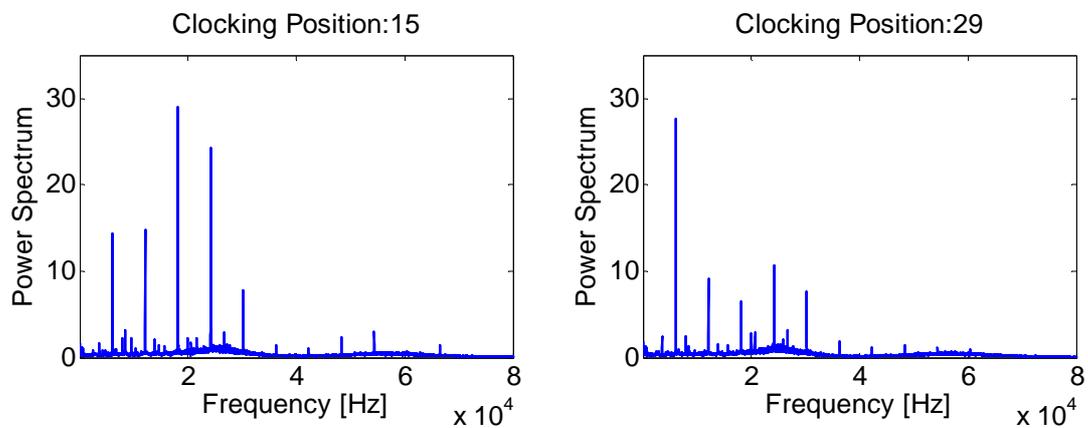


Abbildung 5-48 Spektrum Sensor K4 im Off Design Point 2, Clocking Position 15 und 29

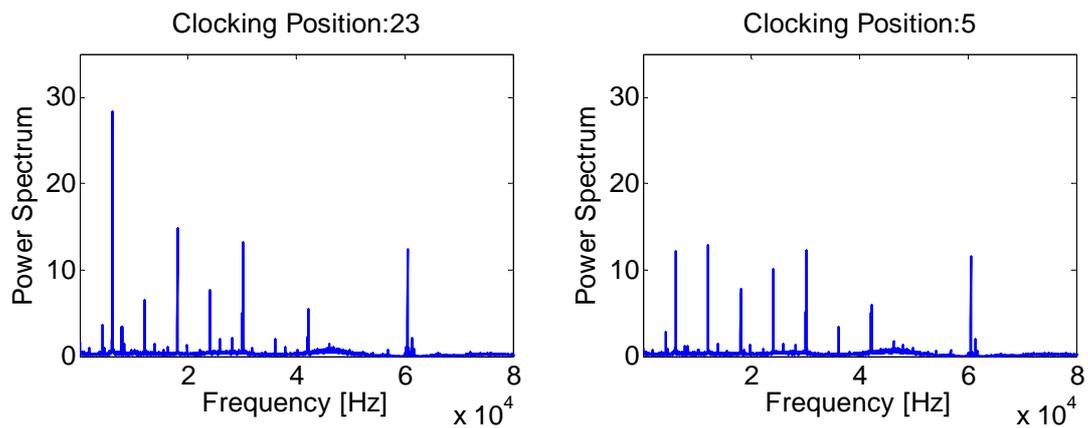


Abbildung 5-49 Spektrum Sensor K5 im Off Design Point 2, Clocking Position 23 und 5

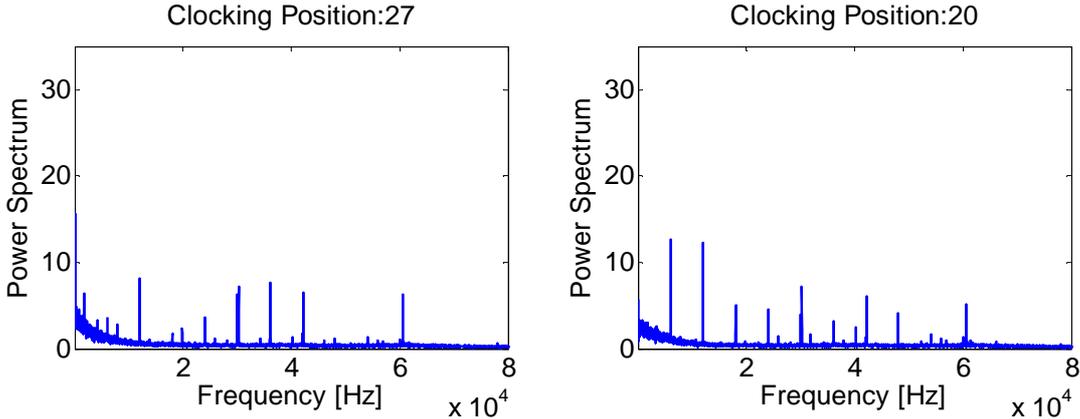


Abbildung 5-50 Spektrum Sensor K6 im Off Design Point 2, Clocking Position 27 und 20

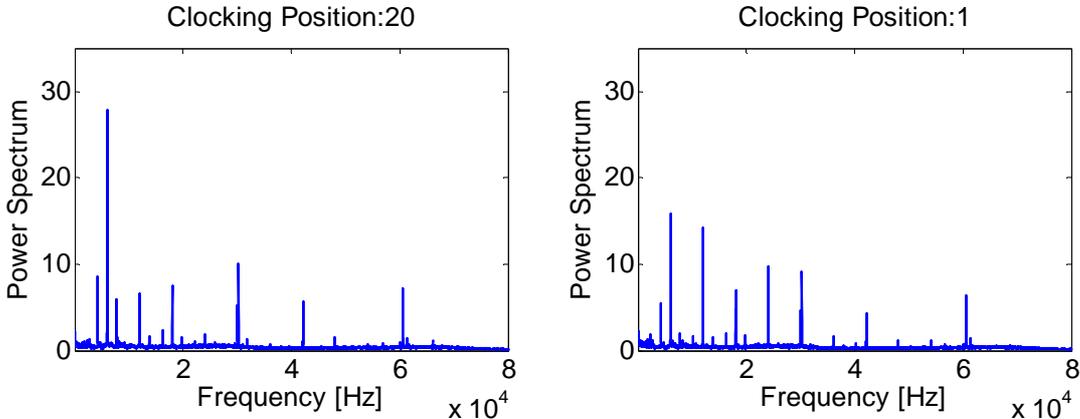


Abbildung 5-51 Spektrum Sensor K7 im Off Design Point 2, Clocking Position 20 und 1

6. Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wurden schnelle Druckmesssensoren zur Messung des instationären Druckes in einem Zwischendiffusor eingesetzt.

Weiters wurden Stator-Rotor-Stator Interaktionen unter Berücksichtigung der Relativpositionen (Clocking) von Hochdruck- zu Niederdruckstator in einer transsonischen Versuchsturbinenanlage untersucht. Die Anwendung einer solchen Clockinguntersuchung stellt ein relativ einfaches Hilfsmittel zur Wirkungsgradsteigerung, ohne besonderen konstruktiven Mehraufwand dar.

Zu Beginn der Untersuchung erfolgte die Instrumentierung des Zwischendiffusors mit Druckmesssensoren. Bei diesem Arbeitsschritt wurde wegen der großen Sensibilität der Sensoren große Sorgfalt auf das Sensorhandling gelegt.

Anschließend fand der Aufbau der für die Messung notwendigen Messkette statt.

Darauf folgende Versuchsfahrten in verschiedenen Betriebspunkten an der transsonischen Versuchsturbinenanlage lieferten die benötigten Messdaten für die Untersuchung.

Zur Auswertung dieser Messdaten wurden Time-Space Plots und FFT-Analysen (Spektren) verwendet. Instationäre Effekte, wie Nachläufe, Verdichtungsstöße, reflektierte Verdichtungsstöße und Druckwellen, sowie Spaltströmungen konnten somit erkannt und diskutiert werden.

Die Variation der Clockingpositionen ergab deutliche Unterschiede in der Strömung durch die Turbinenstufen, dies war sowohl in den Time-Space Plots und in den FFT-Analysen zu erkennen.

Weiters waren in den FFT-Analysen neben turbulenten Schwankungen auch Rotoreffekte zu sehen.

Die Lage der optimalen Clockingposition liegt dieser Untersuchung nach im Bereich von Position 28 bis 2. Somit konnte gezeigt werden, dass die detaillierte Untersuchung der gesamten Strömung, mithilfe von stationärer und instationärer Messtechnik, innerhalb des optimalen Bereichs stattgefunden hat (siehe Abbildung 6-1 und Abbildung 6-2).

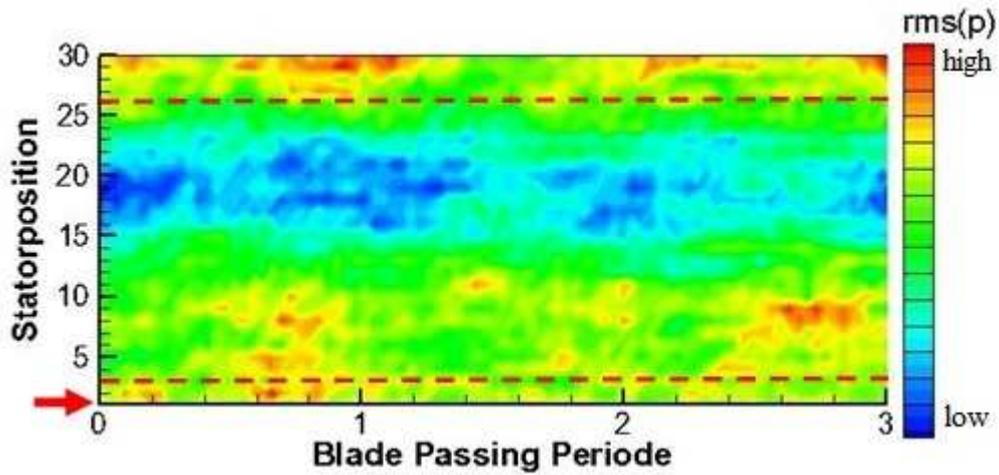


Abbildung 6-1 Bereich der optimalen Clockingposition, Sensor K6 im Off Design Point 1

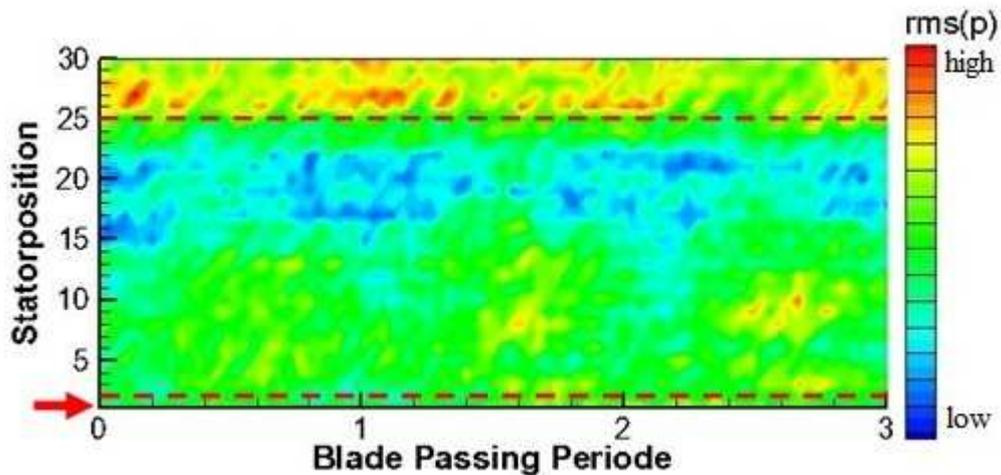


Abbildung 6-2 Bereich der optimalen Clockingposition, Sensor K6 im Off Design Point 2

7. Literaturverzeichnis

BRASSEUR Guy; SOLOMON Susan: „*Aeronomy of the Middle Atmosphere*“. Dordrecht Niederlande: Springer-Verlag 2005

BRÄUNLING Willy J. G.: „*Flugzeugtriebwerke*“. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2009

BRENN Günter; HIRSCHLER Thomas; MEILE Walter: „*Strömungslehre und Wärmeübertragung I*“. Graz, Institut für Strömungslehre und Wärmeübertragung, Vorlesungsskriptum, 2003

CANEPA E.; FORMOSA P.; LENGANI D.; SIMONI D.; UBALDI M.; ZUNINO P.: „*Influence of Aerodynamic Loading on Rotor-Stator Aerodynamic Interaction in a Two-Stage Low Pressure Research Turbine*“, Università di Genova, 2007

ERHARD J.: Design, „*Construction and Commissioning of a Transonic Test-Turbine Facility*“. TU Graz, Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, Dissertation, 2002

GÖTTLICH E.: „*Research on the aerodynamics of intermediate turbine diffusors*“. TU Graz, Institute for Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics

GÖTTLICH E., WOISETSCHLÄGER J., PIERINGER P., HAMPEL B., HEITMEIR F.: „*Investigation of Vortex Shedding and Wake-Wake Interaction in a Transonic Turbine Stage Using Laser-Doppler-Velocimetry and Particle-Image-Velocimetry*“. TU Graz, Institut for Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics

HUBER F. W., JOHNSON P. D., SHARMA O. P., STAUBACH J. B., GADDIS S. W., 1996, „*Performance Improvement Through Indexing of Turbine Airfoils: Part 1 – Experimental Investigation*“, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 118, S. 630-635

HUBINKA J., SANTNER C., PARADISO P., MALZACHER F., GÖTTLICH E.: „*Design and Construction of a Two Shaft Test Turbine for Investigation of Mid Turbine Frame Flows*“, ISABE Paper 2009-1293

LAKSHMINARAYANA B., 1996: „*Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery*“. John Wiley & Sons, Inc., New York

LECHNER Christof; SEUME Jörg: „*Stationäre Gasturbinen*“. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2003

LEE D.S., PITARI G., GREWE V., GIERENS K., PENNER J.E., PETZOLD A., PRATHER M.J., SCHUMANN U., BAIS A., BERNTSEN T., IACHETTI D., LIM L.L., SAUSEN R. : „*Transport impacts on atmosphere and climate: Aviation*“. Atmospheric Environment 44 (2010) 4678–4734

MAYRHOFER N., 2001: „*Optische Strömungsmessung in Turbomaschinen mit Laser-Interferometern*“. Dissertation, Technische Universität Graz

MERZ Ludwig: „*Grundkurs der Messtechnik*“. R. Oldenbourg Verlag München 1965

MILLER Robert: „*Volvo Aero Magazine: No1 2009*“. Trydells, Laholm, Sweden 2009

PIRKER H. P., JERICHA H., ZHUBER-OKROG G., 1995, „*Auslegung und Betriebsverhalten einer Verdichteranlage für die Luftversorgung wissenschaftlicher Versuchseinrichtungen*“, VDI-Berichte 1208, S. 331-347

REIF Konrad; „*Bosch Autoelektronik und Elektrik*“. Wiesbaden: Vieweg & Teubner Verlag / Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, Wiesbaden, 2011

ROECKNER Erich, Brasseur Guy P., GIORGETTA Marco, JACOB Daniela, JUNGCLAUS Johann, REICK Christian, SILLMANN Jana, 2006: „*Klimaprojektionen für das 21. Jahrhundert*“. Wissenschaftliche Broschüre (Max Planck Institut für Meteorologie)

SACHS L.: „*Angewandte Statistik*“, Springer Verlag, Berlin, 2002

SCHLICHTING Hermann; GERSTEN Klaus: „*Grenzschichttheorie*“. 10. Aufl. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2006

SCHUMANN Ulrich: „*Luftverkehr und Klima*“. Publikation, erschienen in „*Physik in unserer Zeit*“, Wiley-VCH Verlag, Weinheim 2008

TYLER J.M., SOFRIN J.F., 1996. : „Axial flow compressor noise“. SAE Transaction, 70, pp. 309-332

8. Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1 Entwicklung des zivilen Flugverkehrs in Milliarden (10^{12}) Passagierkilometern (RPK) von 1960 bis 2007 (Quelle: Lee et al., 2010)	2
Abbildung 1-2 Prinzipieller Aufbau eines modernen Mehrwellen-Torbofan-Triebwerks mit Nieder-, Mittel-, und Hochdruckteil (Quelle: Bräunling, 2009)	3
Abbildung 1-3 Dreiwellen-Turbofan-Strahltriebwerk Trent 900 von Rolls-Royce für den Airbus 380F (Quelle: www.rolls-royce.com)	4
Abbildung 1-4 Bisherige und extrapolierte, zukünftige Entwicklung des spezifischen Brennstoffverbrauchs von zivilen Flugtriebwerken (Quelle: Bräunling, 2009).....	5
Abbildung 1-5 Turbofantriebwerke mit Bypassverhältnissen von 6:1 und 10:1	7
(Quelle: Göttlich, 2011)	7
Abbildung 1-6 PW 1000G Zweiwellen-Triebwerk von Pratt & Whitney (Quelle: www.pw.utc.com)	8
Abbildung 1-7 Position MTF und TMTF	10
Abbildung 1-8 Viertelschnitt des untersuchten Turning Mid Turbine Frames, MTU Aero Engines	10
Abbildung 1-9 DREAM Konsortium.....	11
Abbildung 1-10 General Electric GE-36 (UDF Engine).....	11
Abbildung 1-11 Nachläufe in der transsonischen Versuchsturbine	13
Abbildung 2-1 Kulite-Sensor, Typ XCE-062	15
Abbildung 2-2 Verschiedene Sensortypen (Quelle: www.kulite.com)	16
Tabelle 2-1 G-Faktoren verschiedener Materialien (Quelle: Reif K., 2011).....	19
Abbildung 2-3 Prinzipschaltung der Wheatstonebrücke	20
Abbildung 2-4 Piezoresistive, p-dotierte Siliziummembran	21
Abbildung 2-5 Vergrößertes Foto einer Siliziummembran.....	21
Abbildung 2-6 Geschwindigkeitsverteilung zwischen zwei ebenen, parallelen Platten (Couette Strömung) (Quelle: Schlichting und Gersten, 2006)	23
Abbildung 2-7 Strömung längs einer ebenen dünnen Platte (Quelle: Schlichting und Gersten, 2006).....	25
Abbildung 2-8 Schematische Darstellung einer Grenzschicht an einer längsangeströmten ebenen Platte (Quelle: Schlichting und Gersten, 2006)	25
Abbildung 2-9 Aufbau einer turbulenten Grenzschicht entlang einer ebenen Wand	27
(Quelle: Brenn, et al. 2003).....	27
Abbildung 2-10 Aufbau der Grenzschicht entlang gekrümmter Wände (Quelle: Brenn, 2003)	28
Abbildung 2-11 Transsonische Kaskadenströmung (Quelle: Lakshminarayana, 1996)	29
Abbildung 2-12 Strömungsfeld eines stark umlenkenden transsonischen Nebenschnittgitters eines Turbinenlaufrades: links Zeichnung des Strömungsfeldes der Schlierenfotografie, rechts reibungsbehaftete numerische Berechnung eines ähnlichen Strömungsfalles (Quelle: Bräunling, 2009)	30
Abbildung 2-13 Spaltverluste in der Turbinenströmung (Quelle: Bräunling, 2009).....	31
Abbildung 2-14 Kanalwirbel in einer Statorbeschaufelung (Quelle: Bräunling,2009)	32
Abbildung 2-15 Isentroper Wirkungsgradverlauf in Abhängigkeit der Clockingposition (Quelle: Huber et al., 1996).....	33
Abbildung 2-16 Power spectrum of a pressure transducer (Quelle: Miller et al., 2003).....	34

Abbildung 3-1 Schaltbild der Einrichtungen am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik.....	35
Abbildung 3-2 Schaltbild der Kompressoranlage	36
Tabelle 3-1 Technische Daten der Kompressoranlage	36
Abbildung 3-3 Fahrweise 1 und 8 der Verdichteranlage.....	36
Abbildung 3-4 Ursprüngliche Turbinenanlage des Instituts für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik.....	37
Abbildung 3-5 Transsonische Versuchsturbinenanlage (TTTF Transsonic Test Turbine Facility)	37
Abbildung 3-6 Schnitt durch die Versuchsanlage mit DREAM Konfiguration.....	39
Tabelle 3-2 Parameter der Betriebspunkte	39
Abbildung 4-1 Messkette der Druckmessung	41
Abbildung 4-2 Kalibrierung Sensor XCE-7567-2-415 bei 18°C	42
Abbildung 4-3 Kalibrierung Sensor XCE-7567-2-415 bei 65°C	43
Abbildung 4-4 Kalibrierung Sensor XCE-7567-2-415 bei 75°C	43
Abbildung 4-5 Positionierung der Sensoren	44
Abbildung 4-6 Aufbau Kulite XCE-062	45
Abbildung 4-7 Herstellung der Referenzdruckrohr-Silikonschlauch Verbindung.....	46
Abbildung 4-8 Teflonbeschichtete Sensorkabel.....	47
Abbildung 4-9 Stützstrebe 1 mit Kulitesensor 3 und 4	48
Abbildung 4-10 Stützrippe 2.....	48
Abbildung 4-11 Bemaßung der Sensorbohrungen	49
Abbildung 4-12 Biegen der Referenzdruckröhrchen	50
Abbildung 4-13 Abdichten und Fixierung eines Drucksensors.....	51
Abbildung 4-14 Aufbringen des Silikons am Sensor	51
Abbildung 4-15 Nachbearbeitung des ausgehärteten Epoxydharzes	52
Abbildung 4-16 Fixierungsausführungen in den Stützstreben	52
Abbildung 4-17 Demontage des Verschlussstopfens	53
Abbildung 4-18 Arretierungsbox am Innenring des TMTF.....	54
Abbildung 4-19 Datenstruktur der Auswertung.....	56
Abbildung 4-20 Dateiabbild von ref.txt	56
Abbildung 4-21 Dateiabbild von data.dat	57
Abbildung 4-22 Dateiabbild von pla_poli.dat.....	57
Abbildung 4-23 Result-File des Kulitesensors K1 im Design Point.....	58
Abbildung 5-1 Weg-Zeit Diagramm des instationären Druckes, horizontale Strukturen stammen vom Stator, diagonale vom Rotor	60
Abbildung 5-2 Nachläufe im DREAM-Setup in der transsonischen Turbinenanlage.....	62
Abbildung 5-3 Druckverteilung und Druckstöße in der transsonischen Turbinenanlage.....	63
Abbildung 5-4 Positionen der Sensoren K1 bis K7, Nachläufe und Verdichtungsstöße	64
Abbildung 5-5 Clockingpositionen des Hochdruckstators.....	65
Abbildung 5-6 Weg-Zeit Diagramm Sensor K1, statischer Druck und Fluktuation	66
Abbildung 5-7 Weg-Zeit Diagramm Sensor K2, statischer Druck und Fluktuation	67

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 5-8 Weg-Zeit Diagramm Sensor K3, statischer Druck und Fluktuation	68
Abbildung 5-9 Weg-Zeit Diagramm Sensor K4, statischer Druck und Fluktuation	68
Abbildung 5-10 Weg-Zeit Diagramm Sensor K1, statischer Druck und Fluktuation	69
Abbildung 5-11 Weg-Zeit Diagramm Sensor K2, statischer Druck und Fluktuation	70
Abbildung 5-12 Weg-Zeit Diagramm Sensor K3, statischer Druck und Fluktuation	70
Abbildung 5-13 Weg-Zeit Diagramm Sensor K4, statischer Druck und Fluktuation	71
Abbildung 5-14 Weg-Zeit Diagramm Sensor K5, statischer Druck und Fluktuation	72
Abbildung 5-15 Weg-Zeit Diagramm Sensor K6, statischer Druck und Fluktuation	72
Abbildung 5-16 Weg-Zeit Diagramm Sensor K7, statischer Druck und Fluktuation	73
Abbildung 5-17 Weg-Zeit Diagramm Sensor K1, statischer Druck und Fluktuation	74
Abbildung 5-18 Weg-Zeit Diagramm Sensor K2, statischer Druck und Fluktuation	74
Abbildung 5-19 Weg-Zeit Diagramm Sensor K3, statischer Druck und Fluktuation	75
Abbildung 5-20 Weg-Zeit Diagramm Sensor K4, statischer Druck und Fluktuation	76
Abbildung 5-21 Weg-Zeit Diagramm Sensor K5, statischer Druck und Fluktuation	76
Abbildung 5-22 Weg-Zeit Diagramm Sensor K6, statischer Druck und Fluktuation	77
Abbildung 5-23 Weg-Zeit Diagramm Sensor K7, statischer Druck und Fluktuation	78
Tabelle 5-1 Blade Passing Frequency und Blade Passing Period des Hochdruckrotors	79
Tabelle 5-2 Blade Passing Frequency und Blade Passing Period des Niederdruckrotors	79
Abbildung 5-24 Spektrum Sensor K1 im Design Point, Clocking Position 1	80
Abbildung 5-25 Spektrum Sensor K1 im Design Point, Clocking Position 15	80
Abbildung 5-26 Spektrum Sensor K2 im Design Point, Clocking Position 1	81
Abbildung 5-27 Spektrum Sensor K2 im Design Point, Clocking Position 15	81
Abbildung 5-28 Spektrum Sensor K3 im Design Point, Clocking Position 1	82
Abbildung 5-29 Spektrum Sensor K3 im Design Point, Clocking Position 15	82
Abbildung 5-30 Spektrum Sensor K4 im Design Point, Clocking Position 1	83
Abbildung 5-31 Spektrum Sensor K4 im Design Point, Clocking Position 15	83
Abbildung 5-32 Spektrum Sensor K5 im Design Point, Clocking Position 1	83
Abbildung 5-33 Spektrum Sensor K5 im Design Point, Clocking Position 15	84
Abbildung 5-34 Spektrum Sensor K6 im Design Point, Clocking Position 1	84
Abbildung 5-35 Spektrum Sensor K6 im Design Point, Clocking Position 15	84
Abbildung 5-36 Spektrum Sensor K7 im Design Point, Clocking Position 1	85
Abbildung 5-37 Spektrum Sensor K7 im Design Point, Clocking Position 15	85
Abbildung 5-38 Spektrum Sensor K1 im Off Design Point1, Clocking Position 5 und 20	86
Abbildung 5-39 Spektrum Sensor K2 im Off Design Point1, Clocking Position 5 und 20	86
Abbildung 5-40 Spektrum Sensor K3 im Off Design Point1, Clocking Position 5 und 20	86
Abbildung 5-41 Spektrum Sensor K4 im Off Design Point1, Clocking Position 5 und 20	87
Abbildung 5-42 Spektrum Sensor K5 im Off Design Point1, Clocking Position 5 und 20	87
Abbildung 5-43 Spektrum Sensor K6 im Off Design Point1, Clocking Position 5 und 20	87
Abbildung 5-44 Spektrum Sensor K7 im Off Design Point1, Clocking Position 5 und 20	88
Abbildung 5-45 Spektrum Sensor K1 im Off Design Point 2, Clocking Position 15 und 25	88
Abbildung 5-46 Spektrum Sensor K2 im Off Design Point 2, Clocking Position 5 und 20	88

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 5-47 Spektrum Sensor K3 im Off Design Point 2, Clocking Position 15 und 5	89
Abbildung 5-48 Spektrum Sensor K4 im Off Design Point 2, Clocking Position 15 und 29	89
Abbildung 5-49 Spektrum Sensor K5 im Off Design Point 2, Clocking Position 23 und 5	89
Abbildung 5-50 Spektrum Sensor K6 im Off Design Point 2, Clocking Position 27 und 20	90
Abbildung 5-51 Spektrum Sensor K7 im Off Design Point 2, Clocking Position 20 und 1	90
Abbildung 6-1 Bereich der optimalen Clockingposition, Sensor K6 im Off Design Point 1	92
Abbildung 6-2 Bereich der optimalen Clockingposition, Sensor K6 im Off Design Point 2	92

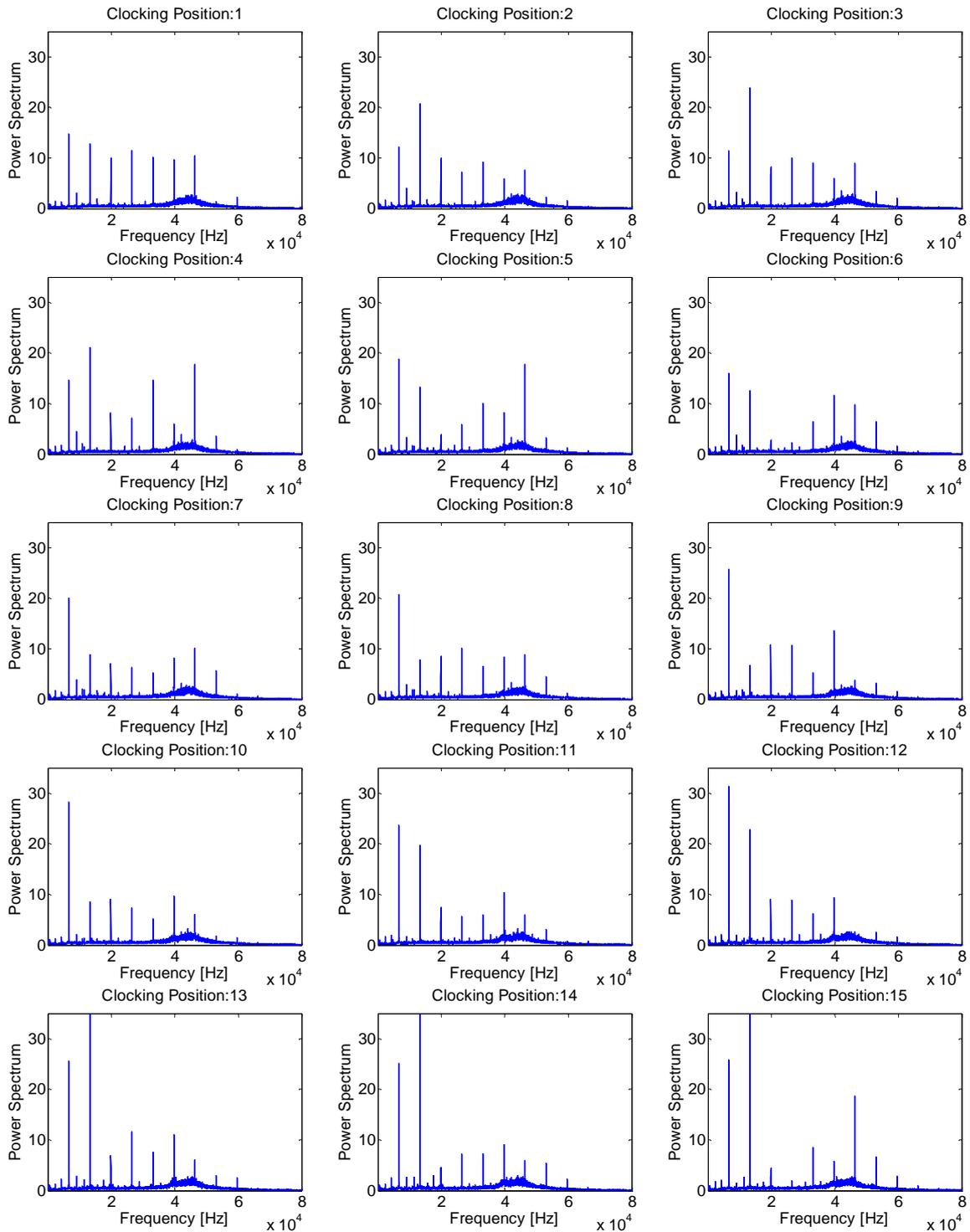
Tabellenverzeichnis

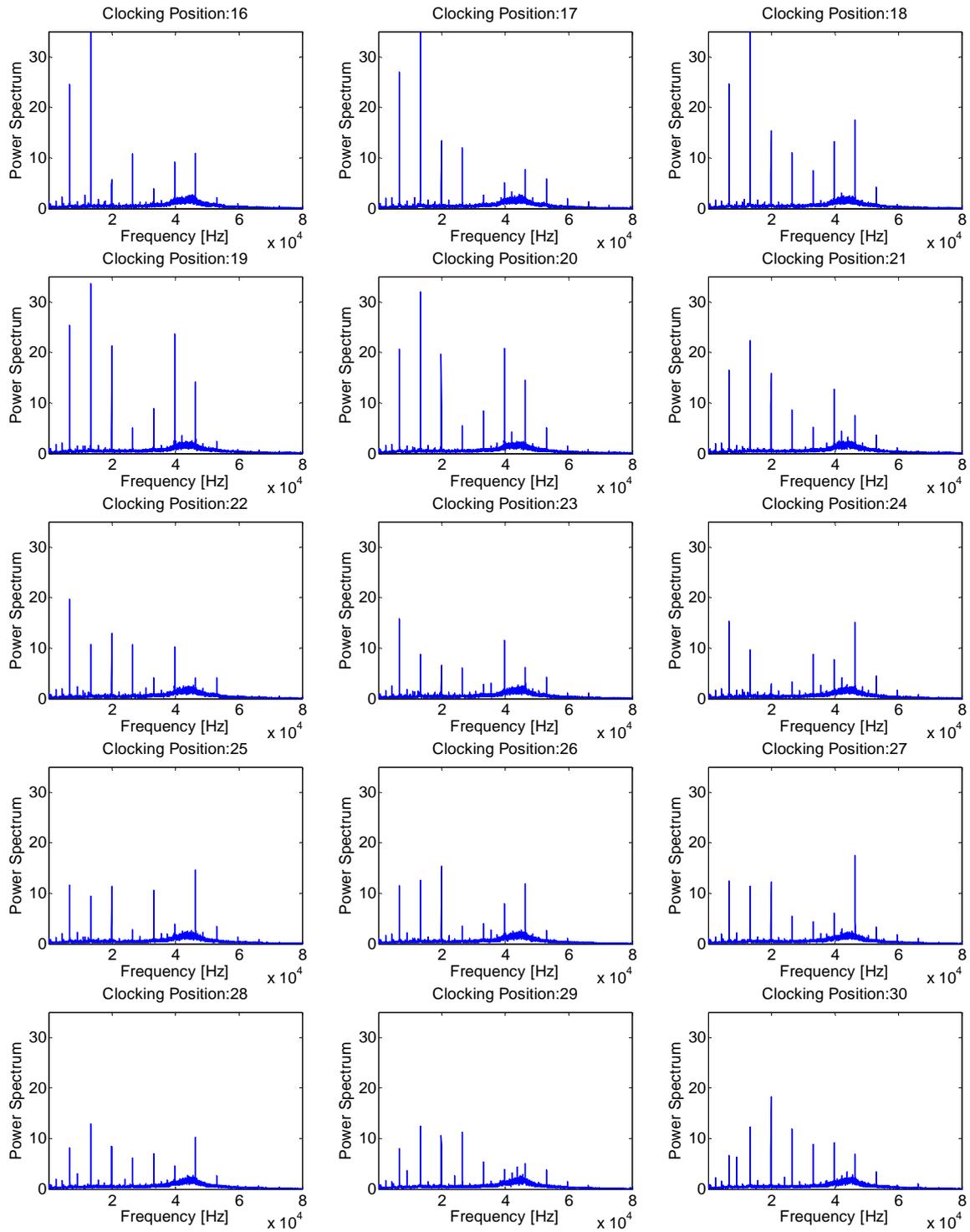
Tabelle 2-1 G-Faktoren verschiedener Materialien (Quelle: Reif K., 2011)	19
Tabelle 3-1 Technische Daten der Kompressoranlage	36
Tabelle 3-2 Parameter der Betriebspunkte	39
Tabelle 5-1 Blade Passing Frequency und Blade Passing Period des Hochdruckrotors	79
Tabelle 5-2 Blade Passing Frequency und Blade Passing Period des Niederdruckrotors	79

9. Anhang

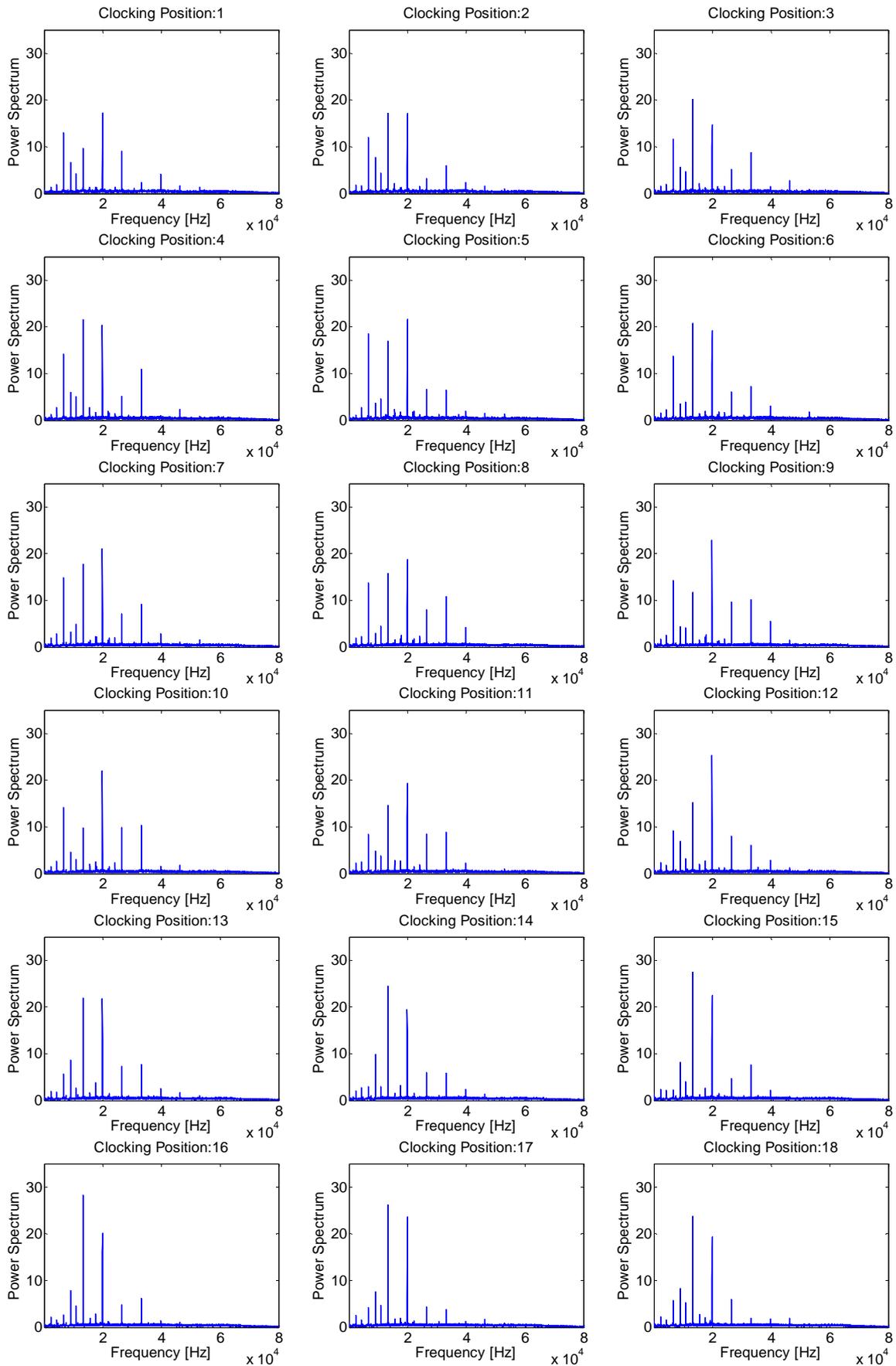
Anhang A: Spektren Auslegungspunkt

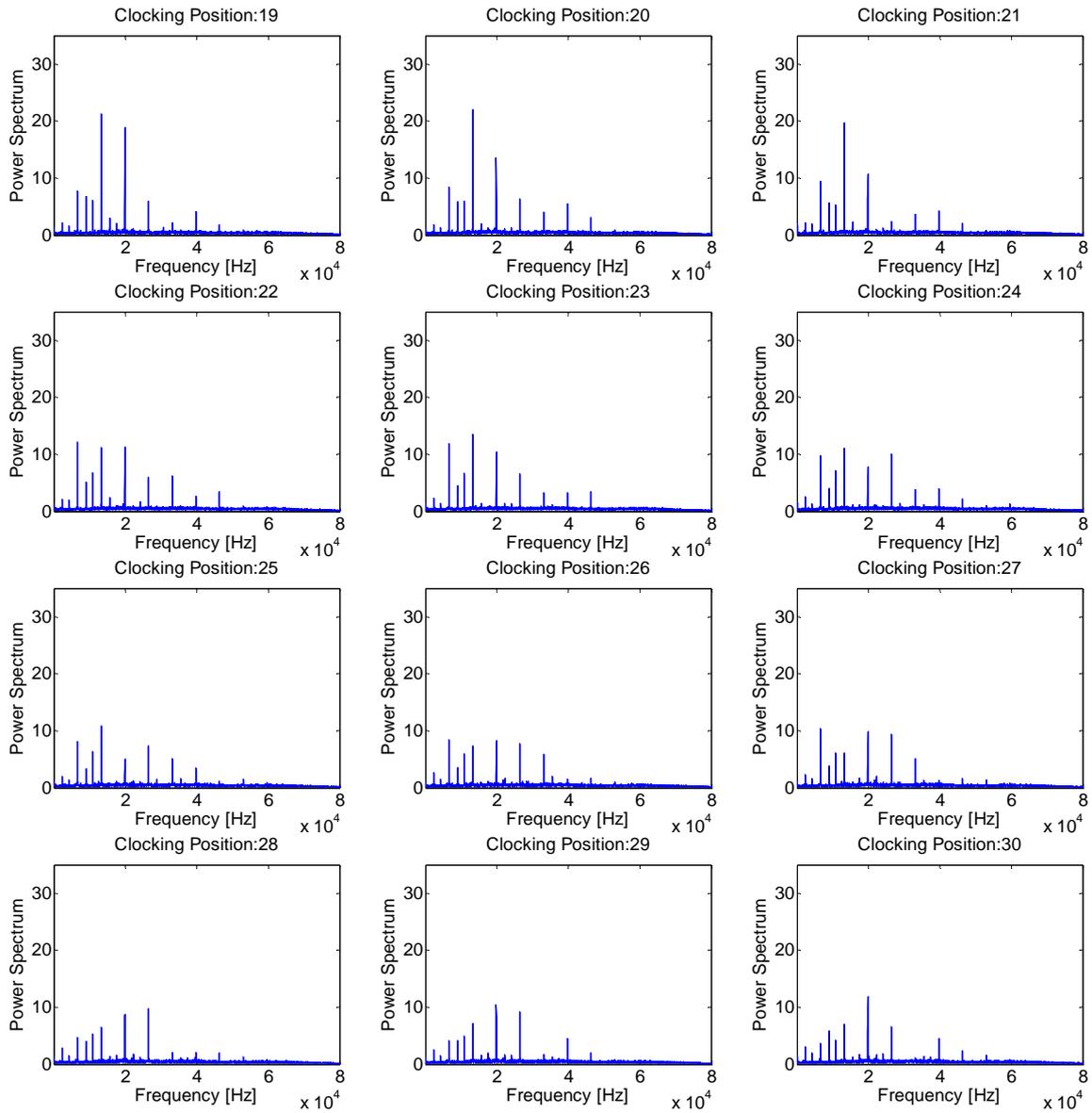
Sensor K1



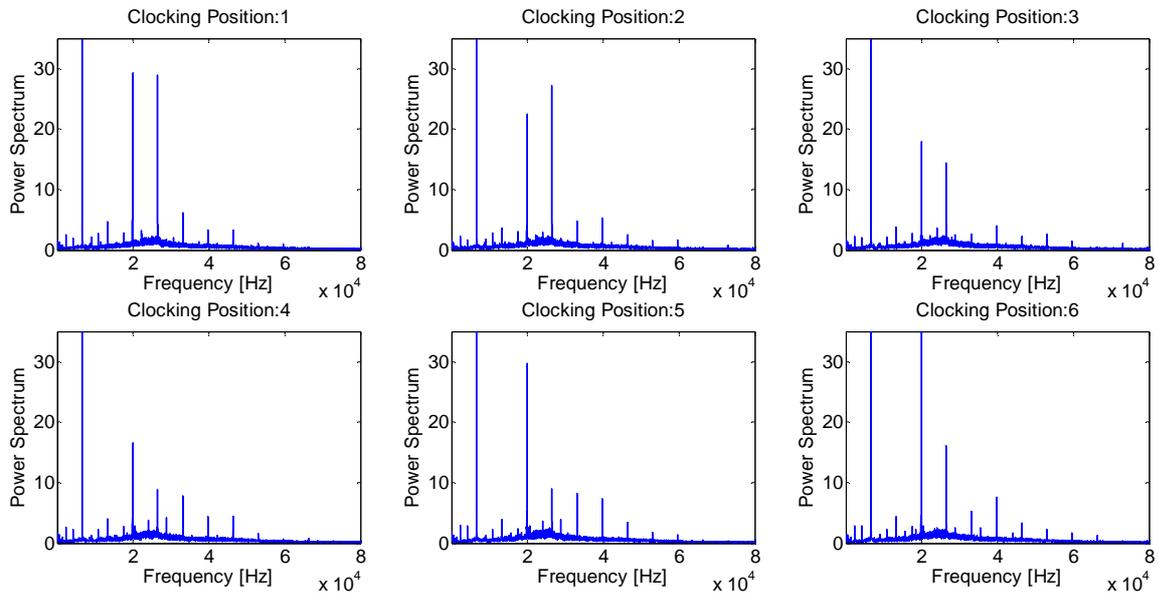


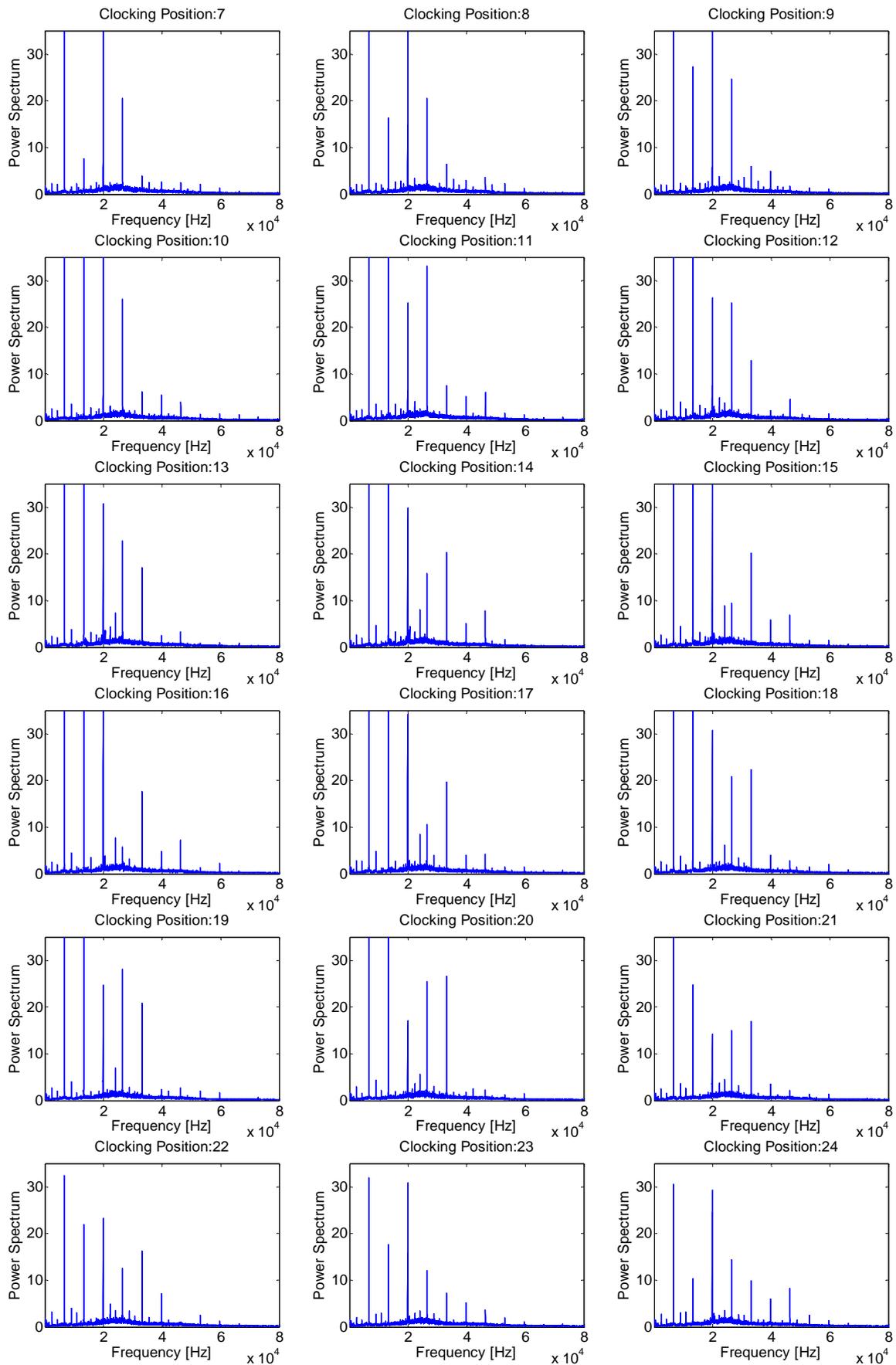
Sensor K2

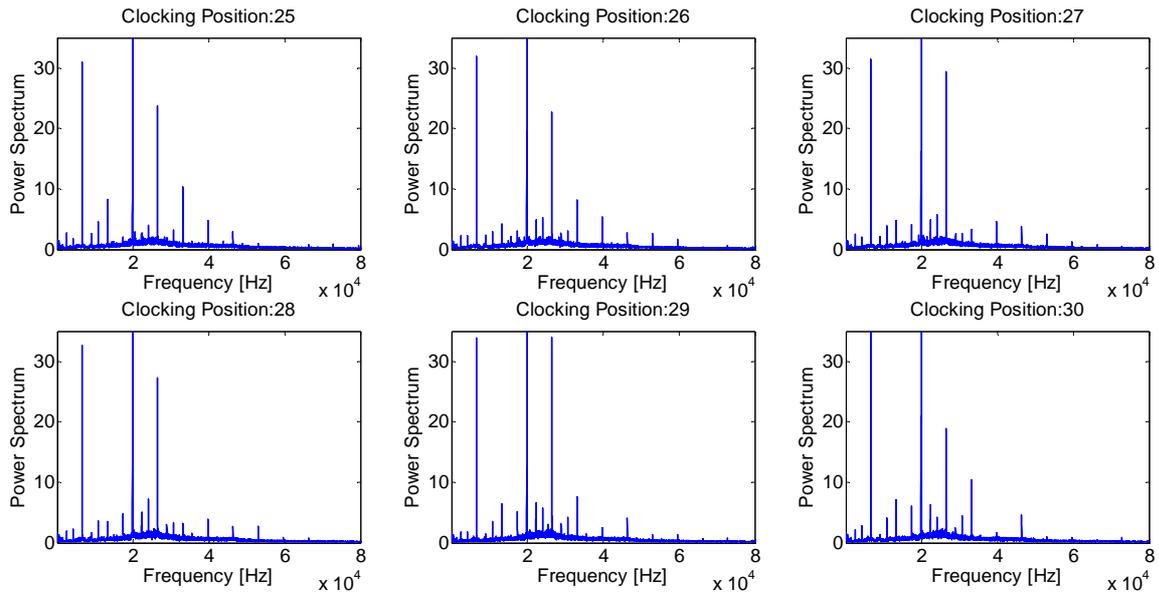




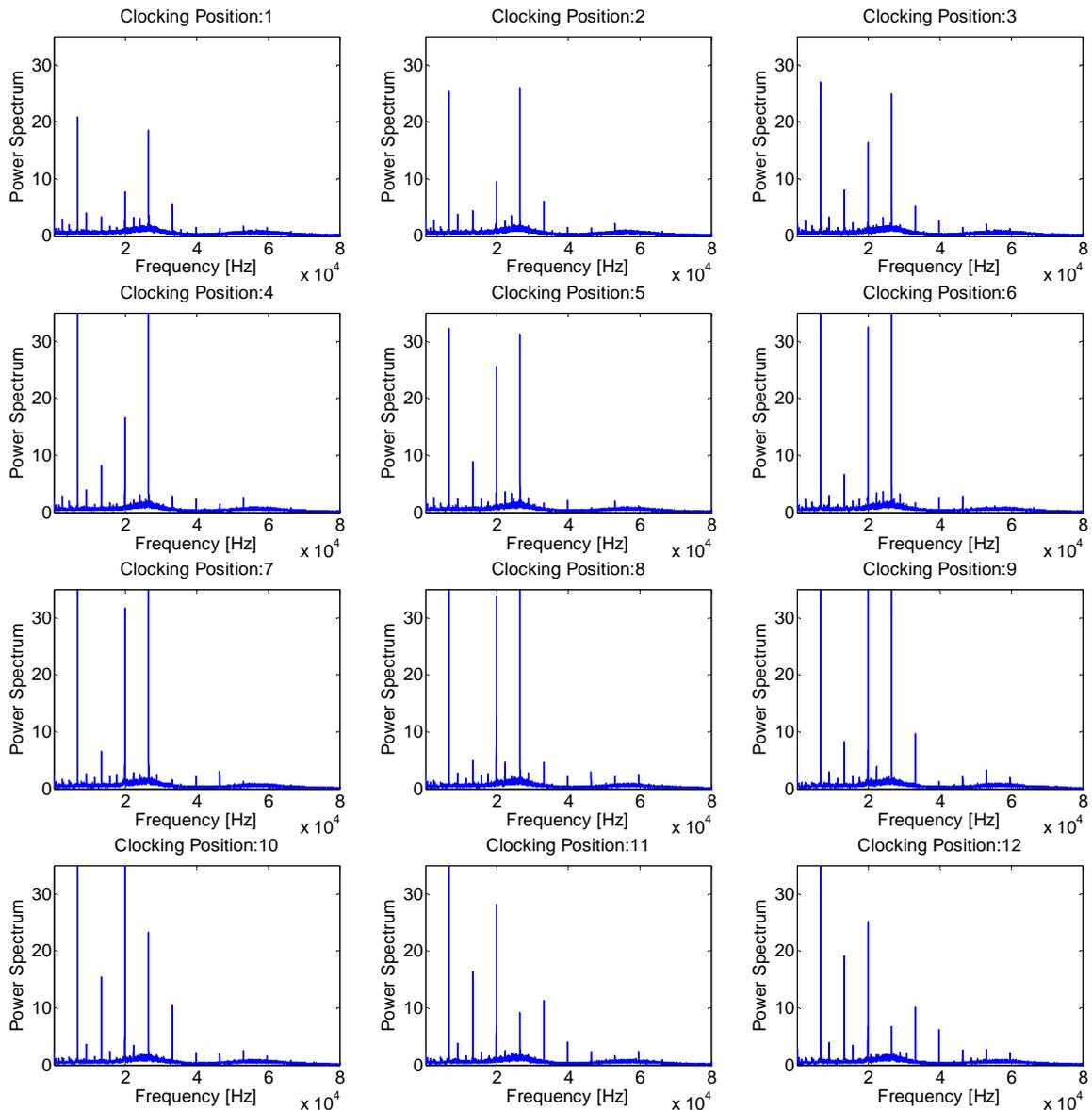
Sensor K3

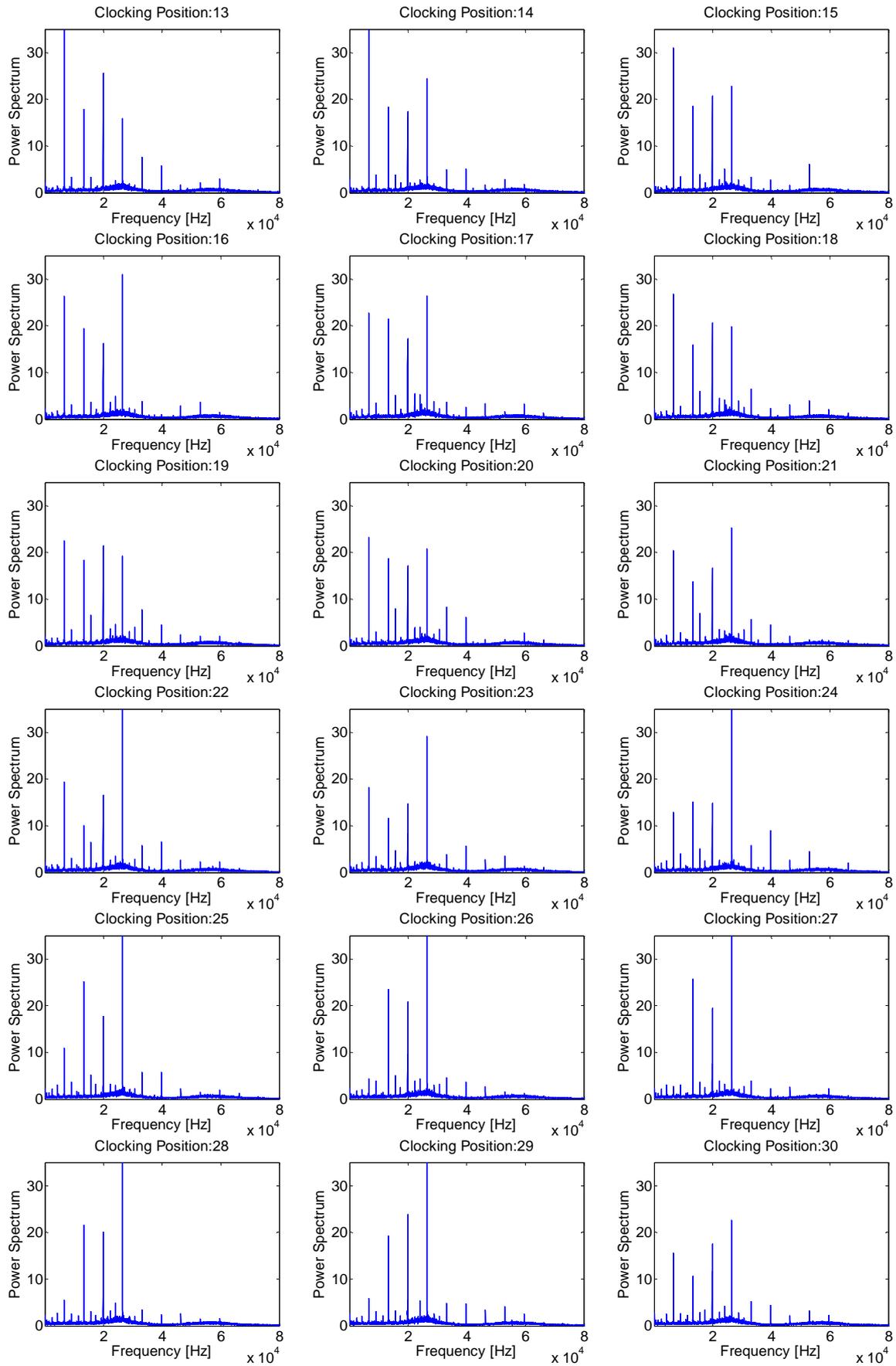




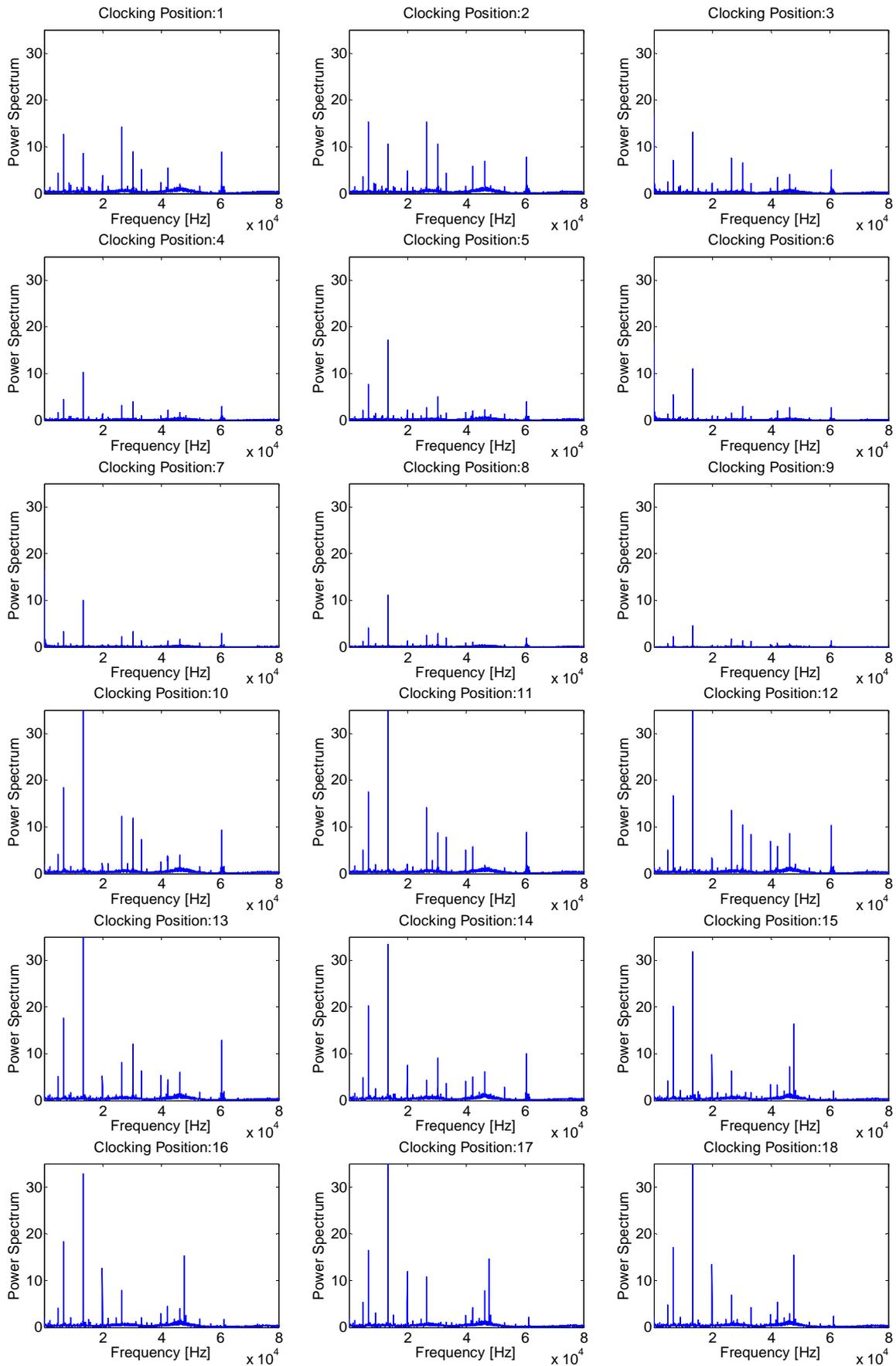


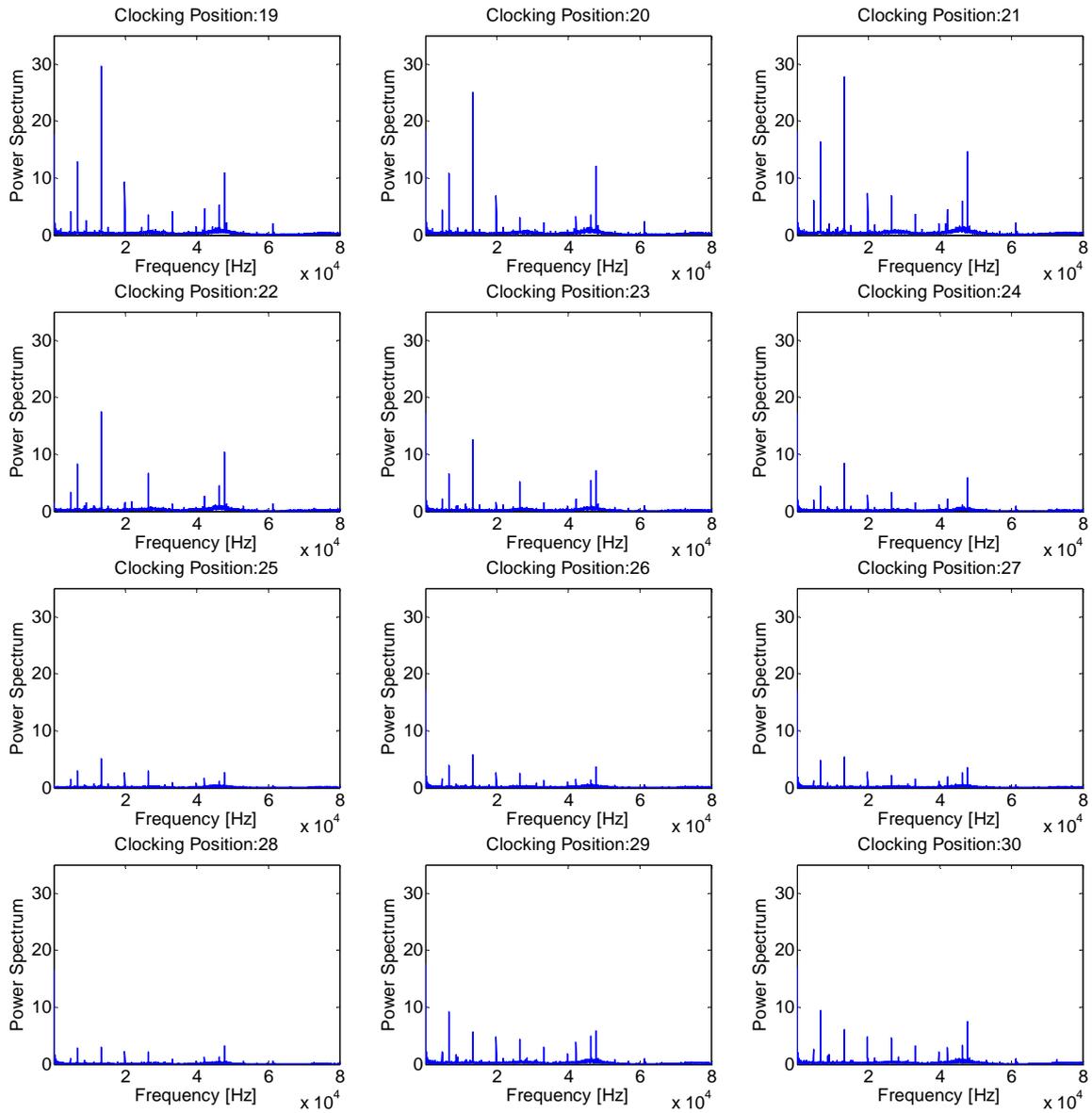
Sensor K4



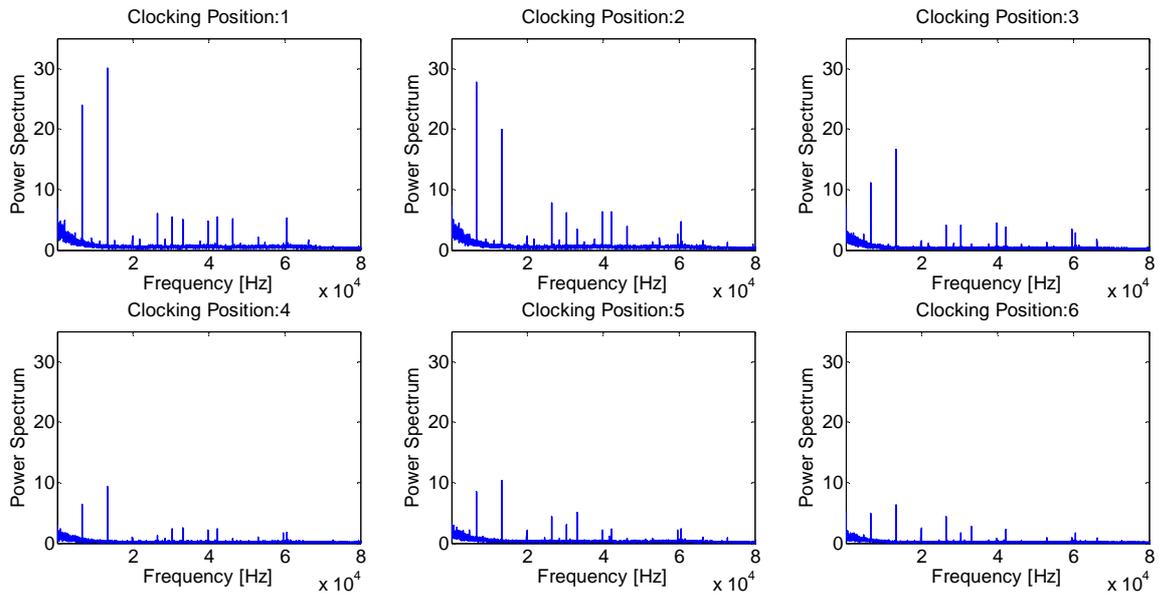


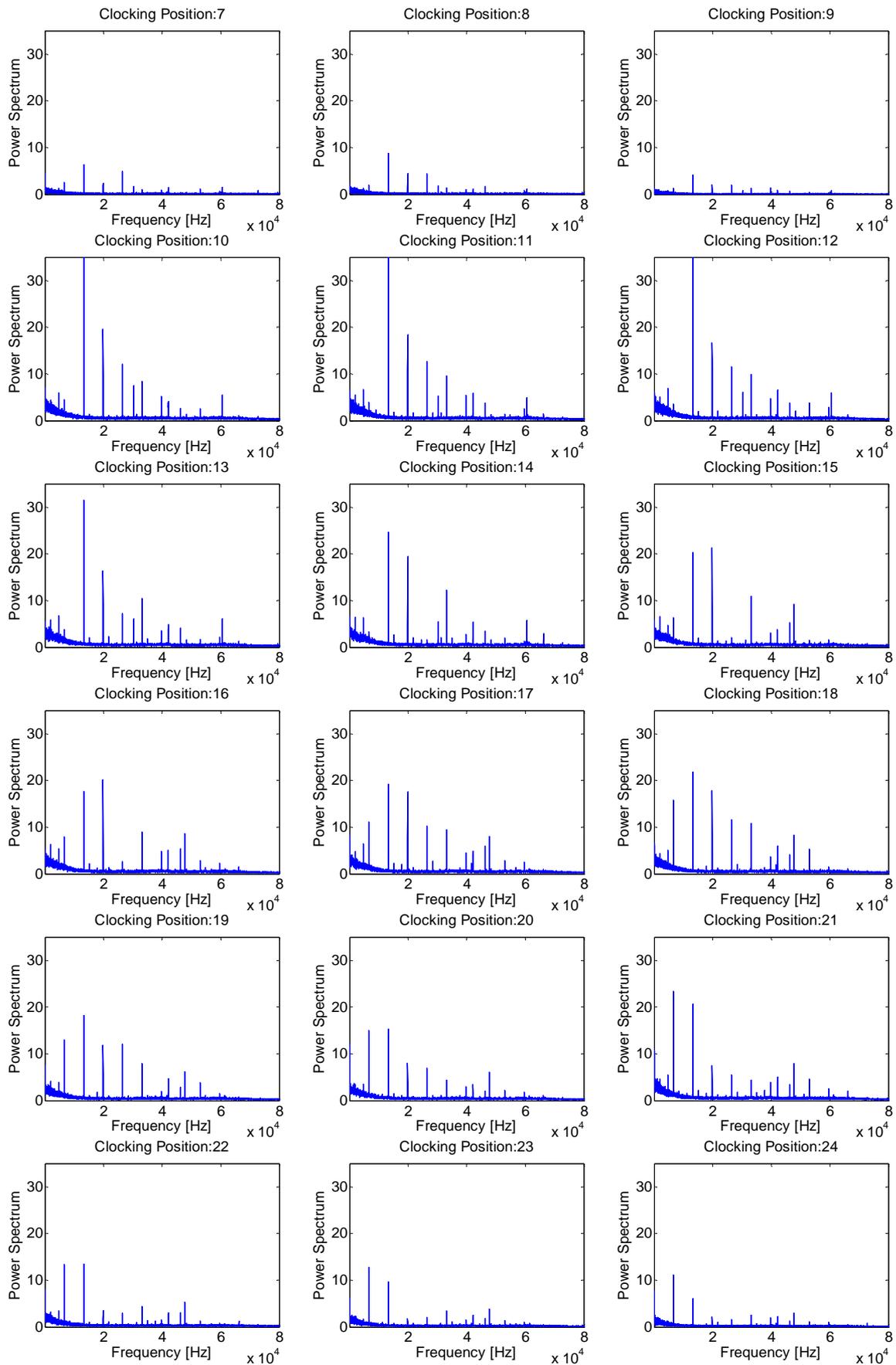
Sensor K5

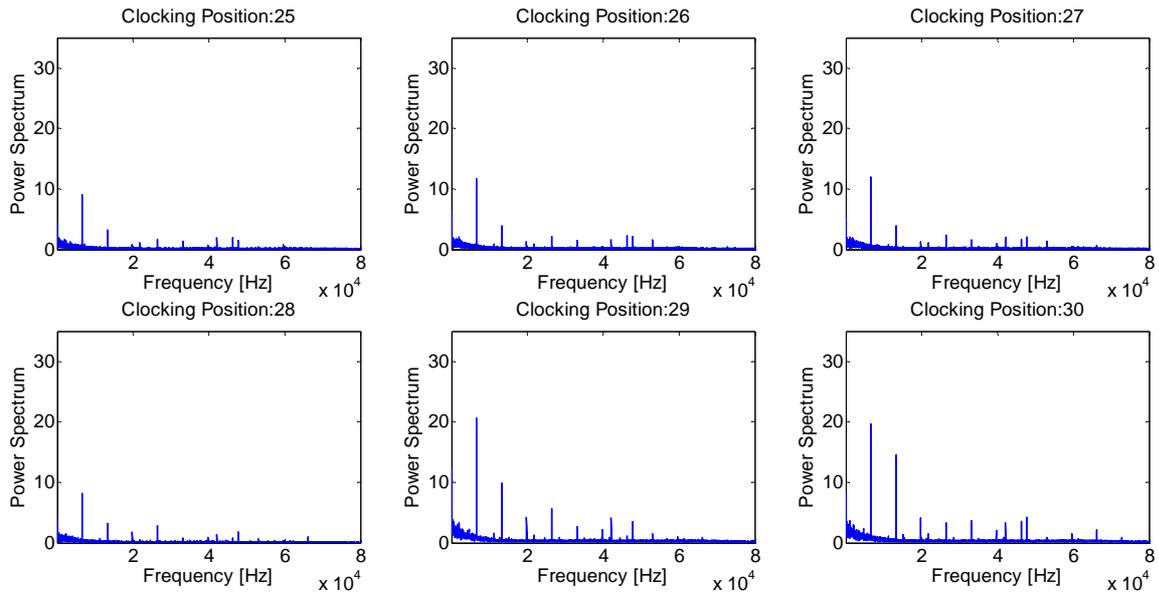




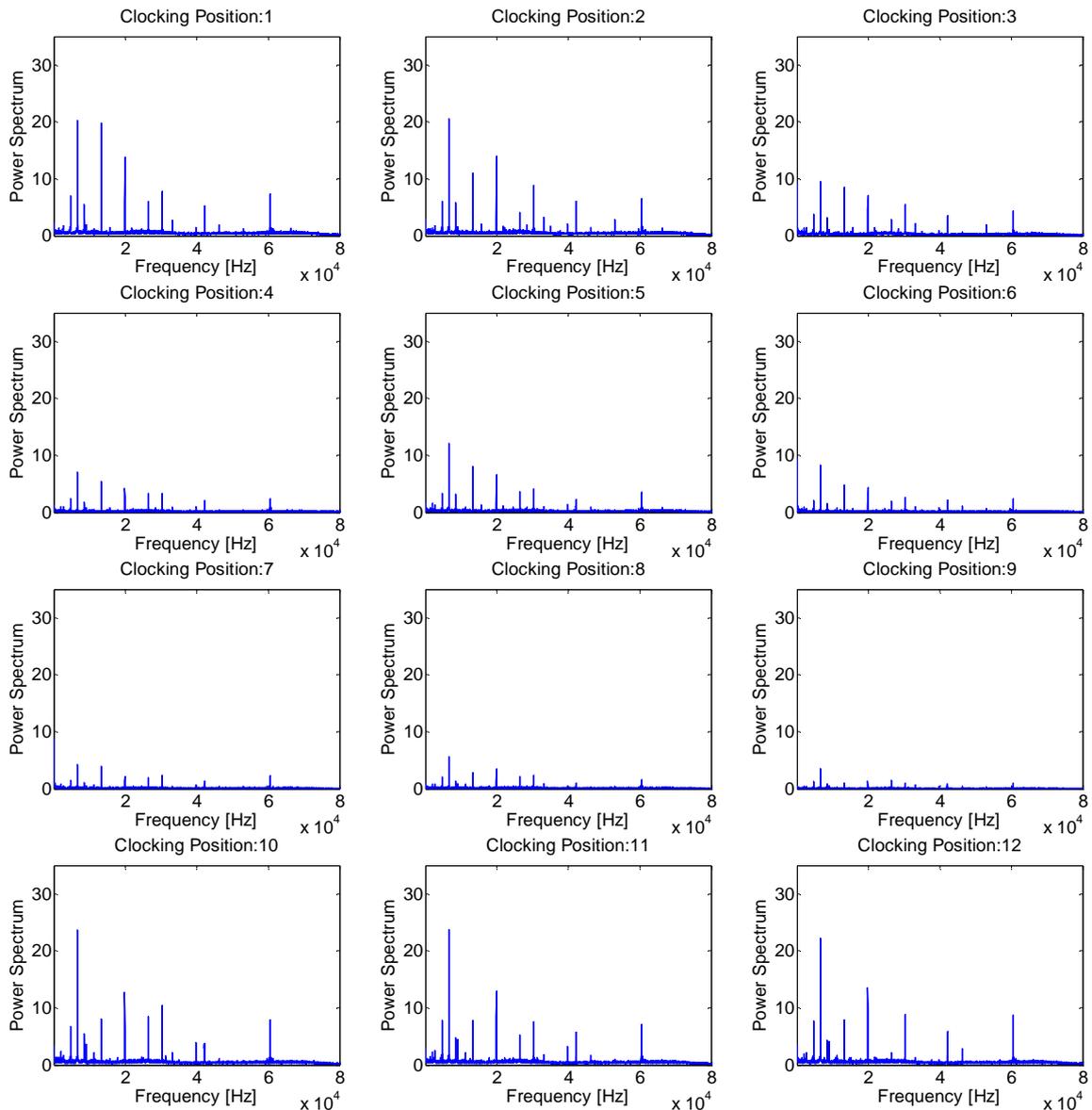
Sensor K6

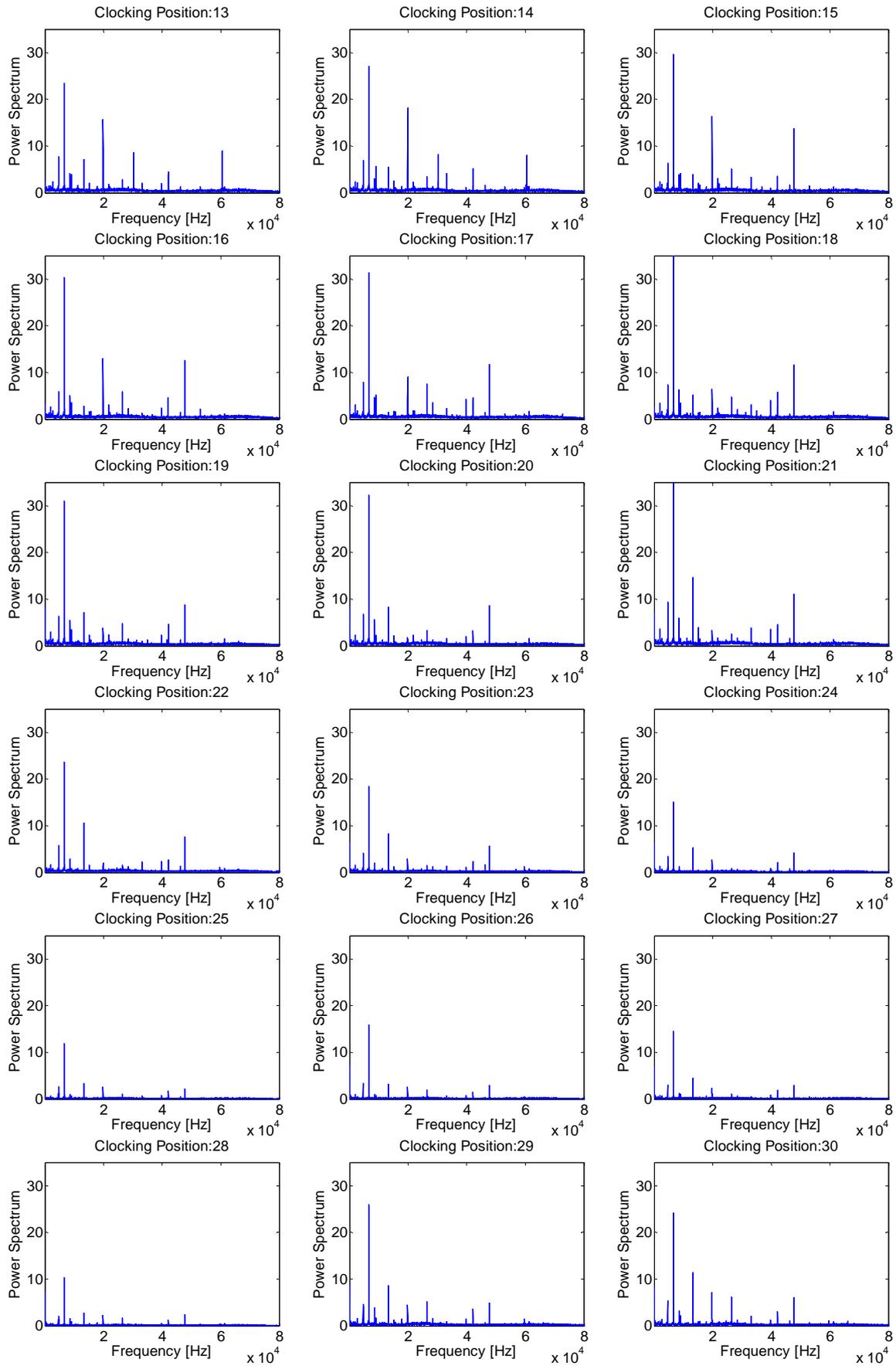






Sensor K7





Anhang B: Datenblätter

Datenblatt Kulite-Druckmesssensor XCE-062

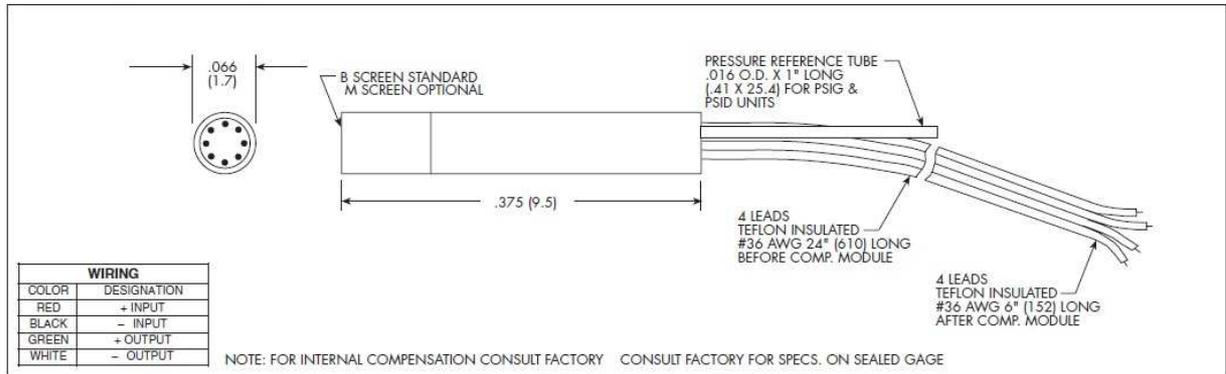
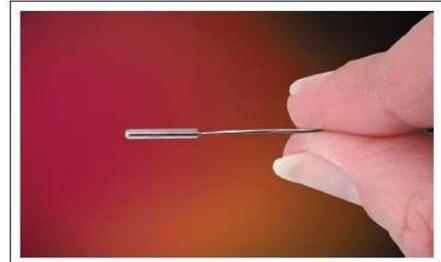


HIGH TEMPERATURE ULTRAMINIATURE IS® PRESSURE TRANSDUCER

XCE-062 SERIES

- Ideal For Turbine Engine Probes
- Designed For Both Static And Dynamic Response
- -65°F To 525°F Temperature Capability

The XCE-062 Series allow for a very rugged package suited for probes, pressure rakes and other similar test set ups. This transducer is well suited for both dynamic and static pressure measurements in benign or harsh environments. Its wide operating temperature range (-65°F to +525°F) makes it ideal for numerous applications in Aerospace and other areas of industry.



INPUT					
Pressure Range	1.7 25	3.5 50	7 100	17 250	35 BAR 500 PSI
Operational Mode	Absolute, Gage, Sealed Gage, Differential			Absolute, Sealed Gage	
Over Pressure	2 Times Rated Pressure With No Change in Calibration				
Burst Pressure	3 Times Rated Pressure				
Pressure Media	All Nonconductive, Noncorrosive Liquids or Gases				
Rated Electrical Excitation	10 VDC/AC				
Maximum Electrical Excitation	15 VDC/AC				
Input Impedance	1000 Ohms (Min.)				
OUTPUT					
Output Impedance	1000 Ohms (Nom.)				
Full Scale Output (FSO)	100 mV (Nom.)				
Residual Unbalance	± 5 mV (Typ.)				
Combined Non-Linearity, Hysteresis and Repeatability	± 0.1% FSO BFSL (Typ.), ± 0.5% FSO (Max.)				
Resolution	Infinitesimal				
Natural Frequency (KHz) (Typ.)	240	300	380	550	700
Acceleration Sensitivity % FS/g Perpendicular	5.0x10 ⁻⁴	3.0x10 ⁻⁴	1.5x10 ⁻⁴	1.2x10 ⁻⁴	6.0x10 ⁻⁵
Transverse	6.0x10 ⁻⁵	4.0x10 ⁻⁵	2.0x10 ⁻⁵	1.0x10 ⁻⁵	6.0x10 ⁻⁶
Insulation Resistance	100 Megohm Min. @ 50 VDC				
ENVIRONMENTAL					
Operating Temperature Range	-65°F to +525°F (-55°C to +273°C)				
Compensated Temperature Range	80°F to +450°F (25°C to +235°C)				
Thermal Zero Shift	± 1% FS/100°F (Typ.)				
Thermal Sensitivity Shift	± 1% /100°F (Typ.)				
Steady Acceleration	10,000g. (Max.)				
Linear Vibration	10-20,000 Hz Sine, 100g. (Max.)				
PHYSICAL					
Electrical Connection	4 Leads 36 AWG 30" Long				
Weight	.2 Gram (Nom.) Excluding Module and Leads				
Pressure Sensing Principle	Fully Active Four Arm Wheatstone Bridge Dielectrically Isolated Silicon on Silicon				

Note: Custom pressure ranges, accuracies and mechanical configurations available. Dimensions are in inches. Dimensions in parenthesis are in millimeters. Continuous development and refinement of our products may result in specification changes without notice - all dimensions nominal. (H)

KULITE SEMICONDUCTOR PRODUCTS, INC. • One Willow Tree Road • Leonia, New Jersey 07605 • Tel: 201 461-0900 • Fax: 201 461-0990 • <http://www.kulite.com>

Datenblatt Keller LEX1



HOCHGENAUES DIGITALES MANOMETER

LEX 1

PRÄZISION: 0,01 %FS *

Das LEX 1 ist ein präzises, mikroprozessorgesteuertes, digitales Druckmessgerät für Kalibrier- und Testzwecke mit Max.-/ Min.-Funktion.

Der Druck wird zweimal pro Sekunde gemessen und angezeigt. Die obere Anzeige zeigt den aktuellen Druck an, die untere den Maximal- (MAX) oder Minimaldruck (MIN) seit dem letzten RESET.

Das LEX 1 hat zwei Bedientasten. Mit der linken Taste wird das Gerät eingeschaltet und die Funktionen sowie die Druckeinheiten angewählt. Die rechte Taste aktiviert die angewählte Funktion bzw. Druckeinheit oder der Maximal- und Minimalwert kann angezeigt werden.



Das Gerät verfügt über folgende Funktionen:

RESET: Mit der RESET-Funktion wird der Max.- und Min.-Wert auf den aktuellen Druckwert gesetzt.

ZERO: Die ZERO-Funktion erlaubt es, einen beliebigen Druckwert als neue Null-Referenz festzulegen. Barometrische Druckunterschiede können so kompensiert werden. Die Werkseinstellung des Nullpunktes für die Bereiche ≤ 30 bar ist bei 0 bar absolut. Für Referenzdruckmessungen ist "ZERO SET" bei Umgebungsdruck zu aktivieren. Geräte > 30 bar werden mit Umgebungsdruck als Referenz abgeglichen.

CONT: Das Gerät schaltet 15 Minuten nach der letzten Tastenbetätigung automatisch ab. Mittels CONT (Continuous) kann diese automatische Geräteausschaltung deaktiviert werden.

UNITS: Alle Geräte sind in bar abgeglichen. Der Druck kann in 13 verschiedenen Einheiten angezeigt werden.

Optionales Zubehör: Tragetasche, Gummischutzhülle



Anzeige 5 Digit LEX 1



SPEZIFIKATIONEN			
Druckbereiche, Auflösung, Überdruck:	<u>Bereich</u>	<u>Auflösung</u>	<u>Überdruck</u>
	-1...2 bar	0,1 mbar	3 bar
	-1...20 bar	1 mbar	30 bar
	0...200 bar	10 mbar	300 bar
	0...400 bar	50 mbar	600 bar
	0...1000 bar	100 mbar	1100 bar
Anzahl Stellen	5 Digit		
Genauigkeit (10...30 °C) *	0,05 %FS (einschl. Linearität, Reproduzierbarkeit, Hysterese)		
Präzision *	0,05 %FS		
Präzision optional (≥ 20 bar) *	0,025 %FS / 0,01 %FS		
Lager- / Betriebstemperatur	-10...60 °C / 0...50 °C		
Kompensierter Temperaturbereich	0...50 °C		
Speisung	3 V Batterie, Typ CR 2430		
Batterie-Lebensdauer	2'000 Stunden bei kontinuierlichem Betrieb		
Druckanschluss	G1/4"		
Schnittstelle	RS485; rückseitige Kabeldose "Fischer" passend auf PC-Konverterkabel K103-A (RS232) und K104-A (USB)		
Schutzart	IP65		
Durchmesser x Höhe x Tiefe	76 x 118 x 42 mm		
Gewicht	210 g		
* Genauigkeit und Präzision			
"Genauigkeit" ist eine absolute Grösse, "Präzision" eine relative Grösse. Das Messen mit Druckwaagen ist der primäre Standard für Druck, wenn dieser in erster Linie definiert ist durch die Einheiten Masse, Länge und Zeit. Primäre Höchstklasse-Standards in nationalen Laboren beinhalten die Unsicherheit der Druckreferenzen mit 70 bis 90 ppm oder nahe 0,01%.			
Handelsübliche Druckwaagen wie sie in unseren Einrichtungen zum Kalibrieren der Transmitter und Manometer gebraucht werden, beinhalten eine Messunsicherheit oder Genauigkeit von 0,025 %. Unterhalb dieses Bereiches benutzt KELLER den Ausdruck "Präzision" für die Fähigkeit eines Drucktransmitters oder Manometers, für jeden Druckpunkt innerhalb 0,01 % bezogen auf diese kommerziellen Standards zu sein.			
Diese Manometer können mittels Korrektur der Verstärkung mit einer Kalibrationssoftware an jeden Standard Ihrer Wahl angepasst werden.			

Änderungen vorbehalten

12/04

KELLER AG für Druckmesstechnik	St. Gallerstrasse 119	CH-8404 Winterthur	Tel. 052 - 235 25 25	Fax 052 - 235 25 00
KELLER Gesellschaft für Druckmesstechnik mbH	Schwarzwaldstrasse 17	D-79798 Jestetten	Tel. 07745 - 9214 - 0	Fax 07745 - 9214 - 50

Unternehmen zertifiziert nach ISO 9001

www.keller-druck.com

S Series Multifunction DAQ – up to 16-Bit, up to 3 MS/s per Channel, up to 8 Analog Inputs

NI 6123, NI 6122, NI 6133, NI 6132

- 4 or 8 simultaneous-sampling differential analog inputs
- 14- or 16-bit resolution
- 3 MS/s¹ or 500 kS/s per channel maximum sampling rate
- 4 analog input ranges
- Deep onboard memory – 16 or 32 MS
- 8 digital I/O lines (5 V/TTL/CMOS); two 24-bit counter/timers
- Digital and analog triggering
- Measurement services that simplify configuration and measurements

Operating Systems

- Windows 2000/NT/XP

Recommended NI Software

- LabVIEW 7.x or higher
- LabWindows/CVI 7.x or higher
- Measurement Studio 7.x or higher
- Digital Waveform Editor
- SignalExpress 1.x or higher

Other Compatible Software

- VI Logger 2.x or higher
- Visual Studio .NET
- Visual Basic, C/C++, and C#

Measurement Services Software (included)

- NI-DAQmx driver
- Measurement & Automation Explorer configuration utility
- VI Logger Lite data-logging software



Calibration Certificate Available

Family	Bus	Analog Inputs	Input		Input Ranges	Digital I/O	Counter/Timers	Trigger
			Resolution (bits)	Sampling Rate				
NI 6123	PCI, PXI	8	16	500 kS/s per channel	4	8 @ 10 MHz	2, 24-bit	Analog, digital
NI 6122	PCI, PXI	4	16	500 kS/s per channel	4	8 @ 10 MHz	2, 24-bit	Analog, digital
NI 6133	PCI, PXI	8	14	3 MS/s per channel ¹	4	8 @ 10 MHz	2, 24-bit	Analog, digital
NI 6132	PCI, PXI	4	14	3 MS/s per channel ¹	4	8 @ 10 MHz	2, 24-bit	Analog, digital

¹2.5 MS/s with NI-DAQmx; 3 MS/s with additional download. Special conditions apply.

Table 1. Channel, Speed, and Resolution Specifications

Overview and Applications

National Instruments 612x and 613x devices combine the latest in PC technologies to deliver simultaneous sampling for high-channel-count, high-speed applications. Use these modules in a variety of applications, including:

- IF digitization
- Transient recording
- ISDN, ADSL, and POTS manufacturing test in the telecom industry
- Ultrasound and sonar testing
- High-energy physics

Features

These devices fall under the NI S Series product family. The “S” stands for simultaneous sampling, as this is the most apparent benefit of the dedicated analog-to-digital (A/D) converter per channel architecture. However, the architecture has other less obvious but very important advantages.

More Data Throughput – The dedicated A/D converter per channel architecture provides a much higher aggregate sampling rate compared to traditional multiplexed data acquisition devices. Traditional multiplexed data acquisition devices share one A/D converter among multiple channels, keeping the aggregate data throughput

constant, regardless of the number of active channels. S Series aggregate data throughput increases linearly with the number of active channels.

Better Dynamic Specifications – The analog input path on S Series devices is tuned for both accurate DC and dynamic measurements, compared to traditional multiplexed data acquisition devices that suffer from settling time and distortion error created by switching the input channel. Traditional multiplexed data acquisition devices are ideal for DC measurements, but are not the best solution for dynamic measurements.

Many Input Ranges – You can configure each analog input channel to use one of several voltage ranges. Make the most of your input resolution by selecting among the four voltage ranges offered by the NI 612x and 613x devices.

Large Onboard Memory – NI 6123 and NI 6133 devices feature a 16 or 32 MS onboard memory while the NI 6122 and NI 6132 devices feature a 16 MS memory. With deep onboard memory, capture high-bandwidth signals over long periods of time, regardless of bus limitations.



DC Amplifier

ENDEVCO
MODEL
136



Model 136

- **Three-Channel DC Differential Voltage Amplifier**
- **200 kHz Bandwidth (-3dB Corner)**
- **Auto-Zero and Shunt Calibration**
- **Gain Range 0 to 1000**
- **Four Selectable Excitation Voltage Levels**
- **RS-232 Serial Interface**
- **12 VDC Power Option**
- **Built-in 4-Pole Butterworth Low-Pass Filter**



Not actual size

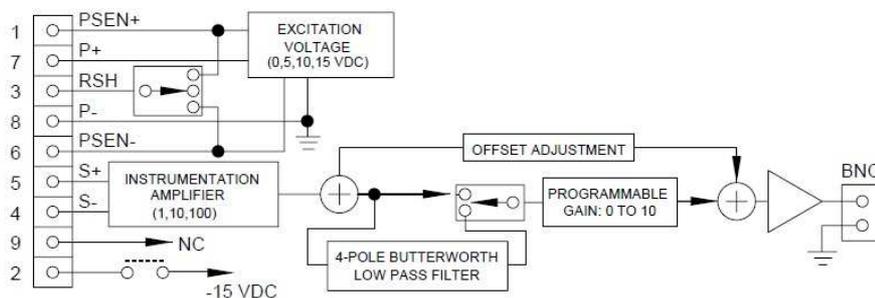
DESCRIPTION

The ENDEVCO® Model 136 is a three-channel, DC amplifier that is manually or computer programmable.

Manual control is accomplished at the front panel by means of a "Select Channel" push-button, three (3) "Channel LEDs", one "Select Function" push-button, five "Function LEDs", a four character LED display, showing the state of each function/channel, and four "Edit" push-buttons to change the entries in the LED display. There are three LEDs used as fault status indicators for the auto zero function. Computer control is accomplished using the standard RS-232 port and optional Application Software.

There are two modes of operation, Normal and Programming/Setup. Both modes of operation utilize the front panel LED Display. In the Normal Mode, there are two states, Monitoring Mode and No-Monitoring. In the Monitoring Mode the LED display indicates the RMS reading of the signal present at the output of the selected channel. The Non-Monitoring Mode turns off the LED display for lower noise applications and to minimize power consumption. In the Programming Mode, the unit is ready for manual programming or editing of existing channel setups. The unit will automatically return to the Normal Mode of operation after 20 seconds of inactivity of the front panel or after pressing the "Select Function" push-button while the "Monitoring State" function LED is flashing.

The rear panel contains (on a per-channel basis) a BNC output connector, a 9-pin "D" input connector, the RS-232 connector, and the input power connector. Three Model 136 units may be configured in a 19-inch rack mount adapter. The standard unit is powered by 90-264 VAC, 50/60 Hz. The -1 option is powered by 9 to 18VDC, making it ideal for portable use or for automobile test applications.



Technical Illustration



Datenblatt Druckmodul (Ethernet Intelligent Pressure Scanner)



**Ethernet
Intelligent Pressure Scanner**

NetScanner™ System

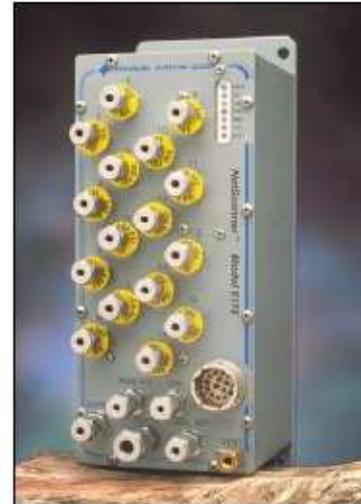
9116

FEATURES

- User Accessible Memory for Test Configuration Management
- $\pm 0.05\%$ FS System Accuracy
- EU Throughput Rates of 500 Hz
- Auto-Negotiating 10/100 BaseT Ethernet with TCP & UDP Protocol
- Pressure Ranges up to 850 psid (5860 kPa)
- Built-in Rezero, Purge and Leak Check Features
- Triple Scan List Capability
- Rugged Splashproof Enclosure
- Hardware and Software Triggered Data Acquisition

APPLICATIONS

- Turbomachinery Test Stands
- Windtunnel Wall Pressure Measurements



The Model 9116 Pneumatic Intelligent Pressure Scanner is a completely self-contained high performance pressure acquisition module for multiple measurements of dry, non-corrosive gases. The scanner integrates 16 silicon piezoresistive pressure sensors of any pressure range with the latest microprocessor technology in a compact, rugged package. Each field-replaceable pressure sensor incorporates a temperature sensor and EEPROM for storage of calibration data as well as sensor identification information such as pressure range, factory calibration date, and user-managed last or next calibration date.

The microprocessor uses the data from the EEPROM to correct for sensor zero, span, linearity and thermal errors. It also performs digital temperature compensation of the sensors to reduce thermal errors by a factor of ten or more over conventional sensor compensation. The microprocessor also controls the actuation of an integral manifold to execute on-line zero or span calibration upon request. This capability virtually eliminates sensor zero drift error and provides guaranteed system accuracy of up to $\pm 0.05\%$ FS (Full Scale) after rezero.

This enhanced pressure scanner provides User Accessible Memory (UAM) to facilitate Test Configuration Management (TCM) through functionality derived from the IEEE-1451 standard for smart transducers. This enables test parameters to be entered and stored within the scanner for access by the host controller during test setup and operation.

The 9116 can sample using up to three concurrent scan lists at continuous rates up to 500 measurements per channel per second in engineering units. Pressure data in engineering units is output through an auto-negotiating 10 or 100 Mbit Ethernet interface supporting both TCP and UDP protocols. The scanner is supplied with comprehensive Visual Basic-based software called NUSS for PC compatible computers. Firmware upgrades are made available at no charge via PSI's website and can be downloaded to the scanner over the Ethernet interface using NUSS.

The Model 9116 Intelligent Pressure Scanner is one component of the NetScanner™ System. Multiple NetScanner components measuring a wide variety of parameters and sharing the same command set can be networked to form a distributed intelligent data acquisition system.

Pressure Systems, Inc.
34 Research Drive
Hampton, VA 23066
USA
Phone: (757) 865-1243
Toll Free: 800-328-3685
Fax: (757) 865-8744
E-mail: sales@PressureSystems.com

ISO-9001:2000 Certified
Web: PressureSystems.com
Updates: PressureSystems.com/updates.html
E-commerce: LEVELandPRESSURE.com

PSI Ltd.
124, Victoria Road
Farnborough, Hants
GU14 7PW
United Kingdom
Phone: +44 1252 510000
Fax: +44 1252 510099
E-mail: psi@WestonAero.com

Anhang C: Kalibrierprotokoll Kulite-Sensoren



CALIBRATION CERTIFICATE

Model No: XCE-062-25D

Serial No: 7567-2-280

Customer: VOLVO AERO CORP.

P.O.: 45207445-FT

STANDARD ELECTRICAL CONNECTIONS: X		SPECIAL CONNECTIONS:	
RED +Input	GREEN +Output		
BLACK -Input	WHITE -Output		

TEST CONDITIONS:

Rated pressure: 25 PSI D Operational Mode: DIFFERENTIAL
Maximum Pressure: 50 PSI D
Maximum Reference Pressure: 25 PSI D
Tested At: 10.00 VDC Excitation Maximum Excitation: 15.00 VDC

CALIBRATION

Sensitivity: 4.022mV/PSI D
Zero Pressure Output: $<\pm 5\text{mV}$
Compensated Temperature Range: 25 DEG.C to 232 DEG.C
Output Impedance: 1230 Ohms Input Impedance: 1370 Ohms
B SCREEN
RTV COATING

REMARKS:

QUALITY ASSURANCE: calibration traceable to NIST

Pressure Source Id#: PG117

Model#: PCS-400

Tested by: S. FRANCIS
Date: 06/10/2009

Inspected by:
Date: JUN 09 2009



The calibration of Kulite Semiconductor Products, Inc.
Instrumentation is in conformance with MIL-STD-45662A

KULITE SEMICONDUCTOR PRODUCTS, INC. • One Willow Tree Road • Leonia, New Jersey 07605 • Tel: 201 461-0900 • Fax: 201 461-0990 • <http://www.kulite.com>
UNITED KINGDOM • KULITE SENSORS LTD • Kulite House, Stroudley Road, Kingslanc Business Park, Basingstoke, Hampshire RG24 8UG England • Tel: 256 461646 • Fax: 256 479 510 • Email: sales@kulite.co.uk
GERMANY • KULITE SEMI-CONDUCTOR GmbH • Postfach 1527 • D-65705 Hofheim/TS Germany • Tel: 6192 29000 • Fax: 6192 290090 • Email: info@kulite.de
FRANCE • KULITE FRANCE • 7, Quai General Sarrailli, 69006 Lyon, France • Tel: 4 7283 9080 • Fax: 4 7283 9089 • Email: info@kulite.fr
ITALY • KULITE ITALIA SRL • Centro Direzionale il Girasole, Palazzo Marco Polo, 20084 Lacchiarella, Milan, Italy • Tel: 02900330444 • Fax: 02900331103 • Email: info@kulite.it

Anhang D: Datenstruktur der beigelegten DVD

Die beigelegte DVD enthält eine PDF-Version der Diplomarbeit. Zusätzlich sind alle Messergebnisse, alle erstellten Time Space-Plots und Spektren chronologisch ihren Betriebspunkten und Sensorpositionen entsprechend enthalten. Des Weiteren sind alle zur Auswertung benötigten Routinen sowie verwendeten Fotos und Bilder darauf abgespeichert.

Die DVD ist wie folgt gegliedert:

