

Ein Beitrag zur Betriebspunktbestimmung an  
Axialverdichtern

**Dissertation**

zur

Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

der Fakultät für Informatik und Elektrotechnik

der Universität Rostock

vorgelegt von

Rocco Reinhardt, geboren in Lauchhammer

aus Sassenburg

27. Januar 2020



Dieses Werk ist lizenziert unter einer  
Creative Commons Namensnennung 4.0 International Lizenz.

Eingereicht am : 18.12.2018

Verteidigt am : 17.12.2019

Begutachtet von: : Prof. Dr.-Ing. Torsten Jeinsch  
Institut für Automatisierungstechnik,  
Universität Rostock

Prof. Dr. rer. nat. habil. Hartmut Ewald  
Institut für allgemeine Elektrotechnik,  
Universität Rostock

Prof. Dr.-Ing. Peter Dünow  
Fakultät für Ingenieurwissenschaften,  
Hochschule Wismar

## Kurzfassung

Die Bestimmung von Betriebspunkten an Axialverdichtern ist zumeist mit nicht zu vernachlässigen Unsicherheiten verbunden. Dies liegt an der schwierigen Erfassung der Größen von Massendurchfluss und Totaldruck. Zudem beeinflussen die entsprechenden Sensoren den Strömungskanal und sind infolgedessen als invasiv einzustufen. In der Konsequenz wird oftmals auf die Erfassung der Größen verzichtet. Die Folge ist ein nicht optimaler Einsatz der bereits vorhandenen bzw. zukünftig einzusetzender Aktuatorik am Axialverdichter. Ein Betrieb des Verdichters im Wirkungsgradoptimum wird verhindert.

Die Arbeit befasst sich mit einem neuen Konzept und einem daraus abgeleiteten minimal invasiven Messverfahren zur Bestimmung des Betriebspunktes von Axialverdichtern. Es basiert auf der messtechnischen Erfassung von Schaufelauslenkungen mit optischen Sensoren, die in der Verdichterwandung angebracht sind und somit den Strömungskanal nicht beeinflussen. Umfangreiche Analysen und Untersuchungen der Arbeitsweise von Axialverdichtern ergeben, dass die Belastung der Verdichterschaukeln von aerodynamischen Kräften hervorgerufen werden, die vom Massendurchfluss, vom Druckverhältnis und von der Drehzahl des Verdichters abhängen. Daraus wird abgeleitet, dass die Auslenkungen bzw. die Positionen der Schaufelspitzen zu einer Referenz Informationen zum Betriebspunkt enthalten und die Betrachtung der Schaufel als Sensor zutreffend ist.

Die Erfassung der Auslenkungen erfolgt mit dem Blade-Tip-Timing-Messverfahren, bekannt aus der Schwingungsanalyse der Laufschaufeln von Strömungsmaschinen. Die kleinen Messeffekte im Mikrometerbereich in Verbindung mit den hohen Umfangsgeschwindigkeiten der Schaufeln bedingen die detaillierte Analyse und Untersuchung der digitalen hochauflösenden Zeitmessung und die Weiterentwicklung des Blade-Tip-Timing-Messverfahrens. Eine neue Referenz zur Bestimmung der Auslenkungen wird vorgestellt. Mit deren Hilfe wird die Streuung bei der Positionsbestimmung der Schaufelspitze zu einer Referenz um den Faktor 13 reduziert. Weiterhin wird ein verbesserter optischer Sensor präsentiert, der eine rotationssymmetrische Empfangscharakteristik zeigt. Er erreicht eine Neutralisation der Querempfindlichkeit in der Orientierung des Sensors zur Schaufel. Messungen mit den Sensoren zeigen eine verbesserte Präzision von bis zu 50 %.

Untersuchungen an einem Verdichterprüfstand bestätigen die Annahmen zu den Betriebspunkt abhängigen Schaufelauslenkungen. Die Drosselung eines Verdichters bei konstanter Drehzahl bewirkt über einen weiten Bereich eine Zunahme der Schaufelauslenkung. Die Auslenkung erreicht kurz vor der Pumpgrenze bzw. der Instabilität des Verdichters ein Plateau und sinkt dann leicht wieder ab. Das Erreichen des Plateaus indiziert in der Folge einen kleinen verbleibenden Abstand zur Pumpgrenze des Verdichters. Eine auf Kennfeldern basierende Bestimmung des Betriebspunktes von Axialverdichtern ist mit der Schaufelauslenkung und zumindest der Drehzahl als Eingangsgrößen möglich. Die Ausgangsgrößen sind das Druckverhältnis, der Massendurchfluss und der Wirkungsgrad. Das Wirkungsgradoptimum eines Verdichters ist bei einer Drehzahl eindeutig einer Schaufelauslenkung zuzuordnen. Die zur Identifikation des Betriebspunktes verwendeten Schaufelauslenkungen betragen am Verdichter bis zu 40  $\mu\text{m}$  - bei einer Streuung der gemittelten Werte von ca. 0.2  $\mu\text{m}$ .



## Abstract

The determination of operating points on axial compressors is usually associated with uncertainties that cannot be neglected. This is due to the demanding measurement of the quantities of mass flow and total pressure. Furthermore, the corresponding sensors influence the flow channel and can therefore be classified as invasive. As a consequence, the recording of the quantities is often dispensed. The result is, that the existing or future actuators on the axial compressor are not used optimally. An operation of the compressor at the optimum efficiency is avoided.

This thesis is focused on the development of a new concept including a minimal invasive measurement method to determine the operating point of axial compressors. It is based on the measurement of blade deflections with optical sensors which are mounted in the compressor casing and thus do not influence the flow channel. Extensive analyses and investigations of the working principle of axial compressors results in the fact that the load on the compressor blades is caused by aerodynamic forces. These forces depend on the compressors mass flow, pressure ratio and revolution speed. This leads to the conclusion that the blade deflections or the positions of the blade tips to a reference contain information on the compressors operating point and that the contemplation of the blade as a sensor is suitable.

The deflections are recorded using the blade tip timing measurement method, known from the vibration analysis of the rotor blades of turbomachines. The small measurement effects in the micrometer range in connection with the high circumferential speeds of the blades require detailed analysis and investigation of high resolution time measurements and the further development of the blade tip timing measurement method. A new developed reference to determine blade deflections will be presented. With this, the dispersion is reduced by a factor of 13 when determining the position of a blade tip to a reference. Furthermore, an improved optical sensor will be presented which shows a rotationally symmetric receiving characteristic. It reaches a neutralisation of the cross sensitivity to the orientation of the sensor to the blade. Measurements with these sensors show an improved precision of up to 50 %.

Investigations on a compressor test bench confirm the assumption that blade deflections are depending on the operating point. The compressor throttling at constant revolution speeds leads to rising blade deflections over a wide range. The deflection reaches a plateau close to the surge line or the compressors instability and is then decreasing slowly. Reaching the plateau indicates a small remaining distance to the surge line of the compressor. A map based determination of operating points of axial compressors is possible with blade deflection and at least revolution speed as input variables. The output variables are the pressure ratio, the mass flow and the efficiency. The compressors optimum efficiency at a specific revolution speed is clearly assigned to one blade deflection. The blade deflections used to identify the operating points at the compressor were up to 40  $\mu\text{m}$  - with a dispersion of the averaged values of approximately 0.2  $\mu\text{m}$ .



# Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung . . . . .	i
Abstract . . . . .	iii
<b>Symbol- und Abkürzungsverzeichnis</b>	<b>vii</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Problemstellung und Motivation . . . . .	4
1.2 Zielsetzung und Aufbau der Arbeit . . . . .	7
<b>2 Stand der Technik und aktuelle Forschung</b>	<b>11</b>
2.1 Betriebspunktbestimmung an Axialverdichtern als Bestandteil von Gasturbinen . . . . .	11
2.2 Blade-Tip-Timing-Messmethode . . . . .	18
2.3 Messsysteme zur digitalen hochaufgelösten Zeitmessung . . . . .	22
<b>3 Betriebsverhalten einer Axialverdichterstufe</b>	<b>25</b>
3.1 Beschauelung . . . . .	25
3.2 Verdichterkennfeld . . . . .	27
3.3 Betriebspunkt . . . . .	29
3.4 Instabilitäten . . . . .	30
3.5 Betrachtung der aerodynamischen Kräfte am Profil . . . . .	31
<b>4 Digitale hochaufgelöste Zeitmessungen</b>	<b>37</b>
4.1 Einführung in die digitale Zeitmessung . . . . .	38
4.2 Auflösungs- und Präzisionsbetrachtungen . . . . .	41
4.2.1 Analyse der Quantisierungsabweichung bei der Zeitdiskretisierung . . . . .	41
4.2.2 Analyse der Quantisierungsabweichung bei der Wertediskretisierung . . . . .	48
4.2.3 Analyse der Triggerabweichung . . . . .	51

4.2.4	Untersuchung der Triggerabweichung . . . . .	54
4.2.5	Zusammenfassung weiterer Auswirkungen . . . . .	59
4.3	Techniken und Verfahren zur Generierung von Trigger-Signalen für die Eventbestimmung . . . . .	61
4.3.1	Leading-Edge-Discriminator . . . . .	61
4.3.2	Constant-Fraction-Discriminator . . . . .	64
4.3.3	Korrelation . . . . .	69
4.4	Resultierende Fehlerfortpflanzung bei hochaufgelösten digitalen Zeitmessungen	73
<b>5</b>	<b>Mess- und Analysekonzept zur Bestimmung des Verdichterbetriebspunktes</b>	<b>77</b>
5.1	Konzept zur Betriebspunktabhängigkeit der aerodynamischen Schaufelkräfte	78
5.2	Übersicht Messsystem und -verfahren . . . . .	84
5.3	Anforderungen an das BTT-Messsystem hinsichtlich Präzision und Auflösung	87
5.3.1	Untersuchung der zu erwartenden Schaufelauslenkungen . . . . .	87
5.3.2	Ableitung der Auflösung und Präzision des Messsystems . . . . .	95
5.4	Varianten der messtechnischen Erfassung von Schaufelauslenkungen . . . . .	99
5.5	Hochgenaues und hochaufgelöstes BTT-Referenzsystem . . . . .	104
5.6	Faseroptische Sensoren . . . . .	109
5.6.1	Aufbau und Vergleich von faseroptischen Sensoren . . . . .	109
5.6.2	Axiale Positionierung der Schaufelsensoren . . . . .	112
5.7	Analysekonzept zur Bestimmung von Schaufelauslenkungen . . . . .	116
<b>6</b>	<b>Ergebnisse</b>	<b>121</b>
6.1	Untersuchung am Experimentalverdichter . . . . .	121
6.2	Erreichte Messpräzision und Messauflösung . . . . .	126
6.3	Schaufelauslenkungen in Abhängigkeit des Verdichterbetriebspunktes . . . . .	130
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>135</b>
<b>A</b>	<b>Messdaten</b>	<b>139</b>
	<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>152</b>
	<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>153</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>166</b>

# Symbol- und Abkürzungsverzeichnis

## Lateinische Buchstaben

$A$	Signalamplitude in V
$A_{\text{th}}$	Triggerschwelle in V
$B$	Anzahl der binären Stellen eines ADC, $2^B$
$b$	Schaufelbreite in mm
$\vec{c}_1$	absolute Anströmung der Laufschaufel in m/s
$\vec{c}_2$	absolute Ab-/Anströmung der Lauf-/Leitschaufel in m/s
$\vec{c}_3$	absolute Ab-/Anströmung der Leit-/Laufschaufel in m/s
$d_{\text{tt}}$	Verdichterdurchmesser Tip-Tip (innen) in m
$d$	mittlere Schaufeldicke in mm
$e$	Wertequantisierungsabweichung in V
$t$	Teilung, Abstand zwischen den Schaufeln
$F$	fraktionaler Anteil einer digitalen Zeitmessung
$F_A$	Auftriebskraft an der Schaufel in N
$F_{\text{ax}}$	Axialkraft an der Schaufel in N
$F_n$	Kraft orthogonal zur Oberfläche des Biegebalkens in N
$f_{\text{ref}}$	Taktfrequenz einer Referenz in Hz
$f_s$	Abtastfrequenz in Hz
$F_R$	Aktionskraft ausgeübt von der Schaufel an dem Fluid
$F_r$	resultierende bzw. Reaktionskraft ausgeübt an der Schaufel
$F_t$	Tangentialkraft an der Schaufel in N
$F_W$	Widerstandskraft an der Schaufel in N
$h$	Schaufelhöhe in mm
Ma	Machzahl
$\dot{m}$	Massendurchfluss in kg/s
$\dot{m}_{\text{red}}$	reduzierter Massendurchfluss in kg/s

---

$N$	Zählerstand
$n_{\text{red}}$	reduzierte Drehzahl in 1/min
$n_{\text{rev}}$	Drehzahl in 1/min
$p$	Wahrscheinlichkeit der Binomialverteilung für $P(N_x = Q)$
$p_{\text{ref}}$	Referenzdruck in Pa
$p_t$	Totaldruck in Pa
$s$	Sehne der Verdichterschaufel
$s_0$	Ungestörte Position einer Schaufel in Relation zu einer Referenz in m
$s_{\text{HP}}$	Aktuelle Position einer Schaufel in Relation zu einer HP-Referenz in m
$s_{\text{HP},0}$	Ungestörte Position einer Schaufel in Relation zu einer HP-Referenz in m
$s_{\text{OPR}}$	Aktuelle Position einer Schaufel in Relation zu einer OPR-Referenz in m
$s_{\text{OPR},0}$	Ungestörte Position einer Schaufel in Relation zu einer OPR-Referenz in m
$s_{\text{pos}}$	Aktuelle Position einer Schaufel in Relation zu einer Referenz in m
$s_{\text{ref}}$	Abstand zwischen zwei Referenzevents der HP-Referenz in m
$s_{\Delta}$	Abweichung von der ungestörten Position einer Schaufel in Relation zu einer Referenz in m
$T_{\text{M}}$	Gemessenes Zeitintervall in s, mit Angabe der Streuung
$\bar{T}_{\text{M}}$	Gemessenes und gemittelttes Zeitintervall in s, mit Angabe der Streuung
$T_{\text{m}}$	Gemessenes Zeitintervall in s, ohne Angabe der Streuung
$T_{\text{r}}$	Anstiegszeit eines Signals in s
$T_{\text{ref}}$	Abtastperiode einer Referenz in s
$T_{\text{ref}}$	Referenztemperatur in K
$T_{\text{rev}}$	Periodendauer einer Verdichterumdrehung in s
$T_{\text{s}}$	Abtastperiode in s
$T_{\text{t}}$	Totaltemperatur in K
$t$	Teilung in m, Abstand zwischen den Schaufeln
$t/s$	Teilungsverhältnis

$Q$	Ganzzahliger Anteil einer digitalen Zeitmessung
$q$	Wahrscheinlichkeit der Binomialverteilung für $P(N_x = Q + 1)$
$q$	Streckenlast in N/m
$R$	Aussteuerbereich eines ADC in V
$\vec{v}_1$	relative Anströmgeschwindigkeit der Verdichterschaufel
$W_f$	Kraftstoffmassenstrom kg/s
$w$	spezifische Arbeit in Ws/kg
$y(t)$	Analoges Eingangssignal in V
$z$	Anzahl der Laufschaufeln im Verdichter

## Griechische Buchstaben

$\alpha_1$	Anstellwinkel in $^\circ$
$\beta$	Winkel zwischen der Umfangsrichtung und der Anströmung in $^\circ$
$\Delta$	Wertauflösung eines ADC in V
$\Delta\Pi$	Pumpgrenzenreserve
$\Delta s$	Schaufelauslenkung in m
$\Delta t$	zu messende Zeitdifferenz in s
$\Gamma$	Triggerabweichung $\Psi(t) - \psi(t)$ , Differenz der Events des ungestörten und gestörten Signalverlaufs in s
$\gamma$	Gleitwinkel in $^\circ$
$\lambda$	Staffelungswinkel in $^\circ$
$\omega$	Kreisfrequenz in 1/s
$\Psi^m$	Zeitdiskretes Event für hochaufgelöste digitale Zeitmessung
$\Psi(t)$	Zeitkontinuierliches Event
$\psi(t)$	Kontinuierlicher Triggerzeitpunkt in s
$\psi_x$	Kontinuierlicher Triggerzeitpunkt in s, unabhängig vom Verfahren
$\sigma$	Standardabweichung
$\sigma_A$	Standardabweichung der Amplitude eines Signals in V

$\sigma_e$	Standardabweichung d. Abweichung bei d. Wertequantisierung in V
$\sigma_{TM}$	Standardabweichung des gemessenen Zeitintervalls $T_M$ in s
$\sigma_N$	Standardabweichung bei der $\pm 1$ Quantisierungsabweichung in s
$\sigma_n$	Standardabweichung des Rauschens in V
$\sigma_{Tr}$	Standardabweichung der Anstiegszeit eines Signals in s
$\sigma_\psi$	Standardabweichung des Zeitpunktes $\psi(t)$ für das Erreichen der Triggerschwelle in s
$\Theta$	Zeitquantisierungsabweichung in s
$\theta$	Zeitauflösung in s
$\theta_s$	Wegauflösung in m

## Abkürzungsverzeichnis

ADC	Analog-Digital-Converter
ACC	Active-Clearance-Control
BP	Betriebspunkt
ARC	Amplitude-Rise-Time-Compensated
BTT	Blade-Tip-Timing
CDA	Controlled Diffusion Airfoils
CFD	Constant-Fraction-Discriminator
DCA	Double Circular Arc Profiles
EO	Engine-Order
EPR	Engine Pressure Ratio
FFT	Fast-Fourier-Transformation
HP-Referenz	hochauflösende und hochgenaue Referenz
JIA	Jet-Intake-Actuator
LED	Leading-Edge-Discriminator
LSB	Least Significant Bit
LWL	Lichtwellenleiter

---

MMF	Multimodefaser
N1	Fan-Drehzahl in 1/min
N2	Core-Drehzahl in 1/min
HDT	Hochdruckturbine
NDT	Niederdruckturbine
HDV	Hochdruckverdichter
NDV	Niederdruckverdichter
OPR-Referenz	Once-per-Revolution-Referenz
OPV	Operationsverstärker
PLL	Phasenregelschleife (Phase-Locked-Loop)
SMF	Monomodefaser
SNR	Signal-Rausch-Verhältnis
TCF	True-Constant-Fraction
T-FF	Toggle-Flip-Flop
TDC	Time-to-Digital-Converter
TIA	Time-Interval-Averaging
VBV	Variable Bleed Valves, variable Abblaseventile
VSV	Variable Stator Vanes, verstellbare Leitschaufeln



# Kapitel 1

## Einleitung

Der Luftverkehr ist weltweit der am stärksten wachsende [Bun07]. Die damit einhergehenden schnell steigenden Passagier- und Frachtzahlen im Luftverkehr führen zu stetig steigenden Treibhausgasemissionen. Um dem zumindest teilweise entgegenwirken zu können, ist es unabdingbar, einen effizienteren Betrieb von Triebwerken der zivilen Passagier- und Frachtflugzeuge zu erreichen. Im Fokus stehen hierbei die Gasturbinen mit den dazu gehörenden Verdichtern als wesentlicher Bestandteil der Flugzeugtriebwerke. Mit dieser Arbeit soll durch einen effizienteren Betrieb von Gasturbinen ein Beitrag zur Reduktion des durch den Luftverkehr hervorgerufenen anthropogenen Treibhauseffektes geleistet werden.

Die von der Europäischen Union (EU) mitfinanzierte Studie „Quantifying the Climate Impact of Global and European Transport Systems“ (QUANTIFY, 2005-2010) hat den Einfluss von Verkehr auf das Klima untersucht. In der Studie wird zur Quantifizierung aller anthropogenen - vom Menschen verursachten - Treibhauseffekte der Begriff Strahlungsantrieb in  $\text{W/m}^2$  verwendet, wobei ein positiver Wert zur Erwärmung der Erde beiträgt. Hierbei zählen zu den wichtigen Effekten die Emission von Treibhausgasen wie Kohlendioxid, Wasserdampf und Stickoxide. Zudem spielt die Höhe des Ausstoßes und die Anregung der Wolkenbildung durch Kondensstreifen (Wasserdampf) speziell im Flugverkehr eine besondere Bedeutung. Die Studie kam zum Ergebnis, dass der Anteil der Luftfahrt am gesamten von Menschen generierten Strahlungsantrieb im Jahr 2005 mit  $78 \text{ mW/m}^2$  bei 4.7 % lag. Werden nur die Kohlendioxid-Emissionen berücksichtigt, lag der Anteil 2005 bei 1.6 % [Sau10].

Der Luftfahrtbericht des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt e.V. (DLR) aus dem Jahr 2014 enthält eine Prognose für die Passagier- und Frachtentwicklung in Deutschland bis in das Jahr 2030. Demnach wird im Durchschnitt ein jährliches Wachstum von 3.2 % im Passagierbereich und 7.3 % im Frachtbereich vorausgesagt [Ber+14]. Die Studie der „International Air Transportation Association (IATA)“ aus dem Jahr 2017 zur Vorhersage der Passagierzahlen für die nächsten 20 Jahre, geht nahezu von einer Verdopplung der weltweit beförderten Passagiere von 2016 bis 2036 aus. Demnach würde das Passagieraufkommen von heute ca. 4 Milliarden auf 7.8 Milliarden Personen ansteigen [Ass17].

Aktuelle Zahlen des Luftfahrtberichtes 2016 zeigen, dass das Passagieraufkommen im Jahr

2016 in der EU um 5.9 % auf 972 Millionen Passagiere und das Fracht- und Postaufkommen um 4.1 % auf 15.2 Millionen Tonnen gestiegen ist. Weltweit wurden 2016 3.8 Milliarden Personen mit dem Flugzeug befördert. Das Wachstum betrug zum Vorjahr 6.7 %. Im Zeitraum von 2007 bis 2016 lag das Gesamtwachstum bei 34.2 %. Die erbrachte Verkehrsleistung in Milliarden Passagierkilometern stieg 2016 um 7.4 % auf 7124 Milliarden Kilometer. Im Zeitraum von 2007 bis 2016 betrug das Wachstum insgesamt 58.1 %. Die weltweit beförderte Luftfracht hatte 2016 ein Wachstum um 4 %. Die Menge der beförderten Luftfracht von 2007 bis 2016 stieg um insgesamt 27.7 %. Bei allen Wachstumsraten über den Zeitraum von 2007 bis 2016 gilt es zu bedenken, dass 2008 die Weltwirtschaftskrise herrschte und die Wachstumsraten in den Jahren 2008 und 2009 zumindest stagnierten [Ber+16].

Am 4. Oktober 2016 hat die EU das Pariser Klimaschutzübereinkommen ratifiziert, indem sich die EU verpflichtet hat, die Treibhausgasemissionen bis 2030 um 40 % gegenüber dem Ausstoß von 1990 zu senken. Die aktuelle Prognose erreicht bei den bisherigen Maßnahmen lediglich eine Reduktion um 26 %. Somit sind weitere Maßnahmen unabdinglich. 2013 hat die Internationale Zivilluftfahrt-Organisation (ICAO) in Zusammenarbeit mit der EU entschieden, dass die von der Luftfahrt generierten Emissionen auf den prognostizierten Wert von 2020 gehalten werden sollen [KOM16].

Obwohl eine große Diversität der technischen Ausführungen von Gasturbinenanlagen und ihrer Komponenten vorliegt und eine vollständige Behandlung im Rahmen dieser Arbeit nicht angestrebt wird, sind viele der folgenden Ausführungen auf alle Gasturbinen anwendbar und unterscheiden sich ausschließlich in der Verwendung Luftfahrt typischer Begrifflichkeiten.

Eine Gasturbine ist eine kontinuierlich durchströmte Verbrennungskraftmaschine. Sie besteht zumindest aus einem Verdichter einer Brennkammer und einer Turbine (Abbildung 1.1). Verdichter und Turbine bestehen aus einer Anordnung von rotierenden Laufschaufeln in einem Rotor bzw. Laufrad und feststehenden Leitschaufeln in einem Stator bzw. Leitrad. Der Verdichter saugt das Arbeitsmedium - die Luft - an und verdichtet sie. Durch diese Druckerhöhung wird Arbeit verrichtet. In der Brennkammer wird der Luft Kraftstoff hinzugefügt. Das Kraftstoff-Luft-Gemisch wird entzündet und verbrennt kontinuierlich. Durch die Verbrennung wird Wärme hinzugefügt und das Medium expandiert bei nahezu konstantem Druck. Dies wird als Gleichdruckverbrennung bezeichnet. Die Turbine entspannt das Medium und entzieht diesem Wärme und Druck. Dadurch treibt die Turbine die Welle und somit den Verdichter, bei einem Flugzeugtriebwerk den Fan bzw. Propeller und evtl. einen Generator an. Der Verdichter nimmt eine zentrale Rolle in einer Gasturbine ein und ist für die größten Wirkungsgradverluste verantwortlich [Brä15; Bor17; LS10]. Aus diesem Grund wird der Fokus im Rahmen dieser Arbeit auf den Verdichter gelegt, da an dieser Stelle das größte Potenzial zur Steigerung des Wirkungsgrades zu erwarten ist.

Die Gasturbine wandelt chemische Energie in kinetische um, welche direkt zum Antrieb von Arbeitsmaschinen wie Fahrzeugen, Kompressoren oder Pumpen dient. Im Weiteren ist die Erzeugung elektrischer Energie durch den Anschluss eines Generators möglich. Vorwiegend erfolgt der Einsatz der Gasturbinen zur Energieversorgung und zum Antrieb von militärischen und zivilen Flugzeugen, Hubschraubern und militärischen Schiffen. Ver-

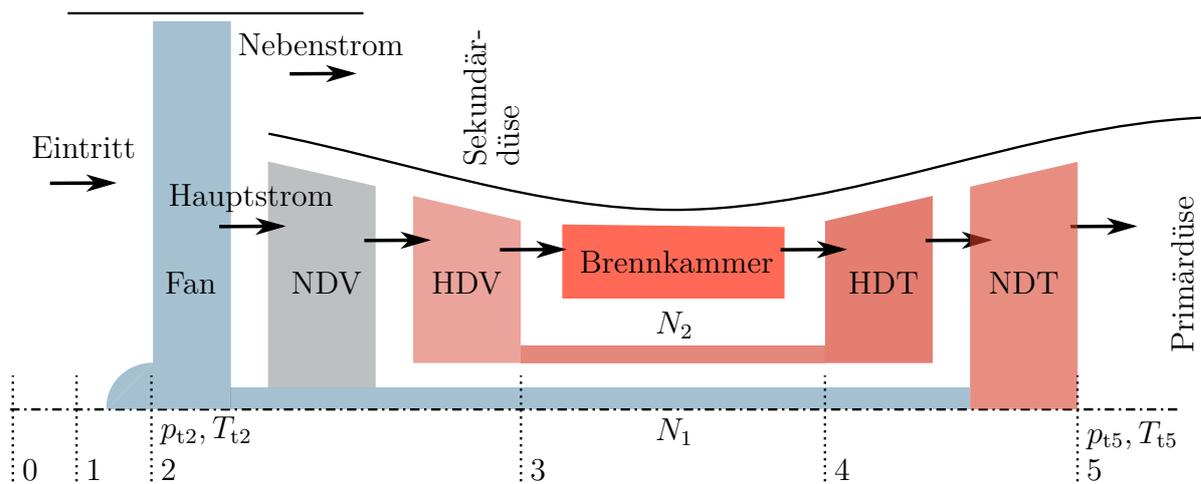


Abbildung 1.1: Prinzip einer zweiwelligen Gasturbine in einem Mantelstromtriebwerk mit Nieder- und Hochdruckverdichter (NDV, HDV) und Hoch- und Niederdruckturbinen (HDT, NDT) und Nummerierung der Messstellen nach [DLF08; Brä15]: Auf der linken Seite ist ein Fan mit großen Verdichterschaufeln dargestellt. Bei einer Industrie- bzw. stationären Gasturbine zur Erzeugung elektrischer Energie entfallen der Nebenstrom, die Düsen und der Fan, welcher durch einen Generator ersetzt wird.

einzelnt werden sie zum Antrieb von Panzern (M1 Abrams) und Automobilen verwendet. Die Abgasturbolader in Automobilen sind ebenfalls Gasturbinen und ermöglichen eine sogenannte Aufladung der Motoren. Infolgedessen ist eine Reduzierung des Hubraums bei gleicher Leistung (Downsizing) zu erreichen. Weiterhin wird zur Steigerung des Wirkungsgrades die Wärmeenergie des Abgases in z.B. Gas- und Dampfturbinenanlagen (GuD) genutzt. Die Anwendungsgebiete sind sehr vielfältig und somit ebenso die technischen Ausführungen und vorhandenen Leistungsklassen von wenigen Kilowatt bis über 2.5 MW [LS10]. Die Verdichter und Turbinen einer Gasturbine werden bei einer Durchströmung des Fluides parallel zur Achse als Axialturbinen bzw. -verdichter und bei axialer Zuströmung mit anschließender radialer Umlenkung als Radialverdichter bezeichnet. Eine Radialturbinen lenkt das Fluid von radialer in axiale Richtung um. Die Komponenten in axialer Bauweise weisen im Vergleich zu der radialen Ausführung im Allgemeinen größere Volumenströme bei geringerer Verdichtung auf.

Die Abbildung 1.1 zeigt das Prinzip eines zweiwelligen Mantelstrom- bzw. Turbofantriebwerkes, wie es heute in modernen Passagier- und Frachtflugzeugen eingesetzt wird. Das Triebwerk zeichnet sich dadurch aus, dass ein Großteil der Luft an der Brennkammer und der Turbinen in einem Nebenstrom vorbei geleitet wird. Die erste Komponente wird als Fan bezeichnet. Im Prinzip stellt es eine Verdichterstufe dar, die den Großteil der Luft über den Nebenstrom beschleunigt und über die Sekundärdüse an die Umgebung abführt. Die durch den Niederdruck (NDV)- und Hochdruckverdichter (HDV) angesaugte und verdichtete Luft des Hauptstroms wird in der Brennkammer mit Kraftstoff vermischt und entzündet. Das heiße und expandierte Gas aus der Brennkammer strömt durch die Hochdruckturbinen (HDT), anschließend durch die Niederdruckturbinen (NDT) und schließlich wird es über

die Primärdüse an die Umgebung abgeführt. Die Hochdruckturbinen treibt über die  $N_2$ - bzw. die Core-Welle den Hochdruckverdichter an. Die Niederdruckturbinen treibt über die  $N_1$ - bzw. Fan-Welle den Niederdruckverdichter und den Fan an. Die Luft strömt parallel zur Triebwerksachse durch das Triebwerk. Somit handelt es sich um Axialverdichter und -turbinen. Bei einem Turbofantriebwerk ist der Fan mit einem Anteil von bis zu 90 % an der Vortriebsleistung - dem Schub - beteiligt. Durch die Einführung des Nebenstromes mit dem Fan konnte der Wirkungsgrad zu Triebwerken ohne Mantelstrom um ca. 20 % auf bis zu 50 % erhöht werden. Der Grund hierfür liegt darin, dass die Geschwindigkeit des austretenden Gasstrahls deutlich reduziert ist, wodurch sich der Vortriebswirkungsgrad erhöht. Zudem sinken die Schallemissionen erheblich [Brä15; Bor17; Gar13].

## 1.1 Problemstellung und Motivation

Den Betrieb eines Axialverdichters beschreiben die sich einstellenden physikalischen Zustände, wie der Massendurchfluss, Totaldrücke und die Drehzahl. Die zu einem bestimmten Zeitpunkt vorliegenden physikalischen Zustände, werden im Weiteren als der aktuelle Arbeits- bzw. Betriebspunkt (BP) des Verdichters bezeichnet. Bei in Gasturbinen eingesetzten Axialverdichtern liegt der stationäre Arbeitspunkt mit dem höchsten Wirkungsgrad typischerweise sehr nahe an der sogenannten Pumpgrenze. Die Pumpgrenze trennt in einem Verdichterkennfeld den stabilen vom instabilen Arbeitsbereich. Im instabilen Arbeitsbereich, bzw. in dessen Nähe, kann die Strömung der Schaufelkontur nicht mehr folgen und es kommt zu Strömungsabrissen. Dieser Effekt wird als Stall bezeichnet. Die Strömungsabrisse führen zu starken Wirkungsgradeinbußen und zu schädigenden Schaufelschwingungen. Weiterhin kann das sogenannte Verdichterpumpen einsetzen. Hierbei handelt es sich um eine Umkehrung der Strömungsrichtung im gesamten Verdichter (siehe Kapitel 3). Das Erreichen bzw. Überschreiten der Pumpgrenze ist unter allen Umständen zu vermeiden. Aus diesem Grund wird zur Vermeidung des Stall-Effektes eine große Sicherheitsreserve zur Pumpgrenze - die Pumpgrenzenreserve - festgelegt. Dadurch entstehen große Wirkungsgradverluste. Ein sicherer Betrieb sehr dicht an der Pumpgrenze führt zu einer Steigerung des Wirkungsgrades und somit zum Einsparen von Kraftstoff bzw. Treibhausgasen [Gar13]. Dazu ist eine genaue Bestimmung des Betriebspunktes des Axialverdichters notwendig.

Die Betriebspunktbestimmung von Axialverdichtern weist aktuell relativ große Unsicherheiten auf. Dies gilt insbesondere für Gasturbinen, die in Flugzeugtriebwerken eingesetzt werden, da sie deutlich größere Arbeits- und Dynamikbereiche abzudecken haben als stationäre Gasturbinen. Der Betriebspunkt eines Axialverdichters wird in Verbindung mit den Umgebungsbedingungen eindeutig über die aktuelle Drehzahl, den Massendurchfluss und das Druckverhältnis von Ausgangs- zu Eingangsdruck definiert. Die Unsicherheiten liegen darin begründet, dass sich die Zustandserfassung der Betriebspunkt relevanten Größen im Serienbetrieb von Axialverdichtern zum Teil sehr schwierig bzw. unmöglich gestalten. Die Drehzahlmessung ist technisch gut beherrschbar und genügt den Genauigkeitsansprüchen. Anders ist es bei der Messung von Totaldrücken und dem Massendurchfluss - speziell in einer Strömungsmaschine. Alle Prinzipien zur Messung dieser Größen sind als invasiv anzusehen. Bei der Messung von Totaldrücken werden sogenannte Pitotrohre bzw. Totaldrucksonden

direkt in die Strömung eingebracht. Gleiches gilt bei der Messung eines Massendurchflusses. Hier werden z.B. nach dem kalorimetrischen Messprinzip Heizelemente - wie Heizdrähte und Dünnschichtwiderstände - in die Strömung eingebracht. Ein weiteres sehr genaues Prinzip stellt der Coriolis-Massendurchflussmesser dar. Dieser basiert allerdings darauf, einen Messabschnitt (Rohr) in Schwingung zu versetzen. Die in die Strömung eingebrachten Sensorelemente agieren als Staukörper. Entsprechend der Strömungsbedingungen kann es zur Ausbildung einer Kármán'schen-Wirbelstraße kommen. Diese sich periodisch ablösenden Wirbel können die Verdichterschaufeln zu Schwingungen anregen und somit Instabilitäten hervorrufen. So ist es möglich, dass ein stabiler Betriebspunkt schnell in einen instabilen umschlägt. Sobald die Wirbelablösung eine Resonanzfrequenz der Verdichterschaufeln anregt, kann es zu Schaufelbrüchen kommen. Weiterhin sind die Strömungsbedingungen im Kanalquerschnitt nicht homogen. Aufgrund von Wandreibungseffekten stellt sich ein gaußförmiger Verlauf der Strömungsgeschwindigkeit und damit ebenfalls des Massendurchflusses ein. Aus diesem Grund müssen für eine genaue Erfassung der Zustände mehrere Sensoren verteilt über den Querschnitt des Strömungskanal eingebracht werden. Dies erhöht den invasiven Charakter durch die Gefahr vermehrter Wirbelablösungen enorm.

Die Auslegung von Axialverdichtern erfolgt vornehmlich für eine Betriebshöhe mit bestimmten statischen Umgebungsbedingungen  $p_0$ ,  $T_0$  und einer ebenfalls von den Umgebungsbedingungen abhängigen Machzahl  $Ma$ . Bei der Machzahl handelt es sich, um das Verhältnis der Strömungsgeschwindigkeit zur aktuell vorherrschenden Schallgeschwindigkeit. Sie bestimmt die Bedingungen  $p_{t1}$  und  $T_{t1}$  am Gasturbineneintritt. Dies führt ebenfalls zu einer Beeinflussung der Verdichtereintrittsbedingungen  $p_{t2}$  und  $T_{t2}$ . Mit zunehmender Betriebshöhe reduziert sich der Massendurchfluss. Dadurch bestimmen die Machzahl und die Verdichtereintrittsbedingungen die gesamte Verdichtergeometrie wie den Eintrittsquerschnitt, den Gehäuse- und Nabenradius und selbst die Stufenanzahl des Verdichters [Brä15]. Wenn der Verdichter unter Bedingungen betrieben wird, die nicht den Auslegungsbedingungen entsprechen, sind nicht unerhebliche Wirkungsgradverluste zu erwarten. Zudem ist der Verdichter in einer Gasturbine für die größten Wirkungsgradverluste verantwortlich [Brä15; Bor17; LS10]. So zeigen Gasturbinen - wie auch alle anderen Wärmekraftmaschinen - sinkende Wirkungsgrade bei sich verringernder Teillast. Teilweise ist eine Kompensation dieser Verluste durch eine Anpassung der Stellung der Leitschaufeln möglich. Die Aktuatorik wird als verstellbare Leitschaufeln bzw. Variable Stator Vanes (VSV) bezeichnet. [Bor17] zeigte, dass mit VSV am Verdichtereintritt an einer 8 kW Radialturbine im Leerlauf eine Kraftstoffersparnis von bis zu 10 % zu erreichen ist. Kritische Betriebsbereiche, die vom Rollfeld bis zum Reiseflug bzw. beim Hochlaufen der Gasturbine durchlaufen werden, sind durch variable Abblaseventile (Variable Bleed Valves (VBV)) zu stabilisieren. Abblaseventile lassen Luft vom Primär- in den Sekundärstrom oder in die Umgebung ab und führen zu einer Absenkung des Druckniveaus im Primärstrom. Die Ansteuerung beider Aktoren erfolgt aufgrund der unzureichenden Betriebspunktbestimmung ohne Prozessrückkopplung. Die zugrunde liegenden Informationen für die Steuerung werden durch Messgrößen außerhalb des Verdichters geliefert. Eine Reaktion auf Störungen und Modellfehler ist somit nicht möglich und ein Betrieb des Verdichters im Wirkungsgradoptimum kann nicht erfolgen.

Aufgrund der unzureichenden Betriebspunktbestimmung werden bei Gasturbinen und

insbesondere modernen zivilen Flugzeugtriebwerken nach wie vor Eingrößenregelungen eingesetzt. Die einzige Regelgröße von Flugzeugtriebwerken stellt bei General Electric die Drehzahl des Niederdruckverdichters (N1-Drehzahl bzw. Fan-Speed) und bei Pratt and Whitney sowie Rolls-Royce das Druckverhältnis des Gesamttriebwerkes dar (Engine Pressure Ratio (EPR)) [SB99]. Das EPR ( $\frac{p_{t5}}{p_{t2}}$ ) ergibt sich aus dem Druckverhältnis vom NDT-Austritt zum NDV-Eintritt. Über die entsprechende Regelgröße wird vornehmlich der Schub eines Triebwerkes geregelt. Die Schubanforderung bestimmt der Pilot über den Schubhebel. Der Fan-Speed und das EPR eignen sich besonders als Regelgrößen. Über den Fan wird bei einem Mantelstromtriebwerk (Turbofan) der gesamte Massenstrom aus Primär- und Sekundärstrom geleitet, sodass eine Beeinflussung des gesamten Massenstromes über die Fan-Drehzahl möglich ist. Das EPR stellt direkt eine Proportionalität zum Massendurchfluss dar und ist aus diesem Grund ebenfalls gut geeignet [Gar13; Csa+10; SB99]. Bei beiden Regelgrößen handelt es sich um sehr globale Zustände des Verdichters. Eine detaillierte Kenntnis der Zustände im Verdichter und der einzelnen Stufen wird nicht erreicht. Dadurch sind Optimierungen im Betriebsverhalten nur global möglich. Dies schränkt den intelligenten Einsatz von vorhandener und zukünftiger Aktuatorik im Verdichter stark ein. Entgegen der vorherigen Ausführungen zur Wirbelbildung kann das EPR relativ gefahrlos gemessen werden. Der für die Bestimmung des EPR benötigte Eingangsdruck  $p_{t2}$  wird im Einlauf des Triebwerkes auf Höhe des Sekundärstromes vor dem Fan gemessen und hat somit keinen Einfluss auf die nachfolgenden Verdichterstufen. Die Messung des Ausgangsdrucks  $p_{t5}$  erfolgt nach den Verdichter- und Turbinenstufen und hat aus diesem Grund ebenfalls keinen Einfluss auf die Verdichter- oder Turbinenbeschauelung.

Im Zusammenhang mit der Verdichterauslegung erfolgt die Festlegung eines Sicherheitsabstandes zum instabilen Arbeitsbereich (Pumpgrenze). Der als Pumpgrenzenreserve bezeichnete Abstand wird an einem Verdichter am Prüfstand ermittelt. Die Reserve wird für die später betriebenen Verdichter um 10 % bis 100 % erhöht. Der maximale Wirkungsgrad liegt sehr oft nahe an dem instabilen Arbeitsbereich. Durch die erhöhte Reserve sinkt der Wirkungsgrad um mindestens 2 % [Gri09; Brä15]. Mit dieser Maßnahme ist es möglich, Unsicherheiten in der Betriebspunktbestimmung und Alterungseffekte von vornherein zu berücksichtigen. Die Alterungseffekte können in zwei Kategorien unterteilt werden. Es sind zum einen die irreversiblen Alterungseffekte der Schaufeln (Stator und Rotor) wie Erosion der Schaufeloberflächen und Abrieb der Schaufelenden. Zum anderen handelt es sich um reversible Alterungseffekte wie die durch Adhäsion bedingten Ablagerungen an der Schaufeloberfläche. Damit die Ablagerungen auf ein Minimum reduziert werden können, erfolgt bei stationären Gasturbinen teilweise der Einsatz von Luftfiltern. Dies ist bei Flugzeugtriebwerken nicht praktikabel und so bleiben nur geeignete Wartungsintervalle des Verdichters. Eine Änderung des Betriebsverhaltens aufgrund von Schaufelbeschädigungen durch Fremdkörper wie Steine, Vögel und Reifenreste (Foreign-Object-Damage) können bei der Auslegung wegen der Unvorhersehbarkeit nicht berücksichtigt werden.

Durch Abrieb an den Schaufelenden verändert sich der radiale Abstand zwischen den Schaufeln und dem Verdichtergehäuse (Tip-Clearance), dies führt aufgrund eines Anstieges der Spaltverluste zu starken Wirkungsgradeinbußen. Erosion beeinflusst das Schaufelprofil (Airfoil), wodurch sich das aerodynamische Verhalten der Schaufeln verändert. Die durch Adhäsion bewirkte Ablagerung kleinster Partikel (Salz, Staub, Insektenreste) im Bereich

von 2 bis 10  $\mu\text{m}$  führen zu erhöhter Oberflächenrauigkeit der Schaufeln [KBW09; KB12]. Diese bewirken ein schnelleres Abreißen der Strömung von der Oberfläche [Brä15] und reduzieren damit den stabilen Arbeitsbereich und somit das Leistungsvermögen und den Wirkungsgrad der Verdichterstufe.

Alle diese Effekte führen im Lebens- bzw. Wartungszyklus eines Axialverdichters zu einer Verschiebung des Kennfeldes. Somit wandern die Pumpgrenze und die maximalen Wirkungsgrade in die selbe Richtung [Sil+13; KBW09; KBW08]. Die maximalen Wirkungsgrade können im Kennfeld als eine Linie maximalen Wirkungsgrades dargestellt werden (Abbildung 3.2). Wird eine Arbeitslinie für stationäre Betriebspunkte - zunächst sinnvoll erscheinend - auf die Linie der maximalen Wirkungsgrades (Peak Efficiency Line) gelegt, führt dies später zwangsläufig zu einem instabilen Betriebsverhalten. Aus diesem Grund wird der Verdichter so ausgelegt, dass die Arbeitslinie bei einem überholten bzw. neuen Triebwerk unterhalb der idealen Arbeitslinie liegt. Durch die Alterung sinkt die Pumpgrenzenreserve und der Verdichter wird effektiver, bis dieser gegen Ende seines Wartungs- bzw. Lebenszyklus den maximalen Wirkungsgrad erreicht. Die Prozedur gewährleistet ein stabiles Betriebsverhalten über den gesamten Zyklus. Dies wird allerdings durch einen erhöhten Brennstoffverbrauch bei neueren Triebwerken erkauft.

## 1.2 Zielsetzung und Aufbau der Arbeit

In dieser Arbeit wird ein neuartiges Verfahren nach [KMR13] zur Bestimmung von Betriebspunkten an Axialverdichtern validiert und weiterentwickelt. Das Verfahren soll einen minimal invasiven Charakter aufweisen. Es basiert auf der Messung von Betriebspunkt bedingten Auslenkungen der Laufschaufeln am Rotor. Die Annahme hierbei ist, dass die Schaufelauslenkungen eine Abhängigkeit vom Massendurchfluss, vom Totaldruckverhältnis von Ausgangsdruck zu Eingangsdruck und von der Verdichterdrehzahl zeigen. Der BP eines Axialverdichters soll demnach - evtl. unter zu Hilfenahme weiterer Größen - eindeutig mit Hilfe von gemessenen Schaufelauslenkungen bestimmt werden können. Das Projekt soll es ermöglichen, Axialverdichter für viele Betriebsbedingungen näher am jeweiligen Wirkungsgradoptimum sicher betreiben zu können und somit Kraftstoff bzw. Treibhausgase einzusparen.

Die Herausforderungen in diesem Projekt liegen in den zu erwartenden sehr kleinen Auslenkungen der Schaufeln bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten der Verdichter. Messungen von Schaufelschwingungen zeigen Auslenkungen in der Größenordnung von wenigen Mikrometern bis in den einstelligen Millimeterbereich [Rus14; LI05; ZZ00]. Jener Sachverhalt führt zu hohen Anforderungen an das zu entwickelnde Messsystem in Hinsicht Präzision und zeitlicher Auflösung. Dies erfordert detaillierte Kenntnisse der digitalen hochaufgelösten Zeitmessung. Hierbei sind insbesondere die Techniken zur Triggergenerierung und auftretende Quellen für Messabweichungen zu nennen. Zudem ist für die richtige Interpretation der vermessenen Schaufelauslenkungen eine detaillierte Kenntnis der aerodynamischen Schaufelkräfte - in Bezug auf ihre Wirkrichtung und deren Entstehung - zu leisten.

Die Arbeit ist wie folgt gegliedert:

Kapitel 2 beinhaltet ausgewählte Aspekte zum Stand der Technik und der Forschung zu den relevanten Bereichen dieser Arbeit. Es werden wesentliche Entwicklungsschritte der Gasturbinenregelung mit dem Fokus auf Flugzeugtriebwerke vorgestellt. Da eine Regelung nicht ohne eine Betriebspunkt- bzw. Arbeitspunktbestimmung erfolgen kann, beinhaltet dieser Punkt ebenfalls alle Entwicklungsschritte in der Bestimmung eines Verdichterbetriebspunktes. Zum Abschluss erfolgt die Zusammenfassung und Darstellung einer modernen Gasturbinenregelung in einem Triebwerk. Hieran werden Schwachstellen identifiziert und das Potenzial einer verbesserten Betriebspunktbestimmung aufgezeigt. Die Blade-Tip-Timing (BTT)-Messmethode, welche in dieser Arbeit der Erfassung von Schaufelauslenkungen dient, wird in wichtige Entwicklungsschritte und Methoden unterteilt. Das Kapitel endet mit der Darstellung von kommerziell erhältlichen und in der Forschung befindlichen Messsystemen für die Erfassung von Zeitunterschieden vom Nanosekunden- bis in den Picosekundenbereich. Mit diesen Systemen sind kleinste Schaufelauslenkungen im Nanometer- und Mikrometerbereich messbar.

Im Kapitel 3 wird in die wesentlichen Grundlagen des Betriebsverhaltens einer Axialverdichterstufe eingeführt. Der Fokus liegt hierbei auf dem Kennfeld und dem Betriebspunkt eines Verdichters. Hierzu erfolgt die Beschreibung der den Betriebspunkt bestimmenden Größen. Eine Analyse der aerodynamischen Kräfte am Profil - in Hinsicht Entstehung und Wirkrichtung - schließt sich an. Damit wird die Grundlage für ein Mess- und Analysekonzept zur Betriebspunktbestimmung von Axialverdichtern gelegt.

Kapitel 4 führt in die digitale hochaufgelöste Zeitmessung ein. Hier wird insbesondere Wert auf Auflösungs- und Präzisionsanalysen gelegt. Die Durchführung einer Untersuchung zu den Auswirkungen von Rauschamplituden auf die Triggergenerierung schließt sich an. Es folgt die Vorstellung analoger und digitaler Techniken zur Triggergenerierung. Alle diese Techniken werden auf die Anfälligkeit von Time-Jitter- und Time-Walk-Effekten untersucht. Die Analysen fließen in die Beschreibung einer resultierenden Fehlerfortpflanzung eines Messsystems zur hochaufgelösten Zeitmessung ein. Dies ermöglicht, dass im Vorhinein alle die Präzision beeinflussenden Faktoren bekannt sind bzw. abgeschätzt werden können.

Kapitel 5 stellt das entwickelte Mess- und Analysekonzept zur Bestimmung des Verdichterbetriebspunktes vor. Hierzu erfolgt eine Voruntersuchung der zu erwartenden Schaufelauslenkungen und die Ableitung der benötigten Präzision und Auflösung für das zu spezifizierende Messsystem. Es werden verschiedene entwickelte Varianten zur Sensoranordnung und zur Erfassung differenzierter Schaufelauslenkungen aufgezeigt. Für die hochgenaue Messung kleiner Schaufelauslenkungen nimmt das Referenzsystem eine zentrale Bedeutung ein. Aus diesem Grund erfolgte im Rahmen dieser Arbeit die Entwicklung einer verbesserten Referenz. Eine Weiterentwicklung von optischen Sensoren und deren Vorteile werden dargestellt und deren optimale Positionierung analysiert und aufgezeigt. Im letzten Teil des Kapitels erfolgt die Vorstellung des verwendeten Analysekonzeptes zur Bestimmung von Schaufelauslenkungen.

Kapitel 6 stellt den für die Experimente verwendeten Verdichter des Whittle Laboratory an der Universität Cambridge vor. Um die Schaufelauslenkungen mit dem aktuellen Betriebspunkt in Verbindung bringen zu können, wurden diverse Sensoren am Verdichter angebracht. Dies ermöglichte bei der Messung von Schaufelauslenkungen eine simultane

---

Erstellung eines Verdichterkennfeldes. Die im Rahmen der Experimente erreichte Messpräzision der Schaufelauslenkungen werden vorgestellt. Zum Abschluss folgt die Darstellung und Diskussion der erzielten Ergebnisse zur Betriebspunktbestimmung mit Schaufelauslenkungen.

Kapitel 7 enthält die Zusammenfassung der Arbeit mit den wesentlichen Ergebnissen und zeigt Schwerpunkte für weitergehende Arbeiten auf.



# Kapitel 2

## Stand der Technik und aktuelle Forschung

In diesem Kapitel wird der Stand der Forschung bzw. Technik in den für diese Arbeit relevanten Bereichen der Betriebspunktbestimmung an Axialverdichtern als Bestandteil von Gasturbinen und der Messtechnik vorgestellt. Mit dem Fokus auf Flugzeugtriebwerke werden wesentliche Schritte der durchgeführten und zukünftig geplanten Entwicklungen von Gasturbinenregelungen und der damit verbundene Betriebspunktbestimmung vorgestellt und analysiert. Ausführlich erfolgt im Anschluss die Betrachtung einer modernen Triebwerksregelung eines zivilen Mantelstromtriebwerkes. Anhand der Betrachtung werden Verbesserungspotenziale in Hinsicht des Wirkungsgrades aufgezeigt. Zum Bereich der für diese Arbeit relevanten Messtechnik gehören die hochaufgelöste Zeitmessung zur hochaufgelösten Bestimmung sehr kleiner Schaufelauslenkungen im Mikrometerbereich, sowie die dabei verwendete BTT-Messmethode zur Detektion von Schaufeldurchgängen. Die BTT-Messmethode stellt einen zentralen Bestandteil der in dieser Arbeit durchgeführten Betriebspunktbestimmung auf Basis von Schaufelauslenkungen dar. Es werden wesentliche Entwicklungsschritte aufgezeigt und die Potenziale für den Einsatz der Messmethode diskutiert. Die Analyse von kommerziell erhältlichen Messsystemen und Prototypen zur hochaufgelösten Messung von kleinen Zeiten bis in den Picosekundenbereich schließt das Kapitel ab.

### 2.1 Betriebspunktbestimmung an Axialverdichtern als Bestandteil von Gasturbinen

Aufgrund der anspruchsvollen Umgebungsbedingungen - wie hohe Temperaturen, hohe Schalldruckpegel und starke Vibrationen - wurden bis in die 1980'er Jahre hydromechanische Regler in neuen Flugzeugtriebwerken eingesetzt [SB99]. Da sich die Lebensdauer dieser Triebwerke über Jahrzehnte erstreckt, sind sie bis heute anzutreffen. Diese hydromechanischen Einrichtungen regeln ausschließlich die Drehzahl des Hochdruckverdichters  $N_2$  (Core Speed) über die zugeführte Kraftstoffmenge  $W_f$ . Die Vorgabe des Sollwertes

erfolgt über zwei Schubhebel. Der erste Schubhebel wird ausschließlich zum Anlassen und Herunterfahren des Triebwerkes verwendet. Die Einstellung des gewünschten Schubes vom Leerlauf (idle) zum Start (take off) erfolgt über den zweiten Hebel. Für den Bauteilschutz wird zusätzlich der Quotient  $W_f/p_{t3}$  aus der zugeführten Kraftstoffmenge und dem Druck vor der Brennkammer berücksichtigt [Fio87].

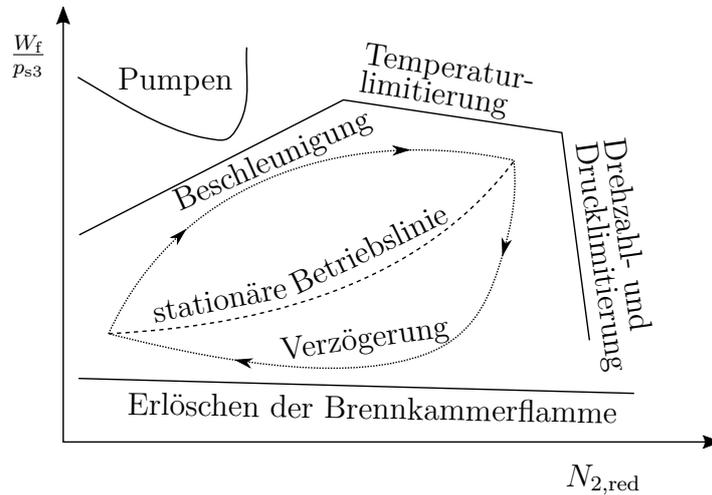


Abbildung 2.1: Prinzip zur Einhaltung der Gasturbinenlimitierungen nach [DLF08]:  $\frac{W_f}{p_{s3}}$  ist das Verhältnis des Kraftstoffmassenstromes zum statischen Brennkammereintrittsdruck und  $N_{2,red}$  ist die Drehzahl des Hochdruckverdichters.

Der Quotient  $W_f/p_{t3}$  steht in direkter Beziehung zum Kraftstoff-Luft-Verhältnis  $W_f/W_4$  in der Turbine und somit ebenfalls zur Turbinentemperatur  $T_4$ . Dadurch eignet sich der Quotient sehr gut für die Überwachung und Beeinflussung der Turbinentemperatur und dem Verhindern bzw. Gegensteuern von Strömungsabrissen oder einem Erlöschen der Flamme in der Brennkammer. Ein entscheidender Vorteil ist, dass dieser Quotient vergleichsweise einfach zu messen ist [SB99; Gar13]. Denn eine Druckmessung vor der Brennkammer beeinflusst keine Laufschaufeln des Verdichters oder der Turbine. Aufgrund der einfacheren Realisierbarkeit wird nicht der Totaldruck sondern der statische Druck  $p_{s3}$  gemessen. Weiterhin ist eine Kraftstoffmengenmessung ohne einen Eingriff in den Strömungskanal des Triebwerkes zu bewerkstelligen. In dem hydromechanischen Regler des Kraftstoffsystems steht die Kraftstoffmenge zur Verfügung und wird entsprechend mit dem Turbineneintrittsdruck verrechnet. Ein Prinzip zur Einhaltung der Maschinenlimitierung ist in der Abbildung 2.1 dargestellt. Es wurde in ähnlicher Form bereits beim hydromechanischen Regler eingesetzt [Fio87] und findet bis heute Anwendung [Gar13; DLF08]. Ein Nachteil bei Mantelstromtriebwerken ist, dass der Quotient nur den Inneren- (Core) bzw. Primärstrom des Triebwerkes beschreibt. Der Sekundär- bzw. Bypassstrom im Mantel wird nicht erfasst und eine genaue Einstellung des Schubes ist nicht möglich.

[Par91] zeigt in seiner Arbeit die Verwendung der Beschleunigung der N2-Drehzahl. Dies ermöglicht ein besseres Verhalten bei transienten Vorgängen wie dem Beschleunigen und dem Herunterfahren der Gasturbine. Insbesondere mechanische Belastungen lassen sich mit dieser Technik reduzieren. Die Beschleunigung der Drehzahl kann über einen Filter

zweiter Ordnung approximiert werden [SB99]. Dadurch ist diese Technik für analoge und digitale Regelungen einsetzbar.

Gasturbinen arbeiten im Allgemeinen am effektivsten, wenn sie an ihren Mechanischen-, Thermischen-, Massendurchfluss- und Drucklimitierungen betrieben werden. Die wichtigsten Größen hierbei sind die Umdrehungszahlen der Rotoren, die Turbinentemperatur und die internen Drücke. Da mit hydromechanischen Reglern nur einfache und nicht variable Regelungskonzepte umgesetzt werden können, begannen erste Untersuchungen diese durch digitale Regelungen zu ersetzen. [Ort67] untersuchte verfügbare Analog-Digital-Converter (ADC) für die Anwendbarkeit in der Gasturbinenregelung. [ABZ71] stellten ein speziell entwickeltes digitales System für die Regelung von Gasturbinen vor. Die Recheneinheit hat eine maximale Abtastrate von 572 kHz und einen Speicher von 16384 Wörtern mit jeweils 16 Bit. Die ADC-Einheit besitzt 64 Kanäle, die mit einer Summenabtastrate von 20 kHz arbeitet. Das komplette System ist dabei über 3 m lang und 2 m hoch. Dadurch ist es auf den Einsatz von stationären Gasturbinen beschränkt. [PGD90] zeigte ein Konzept zum Austausch des hydromechanischen Reglers durch digitale Systeme. Es handelte sich hierbei um Flugzeugtriebwerke, die in leicht geänderter Form in Marineschiffen zum Einsatz kommen. Der Fokus lag hierbei darauf, das Triebwerk für die Verwendung von Kraftstoff schlechterer Qualität anzupassen und das Fahrverhalten auf die Anforderungen von Fregatten zu optimieren.

Die Entwicklung von Flugzeugtriebwerken und deren Regelungen wurden maßgeblich durch Fortschritte in militärischen Anwendungen bestimmt [JG05]. So wurden hier bereits früh mehr als eine Regelgröße verwendet. [Cam81] zeigt ein Konzept für die Verwendung von zwei Eingößenregelkreisen an einem einwelligen Turbofan-Triebwerk mit einer Düse mit variablen Querschnitt. Die Düse befindet sich am hinteren Teil eines Triebwerkes und führt den Abgasmassenstrom an die Umgebungsluft zurück. Mit ihr ist die Beeinflussung des Massenstromes und somit des Schubes möglich. Dadurch ist ein effizienterer Betrieb über einen weiteren Arbeitsbereich zu erreichen. Allerdings sind diese Art der Düsen schwerer und technisch deutlich aufwendiger, sodass sie bis heute ausschließlich in militärischen Anwendungen eingesetzt werden. Die Änderung des Düsenquerschnitts wird als eine Funktion des Druckverhältnisses FPR über der ersten Verdichterstufe - dem Fan - und dem Core-Speed durchgeführt. Die Verstellung des Kraftstoffmassenstromes erfolgt in Abhängigkeit des Core-Speeds. Weitere Arbeiten im Rahmen des „Multivariable Control Synthesis“ (MVCS)-Programms (1975-1978) an einem linearen Modell des militärischen F100 Triebwerkes für die F15 und F16 sind in [MLZ84; JG05] zusammengefasst. So verwendeten z.B. [PS78] für die Zustandsgrößen in ihrem Modell aus multivariablen Übertragungsfunktionen die N1- und N2-Drehzahl, die Turbinen- und Nachbrennertemperatur und den Druck an der variablen Düse. Der Nachbrenner erlaubt das Einbringen und Verbrennen von zusätzlichem Kraftstoff nach der Turbine, um die Geschwindigkeit des Abgasmassenstromes und ebenfalls den Schub zu erhöhen. Die Stellgrößen sind hierbei der Kraftstoffmassenstrom, der Querschnitt der Düse und die Stellung der Leitschaufeln am Eingang des Verdichters und am Ausgang des Fan. Das MVCS-Programm führte zu einer Reihe von Linear-Quadratischen-Reglern (LQR) mit denen das F100 Triebwerk auf einem NASA-Prüfstand im Glenn-Research-Center (GRC) sicher betrieben werden konnte. Allerdings waren die Vorteile des MVCS so gering, dass sie den Aufwand der

Reglersynthese und -implementierung nicht rechtfertigten. Im F100 Triebwerk wurden bis heute keine MVCS basierten Regler eingesetzt [Gar13].

Wie bereits im Abschnitt 1.1 beschrieben, wird für den sicheren Betrieb von Gasturbinen für die Verdichter eine statische Pumpgrenzenreserve festgelegt. Diese Reserve garantiert für alle Betriebsbedingungen einen stabilen Betrieb der Gasturbine. Die statische Pumpgrenzenreserve führt zu Wirkungsgradeinbußen von ca. 2 % [Gar13; Gri09]. Insbesondere bei militärischen aber auch bei zivilen Flugzeugen entstehen Störungen in der Strömung durch Turbulenzen und vor allem durch hoch dynamische Flugmanöver. Diese Störungen bewirken einen Beitrag zur aktuell benötigten Pumpgrenzenreserve. [DeL+98; Orm+98; Sou+98] haben im Rahmen des „High Stability Engine Control“ (HISTEC)-Programms eine Technik entwickelt, um diese Störungen am Triebwerkseintritt zu bestimmen. Dadurch ist es möglich, die aktuell benötigte Pumpgrenzenreserve aufgrund der Störungen in der Strömung anzupassen. Sie verwenden dazu fünf dynamische Drucksensoren - angebracht am äußeren Durchmesser des Strömungskanals (Verdichtergehäuse) des Triebwerkseintritts - und fünf Drucksensoren, die einen gemittelten Wert zur Verfügung stellen und am inneren Durchmesser des Strömungskanals des Triebwerkseintritts angebracht sind. Zusätzlich werden durch Flugdaten prädiizierte Richtungen der Anströmung an die Verdichterschaufeln genutzt. Das Testen und Evaluieren der Technik erfolgte in mehreren Flügen im Rahmen des Programms „Advanced Control Technologies for Integrated Vehicles“ (ACTIVE) an einem Triebwerk einer F15. Die jeweils geforderte Pumpgrenzenreserve führt zu einem Verstellen des Düsenquerschnitts. Bei größerer Pumpgrenzenreserve wird das Triebwerk durch ein Vergrößern des Querschnitts entlastet. Die Tests zeigten, dass im Vergleich zu einem deutlich aufwendigeren Referenzmesssystem mit 35 Sensoren eine Schätzung der Störungen mit einer aktiven Anpassung der Pumpgrenzenreserve online und in Echtzeit möglich ist.

[Pen+17] zeigen eine modifizierte Mehrgrößen-Entkopplungs-Methode im Frequenzbereich zur Reglerauslegung an militärischen Flugzeugtriebwerken. Mit dieser Methode wird ein Entkopplungsregler für den stationären Betrieb und ein Mehrgrößen-Gain-Scheduling-Regler für den transienten Betrieb entworfen. Dadurch ist es möglich, die Robustheit der Regelung zu erhöhen und eine Entkopplung des Mehrgrößensystems zu erreichen. Verwendet wurde ein linearisiertes Modell eines Turbofan-Triebwerkes nach [Pen+13]. Die Regelgrößen stellen die N1- und die N2-Drehzahl dar. Bei den Stellgrößen handelt sich um den Kraftstoffmassenstrom und den Querschnitt der variablen Düse.

Aktuelle Forschungen und Entwicklungen in Hinsicht Betriebspunktbestimmung und Regelung von Flugzeugtriebwerken werden vorwiegend mit der im Jahr 2003 vom GRC veröffentlichten „Modular Aero-Propulsion System Simulation (MAPSS)“ Software durchgeführt [PG03]. Es enthält ein in Simulink (The MathWorks, Inc.) und Matlab (The MathWorks, Inc.) erstelltes Modell mit grafischer Benutzerschnittstelle eines konzeptionellen militärischen Turbofan-Triebwerkes mit einem fortschrittlichen Mehrgrößenregler [NAS16]. Aufgrund des Erfolges wurde eine „Commercial Modular Aero-Propulsion System Simulation“ (C-MAPSS)-Variante entwickelt. Sie enthält das Modell eines zivilen Turbofan-Triebwerkes mit einem Schub von 90000 lbf (400.3 kN) und bietet unter anderem die Möglichkeiten der Open-loop- und Closed-loop-Analysen und der Generierung von linearen Modellen [FDL07; DLF08; Liu+12]. Eine weitere zivile Variante - speziell für die Simulation

von dynamischen Vorgängen - eines generischen Turbofan-Triebwerkes mit einem Schub von 40000 lbf (178 kN) wurde unter dem Namen C-MAPSS40k entwickelt [May+10]. Das Modell enthält einen für die Industrie typischen Regler. Somit sind Vergleichsanalysen zu neuen Regelungsansätzen möglich [Csa+10]. Damit das Modell ein möglichst realistisches Verhalten zeigt, kamen diverse Flugdaten für den Abgleich zum Einsatz [Gar13]. Die MAPSS-Variante ist aktuell frei erhältlich, wohingegen die C-MAPSS-Varianten dem „U.S. Government Purpose Release“ unterliegen und somit nur staatlichen Angestellten bzw. autorisierten Personen zugänglich sind. [Ric11] zeigt diverse klassische und moderne Regelungen an zivilen Turbofan-Triebwerken basierend auf C-MAPSS und C-MAPSS40k. Zudem sind im Anhang linearisierte Zustandsraum-Matrizen für beide Modellvarianten hinterlegt.

Rolls-Royce hat in [Mah12; DHG06; MGF01] ein ursprünglich für militärische Anwendungen entwickeltes und eingesetztes Regelungsverfahren auf ein ziviles Mantelstrom-Triebwerk (Trent-Serie) angepasst. Das Regelungsverfahren wird als Rolls-Royce Inverse Model (RRIM) bezeichnet. Es ersetzt den üblicherweise eingesetzten PI-Regler durch ein inverses nicht lineares Modell in Form von zwei Kennfeldern. Der bis dahin eingesetzte Regler generiert eine Änderung des Kraftstoffmassenstromes  $W_f$ , welche über einen anschließenden Integrator aufsummiert wird. Im neuen Ansatz wird über das Inverse Modell anhand der geforderten N2-Drehzahl in Abhängigkeit der Umgebungs- bzw. Flugbedingungen eine benötigte Kraftstoffmenge ausgegeben. Hierfür wird ein Kennfeld für den stationären Betrieb und der Ausgabe eines Kraftstoffmassenstromes verwendet. Das zweite Kennfeld ist für den transienten Betrieb und bestimmt mit der Änderungsrate der Kraftstoffmenge die Beschleunigung der N2-Welle.

Einer der aktuellen Forschungsschwerpunkte stellt die modellbasierte Triebwerksregelung dar. Sie ermöglicht u.a. die Selbst-Diagnose und -Optimierung. Dadurch kann sie zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs und zur Erhöhung der Verfügbarkeit von Gasturbinen beitragen. Bei dieser Technik wird im Flugzeug in Echtzeit ein Triebwerksmodell simuliert. Wesentliche Größen des Triebwerkes wie der Abstand zur Pumpgrenze, der Schub und die Wirkungsgrade der Einzelkomponenten können nicht direkt gemessen werden. Aus diesem Grund erhält das Modell diverse Messsignale wie Wellendrehzahlen und Drücke der Gasturbine als Eingänge. Online-Parameterschätzungen (Tracking Filter) passen die Parameter an das physikalische Triebwerk an. Eine Bereitstellung nicht direkt messbarer Signale ist mit Kalman-Filtern durch virtuelle Sensoren möglich. Diese virtuellen Messsignale, wie z.B. der Abstand zur Pumpgrenze, sind anschließend in einem Regelkreis direkt einstellbar. Hierbei sind die Qualität der Regelungen direkt abhängig vom Modell und den Verfahren zur Parameterschätzung [Lit+04; Gar13]. [SG10] zeigen ein Verfahren zur Minimierung der Fehler unterbestimmter Kalman-Filter. Hierbei sollen mehr Triebwerksparameter geschätzt werden, als Sensorsignale zur Verfügung stehen. Das Optimierungsproblem besteht darin, für den Kalman-Filter die beste Auswahl an Schätzparametern zu treffen und damit einen minimalen Schätzfehler der relevanten Modellvariablen zu erreichen. Für den Kalman-Filter wurde ein um den Arbeitspunkt linearisiertes Triebwerksmodell von C-MAPSS verwendet. Die Zustandsgrößen sind die N1- und N2-Drehzahl. Bei den Aktoren handelt es sich um das Ventil für die Kraftstoffmenge  $W_f$ , VSV und VBV. Die Eingangsgrößen bzw. Messgrößen sind u.a. die N1- und N2-Drehzahl,  $p_{s3}$  und einige Temperaturen. Geschätzt werden u.a.

der Schub und der Abstand zur Pumpgrenze. Eine Regelung dieser Größen ist somit direkt möglich. Mit dieser Methode konnten die Schätzfehler im Vergleich zu anderen Verfahren um bis zu 80 % reduziert werden. Weitere Arbeiten, die diesen Ansatz für selbst optimierende Modelle von Turbofan-Triebwerken auf C-MAPSS Basis verwenden, sind in [SAG12; SA13] dargestellt.

Nach der Behandlung des Stands der Forschung und der Technik für die Bestimmung des Betriebspunktes und die Regelung von Gasturbinen bzw. Flugzeugtriebwerken soll im Folgenden die aktuell eingesetzte moderne Gasturbinenregelung am Beispiel eines zivilen Mantelstromtriebwerkes detailliert vorgestellt werden. Bis auf einige Luftfahrt typische Begrifflichkeiten sind viele der aufgeführten Erläuterungen auf alle Gasturbinen anwendbar. Gasturbinenregelungen im zivilen Sektor werden bis heute als Eingrößenregelung ausgeführt, wobei der Kraftstoffmassenstrom die Stellgröße darstellt [Gar13; Tra13]. Vor der Einführung der elektronischen Regelung handelte es sich bei der Regelgröße um die Drehzahl des Hochdruckverdichters (N2-Drehzahl, Core-Speed). Bei modernen Triebwerksregelungen wird die Drehzahl des Niederdruckverdichters (General Electric, Pratt and Whitney) - auch als Fan- bzw. N1-Drehzahl bezeichnet - oder das Druckverhältnis EPR des Gesamttriebwerkes (Rolls-Royce) verwendet [Csa+10]. Beide Größen haben den Vorteil, dass eine Schubanforderung des Piloten genauer eingestellt werden kann. Denn im Gegensatz zum Core-Speed geht der gesamte Massenstrom des Triebwerkes über den Fan. Somit ist eine Beeinflussung des gesamten Massenstromes über die Fan-Drehzahl möglich. Das EPR weist eine Proportionalität zum Massenstrom auf und erreicht damit ebenso eine bessere Abbildung als der Core-Speed [SB99].

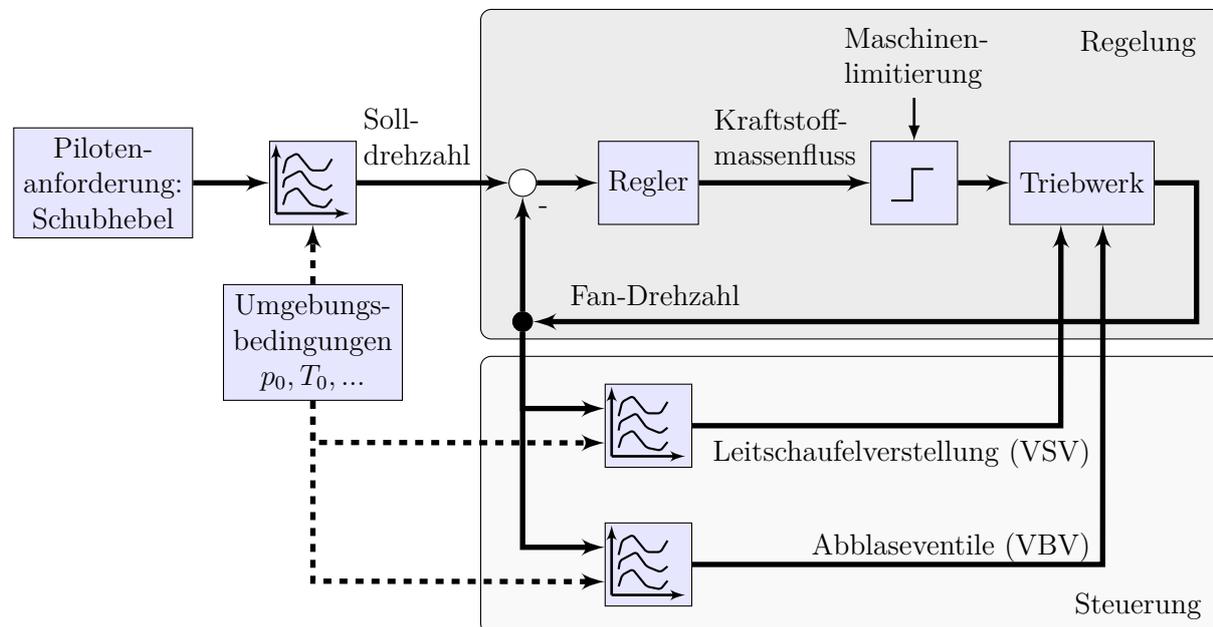


Abbildung 2.2: Prinzip der modernen Triebwerksregelung nach [Gar13; Ric11; Csa+10; SB99]

Die Abbildung 2.2 stellt eine vereinfachte moderne Triebwerksregelung dar. Die folgenden Erläuterungen beschränken sich auf die Fan-Drehzahl als Regelgröße. Entsprechend der

Betriebsanforderung - wie z.B. dem Steigflug oder dem Start - verstellt der Pilot den Schubhebel. In Abhängigkeit der aktuellen Umgebungsbedingungen wird eine Soll Drehzahl vorgegeben. Hierbei wird mit Hilfe von Kennfeldern ein lineares Übertragungsverhalten von der Hebelverstellung auf den erzielten Schub angestrebt [DLF08; SB99]. Der Eingrößenregelkreis ist als PI/D-Regler ausgeführt. Dieser enthält Gain-Scheduling-Parameter [DHG06], die unter anderem in Abhängigkeit der aktuellen Umgebungsbedingungen gewählt werden. Anschließend erfolgt eine Stellgrößenbegrenzung, welche die Maschinenlimitierungen (siehe Abbildung 2.1) berücksichtigt. Sie stellt den größten Teil der Triebwerksregelung dar und wird ausführlich in [SB99; Csa+10] behandelt. Es ist notwendig, bei einer Rücknahme des Schubes einen minimalen Kraftstoffmassenstrom zu gewährleisten. Dadurch wird ein Erlöschen der Flamme in der Brennkammer verhindert. Bei Beschleunigungsvorgängen stellt der maximal einzustellende Kraftstofffluss einen weiteren wichtigen Punkt der Maschinenlimitierung dar. Hier sind drei Kriterien beim Wechsel von einem stationären Betriebspunkt zum anderen zu beachten. Die Beschleunigung der Welle und vor allen Dingen des großen Fans muss aufgrund der auftretenden Strukturbelastungen beschränkt werden. Weiterhin kommt es zu einer Sperrung der Turbine, wodurch der Hochdruckverdichter eine Drosselung erfährt. Aus diesem Grund wandert der Betriebspunkt in Richtung der Pumpgrenze. Damit es nicht zu einem Überschreiten der Grenze kommt, wird die Beschleunigung begrenzt. Durch eine Erhöhung des Kraftstoffmassenstromes steigt ebenfalls die Brennraumtemperatur. Diese kann für die nachfolgende Hochdruckturbine schädliche Ausmaße annehmen. Aus diesem Grund erfolgt für bestimmte Betriebsbereiche ebenfalls eine Begrenzung des Kraftstoffmassenstroms.

Zwei weitere Aktoren stehen aktuell zur Triebwerkssteuerung zur Verfügung. Aufgrund der unzureichenden Betriebspunktbestimmung werden diese für reine Steuerungen verwendet. Die Ansteuerung der Aktoren erfolgt über Kennfelder mit der Fan-Drehzahl und den Umgebungsbedingungen als Eingangsgrößen. Dies führt dazu, dass auf Modellfehler - Kennfeldfehler - und Störungen nicht reagiert werden kann. Die variablen Abblaseventile (VBV) werden verwendet, um bei transienten Vorgängen die Pumpgrenzenreserve zu vergrößern bzw. einem auftretenden Verdichterpumpen entgegen wirken zu können. Die Ventile lassen die vom Verdichter komprimierte Luft des Primärstromes in den Sekundärstrom ab. Ein nicht optimales Abblasen der Luft führt zu erheblichen Wirkungsgradeinbußen. Die Verdichterstufen sind für den am häufigsten auftretenden Betriebsfall - dem Reiseflug - optimiert. Dies führt bei niedrigen Drehzahlen und damit einhergehenden geringen Massenströmen zu einer hohen aerodynamischen Belastung der Laufschaufeln im Hochdruckverdichter. Die Stufe weist dadurch eine starke Neigung zu Strömungsablösungen auf. Damit die Belastung reduziert werden kann, erfolgt der Einsatz von verstellbaren Leitschaufeln (VSV). Die Anströmbedingungen der Laufschaufeln lassen sich somit direkt beeinflussen. Bei niedrigen Drehzahlen sind die Leitschaufeln geschlossen und öffnen sich bei steigender Drehzahl. Die Öffnungskennlinien werden zudem von den Umgebungsbedingungen beeinflusst [Brä15].

Die Analyse der modernen Triebwerksregelung zeigt ein enormes Optimierungspotenzial. So wird die Regelung des Triebwerkes über eine Eingrößenregelung realisiert, welche als Regelgröße globale Zustände wie die Fan-Drehzahl oder das EPR verwendet. Eine Nutzung von internen Zuständen der einzelnen Verdichter bzw. Verdichterstufen fehlt.

Zudem erfolgt die Ansteuerung weiterer Aktuatorik - wie der Leitschaufelverstellung und der Abblaseventile - gesteuert. Die Defizite der Regelung haben alle ihre Ursache in der ungenauen Betriebspunktbestimmung bzw. in der ungenauen Kenntnis der aktuellen Pumpgrenzenreserve. Durch eine Verbesserung des Sachverhaltes besteht die Möglichkeit, die Aktuatorik besser einzusetzen und somit den Wirkungsgrad des Triebwerkes in vielen Betriebspunkten zu verbessern.

Wie zuvor ausgeführt, erfolgt die Stellung eines Axialverdichters üblicherweise über den Kraftstoffmassenstrom, die VSV und die VBV. Um die Effizienz einer Gasturbine weiter zu erhöhen, können weitere Aktoren im Verdichter zum Einsatz kommen. Hierzu gehören die bereits in Turbinen verwendete Aktive-Spaltkontrolle (Active-Clearance-Control (ACC)) [WA86; DGP85; JKC82] oder der seit einiger Zeit in der Forschung befindliche Jet-Intake-Actuator (JIA) bzw. Synthetic-Jet-Actuator [Zan+11; BBT00; Bae01]. Diese beiden Aktuatoren dienen dazu, den Spalt zwischen dem Gehäuse und der Schaufelspitze (Tip-Clearance) aktiv verstellen zu können. Die Beeinflussung des Spaltes geschieht beim ACC auf mechanischem Wege. Hierzu erfolgt auf Höhe der Laufschaufeln eine Veränderung des Durchmessers des Verdichtergehäuses durch die Erwärmung oder Abkühlung der Verdichterwandung. Bei einem Flugzeugtriebwerk erfolgt dies mittels der Entnahme von Zapfluft (bleed air). Der JIA führt eine Einblasung von Luft aus dem Nebenstrom bzw. der Zapfluft durch. Dies sorgt für eine Beeinflussung der Strömung im Spalt. Es kommt zu einer Verkleinerung des Spaltes für die Hauptströmung und unterdrückt somit die Bildung von Randwirbeln. Durch die Anwendung der beiden Techniken ist eine Reduktion der Spalt- bzw. Wirbelverluste möglich.

## 2.2 Blade-Tip-Timing-Messmethode

Die für diese Arbeit verwendete Messmethode des BTT wird für Schwingungsuntersuchungen an Laufrädern von Strömungsmaschinen eingesetzt. Es unterstützt die Auslegung von Verdichtern und die Untersuchung von Schwingungs- und Instabilitätsphänomenen. Lange Zeit wurden für solche Untersuchungen ausschließlich Dehnmessstreifen eingesetzt. Diese haben allerdings mehrere Nachteile. So ist jede zu untersuchende Schaufel einzeln mit diesen Sensoren zu bestücken, wodurch es zu einer Beeinflussung der Laufräder kommt. Das Prinzip ist somit als invasiv anzusehen. Zudem ist auf Grund der bewegten Schaufeln ein aufwendiges Telemetriesystem vorzusehen. Über das Telemetriesystem erfolgt der Datenabgriff und evtl. eine externe Energieversorgung der Sensoren. Seit den siebziger Jahren ist eine alternative Methode bekannt [ZK70; ZKS74; NP77]. Es wird als Blade-Tip-Timing- bzw. Blade-Vibration-Monitoring-System bezeichnet. Dazu werden einer oder mehrere Sensoren um den Umfang des Verdichters verteilt. Diese Sensoren detektieren berührungslos die Schaufeldurchgänge an den entsprechenden Positionen. Mit Hilfe einer Referenz können somit Veränderungen der Ankunftszeiten der Schaufeln bestimmt werden. Die Messmethode wird bis heute ausschließlich zur Bestimmung von Schaufelschwingungen verwendet. Seit ca. 20 Jahren ist diese Methode dabei, die Dehnmessstreifen aus der Schwingungsuntersuchung von Schaufeln abzulösen. Doch nach wie vor gilt die Anzahl der BTT-Experten als sehr klein [Rus15]. Aufgrund der vielen Vorteile von optischen Messsy-

stemen werden diese aktuell vornehmlich eingesetzt. Zu den angesprochenen Vorteilen gehören die hohe Bandbreite mit den damit einhergehenden steilen Signalanstiegen und die Unempfindlichkeit gegenüber elektromagnetischen Störungen. Um das Messverfahren flexibler und robuster zu gestalten, werden alternative physikalische Messprinzipien entwickelt und erprobt. [LI05; Law03] verwendeten kapazitive Sensoren, die ursprünglich für die Spaltnessung zwischen Schaufel und Gehäuse vorgesehen waren. Eine Detektion von großen Schaufelschwingungen im Millimeterbereich konnte damit nachgewiesen werden. Allerdings lag die erreichte Standardabweichung mit ca. 200  $\mu\text{m}$  relativ hoch. Hierbei gilt es zu beachten, dass diese Sensoren nicht für die BTT-Messung optimiert sind. [Szc+12] haben Mikrowellensensoren für die Bestimmung von Schwingungen an Turbinenschaukeln eines Helikopter verwendet. Die Schwingungen lagen im Bereich von 400  $\mu\text{m}$  und konnten mit großer Mittelung geschätzt werden. [KHR12] führten Untersuchungen mit 6 GHz Mikrowellensensoren zur Vermessung der Tip-Clearance an Turbinen durch. Sie konnten deren Funktionalität durch den Vergleich mit optischen Sensoren erbringen. Die Messpräzision lag im Bereich von 40 bis 60  $\mu\text{m}$ . In ihrer Arbeit ist der Hinweis zu finden, dass die Sensoren ebenfalls zur Messung von Schaufeldurchgängen nutzbar sind. Dies ist allerdings in Sachen Präzision als anspruchsvoller anzusehen und damit eine Vergrößerung der Streuung zu erwarten. [Pfi+06b; BPC06; Pfi+06a] verwenden ein optisches Laser-Doppler-Verfahren zur Vermessung von Spaltbreiten an Radialturbinen. Auf Grund der kleineren Bauweisen im Vergleich zu Axialverdichtern bzw. -turbinen erreichen diese Maschinen sehr hohe Drehzahlen in den Bereichen von mehreren zehntausend bis mehreren hunderttausend Umdrehungen pro Minute. Die Spaltbreiten betragen ca. 0.5 mm. Das Laser-Doppler-Verfahren erreichte eine Standardabweichung von ca. 20  $\mu\text{m}$ . Das für die Referenz verwendete kapazitive Messprinzip erreichte hier ca. 50  $\mu\text{m}$ . Ein alternativer Einsatz für die Messung von BTT wird nicht angesprochen, jedoch erscheint dies als möglich.

Schaukelschwingungen in einer Strömungsmaschine können in stochastische Schwingungen und in synchrone sowie in asynchrone Resonanzen unterteilt werden. Synchrone Resonanzen bzw. Engine-Order (EO)-Schwingungen sind Vibrationen, die einem ganzzahligen Vielfachen der Drehzahl der Strömungsmaschine entsprechen. Es handelt sich hierbei um Resonanzschwingungen der Schaufel, die aus Haltbarkeitsgründen vermieden werden müssen. Sie werden z.B. durch eine Rotorunwucht hervorgerufen, welche variierende Abstände der Schaufelspitzen zum Verdichtergehäuse bewirken. Dies führt dazu, dass sich die Schaufeln durch ein in Umfangsrichtung nicht gleich verteiltes Strömungsfeld bewegen. EO-Schwingungen werden zudem durch Strömungsablösungen an Gehäusestrukturen und Statorschaufeln angeregt [BKH95]. Asynchrone Resonanzen werden durch aerodynamische Instabilitäten wie dem rotierenden Stall oder dem Flutter hervorgerufen [HI97]. Für die Identifikation der beiden Resonanzarten wurden eine Reihe von Verfahren entwickelt. Die Verfahren zur Detektion von synchronen Resonanzen lassen sich nach [Hea00] in direkte und indirekte Verfahren aufteilen. Bei den indirekten Verfahren ist die Bestimmung von Amplitude und je nach Verfahren auch der Frequenz nur mit dem Durchfahren eines Drehzahlbereichs und dem damit einhergehenden Traversieren der Resonanz möglich. Die direkten Verfahren ermöglichen die Identifikation der Schwingungsparameter bei konstanter

Drehzahl. Im Allgemeinen werden dafür mehr Sensoren benötigt, jedoch ist das Potenzial hier als größer anzusehen.

[ZK70; MT80; Kaw+92; Nav+93] zeigen ein Verfahren zur Bestimmung der Amplituden von asynchronen Resonanzen (Overall-Response-Amplitude). Es basiert auf der Messung von maximalen und minimalen Schwingungsamplituden mit einem Sensor. Dadurch wird eine Detektion von Resonanzen und eine Abschätzung der entsprechenden Stresslevel der Verdichterschaufeln ermöglicht. Es handelt sich hierbei um das einfachste Verfahren zur Erkennung von Schaufelschwingungen und war bis in die späten 90'er Jahre der Industrie-Standard [Hea00].

[KD78; MT80] erweitern das soeben beschriebene Verfahren um eine Fourieranalyse zur Bestimmung der Frequenz von asynchronen Resonanzen. Hierbei wird das Spektrum für jede Schaufel einzeln generiert (Single-Blade-Analysis). Die Abtastrate des Verfahrens hängt direkt von der Drehzahl der Maschine ab, wodurch die höchste bestimmbare Frequenz als sehr gering einzuschätzen ist. Die Resonanzfrequenzen der Schaufeln liegen in der Regel deutlich über der Nyquistfrequenz. Durch eine vorherige Kenntnis der typischen Frequenzen können die identifizierten Spektralkomponenten des Aliasing für eine Abschätzung der vorkommenden Resonanzen verwendet werden. Das Signal-Rausch-Verhältnis (SNR) wird als relativ schlecht bewertet. Nach [ZZ00] bewirkt die Verwendung von mehreren gleich verteilten Sensoren eine Erhöhung der Abtastrate und somit der Bandbreite des Messsystems. Die Abtastwerte der einzelnen Sensoren zu einander müssen hierfür äquidistant sein.

[HI97; ZZ00] erweitern das Single-Blade-Verfahren unter der Verwendung aller Schaufeln (All-Blade-Analysis). Somit wird ein gemeinsames Spektrum erzeugt. Das Verfahren setzt allerdings voraus, dass das Laufrad in einer Scheibenschwingung mit Knotendurchmessern beschrieben werden kann. Dies bedeutet, dass alle Schaufeln mit der selben Frequenz und mit einer festen Phasenverschiebung zu einander schwingen. Unter dieser Voraussetzung kann die Bandbreite und das SNR deutlich erhöht werden.

[ZKS74] gibt mit dem Beschleunigen der Verdichterdrehzahl und dem damit einhergehenden Traversieren von Resonanzstellen eine Möglichkeit an, mit dem Overall-Response-Amplitude-Verfahren ebenfalls synchrone Resonanzen zu detektieren und deren Amplitude zu bestimmen. [HI96] zeigt durch die Berücksichtigung der aktuellen Schwingungsamplitude eine Verbesserung dieses Verfahrens auf.

[Hea00] zeigt ein indirektes Verfahren, um die Amplitude und Frequenz einer synchronen Schwingung zu bestimmen. Es verzichtet auf eine vorherige theoretische Betrachtung der zu erwartenden Schwingungsfrequenzen und benötigt nur zwei Sensoren auf gleicher axialer Position. Dieses Verfahren verwendet zur Analyse einen Polarplot der Schaufelauslenkungen an den beiden Sensorpositionen. Auf Grund der geometrischen Zusammenhänge ist es möglich, aus den Seitenverhältnissen der entstehenden Ellipsen ähnlichen Formen den Winkelabstand der Sensoren in der Resonanzschwingung zu bestimmen. Mit Hilfe des bekannten Winkelabstandes am Gehäuse lässt sich die Ordnung der Schwingung berechnen. Für diese Methode ist das Traversieren der Resonanzstellen nötig.

Aufgrund der kritischen Auswirkungen von synchronen Resonanzen bzw. EO-Schwingungen besteht der aktuelle Schwerpunkt der BTT-Forschung in der Identifikation dieser

Schaufelvibrationen. Hierbei bekommen die direkten Verfahren eine besondere Bedeutung beigemessen. Wenn die Strömungsmaschine in einem kritischen Drehzahlpunkt verbleibt, führen die angeregten Schwingungen zu Beschädigungen. Sie sind von Natur aus mit BTT unter der Verwendung eines Sensors nicht direkt messbar. Aufgrund der Synchronität mit der Drehzahl kommt es zu einem Effekt ähnlich einer stehenden Welle. Ein Sensor detektiert bei konstanter Drehzahl immer dieselbe Auslenkung der schwingenden Schaufel. [ZZ00] bestimmt mit einem direkten Verfahren die Frequenz und Amplitude von synchronen Schwingungen mittels Fourieranalyse. Für die Untersuchung wurden 3 bzw. 5 Sensoren verwendet. Jede Konfiguration ist auf einer Auswahl von bestimmten EO beschränkt. Die vorherige Kenntnis der auftretenden Resonanzfrequenzen ist aufgrund von Aliasing nötig. Die Sensoren müssen für die Anwendung von Fourieranalysen äquidistant positioniert sein. Die Strömungsmaschine wird für die Untersuchung sehr langsam durch den gesamten zu betrachtenden Drehzahlbereich gefahren, sodass die Detektion der Schaufeldurchgänge als äquidistante Abtastung anzunehmen ist. [Jou16; RB14; Rus12b; Rus12a] zeigen Verfahren und deren Anwendung zur Identifikation von EO-Schwingungen. Die Kenntnis der Schwingungsfrequenz und Schwingungsform der Schaufel sind Bedingung. Es wird ein Modell aus Sinusoiden entworfen. Mit Hilfe der Konditionszahl ist es möglich, optimale Sensorpositionen zu bestimmen. Eine Gleichverteilung der Sensoren ist nicht nötig, wodurch eine höhere Bandbreite erreicht werden kann. Weiterhin ist damit eine Abtastung in den Nulldurchgängen einer Schwingung vermeidbar. Das Auftreten von Aliasing kann so verzögert werden. Die an den bekannten Positionen aufgenommenen Messwerte werden in das Modell gegeben. Eine Optimierung bestätigt die Frequenzen und liefert die Schwingungsamplituden und Phasen. Für jede zu identifizierende Schwingung  $p$  sind mindestens  $2p + 1$  Sensoren nötig. Das auf der Signalrekonstruktion basierende Verfahren bzw. abgewandelte Versionen davon wurden an einfachen Testaufbauten sowie Verdichtern von [Hu+15; KP14; Prz14] teilweise erfolgreich eingesetzt. Es besteht aber nach wie vor Verbesserungsbedarf. So ist die Rauschempfindlichkeit dieses Verfahrens sehr hoch, wodurch nur relativ große Schwingungsamplituden von  $500 \mu\text{m}$  bis mehr als  $1 \text{ mm}$  eindeutig identifiziert werden konnten. [GDW07; Gal+07] haben ein BTT-Verfahren entwickelt, welches auf einem Autoregressiven-Modell (AR-Modell) - vergleichbar mit einem Filter mit unendlicher Impulsantwort (IIR-Filter) - basiert. Es ermöglicht die Identifikation von zwei gleichzeitig auftretenden Resonanzen, wobei die Sensoren äquidistant angeordnet sein müssen. Dies ist in vielen Fällen auf Grund von Einbautoleranzen schwierig. Zudem muss die Drehzahl nahezu konstant sein. In der Arbeit wird propagiert, dass mit diesem Verfahren die Frequenz und Amplitude der Schwingungen identifiziert werden können. Eine Validierung der mit dem Verfahren bestimmten Amplitude wurde allerdings nicht gegeben. Das Verfahren benötigt  $4p + 1$  Sensoren. Die Durchführung der Messungen erfolgte an einem einfachen Testaufbau. Die Schwingungsamplituden lagen hierbei im hohen einstelligen Millimeterbereich.

## 2.3 Messsysteme zur digitalen hochaufgelösten Zeitmessung

Die Bestimmung kleinster Schaufelauslenkungen im Mikrometerbereich, bei sich schnell bewegendenden Schaufeln, erfordern Messsysteme mit sehr hoher zeitlicher Auflösung. Bei einer geforderten Auflösung von z.B.  $0.6\ \mu\text{m}$ , einem Verdichterdurchmesser (Schaufelspitze zu Schaufelspitze) von  $0.5\ \text{m}$  und einer Drehzahl von  $3000\ \text{1/min}$  muss das Messsystem bereits eine zeitliche Auflösung von  $8\ \text{ns}$  aufweisen. Für die digitale hochaufgelöste Zeitmessung mit ADC stehen aktuell einige kommerzielle Systeme zur Verfügung. Die Abtastrate für Messsysteme zur hochaufgelösten Zeitmessung wird in dieser Arbeit für Bereiche von größer als  $125\ \text{MHz}$  festgelegt. Dies entspricht einem zeitlichen Least Significant Bit (LSB) Äquivalent von höchstens  $8\ \text{ns}$ .

Nutaq bietet das Messsystem PicoDigitizer an. Es besitzt 8 Kanäle, einen Speicher von  $4\ \text{GB}$ , eine Wertaufauflösung von 14 Bit und eine Abtastrate von  $250\ \text{MS/s}$ , bei einer Bandbreite von  $250\ \text{MHz}$  [Nut18]. AMOtronics hat die SATURN Transientenrecorder im Sortiment. Mit diesem System sind Messungen auf 2 Kanälen, mit bis zu  $1\ \text{GS/s}$ , bei einer Auflösung von 12 Bit und einer Speichertiefe von  $4\ \text{GB}$  möglich. Keysight Technologies hat mehrere Systeme im Angebot. Das M9709A bietet 32 Kanäle bei einer Abtastrate von bis zu  $1\ \text{GS/s}$ , einer Bandbreite von  $500\ \text{MHz}$  und einer Speichertiefe von  $16\ \text{GB}$ . Allerdings wird die hohe Kanalzahl mit einer vergleichsweise niedrigen Wertaufauflösung von 8 Bit erkaufte [Tec17b]. Das M9703B bietet 8 Kanäle mit 12 Bit Auflösung. Die Daten können mit einer Abtastrate von bis zu  $1.6\ \text{GS/s}$  und einer Bandbreite von bis zu  $650\ \text{MHz}$  aufgezeichnet werden. Dafür stehen ebenfalls bis zu  $16\ \text{GB}$  an Speicher zur Verfügung [Tec17a]. Ebenfalls erhältlich sind Speicheroszilloskope mit Display. Das MSO9104 hat z.B. 4 Kanäle. Diese können mit hohen Abtastraten von bis zu  $20\ \text{GS/s}$  und einer Bandbreite von  $1\ \text{GHz}$  abgetastet werden. Die Auflösung beträgt hier 8 Bit. Für die Speicherung der Daten von den 4 Kanälen stehen bis zu  $2\ \text{GB}$  zur Verfügung [Tec15]. Das MSO9104 wurde für die Messungen im Rahmen dieser Arbeit verwendet.

Bei all diesen ADC basierten Messsystemen erfolgt üblicherweise die Verwendung von Pipeline-ADC's [Ohn15]. Sie bieten wie die Flash-ADC's die heute höchsten erreichbaren Abtastraten. Allerdings benötigen sie weniger Bauelemente und sind dadurch deutlich billiger als vergleichbare Flash-ADC's [FGE12]. Somit sind Auflösungen von größer als 8 Bit gut realisierbar. Ein Nachteil liegt in der Verzögerungszeit der Wandlung. Die Wandlung erfolgt in seriellen Schritten der einzelnen Stufen des ADC's. Nach der Verarbeitung in einer Stufe erfolgt die Freigabe für die nächste Abtastung. Somit wird der gesamte Datenstrom um die Wandlungszeit verschoben. Für die meisten Anwendungen stellt dies kein Problem dar [ZG10]. Der in dem MSO9104 eingesetzte Current-Mode-Pipeline-ADC wandelt das Spannungssignal über Abtast- und Halteglieder in Ströme um. Damit eine Abtastrate von bis zu  $20\ \text{GHz}$  erreicht werden kann, erfolgt der Einsatz von 80 parallel geschalteten Pipeline-ADC's. Die werden über eine DLL mit phasenverschobenen Takten von  $250\ \text{MHz}$  betrieben. Diese Phasenverschiebung beträgt  $50\ \text{ps}$  [Pou+03].

Alternativ kann für die hochaufgelöste Zeitmessung die Triggeregenerierung analog erfolgen. In diesem Fall ist es sinnvoll, auf ADC's zu verzichten. Allerdings muss die Signalqualität

ausreichend gut sein. Denn eine weitere Signalverarbeitung ist in diesem Fall nicht bzw. nur analog möglich. Für die Zeitmessung können sogenannte Time-to-Digital-Converter (TDC) verwendet werden. Sie interpolieren das Taktsignal und erhöhen somit die Auflösung. Generell kommen sie in zwei Ausführungen vor. Tapped-Delay-Line verwenden für die Interpolation Verzögerungsglieder in der Signalleitung und Shifted-Clock-Sampling verwenden einen Takt, der in mehreren phasenverschobenen Ausführungen bereit gestellt wird [Hen10]. [Joo10] implementierte in einem FPGA einen TDC mit Tapped-Delay-Line, der dem Ultraschall-Ortungssystem einer Schleiereule nachempfunden ist. Die Herausforderung lag im Routing des FPGA, welche in dieser Form nicht dem Standard entspricht. Insbesondere die Realisierung der Verzögerungsglieder in Form von Leitungslängen ist hier hervorzuheben. Das Messsystem erreichte eine Auflösung von 4.25 ps bei einer Präzision der Einzelmessung von 75 ps. Der interne Takt des FPGA wird für die Zeitmessung nicht verwendet, somit handelt es sich nicht um ein Interpolationsverfahren und die Bestimmung längerer Zeitintervalle ist nicht möglich. Eine Erweiterung dieser Funktionalität in der Hardware wäre sicherlich möglich. [Bue12] entwickelte für das COMPASS-II-Experiment einen TDC mit 128 Kanälen. Die Realisierung erfolgte als Shifted-Clock-Sampling. Dazu wurde der im FPGA vorhandene Digital-Clock-Manager mit einer Taktrate von 388.8 MHz verwendet. Dieser stellt 16 phasenverschobene Taktsignale zur Verfügung. Das LSB beträgt somit 160 ps. Die gemittelte Präzision wird mit 5 ps angegeben. Die Anzahl der für die Mittelung verwendeten Messwerte ist nicht eindeutig zu identifizieren, liegt aber im vierstelligen Bereich. [Kon+16] stellten einen simulierten TDC in einer speziellen Tapped-Delay-Line-Konfiguration (Vernier-Line) vor. Die Simulation erfolgte in 65 nm CMOS-Technologie und erreichte bei einer Taktrate von 200 MHz eine Auflösung von 1.08 ps. [Mar+13] realisierten einen in 35 nm CMOS-Technologie arbeitenden TDC. Dieser verwendet eine Vernier-Line mit zwei Kanälen und erreicht so eine Auflösung von 10 ps. Der Messbereich beträgt 0 bis 160 ns. Die Präzision des mit 100 MHz arbeitenden TDC's liegt bei 17.2 ps. Gemittelt wurde über  $10^6$ -Werte. Die Linearität des Messsystems ist besonders hervorzuheben. So ist die Präzision über den gesamten Messbereich nahezu konstant.



# Kapitel 3

## Betriebsverhalten einer Axialverdichterstufe

In diesem Kapitel erfolgt die Vorstellung der wesentlichen Informationen über den Aufbau und die Arbeitsweise von Axialverdichtern. Dabei wird der Fokus auf das Axialverdichterkennfeld und den Verdichterbetriebspunkt gelegt. Besonders hervorzuheben ist der Abschnitt 3.5, in dem eine detaillierte Analyse der an den Schaufeln wirkenden aerodynamischen Kräften erfolgt. Mit diesen Informationen wird die Grundlage für eine auf Schaufelauslenkungen basierende Betriebspunktbestimmung an Axialverdichtern geschaffen.

### 3.1 Beschau felung

Ein Axialverdichter besteht zumeist aus mehreren Verdichterstufen (Abbildung 3.1 oben). Ein Lauf- und ein Leitrad bilden eine Stufe. Das Laufrad wird von einer Turbine auf der selben Welle angetrieben. Der Verdichter führt der Strömung Energie in Form einer Totaldruck- und Totaltemperaturerhöhung zu. Das Laufrad sorgt durch eine Erhöhung des Dralls (Drehimpulses) bzw. einer Umlenkung der absoluten Strömung  $c_1$  und der Erhöhung der absoluten Geschwindigkeit für den Eintrag von kinetischer Energie in das Fluid. Dies führt somit zu einer Steigerung des Totaldruckes. Die Aufgabe eines Verdichters besteht in der Komprimierung des Fluides. Aus diesem Grund wird ein Teil der kinetischen Energie in der Strömung durch das folgende Leitrad in eine statische Druckerhöhung umgewandelt. Das Laufrad trägt entsprechend der Verdichterauslegung ebenfalls zur statischen Druckerhöhung bei [Brä15]. Das Leitrad arbeitet wie ein Diffusor. Es senkt die Strömungsgeschwindigkeit und erhöht somit den statischen Druck.

Dies geschieht ebenfalls durch eine Umlenkung der absoluten Strömung in nahezu axialer Richtung und einer Reduktion des Dralls. Damit wird gewährleistet, dass eine nachfolgende Verdichterstufe wieder möglichst drallfrei angeströmt wird. Dies sorgt für eine Maximierung des Energieeintrages im folgenden Laufrad. Durch die statische Druckerhöhung nach dem Leitrad wird diese Seite der Verdichterstufe als Druckseite und die Seite der Anströmung an

den Rotor als Saugseite bezeichnet. Hierbei gilt es zu beachten, dass diese Bezeichnungen immer nur für die jeweilige Verdichterstufe gelten.

Im unteren Teil der Abbildung 3.1 ist eine Verdichterstufe mit den zugehörigen Geschwindigkeitsdreiecken der Zu- und Abströmung dargestellt. Die absolute Strömung des Fluides  $c_1$  wird hier drallfrei angenommen. Somit setzt sich die Strömungsgeschwindigkeit ausschließlich aus einer axialen Richtungskomponente  $c_{ax}$  zusammen. Der Rotor bewegt sich mit der Umfangsgeschwindigkeit  $u$ . Aus dem Geschwindigkeitsdreieck ergibt sich die relative Anströmgeschwindigkeit  $v_1$  an die Schaufel. Die Schaufel erhöht den Betrag der Geschwindigkeit und lenkt die absolute Strömung zu  $c_2$  um. Somit wird der Drall erhöht. Der nachfolgende Stator entnimmt der Strömung den Drall und wandelt einen Teil der kinetischen Energie in eine statische Druckerhöhung um. Die absolute Strömung  $c_3$  ist für die nachfolgenden Stufen im Idealfall drallfrei. Wenn  $\vec{c}_1 = \vec{c}_3$  gilt, wird die Verdichterstufe als Repetierstufe bezeichnet.  $s$  ist die Sehne der Schaufel und  $t$  steht für die Teilung bzw. den Abstand zwischen den Schaufeln.  $t/s$  ist das Teilungsverhältnis.

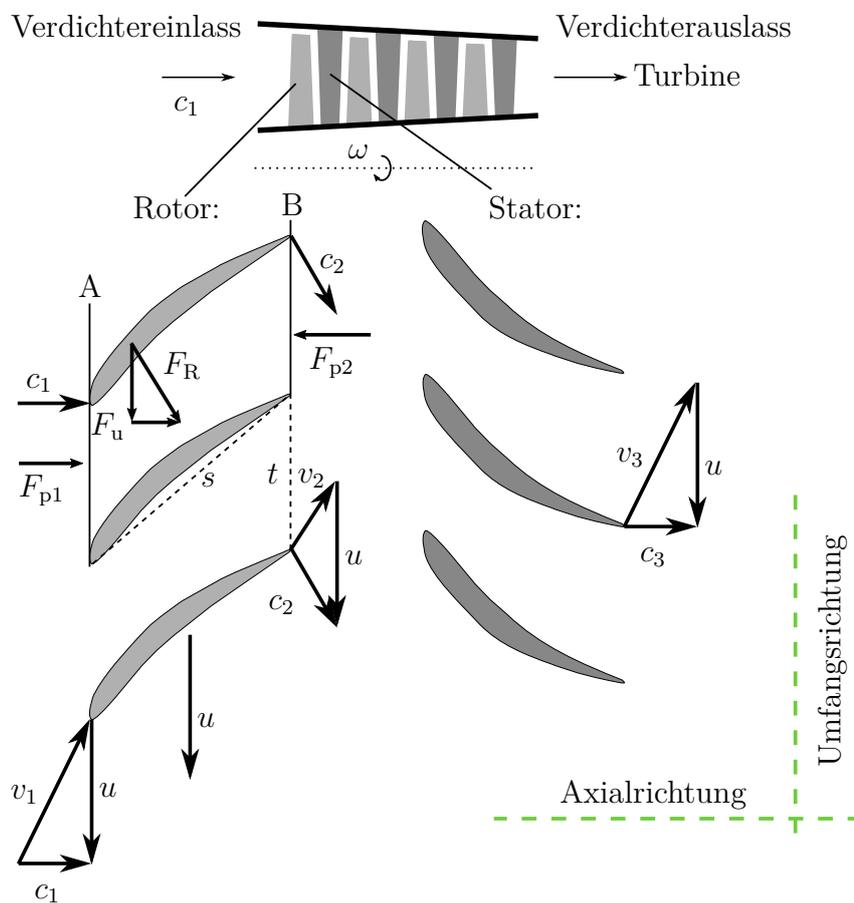


Abbildung 3.1: Axialverdichterstufe mit Geschwindigkeitsdreiecken der Zu- und Abströmung nach [Brä15]

Die spezifische Arbeit  $w$  wird von der Schaufel an dem Fluid geleistet. Dadurch kommt es zu einer Erhöhung der kinetischen Energie im Fluid. Die Arbeit kann über den Impulssatz und die von der Schaufel auf das Fluid wirkende Kraft beschrieben werden. Grundlage

hierfür ist, dass die Umlenkung eines Fluides ein Drehmoment an der Rotationsachse der Schaufel hervorruft. Zur Beschreibung werden Systemgrenzen links und rechts (A, B) von einer Verdichterschaukel gezogen (Abbildung 3.1). Die wirkende Aktionskraft  $F_R$  entsteht aus der Differenz des eintretenden Impulsstromes auf der linken Seite und des austretenden Impulsstromes auf der rechten Seite. Der Massendurchfluss  $\dot{m}$  wird für den Eintritt und den Austritt als identisch angenommen. Die Änderung des Impulses setzt sich aus der Umlenkung der Strömung und den wirkenden statischen Drücken an den Systemgrenzen zusammen [Brä15]:

$$\vec{F}_R = \dot{m}(\vec{c}_2 - \vec{c}_1) + \vec{F}_{p2} - \vec{F}_{p1}. \quad (3.1)$$

Bei  $\vec{F}_{p2} - \vec{F}_{p1}$  handelt es sich um die Kraft, die aufgrund der Druckunterschiede zwischen Austritt und Eintritt an den Systemgrenzen wirkt. Nach dem 3. Newtonschen Gesetz entsteht eine zur Aktionskraft entgegengesetzte Kraft, welche auf die Schaufel wirkt und diese auslenkt. Die Kraft wird im folgenden resultierende Kraft  $F_r$  oder Reaktionskraft genannt. Für das erzeugende Drehmoment sind nach dem Hebelgesetz nur Geschwindigkeitsanteile bzw. Kraftanteile in Umfangsrichtung (Index u) verantwortlich. Somit entfallen die axialen Geschwindigkeitsanteile und die in axialer Richtung wirkenden Drücke. Die für das Drehmoment verantwortliche Kraft in Umfangsrichtung lautet:

$$F_u = \dot{m}(c_{2u} - c_{1u}). \quad (3.2)$$

Das resultierende Moment an der Schaufel ergibt sich aus der Umfangskomponente der Reaktionskraft  $F_u$  an der Schaufel, der Hebellänge und der Winkelgeschwindigkeit. Nach einigen Umformungen ergibt sich die Eulersche Hauptgleichung der Turbomaschinen [Brä15; And84] in Form der dem Fluid zu- bzw. abgeführten spezifischen Arbeit  $w$ :

$$\frac{P}{\dot{m}} = w = u(c_{2u} - c_{1u}). \quad (3.3)$$

An der Gleichung lässt sich erkennen, dass für einen maximalen Energieeintrag in die Strömung die Geschwindigkeit  $c_1$  keine Komponente in Umfangsrichtung aufweisen sollte. Somit wäre sie drallfrei. Die Umfangskomponente der Abströmung  $c_2$  sollte maximal sein und damit ebenso der Drall.

## 3.2 Verdichterkennfeld

Verdichter erzeugen eine Erhöhung des Druckes im Fluid, dadurch kann das Medium Arbeit verrichten und der anschließende Verbrennungsprozess in der Brennkammer und die in der Turbine durchgeführte Wandlung der inneren Energie des Fluides in mechanische Energie kann effizient ablaufen. Die Abbildung 3.2 zeigt ein Axialverdichterkennfeld. Damit ein Verdichterkennfeld bei verschiedenen Umgebungsbedingungen  $p_0$  und  $T_0$  vergleichbar bleibt, werden Machzahl ähnliche Größen verwendet. Sie werden auch als reduzierte Größen

bezeichnet und im Kennfeld mit dem Index „red“ gekennzeichnet. Aus den Umgebungsbedingungen resultieren der Totaldruck  $p_t$  und die Totaltemperatur  $T_t$  am Verdichtereintritt. Nach Abbildung 1.1 sind es für den NDV  $p_{t2}$  und  $T_{t2}$ . Auf der Abszisse ist der reduzierte Massendurchfluss  $\dot{m}_{\text{red}}$  durch den Verdichter dargestellt. Der reduzierte Massenstrom wird über die Totaltemperatur  $T_{t2}$  und den Totaldruck  $p_{t2}$  am Verdichtereintritt berechnet:

$$\dot{m}_{\text{red}} = \dot{m} \frac{\sqrt{T_{t2}}}{p_{t2}} \frac{p_{\text{ref}}}{\sqrt{T_{\text{ref}}}}. \quad (3.4)$$

Der rechte Bruch mit den Referenzgrößen wird verwendet, um den reduzierten Massenstrom wieder auf die übliche Einheit kg/s zu normieren. Dazu werden üblicherweise Größen der Standardatmosphäre bei Meereshöhe verwendet [Brä15]. Zudem gibt es Linien konstanter reduzierter Drehzahl. Die reduzierte Drehzahl wird über die Totaltemperatur berechnet. Auch hier ist eine Normierung mit einer Referenztemperatur üblich:

$$n_{\text{red}} = n_{\text{rev}} \sqrt{\frac{T_{\text{ref}}}{T_{t2}}}. \quad (3.5)$$

Die Drehzahl nimmt mit steigendem Massendurchfluss zu. Alle Linien enden an der Pumpgrenze, welche den stabilen vom instabilen Arbeitsbereich separiert. Auf der Ordinate ist das Verdichterdruckverhältnis  $\Pi$  dargestellt. Es handelt sich hierbei um das Verhältnis von Ausgangs- zu Eingangsdruck und beschreibt die Druckerhöhung eines Verdichters bzw. einer Verdichterstufe. Im Kennfeld werden für den Wirkungsgrad sogenannte Muschelkurven bzw. Linien (gepunktet) konstanter isentropen (Entropieänderung  $dS/dt = 0$ ) Wirkungsgrades  $\eta_{\text{is}}$  eingezeichnet. Der isentrope Wirkungsgrad

$$\eta_{\text{is}} = \frac{c_p(T_{t3,\text{is}} - T_{t2})}{c_p(T_{t3} - T_{t2})} = \frac{\frac{T_{t3,\text{is}}}{T_{t2}} - 1}{\frac{T_{t3}}{T_{t2}} - 1} \quad (3.6)$$

wird über den Quotienten aus der spezifischen Verdichterarbeit isentrop und der spezifischen Verdichterarbeit polytrop gebildet [Brä15]. Eine polytrope Zustandsänderung liegt vor, wenn das Produkt aus Druck  $p$  und spezifischem Volumen  $v$  mit dem Polytropenexponenten  $n$  in der Form  $pv^n = \text{konst}$  gilt. Nach Abbildung 1.1 sind  $T_{t3}$ ,  $T_{t3,\text{is}}$  die Temperaturen am Verdichteraustritt bei polytroper bzw. isentropen Zustandsänderung.  $c_p$  entspricht der Wärmekapazität von Luft. Durch die Verwendung der Isentropenbeziehung mit  $n = \kappa$  [Gri09]

$$\frac{T_{t3,\text{is}}}{T_{t2}} = \left( \frac{p_{t3}}{p_{t2}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (3.7)$$

folgt der isentrope Wirkungsgrad mit dem Verdichterdruckverhältnis

$$\eta_{\text{is}} = \frac{\left( \frac{p_{t3}}{p_{t2}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\frac{T_{t3}}{T_{t2}} - 1} = \frac{\Pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\tau - 1}. \quad (3.8)$$

Dabei sind  $p_{t3}$  der Druck am Verdichteraustritt,  $\kappa$  der Isentropenexponent und  $\tau$  stellt das Verdichtertemperaturverhältnis dar [Brä15].

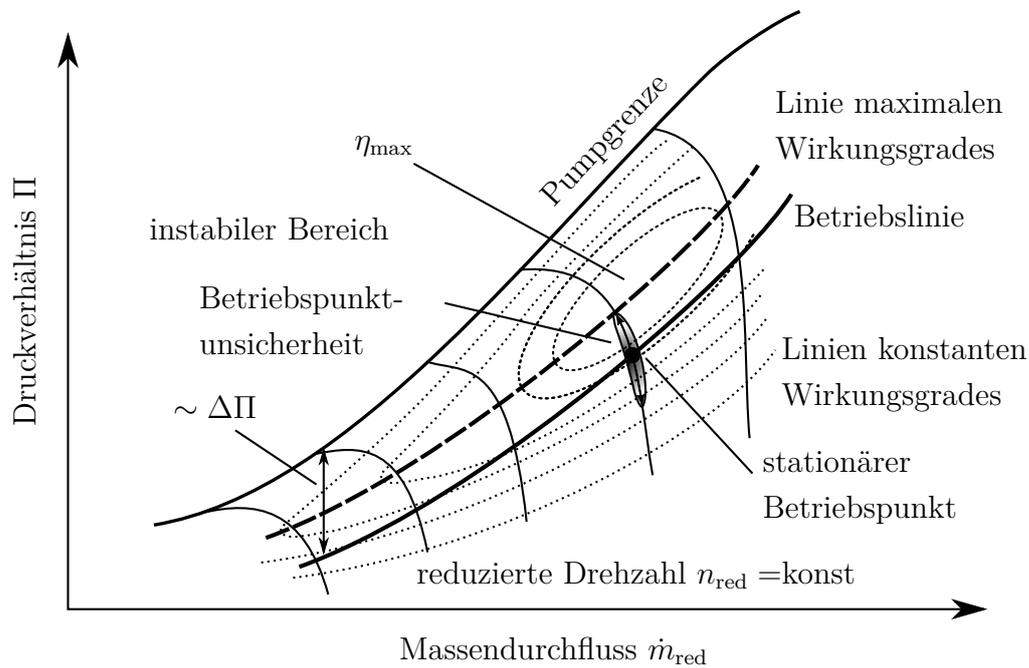


Abbildung 3.2: Axialverdichterkennfeld

Ein Axialverdichterkennfeld wird an einem Prüfstand erstellt. Für die Darstellung der Effekte der Turbine oder eines nachfolgenden Verdichters erfolgt die Verwendung einer Drossel. Diese Drossel reduziert den Strömungsquerschnitt am Austritt bzw. auf der Druckseite des Verdichters. Für die Aufnahme des Kennfeldes wird eine konstante reduzierte Drehzahl des Verdichters eingeregelt und anschließend die Drosselung des Verdichters erhöht. Der Verdichter reagiert auf die Drosselung mit einer Reduktion des Massenstromes und einem Anstieg des Druckverhältnisses. Bei zu starker Drosselung wird die Pumpgrenze erreicht und es besteht die Gefahr von Instabilitätsphänomenen, wie dem Abreißen der Strömung an einzelnen Schaufeln oder dem Verdichterpumpen.

### 3.3 Betriebspunkt

Ein Verdichterbetriebspunkt lässt sich eindeutig über die Kennfeldgrößen reduzierter Massendurchfluss und Druckverhältnis bestimmen:

$$BP = f(\dot{m}_{red}, \Pi). \quad (3.9)$$

In vielen Fällen ist die Betriebspunktbestimmung mit der reduzierten Drehzahl in Verbindung mit dem Druckverhältnis oder ( $\vee$ ) dem reduzierten Massenstrom möglich:

$$BP = f(n_{red}, \Pi \vee \dot{m}_{red}). \quad (3.10)$$

Allerdings gibt es bei der Nutzung der reduzierten Drehzahl zwei Fälle in denen eine Mehrdeutigkeit im Betriebspunkt vorkommen kann [Jon07]. Wie in der Abbildung 3.2 die zweite Drehzahllinie von links zeigt, kann sie in Verbindung mit dem Druckverhältnis eine Doppeldeutigkeit im reduzierten Massendurchfluss zeigen. Weiterhin können die Linien reduzierter Drehzahl einen vertikalen Verlauf aufweisen. In diesem Fall entsteht in Verbindung mit dem reduzierten Massendurchfluss eine Mehrdeutigkeit im Druckverhältnis. Für jeden stationären Betriebspunkt ergibt sich ein entsprechender Wirkungsgrad  $\eta_{is}$ .

Die im Kennfeld eingezeichnete Betriebslinie stellt eine Aneinanderreihung vieler stationärer Betriebspunkte dar. Im Idealfall sollte die Betriebslinie auf der Linie des maximalen Wirkungsgrades liegen. Dies ist oft nicht möglich, da für den garantierten stabilen Betrieb eines Verdichters ein Abstand zur Pumpgrenze (Index „PG“) eingehalten werden muss. Dieser Abstand ist als Pumpgrenzenreserve bekannt und wird für die jeweiligen Betriebspunkte (Index „BP“) wie folgt angegeben:

$$\Delta\Pi = \frac{\Pi_{PG} - \Pi_{BP}}{\Pi_{BP} - 1}. \quad (3.11)$$

Darin sind  $\Pi_{BP}$  das Druckverhältnis des aktuellen Betriebspunktes und  $\Pi_{PG}$  das Druckverhältnis der senkrecht darüber liegenden Pumpgrenze (siehe Abbildung 3.2).

Die Pumpgrenzenreserve ist aus zwei Gründen nötig. Erstens stellt die Betriebslinie stationäre Punkte dar. Bei transienten Vorgängen wie dem Beschleunigen oder dem Abbremsen eines Verdichters wird diese Linie verlassen. Ein Hochdruckverdichter wird bei einem Beschleunigungsvorgang durch das Sperren der Turbine gedrosselt. Dies führt zu einem Wandern in Richtung der Pumpgrenze. Bei einer Kopplung von Nieder- und Hochdruckverdichter auf separaten Wellen wird bei einem Abbremsen der trägere Niederdruckverdichter vom dynamischeren Hochdruckverdichter gedrosselt. Es kommt ebenfalls zu einem Wandern in Richtung der Pumpgrenze [Brä15; Gar13; Ric13; Csa+10]. Zweitens werden bei der Verdichterauslegung Alterungseffekte berücksichtigt. Die Alterungseffekte bewirken in der Regel eine Verschiebung des Kennfeldes nach links unten. Somit wandert die Pumpgrenze und die Linie der maximalen Wirkungsgrade in die selbe Richtung [Sil+13; KBW09; KBW08]. Dadurch verkleinert sich die festgelegte Pumpgrenzenreserve des neuen Verdichters mit zunehmender Betriebsdauer. Um die Stabilität des Verdichters während des Lebens- bzw. Wartungszyklus zu garantieren, wird dementsprechend die Reserve um bis zu 100 % erhöht [Brä15]. Durch die Möglichkeit einer genauen Betriebspunktbestimmung und/oder einer wirksamen Instabilitätsüberwachung mit geeigneten Gegenmaßnahmen können die daraus resultierenden Wirkungsgradverluste reduziert werden.

### 3.4 Instabilitäten

Verdichterininstabilitäten entstehen bei geringen Massenströmen auf jeder Linie konstanter Drehzahl. Die aerodynamische Belastung für eine Schaufel ist dann sehr groß und die Strömung kann aufgrund von zu steilen Anströmwinkeln nicht mehr dem Profil folgen. Es kommt zu einem Strömungsabriss. Die Verdichterininstabilitäten bewirken erhebliche Wir-

kungsgradverluste und führen sehr oft zu Beschädigungen. Die erste Form der Instabilität ist eine Strömungsablösung an einer einzelnen Schaufel oder einer geringen Schaufelanzahl einer Verdichterstufe. Dieser Strömungsabriss ist eine sogenannte rotierende Ablösung (Rotating Stall), d.h., sie wandert entgegen der Drehrichtung von einer Schaufel zur nächsten [Day76; YDP11; WD14]. Dieser sich wiederholende Vorgang versetzt die Schaufeln in Schwingungen und reduziert somit die Lebensdauer. Im Fall von Resonanz mit der Eigenfrequenz der Schaufel besteht die Möglichkeit, dass diese bricht. Diese Form der Instabilität stellt den Übergangsbereich vom stabilen Betriebszustand zum Verdichterpumpen dar.

Das Verdichterpumpen betrifft den gesamten Verdichter mit all seinen Stufen und nicht nur einzelnen Stufen bzw. einzelnen Schaufeln. Das Pumpen setzt ein, wenn bei einem Druckverhältnis der minimal zulässige Massenstrom unterschritten wird. Der Verdichter kann bei zu geringen Massenströmen nicht mehr gegen das hohe Druckniveau fördern. Dadurch kommt es zu einer Umkehrung der Strömungsrichtung. Die Strömungsrichtung verläuft dann von der Druckseite zur Saugseite. Sobald der Druck genügend abgenommen hat, arbeitet der Verdichter wieder und kann zur Druckerhöhung beitragen. Nach kurzer Zeit startet das Pumpen erneut. Die dabei entstehenden Druckpulsationen führen schnell zu einer vollständigen Zerstörung der Beschaukelung. Dadurch wird offensichtlich, dass beim Betrieb eines Verdichters die Pumpgrenze unter keinen Umständen erreicht bzw. überschritten werden darf.

Eine weitere Instabilität ist das sogenannte Flattern (Flutter) der Verdichterschaufel. Es entsteht durch eine unvorteilhafte Interaktion von Strömung und Schaufel. Die Schaufel entnimmt der Strömung Energie und wird so in ihrer Eigenfrequenz zu einer Schwingung angeregt. Das Auftreten ist bei sehr dünnen Verdichterschaufeln begünstigt, da diese geringe strukturelle Dämpfungseigenschaften aufweisen [BKH95; Brä15].

### 3.5 Betrachtung der aerodynamischen Kräfte am Profil

In der Aerodynamik ist es üblich, die an einem Profil wirkende resultierende Kraft  $F_r$  in zwei Kräfte zu zerlegen. Bei diesen beiden Kräften handelt es sich um die Widerstandskraft  $F_W$  und die Auftriebskraft  $F_A$  [ST13]. Die Widerstandskraft ist parallel zur relativen Anströmung  $v$  an das Profil. Die Auftriebskraft steht senkrecht zur Anströmung und sorgt somit für die Umlenkung dieser (siehe Abbildung 5.1). Nach dem Impulssatz bewirkt diese Umlenkung eine Impulsänderung (siehe hierzu Abschnitt 3.1). Bei aerodynamisch geformten Profilen sorgt die Widerstandskraft ausschließlich für Verluste. Aus diesem Grund wird ein großes Verhältnis von Auftriebs- zu Widerstandskraft angestrebt. Die Theorie der Auftrieb erzeugenden Profile entstammt der Tragflügeltheorie. Die Verwendung dieser Profile begann somit als Flugzeugtragflügel. Heutzutage erfolgt der Einsatz in einer Kombination von mehreren Profilen in modernen Axialverdichtern und Windkraftanlagen. Diese sogenannten Auftriebsläufer weisen deutlich höhere Wirkungsgrade auf als Widerstandsläufer.

Ludwig Prandtl (1875-1953) gilt als Begründer der modernen Aerodynamik. Seine Theorie - in Kombination mit den Arbeiten von Kutta und Joukowski - zu Auftrieb erzeugenden

Profilen, haben bis heute für Unterschallanströmungen (Machzahl:  $Ma < 1$ ) ihre Gültigkeit [Oer17]. Die nachfolgenden Betrachtungen basieren auf diesen Arbeiten und sind mit kleinen Einschränkungen auf Axialverdichterbeschaukelungen anwendbar. So basierten viele der Schaufelprofile der Axialverdichter bis in die 1980-iger Jahre auf denen der Tragflügelprofile, der sogenannten NACA-Profile. Für einfachere Verdichter mit Strömungsgeschwindigkeiten im subsonischen Bereich ( $Ma < 1$ ) werden sie bis heute angewendet. Für moderne hocheffiziente Verdichter mit Bereichen supersonischer Strömung ( $Ma > 1$ ) bedient man sich der sogenannten Double Circular Arc Profiles (DCA) und der Controlled Diffusion Airfoils (CDA) [Brä15]. [Köl+99; Küs+99] zeigen ein neues Verfahren für die automatisierte Optimierung von vorhandenen CDA's. Sie erreichten damit geringere Verluste und einen erweiterten Arbeitsbereich für die Minimalverluste.

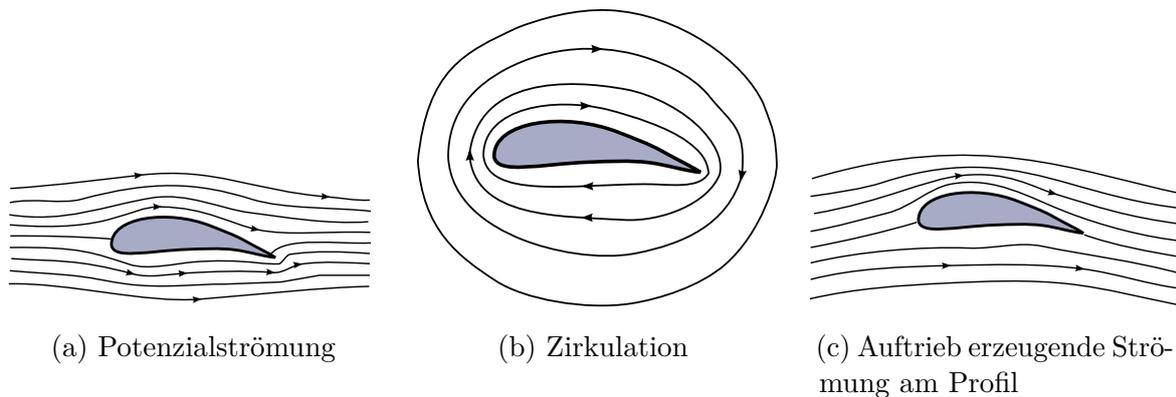


Abbildung 3.3: Überlagerung der Potenzialströmung und der Zirkulation führt zum Auftrieb am aerodynamischen Profil nach [Pra35]

Abbildung 3.3c zeigt eine Auftrieb erzeugende Strömung an einem Profil. Im weiteren wird diese Art von Profil ebenfalls als Tragflügel bezeichnet. Die Liniendichte zeigt die Strömungsgeschwindigkeit an. Das Fluid wird durch den Tragflügel geteilt. Die Geschwindigkeit oberhalb des Tragflügels ist größer als unterhalb. Nach dem Gesetz von Bernoulli ist der statische Druck in dem Fluid mit höherer Geschwindigkeit niedriger [OBR15]. Somit stellt sich ein niedrigerer Druck oberhalb des Tragflügels als unterhalb ein. Es kommt zu einer gerichteten Kraft von unten nach oben. Das Profil wird nach oben gesaugt. Diese Auftriebskraft  $F_A$  lässt sich über das Umlaufintegral der Druckdifferenzen von Ober- zu Unterseite ( $p_o$ ,  $p_u$ ) mit den jeweiligen Flächennormalen  $\vec{A}$  der Profiloberfläche berechnen [Brä15]:

$$\vec{F}_A = \oint_A (p_o - p_u) d\vec{A}. \quad (3.12)$$

Bisher wurde nicht geklärt, worin die Ursache für die unterschiedlichen Geschwindigkeiten zwischen der Ober- und Unterseite zu finden ist. Die Tragflügelströmung lässt sich durch eine Überlagerung einer Potenzialströmung (drehungsfrei, Abbildung 3.3a) und einer Strömung mit Zirkulation (drehungsbehaftet, Abbildung 3.3b) darstellen. Dadurch weist die Tragflügelströmung ebenfalls eine Zirkulation auf. Eine Zirkulation lässt sich mit Hilfe der Rotation eines Vektorfeldes darstellen. In diesem Fall handelt es sich um

den Geschwindigkeitsvektor  $\vec{v}$ . Die Rotation des Geschwindigkeitsfeldes wird wie folgt dargestellt:

$$\text{rot } \vec{v} = \vec{\nabla} \times \vec{v}. \quad (3.13)$$

Hierbei steht  $\vec{\nabla}$  für den Nabla-Operator. Mit dem Integralsatz von Stokes lässt sich die Zirkulation  $\Gamma$  in Integralform schreiben:

$$\Gamma = \oint_{\delta A} \vec{v} \, d\vec{s} = \int_A \text{rot } \vec{v} \, d\vec{A}. \quad (3.14)$$

Die Zirkulation ist somit das Umlaufintegral der Geschwindigkeit um eine Fläche  $A$ . Ebenso handelt es sich bei der Zirkulation um das Flächenintegral der Rotation der Geschwindigkeit über der Fläche  $A$ . In diesem Fall befindet sich der Tragflügel innerhalb dieser Fläche. In der Strömungslehre stellt  $\Gamma \neq 0$  einen Wirbel in dem Strömungsfeld dar. Der Wert der Zirkulation ist hierbei ein Maß für die Wirbelstärke.

Die Überlagerung der Zirkulation aus Abbildung 3.3b mit dem Potenzialfeld führt zu einer Verstärkung des Geschwindigkeitsfeldes oberhalb des Profils und zu einer Dämpfung unterhalb des Profils (siehe Abbildung 3.3c). Dadurch entstehen nach Bernoulli die bereits angesprochenen Druckunterschiede. Nach Kutta und Joukowski ist die Zirkulation proportional mit der Auftriebskraft pro Längeneinheit des Tragflügels. Das Kutta-Joukowski-Theorem lautet [Oer17]:

$$F_A = \Gamma \rho_m v_m. \quad (3.15)$$

Die Dichte  $\rho_m$  und die Geschwindigkeit  $v_m$  sind Größen aus der Tragflügeltheorie und werden nach [LSB53] und [How45a] für ein Verdichtergitter aus den arithmetischen Mittelwerten der Zuström- und Abströmbedingungen bestimmt (siehe Abbildung 5.1):

$$\rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} \quad \text{und} \quad (3.16)$$

$$\vec{v}_m = \frac{\vec{v}_1 + \vec{v}_2}{2}. \quad (3.17)$$

Für diese Größen ist ebenfalls der Index  $\infty$  geläufig. In der Abbildung 3.3c ist zu erkennen, dass die Strömung hinter dem Profil abwärts gerichtet ist. Die Zirkulation hat eine Strömungsumlenkung und somit einen Impuls hervorgerufen. Diese Strömungsumlenkung wird als „Downwash“ bezeichnet [Brä15] und erzeugt wie bereits angesprochen aufgrund der Impulserhaltung einen gleich großen entgegengerichteten Impuls. Dieser tritt in Form der Auftriebskraft am Tragflügel auf.

Nach dem Thomsonschen Wirbelsatz kann die Zirkulation um die Tragfläche aber nicht einfach entstehen. Der Satz lautet

$$\frac{d\Gamma}{dt} = 0. \quad (3.18)$$

Das bedeutet, dass in Strömungen reibungsfreier Fluide, die aus der Ruhe erzeugt werden, keine Wirbel entstehen können. Allerdings widerspricht der Satz nicht der Entstehung von Wirbeln an sich ausbildenden Grenzschichten [Pra35; Oer17]. Bei steigender Strömungsgeschwindigkeit um den Tragflügel entsteht eine Potenzialströmung nach Abbildung 3.3a. Die Strömung an der Unterseite umströmt die Schaufelhinterkante nach oben. Dies wird ermöglicht, da die Profilform einen leicht erhöhten Druck am hinteren Teil der Schaufelunterseite erzeugt. Durch eine weitere Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit kann die Umströmung nicht mehr erfolgen und es kommt zu der Ausbildung einer Trennungsfläche wie sie in Abbildung 3.4a zu sehen ist. Die Geschwindigkeiten an den beiden Seiten der Grenzschicht weisen unterschiedliche Werte auf. Die Grenzschicht ist nicht stabil und kleinste Störungen führen zur Wirbelbildung an der Hinterkante des Tragflügels. Die Wirbel drehen sich vom Bereich hoher Geschwindigkeiten in den Bereich niedriger Geschwindigkeiten. Dieser Wirbel wird Anfahrwirbel genannt und kann auf dem Rollfeld während des Starten eines Flugzeugs beobachtet werden. Der Anfahrwirbel löst sich von der Tragfläche ab und es entstehen stabile Strömungsverhältnisse wie in Abbildung 3.3c gezeigt. Da Wirbel immer paarweise entstehen, erzeugt der Anfahrwirbel die Zirkulation um das Profil. Damit entsteht der sogenannte gebundene Wirbel nach Abbildung 3.4b. Dieser ist so gerichtet, dass die Zirkulation in einer Umrandung, die den gebundenen Wirbel und den Anfahrwirbel umschließt, gleich null ergibt. Damit ist der Thomsonsche Wirbelsatz nach Gleichung 3.18 eingehalten. Nach den Helmholtzschen Wirbelsätzen handelt es sich bei Wirbeln um Materie tragende Wirbel. Der gebundene Wirbel transportiert keinen Materiestrom um das Profil. Es handelt sich um einen virtuellen Wirbel, wodurch die Namensgebung „gebundener Wirbel“ herrührt [Pra35].

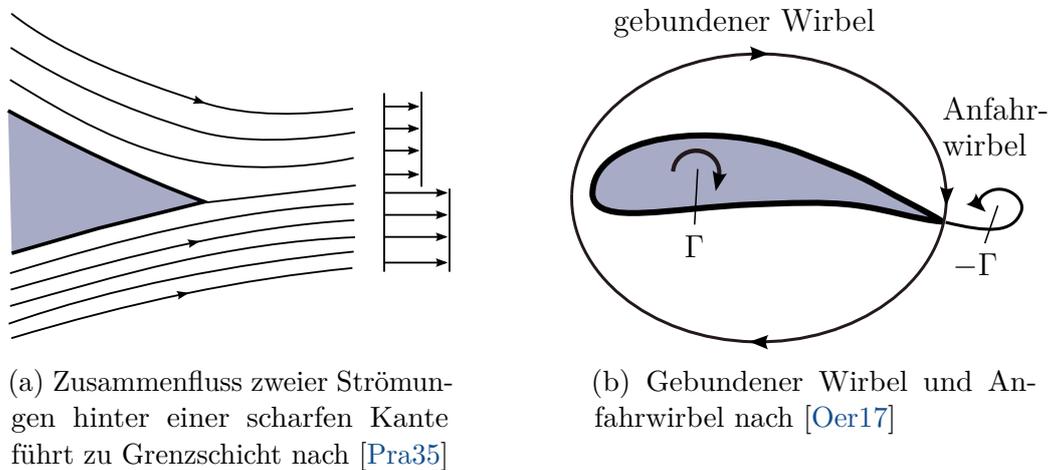


Abbildung 3.4: Entstehung des Anfahrwirbels und des gebundenen Wirbels an der Grenzschicht hinter dem Profil

Die Phänomene Auftrieb und Zirkulation lassen sich anhand des Magnus-Effektes darlegen. Ein rotierender Zylinder wird senkrecht zur Winkelgeschwindigkeit in eine Strömung gebracht. Aufgrund der Reibung des Zylinders und den unterschiedlichen Richtungen der Drehgeschwindigkeiten, wird die Strömung längs der Drehrichtung an einer Seite beschleunigt und an der anderen Seite abgebremst. Nach Bernoulli entsteht senkrecht

zur Strömungsrichtung eine Auftriebskraft. Der rotierende Zylinder erzeugt durch seine Oberflächenreibung eine Zirkulation. Dieser Effekt kann in Form von sogenannten Flettner-Rotoren als Segel zum Antrieb von Schiffen verwendet werden.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass eine Zirkulation mit und in einer Grenzschicht entsteht. Nach dem Kutta-Joukowski-Theorem ist der Auftrieb immer mit einer Zirkulation verbunden.

Die erzeugte Widerstandskraft  $F_W$  an einer Verdichterschaufel wird maßgeblich von zwei Anteilen bestimmt. Zum einen ist es die Druckkraft  $F_{W,p}$  die durch Druckunterschiede an der Körperoberfläche in Widerstandsrichtung wirkt. Die Widerstandsrichtung ist nach Abbildung 5.1 parallel zur Strömungsrichtung  $v_m$ . Die Strömungsrichtung wird in einem Verdichtergitter nach Gleichung 3.17 bestimmt. Dieser Anteil der Widerstandskraft lässt sich durch das Umlaufintegral des Druckes mit den jeweiligen Flächennormalen der Körperoberfläche berechnen [Brä15]. Hierbei werden nur die Druckkomponenten berücksichtigt, die in Widerstandsrichtung wirken. Der Winkel  $\phi$  drückt dies aus. Er liegt zwischen der jeweiligen Flächennormalen und der Strömungsrichtung  $v_m$ :

$$F_{W,p} = \oint_A p \cos(\phi) \, dA. \quad (3.19)$$

Zum anderen ist es die Reibungskraft  $F_{W,r}$ , die aufgrund der Zähigkeit des Fluides und den damit einhergehenden Reibungseffekten am umströmten Körper entsteht. Dieser Kraftanteil wird über das Umlaufintegral der in Strömungsrichtung wirkenden Schubspannungen  $\tau$  mit den jeweiligen Flächennormalen der Körperoberfläche berechnet [Brä15]. Die Berücksichtigung der Widerstandsrichtung wird wie beim Druckwiderstand mit dem Winkel  $\phi$  erreicht:

$$F_{W,r} = \oint_A \tau \sin(\phi) \, dA. \quad (3.20)$$

Zudem gibt es weitere Widerstandskomponenten, die von den Effekten kleiner sind und somit an dieser Stelle nicht detailliert behandelt werden. Für detaillierte Betrachtungen wird auf die Fachliteratur [SS07; Oer17] und weiterführende Arbeiten verwiesen [Bri09; Uhl03; Bie13]. Dies sind der induzierte Widerstand und der Wellenwiderstand. Der induzierte Widerstand entsteht durch ein Umströmen des Fluides von der Seite des höheren Druckes auf die Seite des niedrigeren Druckes an dem Ende des Tragflügels bzw. der Verdichterschaufel. Dabei entstehen sogenannte Randwirbel [Pra35; Oer17; And84]. Bei Verdichtern wird dieser Widerstand durch einen möglichst kleinen Spalt zwischen Schaufelspitze und Verdichtergehäuse minimiert. Die durch diesen Widerstand erzeugten Verluste werden als Spaltverluste bezeichnet. Der Wellenwiderstand tritt bei supersonischen Strömungen durch die Entstehung von Stoßwellen auf.

Aerodynamisch geformte Körper, wie z.B. Tragflügel oder Verdichterschaufeln, weisen einen im Vergleich zum Reibungswiderstand sehr kleinen Druckwiderstand auf. Damit wird der Gesamtwiderstand durch die Reibung dominiert [SS07]:

$$\vec{F}_W = \vec{F}_{W,p} + \vec{F}_{W,r} \approx \vec{F}_{W,r}. \quad (3.21)$$

Üblicherweise verwendet man für die Auftriebs- und Widerstandskraft dimensionslose Beiwerte, dadurch ist eine direkte Abhängigkeit zum Quadrat der Anströmgeschwindigkeit gegeben [Brä15; And84]:

$$c_A = \frac{F_A}{A \frac{\rho_m}{2} v_m^2} = \frac{F_A}{A \cdot q_m} \text{ und} \quad (3.22)$$

$$c_W = \frac{F_W}{A \frac{\rho_m}{2} v_m^2} = \frac{F_W}{A \cdot q_m}. \quad (3.23)$$

Hier ist  $q_m$  der gemittelte dynamische Druck und  $A$  eine geeignete Bezugsfläche des Profils. Hierfür wird in der Regel die senkrecht auf den Boden projizierte Querschnittsfläche des Profils verwendet.

# Kapitel 4

## Digitale hochaufgelöste Zeitmessungen

In diesem Kapitel werden wesentliche Aspekte der digitalen hochaufgelösten Zeitmessung behandelt und grundlegende Begriffe eingeführt. Sie findet im Rahmen der Arbeit in der Bestimmung kleinster Schaufelauslenkungen im geringen Mikrometerbereich Anwendung. Die Auflösung dieser kleinen Schaufelauslenkungen in Verbindung mit den hohen erreichbaren Umfangsgeschwindigkeiten der Verdichterschaufeln erfordern hohe Abtastraten. Bei dem in dieser Arbeit verwendeten Experimentalverdichter mit einem Durchmesser von ca. 0.5 m und einer maximalen Drehzahl von 3000 1/min sind Umfangsgeschwindigkeiten von bis zu 78 m/s zu erreichen. Resultierend daraus erfordert eine minimale Auflösung der Schaufelauslenkungen von z.B. 0.6  $\mu\text{m}$  eine zeitliche Auflösung von 8 ns. Aus diesem Grund wird die Abtastrate für Messsysteme zur hochaufgelösten Zeitmessung für Bereiche von größer als 125 MHz festgelegt. Dies entspricht einem zeitlichen LSB-Äquivalent von höchstens 8 ns. Bei Mitteldruckverdichtern (IPC) der zivilen Mantelstromtriebwerke liegen die Umfangsgeschwindigkeiten mit ca. 550 m/s aufgrund größerer Durchmesser von bis zu 1.5 m und höheren Drehzahlen von bis zu 7000 1/min deutlich darüber [EAS14]. Eine zeitliche Auflösung von 8 ns führt somit zu einer Auflösung der Schaufelauslenkungen von ca. 4.4  $\mu\text{m}$ . Kommerzielle auf ADC's basierende Messsysteme erreichen zeitliche Auflösungen von 0.6 ns bzw. 600 ps [Tec17a] und darunter. Prototypen Messsysteme, die auf TDC's basieren, erzielen Auflösungen von 1 [Kon+16] bis 10 ps [Mar+13] und liegen somit um bis zu zwei Zehnerpotenzen darunter. Kommerzielle Systeme erreichen 10 bis 40 ps [Ins16; Int15; Sen14]. TDC's benötigen hierbei eine Bereitstellung von Signalen für den Start und den Stopp einer Messung.

Die folgenden Ausführungen dienen der vertiefenden Kenntnis der möglichen Quellen von Messabweichungen und der Faktoren, welche die Präzision und die Auflösung einer digitalen Zeitmessung beeinflussen. Zu den beeinflussenden Faktoren gehören die Quantisierung von kontinuierlichen Zeitpunkten und kontinuierlichen Werten (Spannungspegeln). Zudem ist es für die Messung eines Zeitintervalls notwendig, dieses durch ein Start- und ein Stoppsignal (Trigger) zu beschreiben. Die Generierung der Signale bzw. Trigger erfolgt in analogen oder diskretisierten Signalverläufen. Hierbei entstehen Abweichungen mit verschiedenen Ursachen, die sogenannten Triggerabweichungen. Sie werden ausführlich analysiert und

eine auf Simulationen basierende Untersuchung zur statistischen Beschreibung der Auswirkungen von Rauschen auf die Generierung der Trigger wird gegeben. Eine Analyse und Untersuchung von drei Techniken bzw. Verfahren zur Generierung von Triggern in Bezug auf ihre Vor- und Nachteile schließt sich an. Dabei ist die Anwendung dieser Techniken bzw. Verfahren bei analogen wie auch diskretisierten Signalen größtenteils durchführbar. Die Erkenntnisse zum Inhalt des Kapitels werden im letzten Abschnitt 4.4 in einer Beschreibung zur resultierenden Fehlerfortpflanzung bei hochaufgelösten Zeitmessungen zusammengefasst. Diese Zusammenfassung ermöglicht die Spezifikation von einzusetzenden digitalen Messsystemen zur hochaufgelösten und hochgenauen Zeitmessung.

## 4.1 Einführung in die digitale Zeitmessung

Für die digitale Zeitmessung wird hier der grundlegende Begriff des „Events“ eingeführt. Dieser Begriff wird in den folgenden Kapiteln von zentraler Bedeutung sein. Ein Event  $\Psi^m$  beschreibt die zeitlich hochaufgelöst erfasste, kontinuierliche Änderung einer Information in einem Sensorsignal. Somit handelt es sich um das hochaufgelöst zeitdiskrete Auftreten der zeitkontinuierlichen Informationsänderung bzw. des zeitkontinuierlichen Events  $\Psi(t)$  (Gleichung 4.1). Die Änderung der Information in einem Sensorsignal kann durch den Zeitpunkt des Durchschreitens einer festzulegenden Schwelle (Flanke) beschrieben sein. Weiterhin ist das Detektieren des Zeitpunktes eines ganzen auftretenden Impulses möglich. Die diskrete zeitliche Erfassung der Änderung basiert auf dem diskretisierten Zeitpunkt bzw. Trigger  $\psi_x^m$ . Dem diskretisierten Zeitpunkt wird ein Zeitstempel in Form eines ganzzahligen Zählerstandes  $N^m$  zugeordnet. Ein Inkrement des Zählerstandes entspricht hierbei einer Zeitbasis bzw. -referenz  $T_{\text{ref}}$ .

$$\Psi(t) \circ \longrightarrow \bullet \Psi^m = N^m(\psi_x^m)T_{\text{ref}} \quad (4.1)$$

Für eine digitale Zeitmessung wird die Differenz der zeitdiskreten Informationen von zwei Events benötigt (Gleichung 4.4). Die zeitlich hochaufgelöste Erfassung eines kontinuierlichen Events benötigt eine Referenzfrequenz  $f_{\text{ref}}$  bzw. einen periodischen Takt. Diese Frequenz hat eine Periodendauer  $T_{\text{ref}}$ . Die zeitliche Auflösung  $\theta$  einer digitalen Zeitmessung entspricht der Periodendauer der Referenz:

$$\theta = T_{\text{ref}} = \frac{1}{f_{\text{ref}}} \hat{=} \text{LSB}. \quad (4.2)$$

Die Auflösung stellt damit die kleinst mögliche Änderung eines Messwertes dar und wird aus diesem Grund in Anlehnung an die Beschreibung von digitalen Datenwörtern ebenfalls als Least Significant Bit (LSB) bezeichnet. Die Gleichung 4.2 gilt nur, wenn es sich bei dem Messwert um das Resultat einer einzelnen Messung handelt. Im Folgenden wird dies als Einzelmessung bezeichnet und steht im Gegensatz zu einem Resultat, das durch die Mittelung mehrerer einzelner Messwerte berechnet wurde. Wie das Kapitel 4.2.1 zeigt, sind bei einer Mittelung höhere Auflösungen als nach Gleichung 4.2 möglich. Einem diskretisierten Event wird ein Zählerstand  $N^m$  - durch das Inkrementieren der Perioden

bzw. Takte - zugeordnet. Das Inkrementieren der Takte wird durch einen diskreten Zähler realisiert.

Nachfolgend wird die Realisierung der digitalen Zeitmessung erläutert und anschließend an einem Beispiel der Drehzahlmessung betrachtet. Die Abbildung 4.1 zeigt eine Schaltungsvariante für die digitale Zeitmessung nach [Ler12]. Die Schaltung besteht aus zwei Toggle-Flip-Flop (T-FF), die die Zustände der Schaltung „Messung starten“, „Messung stoppen“ und „Reinitialisierung des Messsystems (Reset)“ festlegen. Weiterhin gibt es ein UND-Gatter zum Durchschalten des Referenztaktes für eine bestimmte Messzeit. Während der aktiven Messzeit inkrementiert ein Zähler die Taktperioden und stellt am Ende das diskrete Zählergebnis  $N^m$  zur Verfügung.

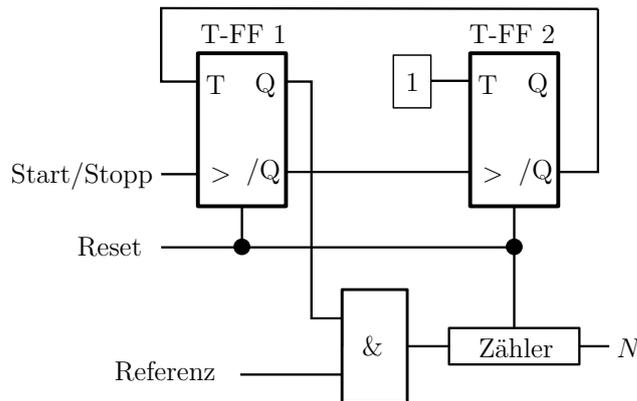


Abbildung 4.1: Schaltungsvariante für die digitale Zeitmessung mit Toggle-FF, UND-Gatter und Zähler nach [Ler12]

Diese Technik verwendet eine gemeinsame Signalleitung für den Start und den Stopp einer Messung und speichert das Ergebnis bis zum Auslösen eines Reset-Befehls. Der Reset setzt den Zählerwert zurück. Dadurch entfällt für die Berechnung des Zeitintervalls die Bildung einer Zählerdifferenz  $N_{\Delta}^m$  nach Gleichung 4.3. Denn in diesem Fall ist  $\Psi^m = 0$  (Gleichung 4.4).

Der Start und Stopp einer Messung erfolgt über einen Trigger  $\psi_x^m$ . Das Ergebnis einer vorherigen Messung wird durch das Verriegeln des ersten T-FF im Zähler gespeichert. Damit gültige Zustände der Logikgatter garantiert werden können, ist ein erster Reset-Befehl notwendig. Dadurch schaltet der negierte Ausgang des T-FF 2 auf logisch 1 und der Ausgang des T-FF 1 auf logisch 0. Damit ist das UND-Gatter für die Referenz mit der Taktfrequenz  $f_{\text{ref}}$  gesperrt. Wenn die Start-/Stop-Signalleitung für den Start einer Messung auf logisch 1 wechselt, schaltet der Ausgang des T-FF 1 auf 1 und das UND-Gatter leitet den Referenztakt auf den Zähler. Der Zähler startet von  $N^m = 0$  und inkrementiert den Referenztakt bis zum erneuten Wechsel des logischen Zustandes auf der Signalleitung von 0 auf 1. Anschließend wird das UND-Gatter durch den Wechsel des Ausgangs von T-FF 1 auf 0 gesperrt. Der negierte Ausgang des T-FF 2 wechselt auf 0 und verriegelt somit T-FF 1 bis zum erneuten Betätigen eines Reset. Dadurch wird der aktuelle Zählerstand  $N^{m+1}$  gespeichert. Die zu messende Zeit  $T_m^m$  zwischen einem Start- und einem Stopp-Signal wird mit Hilfe des Zählerstandes und der Frequenz  $f_{\text{ref}}$  bzw. der Periode  $T_{\text{ref}}$  des Referenztaktes berechnet (Gleichung 4.4). Die Auflösung einer Zeitmessung dieser Art ist

direkt abhängig von der Frequenz des Referenztaktes. Für die digitale Zeitmessung sind diverse Schaltungsvarianten denkbar. So ist die Verwendung anderer digitaler Bausteine möglich, um z.B. eine getrennte Start-/Stop-Leitung zu erhalten oder ein automatisches Neustarten der Messung zu ermöglichen. Weiterhin kann ein Rücksetzen des Zählers für aufeinanderfolgende Messungen entfallen. Damit ist die Bildung von Differenzen der Zählerstände nach Gleichung 4.3 durchzuführen. Grundlegend enthalten alle Ausführungen einen Zähler.

$$N_{\Delta}^m = N^{m+1}(\psi_x^{m+1}) - N^m(\psi_x^m) \quad (4.3)$$

$$T_m^m = \Psi^{m+1} - \Psi^m = \frac{N_{\Delta}^m}{f_{\text{ref}}} = N_{\Delta}^m T_{\text{ref}} \quad (4.4)$$

Für die zeitlich hochaufgelöste Erfassung muss die Periodendauer um mehrere Größenordnungen kleiner sein als das jeweilige zu erfassende kontinuierliche Zeitintervall  $\Delta t$ . Beim nicht Einhalten dieser Bedingung wird die Präzision bzw. Standardabweichung  $\sigma_N$  (siehe Abschnitt 4.2.1) und die Auflösung  $\theta$  des gemessenen bzw. diskretisierten Zeitintervalls  $T_m^m$  unzureichend sein. Die zeitliche Auflösung und ebenfalls die zeitliche Präzision eines Events sind damit grundlegend abhängig von der Periodendauer der Referenzfrequenz (siehe Abschnitt 4.2.1). Die Anwendung des Time-Interval-Averaging (TIA) [Pac70] oder die Verwendung der erweiterten Technik der Time-to-Digital-Converter (TDC) [Hen10] können diese Gesetzmäßigkeit abschwächen.

Als einführendes Beispiel wird die Messung der Drehzahl  $n_{\text{rev}}$  an einer Welle betrachtet. Das Messsystem besteht aus einem Sensor und aus einem an der Welle angebrachten Rad mit  $M$  äquidistanten Marken bzw. Zähnen.

Während der Rotation der Welle passieren die Marken die Sensorposition (Abbildung 4.2). Der Sensor reagiert mit Informationsänderungen in seinem Signal. Die Zeitpunkte der Änderungen entsprechen den kontinuierlichen Events  $\Psi(t)$ . Eine anschließende Signalverarbeitung erfasst die kontinuierlichen Events und generiert kontinuierliche oder diskrete Triggerzeitpunkte. Die zeitlich hochaufgelöste Erfassung bzw. Bestimmung der kontinuierlichen Events führt zu den diskreten Events  $\Psi^m$ . Die zu den diskreten Events gehörenden Zeitstempel entsprechen den jeweiligen Zählerständen des Messsystems (siehe Abbildung 4.1).

Die Differenz von zwei Zeitstempeln ermöglicht eine Messung der zeitlichen Abstände  $\Delta t$  der Marken und somit die Bestimmung einer Drehzahl  $\hat{n}_{\text{rev}}$ . Bei der Differenz der Zählerstände handelt es sich um eine Quantisierung der kontinuierlichen Zeitdifferenz  $\Delta t$ . Dadurch treten Quantisierungsabweichungen auf (siehe Abschnitt 4.2) und die gemessene Zeitdifferenz  $T_m^m$  entspricht einer Näherung der kontinuierlichen Zeitdifferenz:

$$\Delta t(\omega) \approx T_m^m(\omega) = (N^{m+1}(\omega) - N^m(\omega))T_{\text{ref}}. \quad (4.5)$$

Die gemessene Drehzahl  $\hat{n}_{\text{rev}}$  als Näherung der realen Drehzahl  $n_{\text{rev}}$  lässt sich nach Gleichung 4.6 berechnen. Die im vorherigen Absatz angesprochene Quantisierungsabweichung

entsteht, weil die zeitkontinuierlichen Events  $\Psi(t)$  nicht mit dem Referenztakt in Phase liegen. Infolgedessen entspricht die zu messende Zeitdifferenz  $\Delta t$  nicht zwingend einem ganzzahligen Vielfachen der zeitlichen Auflösung  $\theta$  des Messsystems. Dieser Sachverhalt ist in der Abbildung 4.2 in den beiden Graphen zu erkennen. Die Annahme hierbei ist, dass das Auftreten der Events innerhalb einer Taktperiode  $T_{\text{ref}}$  einer Wahrscheinlichkeitsverteilung unterliegt. Die Abweichung liegt in den Schranken  $\pm 1T_{\text{ref}}$ , selbiges führt auch zu dem in der Literatur gebräuchlichen Namen  $\pm 1$ -Zählfehler. Im Weiteren wird in Anlehnung nach [DIN95] der Begriff  $\pm 1$ -Zählabweichung verwendet. Eine genaue Betrachtung folgt im Abschnitt 4.2.

$$n_{\text{rev}} = \frac{1}{\Delta t(\omega) \cdot M} \approx \hat{n}_{\text{rev}}^m = \frac{1}{T_m^m(\omega) \cdot M} \quad (4.6)$$

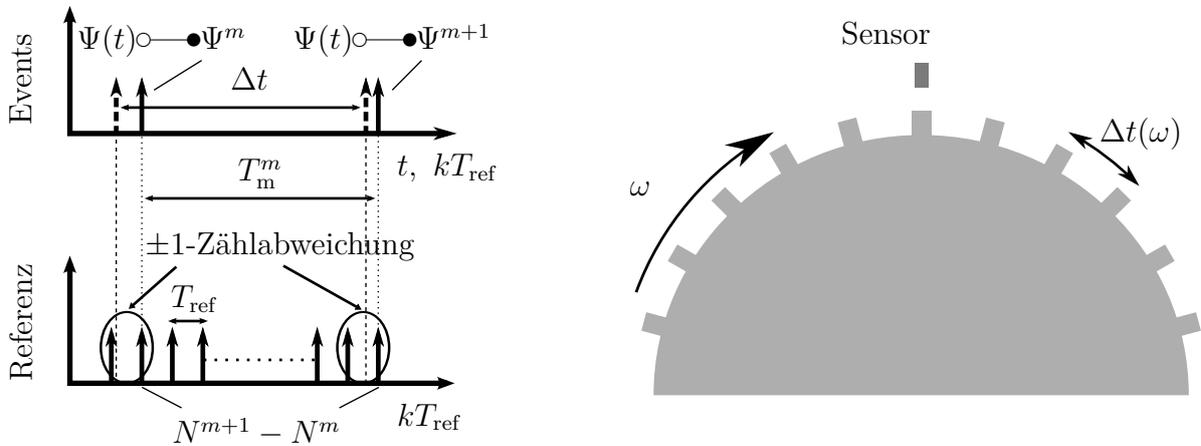


Abbildung 4.2: Einführendes Beispiel zur digitalen Zeitmessung anhand der Drehzahlmessung an einer Welle

## 4.2 Auflösungs- und Präzisionsbetrachtungen

### 4.2.1 Analyse der Quantisierungsabweichung bei der Zeitdiskretisierung

Wie bereits im vorherigen Abschnitt angesprochen, sind bei der digitalen Zeitmessung das Start- und Stopp-Signal nicht mit dem Referenztakt synchronisiert. Die Abbildung 4.3 verdeutlicht dies. Die Start-/Stopp-Signale werden im Weiteren ebenfalls als Trigger bzw. Triggerimpuls bezeichnet. Eine zu messende kontinuierliche Zeitdifferenz  $\Delta t$  wird mit einem ganzzahligen Vielfachen  $Q$  und einem fraktionalen Anteil  $F$  der Referenzperiode  $T_{\text{ref}}$  wie folgt beschrieben:

$$\Delta t = (Q + F)T_{\text{ref}}. \quad (4.7)$$

Für die weitere Betrachtung wird angenommen, dass keine Abweichungen bei der Wertediskretisierung auftreten. Sie werden im Folgenden als Quantisierungsabweichung  $e$  bezeichnet. Zudem ist das Signal frei von Rauschen  $n(t)$  und bei der Generierung von Triggern entstehen keine Triggerabweichungen  $\Gamma$ . Diese Effekte und deren Auswirkungen werden anschließend in den Abschnitten 4.2.2, 4.2.3, 4.2.4 und 4.3 näher betrachtet. Es folgt bei  $F > 0$ , dass die Asynchronität des Triggers zum Referenztakt bei der Zeitdiskretisierung zu einer Messabweichung führt. Im hier behandelten Fall ist die Messabweichung unter dem Begriff Quantisierungsfehler bekannt und wird in Anlehnung an [DIN95] im Folgenden als Quantisierungsabweichung  $\Theta$  in s bezeichnet:

$$\Theta = T_m - \Delta t. \quad (4.8)$$

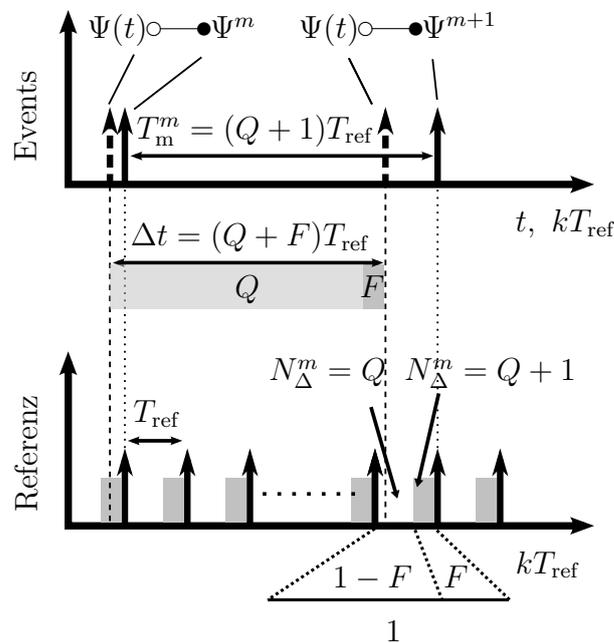


Abbildung 4.3: Entstehung der Quantisierungsabweichung durch die fehlende Synchronität zwischen dem Referenztakt und dem Start sowie dem Stopp einer digitalen Zeitmessung am Beispiel des zu großen Messergebnisses  $Q + 1$  nach Gleichung 4.15

Nach [DIN95] beschreibt eine Messabweichung die Differenz des Messwertes vom wahren Wert. Der wahre Wert  $x_w$  stellt hierbei den Zielwert einer Messgröße und somit der physikalischen Größe dar. Er enthält keine Messabweichungen und ist unbekannt. Der Messwert  $x$  ist einem Messgerät zugeordnet und gehört zur Messgröße. Er setzt sich dabei aus dem wahren Wert und den Messabweichungen zusammen:

$$x = x_w + e_s + e_r. \quad (4.9)$$

Die Messabweichungen sind in systematische  $e_s$  und zufällige Messabweichungen  $e_r$  zu unterteilen. Die systematischen Messabweichungen setzen sich zudem aus bekannten  $e_{s,b}$  und unbekanntem  $e_{s,u}$  Abweichungen zusammen. Das Messergebnis  $x_E$  ist ein aus Messungen

abgeleiteter Schätzwert für den wahren Wert einer Messgröße. Ein einzelner Messwert, das arithmetische Mittel  $\bar{x}$  bzw. der Median von mehreren Messwerten können dem unberichtigten Messergebnis entsprechen. Bei Messungen unter identischen Bedingungen sind die systematischen Messabweichungen konstant und bei Bekanntheit zu korrigieren. Diese Korrektur mit den bekannten systematischen Messabweichungen  $e_{s,b}$  führt zum Messergebnis, welches hier durch das arithmetische Mittel beschrieben wird [DIN95]:

$$\bar{x}_E = \bar{x} - e_{s,b}. \quad (4.10)$$

Bei zufälligen Messabweichungen ist keine Korrektur möglich. Sie werden im Folgenden durch eine Standardabweichung  $\sigma$  beschrieben. Beim vollständigen Messergebnis  $M$  erfolgt die Angabe einer Messunsicherheit  $u$ :

$$M = x_E \pm u. \quad (4.11)$$

Sie beschreibt ein Intervall um das Messergebnis, in dem der wahre Wert zu erwarten ist. Die Messunsicherheit berücksichtigt zufällige und systematische Messabweichungen und stellt ein quantitatives Maß für den qualitativ zu verwendenden Begriff der Genauigkeit dar. Die Präzision beschreibt qualitativ die Streuung der Messwerte um den Mittelwert und wird durch die Standardabweichung quantifiziert. Sie ist unabhängig von systematischen Messabweichungen und ist somit nicht mit der Genauigkeit gleichzusetzen. Die Genauigkeit beschreibt im Allgemeinen die Annäherung des Messergebnisses an den wahren Wert. Somit berücksichtigt sie zufällige und systematische Messabweichungen und ist ein Maß für die Präzision und die Richtigkeit eines Messergebnisses.[DIN95; DIN97]

Für diese Arbeit erfolgt die Annahme, dass keine systematischen Messabweichungen auftreten. Dies hat zur Folge, dass der Mittelwert von  $n \rightarrow \infty$  Messwerten gegen den wahren Wert konvergiert. Der Messwert und ebenfalls das Messergebnis unterscheiden sich somit ausschließlich durch zufällige Messabweichungen vom wahren Wert. Aus diesem Grund erfolgt im Weiteren die Verwendung der Standardabweichung anstelle der Messunsicherheit. Das vollständige Messergebnis für einen einzelnen Messwert ergibt sich demnach zu

$$M = x_E \pm \sigma. \quad (4.12)$$

In [Pac70; Kal03] wird die Quantisierungsabweichung in der Zeitdiskretisierung im Detail analysiert. An dieser Stelle erfolgt ein Auszug der Literatur. Der für die Quantisierungsabweichung verantwortliche fraktionale Anteil ist abhängig von der Referenz und des zu messenden Zeitintervalls:

$$F = \frac{\Delta t}{T_{\text{ref}}} \mod 1 \text{ mit } F \in \mathbb{R} = [0, 1). \quad (4.13)$$

Beim Auftreten eines fraktionalen Anteils kann eine Zählerdifferenz  $N_{\Delta}^m$  (Gleichung 4.3) in Abhängigkeit der Phasenlage - zwischen dem Trigger und der Referenz - zwei mögliche Ergebnisse liefern (Abbildung 4.3):

$$N_{\Delta}^m = Q \rightarrow T_m^m < \Delta t \text{ und} \quad (4.14)$$

$$N_{\Delta}^m = Q + 1 \rightarrow T_m^m > \Delta t. \quad (4.15)$$

Dadurch wird das gemessene Zeitintervall  $T_m^m$  (Gleichung 4.4) im ersten Fall zu klein und im zweiten Fall zu groß sein. Wenn der fraktionale Anteil hingegen 0 ist, wird der Zähler immer das erste bzw. exakte Ergebnis enthalten. Die Gleichungen 4.4, 4.7, 4.8, 4.14, 4.15 ermöglichen für die Quantisierungsabweichung die Angabe eines Bereiches in Abhängigkeit des fraktionalen Anteils mit

$$-F \cdot T_{\text{ref}} < \Theta < (1 - F)T_{\text{ref}} \quad (4.16)$$

und allgemein ohne die Kenntnis von  $F$  mit

$$-T_{\text{ref}} < \Theta < T_{\text{ref}}. \quad (4.17)$$

Da das Ergebnis  $N_{\Delta}^m$  nach den Gleichungen 4.14, 4.15 nur zwei mögliche Werte enthalten kann, folgt es einer Binomialverteilung, die durch den fraktionalen Anteil bestimmt wird. Die Wahrscheinlichkeiten  $P(N_{\Delta}^m)$  für die beiden Ergebnisse ergeben sich zu [Pac70]:

$$P(N_{\Delta}^m = Q) = p = 1 - F \text{ und} \quad (4.18)$$

$$P(N_{\Delta}^m = Q + 1) = q = F. \quad (4.19)$$

Hierbei beschreibt  $q$  die Wahrscheinlichkeit, dass der zusätzliche Takt mitgezählt wird. Das bedeutet, je größer der fraktionale Anteil ist, umso größer ist die Wahrscheinlichkeit, dass ein gemessenes Zeitintervall größer ist als das reale. Dadurch werden aufeinanderfolgende Messungen einer konstanten Zeitdifferenz um  $\pm T_{\text{ref}}$  bzw. dem LSB schwanken. Dies führt zu der in der Literatur häufig verwendeten Bezeichnung  $\pm 1$ -Zählfehler bzw.  $\pm 1$ -Zählabweichung.

Die resultierende Standardabweichung  $\sigma_N$  der Binomialverteilung ist für eine Einzelmessung in Abbildung 4.4 dargestellt und entspricht einem halbkreisförmigen Verlauf. Sie wird wie folgt beschrieben:

$$\sigma_N(p, q) = T_{\text{ref}}\sqrt{pq} = \sigma_N(F) = T_{\text{ref}}\sqrt{F(1 - F)}. \quad (4.20)$$

Somit handelt es sich bei der Messabweichung  $\Theta$  um eine zufällige Messabweichung, die durch die Standardabweichung  $\sigma_N$  beschrieben wird. Aufgrund des Verlaufes der Standardabweichung ist bei der Durchführung von Messungen mit variierendem  $F$  im Mittel eine Standardabweichung zu erwarten. Sie wird nach [Pac70; Kal03] mittlere Standardabweichung  $\overline{\sigma_N}$  genannt. Die Bestimmung erfolgt durch die Integration der

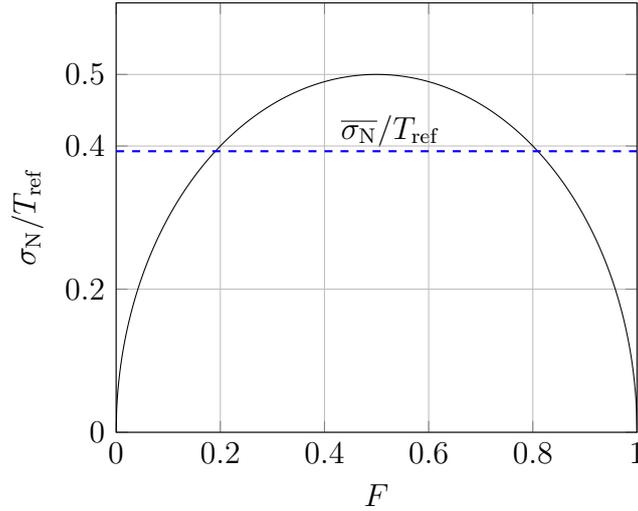


Abbildung 4.4: Beschreibung der Präzision mit dem Verlauf der Standardabweichung für eine Einzelmessung in Abhängigkeit vom fraktionalem Anteil des zu messenden kontinuierlichen Zeitintervalls  $\Delta t$

Gleichung 4.20 über  $F$  (vgl. Gleichung 4.13). Alternativ ist ebenfalls direkt die Nutzung der bekannten Gleichung zur Berechnung einer halben Einheits-Kreisfläche möglich [Kal03]:

$$\overline{\sigma_N} = \frac{\pi}{8} T_{\text{ref}} \approx 0.3927 T_{\text{ref}}. \quad (4.21)$$

Das vollständige Messergebnis einer Einzelmessung - ohne Mittelung - ist unter der Angabe der Standardabweichung  $\sigma_N$  als Messunsicherheit:

$$T_M^m = N_{\Delta}^m \cdot T_{\text{ref}} \pm \sigma_N(F) = T_m^m \pm \sigma_N(F) \approx \Delta t. \quad (4.22)$$

Die vorangegangenen Analysen zeigen, dass nach den Gleichungen 4.2, 4.4, 4.22 die Auflösung und nach den Gleichungen 4.20, 4.21 die Standardabweichung und somit die Präzision einer Zeitmessung direkt abhängig von der Periodendauer des Referenztaktes sind. Weiterhin wird die Streuung nach Gleichung 4.20 vom fraktionalem Anteil und damit von der zu messenden Größe selbst beeinflusst. Um die Präzision und Auflösung zu erhöhen, gibt es drei Möglichkeiten. Die erste Möglichkeit ist die Periodendauer des Referenztaktes zu verkleinern. Dies unterliegt allerdings technischen und ökonomischen Restriktionen. So führen hohe Taktraten zu einem erhöhten Leistungsbedarf für den Pegelwechsel auf den Leitungen. Vor allem für batteriebetriebene Anwendungen ist dies nicht erwünscht. Spezielle Übertragungskanäle müssen in Hinsicht Dämpfung, Laufzeiten und Verzerrungen entwickelt und verwendet werden. Ein Ansatz, um den Leistungsbedarf zu senken, ist die Verwendung kleinerer Pegel, was wiederum zu einer erhöhten Störanfälligkeit führt. Die zweite Möglichkeit ist die Verwendung eines Time-to-Digital-Converters (TDC). Dazu wird eine Messung in ein grobes und ein feines Zählen unterteilt. Das grobe Zählen entspricht hierbei dem Inkrementieren eines periodischen Taktes nach Abschnitt 4.1 und wird für die Messung von größeren Zeitintervallen verwendet. Beim feinen Zählen wird die Taktperiode

der Referenz mittels eines TDC weiter unterteilt. Dadurch ist eine Erhöhung der Auflösung und Präzision innerhalb einer Taktperiode möglich. Die Technologie eines TDC wird ausführlich in [Hen10] beschrieben. Beispiele für die Anwendung von TDC's finden sich in [Joo10; Bri12; Bue12]. Aktuelle TDC's erreichen Auflösungen von 1 ps bis 20 ps [Kon+16; KYC14; Mar+13]. Die dritte Möglichkeit ist die Anwendung des Time-Interval-Averaging (TIA). Es wird ausführlich in [Pac70; Kal03] beschrieben.

Beim TIA werden mehrere Messwerte in Form von Zählerdifferenzen  $N_{\Delta}^m$  über eine festgelegte Anzahl  $n$  von Werten bzw. ein festgelegtes Zeitintervall gemittelt. Es ergibt sich der arithmetische Mittelwert:

$$\bar{N}_{\Delta} = \frac{1}{n} \sum_{m=1}^n N_{\Delta}^m. \quad (4.23)$$

Das TIA erfordert, dass der zu messende Prozess asynchron zum Referenztakt arbeitet. Dadurch wird gewährleistet, dass der Zählerwert die beiden wahrscheinlichen Werte nach den Gleichungen 4.14, 4.15 annehmen kann. Wie im Folgenden gezeigt wird, führt die Mittelung zu einer Verbesserung der Präzision. Die sich ergebende Standardabweichung  $\sigma_{\bar{N}}$  des Mittelwertes lässt sich über die Gaußsche Fehlerfortpflanzung der Einzelmessung herleiten. Sie ist nach [Pap16] allgemein wie folgt definiert:

$$\sigma_f = \sqrt{\sum_i \left( \frac{\partial f}{\partial x_i} \sigma_{x_i} \right)^2}. \quad (4.24)$$

$\sigma_{x_i}$  steht für die Standardabweichung der Einzelmessung der direkt gemessenen Größen  $x_i$ .  $\frac{\partial f}{\partial x_i}$  ist die partielle Ableitung 1. Ordnung der Funktion  $f$  an der Stelle  $x_i$ . Das Einsetzen der Gleichung 4.23 in die Gleichung 4.24 und das anschließende Berechnen der Gaußschen Fehlerfortpflanzung führt zu:

$$\sigma_{\bar{N}} = \sqrt{\sum_{m=1}^n \left( \frac{\partial \bar{N}_{\Delta}}{\partial N_{\Delta}^m} \sigma_m \right)^2} = \sqrt{\frac{1}{n^2} [(\sigma_1)^2 + (\sigma_2)^2 \dots + (\sigma_n)^2]}. \quad (4.25)$$

Die Standardabweichungen der einzelnen Messungen  $\sigma_m$  werden als identisch angenommen:

$$\sigma_N = \sigma_1 = \sigma_2 = \dots = \sigma_n. \quad (4.26)$$

Somit folgt für die Standardabweichung des arithmetischen Mittelwertes:

$$\sigma_{\bar{N}} = \sqrt{\frac{n\sigma_N^2}{n^2}} = \frac{\sigma_N}{\sqrt{n}}. \quad (4.27)$$

Die Verwendung von gemittelten Werten verbessert die Präzision. Das quantitative Maß - die Standardabweichung - verringert sich um den Faktor  $1/\sqrt{n}$ . Zusätzlich wird ebenfalls die Auflösung  $\theta$  (Gleichung 4.2) einer Messung erhöht [Pac70]. Ein Beispiel soll den Sachverhalt verdeutlichen. Es wird angenommen, ein Zeitintervall von  $\Delta t = 212.4$  ns wird mit einer

Abtastperiode von  $T_{\text{ref}} = 4$  ns vermessen (vgl. Abbildung 4.3). Gemittelt wird über  $n = 100$  Messwerte. Nach den Gleichungen 4.14, 4.15 ergeben sich die beiden möglichen Zählerwerte  $N_{\Delta} = \{53, 54\}$  mit  $F = 0.1$  (Gleichung 4.13). Die beiden Zählergebnisse haben nach den Gleichungen 4.18 und 4.19 die entsprechenden Wahrscheinlichkeiten mit  $p = 0.9$  und  $q = 0.1$ . Daraus folgend ergibt sich der Mittelwert für den Zählwert:

$$\bar{N}_{\Delta} = \frac{pn \cdot 53 + qn \cdot 54}{n} = 53.1. \quad (4.28)$$

Der fraktionale Anteil des Ergebnisses zeigt, dass durch TIA eine Verbesserung der Auflösung erreicht wird. Zählergebnisse sind aufgrund der Mittelung nicht mehr auf den Bereich der ganzen Zahlen beschränkt, sondern auf den Bereich der reellen Zahlen erweitert. Das Ergebnis für eine gemittelte Zeitmessung wird wie folgt angegeben:

$$\bar{T}_{\text{M}} = T_{\text{ref}} \bar{N}_{\Delta} \pm \sigma_{\bar{N}} = T_{\text{ref}} \bar{N}_{\Delta} \pm \frac{\sigma_{\text{N}}}{\sqrt{n}}. \quad (4.29)$$

Für das hier angeführte Beispiel folgt:

$$\bar{T}_{\text{M}} = 53.1 \cdot T_{\text{ref}} \pm \sigma_{\bar{N}} = 212.4 \text{ ns} \pm \frac{\sigma_{\text{N}}}{\sqrt{n}} = 212.4 \text{ ns} \pm 0.12 \text{ ns}. \quad (4.30)$$

Erfolgt die Mittelung mit einer ausreichenden Anzahl von Messwerten  $n \geq 100$ , kann nach [Pac70] die Auflösung des arithmetischen Mittelwertes  $\bar{\theta}$  mit Hilfe der Standardabweichung des arithmetischen Mittelwertes abgeschätzt werden. Dazu wird die Standardabweichung für einen gemittelten Zählerwert nach Gleichung 4.27 äquivalent zu Gleichung 4.20 angegeben:

$$\bar{\theta}(F) \approx \sigma_{\bar{N}}(p, q) = T_{\text{ref}} \frac{\sqrt{pq}}{\sqrt{n}} = \sigma_{\bar{N}}(F) = T_{\text{ref}} \frac{\sqrt{F(1-F)}}{\sqrt{n}}. \quad (4.31)$$

Für das behandelte Beispiel ergibt sich eine Auflösung von  $\bar{\theta} = 0.12$  ns. Dies entspricht 0.095 Zählerinkrementen. Nach den Gleichungen 4.20, 4.31 und der Abbildung 4.4 führt ein fraktionaler Anteil von  $F = 0.5$  zu der niedrigsten Auflösung und Präzision.

Zusammenfassend kann festgestellt werden: Wenn der Referenztakt nicht mit der zu messenden Zeitdifferenz synchronisiert ist, kann eine Mittelung der Zeitdifferenzen (Zählerstände), das sogenannte TIA, durchgeführt werden. Durch das TIA ist es möglich, die Standardabweichung eines Messergebnisses um den Faktor  $1/\sqrt{n}$  zu verbessern (Gleichung 4.27). Weiterhin geht damit eine Verbesserung der Auflösung einher (Gleichung 4.31). Bei ausreichend großer Anzahl der Messwerte ( $n \geq 100$ ) folgt die Verbesserung ebenfalls in etwa dem Faktor  $1/\sqrt{n}$  [Pac70]. Diese Vorteile werden allerdings mit einer verlängerten Messzeit und damit verringerten Messdynamik erkauft. Dies beschränkt bei vielen Anwendungen die Anzahl der Mittelungen.

### 4.2.2 Analyse der Quantisierungsabweichung bei der Wertediskretisierung

Im Abschnitt 4.1 wurde die digitale Zeitmessung eingeführt und eine Quantisierungsabweichung angesprochen, die im vorherigen Abschnitt detailliert analysiert wurde. Diese Abweichung hat ihre Ursache in der Zeitdiskretisierung des Triggers bzw. Events. In diesem Abschnitt wird eine weitere Messabweichung eingeführt, die bei der Diskretisierung von analogen Werten auftritt. Wie im vorherigen Abschnitt angenommen, sollen bei dieser Betrachtung keine weiteren Messabweichungen Berücksichtigung finden.

Am Eingang der Schaltung in Abbildung 4.1 wird der Trigger verwendet, um eine digitale Zeitmessung zu starten bzw. zu stoppen. Dieses Signal kann auf zwei Wegen generiert werden. Der erste Weg ist die Generierung mittels analoger Schaltungen. Die verwendbaren Techniken sind im Abschnitt 4.3 beschrieben. Diese Techniken generieren Signale wie Start-/Stopp- bzw. Trigger-Signale aufgrund des Durchlaufens bestimmter analoger Signalpegel. Dies wird im Folgenden als analoge Flanken- bzw. Nulldurchgangserkennung (zero crossing) bezeichnet.

Der zweite Weg beinhaltet eine Quantisierung bzw. Wertediskretisierung eines analogen Messsignals mittels eines Analog-Digital-Converters (ADC). Dazu muss das Messsignal zunächst in ein zeitdiskretes und wertekontinuierliches Signal umgewandelt werden. Die anschließende Quantisierung führt zu einem digitalen bzw. zu einem werte- und zeitdiskreten Signal. Durch dieses Vorgehen entstehen bei geeigneter Rechentechnik einige Vorteile. So ist es bei genügend schneller Rechentechnik in Echtzeit möglich, Methoden der digitalen Signalverarbeitung wie Filterung, Korrelation und Fast-Fourier-Transformation (FFT) anzuwenden. Alternativ ist durch das Vorhandensein genügend großer Speicher eine Speicherung der Signalverläufe für eine spätere Signalverarbeitung möglich. Im digitalen Datenstrom werden die Trigger-Impulse mittels unterschiedlicher digitaler Techniken generiert. Hierbei handelt es sich um die digitalisierte Form der analogen Techniken. Dazu gehören die digitale Flanken- bzw. Nulldurchgangserkennung oder die Korrelation. Sie werden anschließend im Abschnitt 4.3 erläutert.

Ein ADC besteht aus einem Abtast- und Halteglied, gefolgt von einem Quantisierer und einem Codierer. Das Abtast- und Halteglied tastet ein analoges Signal ab und stellt dieses für die Dauer der Abtastperiode  $T_s$  dem Quantisierer zur Verfügung. In dieser Zeit muss die Quantisierung abgeschlossen werden. Das Halteglied besteht aus einer Kombination aus Widerstand und Kondensator. Die Zeitkonstante der RC-Anordnung muss bei der Wahl der Abtastfrequenz berücksichtigt werden. Die Anzahl der binären Stellen  $B$ , die der Quantisierer zur Verfügung stellt, bestimmen die Wertaufösung  $\Delta$  in V. Für einen bipolaren ADC mit einem Aussteuerbereich von  $R$  ( $-X_m \dots + X_m$ ) gilt [OSB99]:

$$\Delta = \frac{R}{2^B}. \quad (4.32)$$

Die Abbildung 4.5 zeigt die Arbeitsweise eines 3-Bit-Quantisierers für ein bipolares Eingangssignal  $x[n]$  und dessen quantisiertes Ausgangssignal  $\hat{x}[n]$ . Diese Konfiguration hat bei Eingangssignalen um den Nullpunkt ein Plateau in der Kennlinie. Dadurch wird das

Rauschen bei Ruhephasen im Signal reduziert. Der Quantisierer weist eine gleichmäßige Verteilung der Stufen auf, er wird aus diesem Grund als linearer Quantisierer bezeichnet. Die eingehenden Abtastwerte werden auf die nächst folgenden Stufen gerundet. Der Codierer stellt zu den quantisierten Abtastwerten ein binär codiertes Ausgangssignal zur Verfügung. Für ein bipolares Eingangssignal bietet sich die Zweierkomplementdarstellung an [OSB99; HQ07].

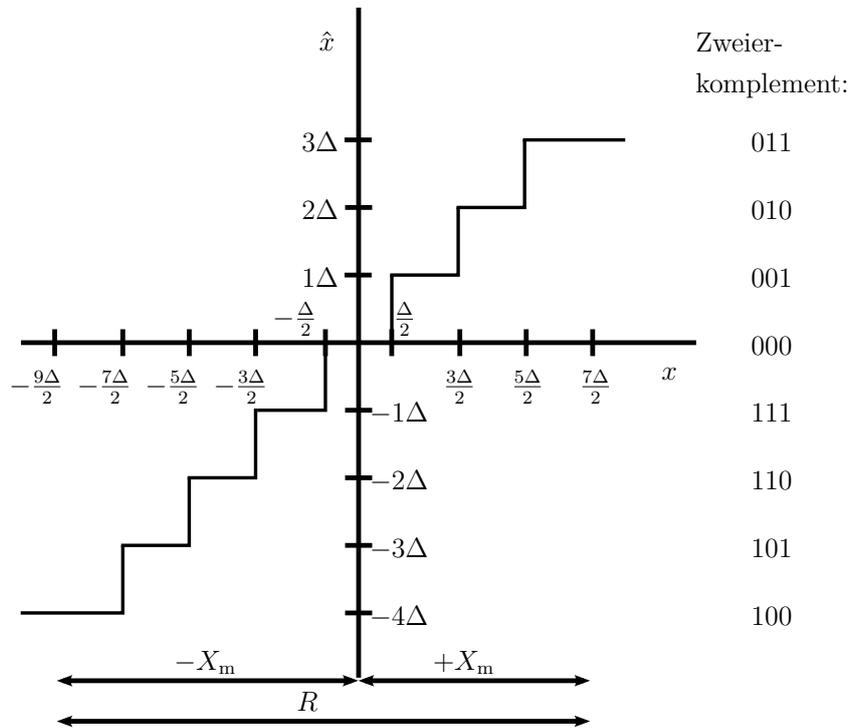


Abbildung 4.5: Übertragungsverhalten eines linearen 3-Bit-Quantisierers nach [OSB99]

Durch die Rundung der Abtastwerte auf die nächst folgenden Stufen entsteht eine Quantisierungsabweichung in  $V$ :

$$e[n] = \hat{x}[n] - x[n]. \quad (4.33)$$

Sie wird in der Literatur ebenfalls als Quantisierungsfehler bezeichnet. Die bereits besprochenen Vorteile der Quantisierung eines analogen Messsignals gehen mit dem Nachteil der Abweichung bei der Wertequantisierung einher. Die digitale Flanken- und Nulldurchgangserkennung erzeugt den Trigger beim Durchgang eines quantisierten Signalpegels. Dadurch wirkt sich die Quantisierungsabweichung insbesondere bei diesen Techniken aus. Sie beeinflusst somit die Präzision der Generierung des Triggers und somit ebenfalls des Events. In [OSB99; Pro96] wird die Quantisierungsabweichung bzw. der Quantisierungsfehler im Detail betrachtet. An dieser Stelle erfolgt ein Auszug aus der Literatur, um die Grundlagen für den Abschnitt 4.4 zu komplettieren.

In Abbildung 4.5 ist zu erkennen, solange der Quantisierer in seinem Aussteuerbereich arbeitet, bewegt sich die Abweichung im folgenden Bereich:

$$-\frac{\Delta}{2} \leq e[n] \leq +\frac{\Delta}{2}. \quad (4.34)$$

Nach [OSB99; Pro96] wird die Quantisierungsabweichung  $e$  in einem zweckmäßigen Modell als additives Rauschen betrachtet:

$$\hat{x}[n] = x[n] + e[n]. \quad (4.35)$$

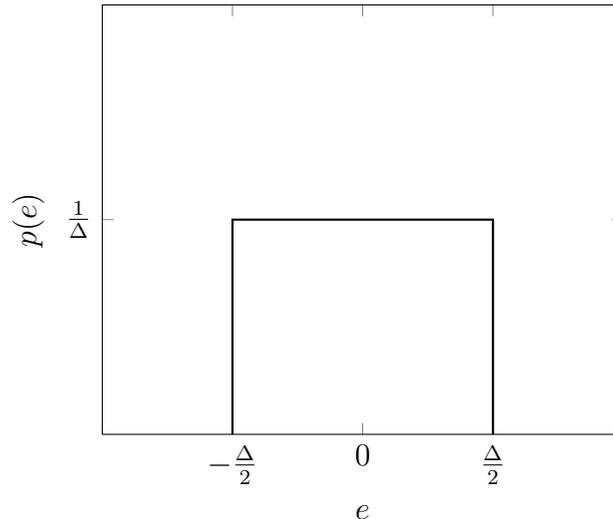


Abbildung 4.6: Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion des Quantisierungsabweichung

Sobald die Auflösung  $\Delta$  genügend klein ist, kann die Quantisierungsabweichung als zufällig und in seinen Schranken nach Gleichung 4.34 als gleichverteilt angenommen werden [OSB99]. Dadurch ergibt sich die in Abbildung 4.6 gezeigte Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion. Weiterhin wird die Abweichung als weiße Rauschfolge mit dem Erwartungswert null angenommen. Die Quantisierungsabweichung  $e$  entspricht somit einer zufälligen Messabweichung. Die mittlere Signalleistung, die beim mittelwertfreien Rauschen gleich der Varianz entspricht, lässt sich wie folgt angeben [Wer08]:

$$P_e = E\{X^2\} \text{ mit } \mu = 0 \rightarrow \sigma_e^2 = \int_{-\frac{\Delta}{2}}^{+\frac{\Delta}{2}} (e - \mu)^2 f(e) de = \int_{-\frac{\Delta}{2}}^{+\frac{\Delta}{2}} e^2 \frac{1}{\Delta} de = \frac{\Delta^2}{12}. \quad (4.36)$$

Somit folgt für die Standardabweichung des Quantisierungsrauschens:

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{\Delta^2}{12}} \approx 0.289\Delta. \quad (4.37)$$

Das SNR ist ein Maß für die Qualität eines Nutzsignals und wird mit dem Quotienten aus den mittleren Leistungen des Nutzsignals  $P_{\text{sig}}$  und des additiv überlagerten Rauschens  $P_e$  gebildet:

$$\frac{\text{SNR}}{\text{dB}} = 10 \log \frac{P_{\text{sig}}}{P_e}. \quad (4.38)$$

Durch das Einsetzen der Gleichungen 4.36 und 4.32 folgt [OSB99]:

$$\begin{aligned} \frac{\text{SNR}}{\text{dB}} &= 10 \log \frac{P_{\text{sig}}}{\sigma_e^2} = 10 \log \frac{P_{\text{sig}}}{\Delta^2/12} = 10 \log \frac{2^{2B} 12 P_{\text{sig}}}{R^2} \\ &= 6.02B + 10.79 + 10 \log \frac{P_{\text{sig}}}{R^2}. \end{aligned} \quad (4.39)$$

Der erste Term in Gleichung 4.39 gibt Aufschluss darüber, wie sich das SNR bei einer Erhöhung der binären Stellen  $B$  des Quantisierers verbessert. Eine Verdoppelung der Quantisierungsstufen ( $B+1$ ) erhöht die Qualität des Nutzsignals um 6 dB. Für eine weitere Analyse der Gleichung 4.39 wird angenommen, dass das Nutzsignal einem mittelwertfreien Sinus entspricht. Die mittlere Signalleistung entspricht dann ebenfalls der Varianz des Signals  $\sigma_{\text{sig}}^2$ . Damit ergibt sich für das SNR folgender Ausdruck:

$$\frac{\text{SNR}}{\text{dB}} = 6.02B + 10.79 + 10 \log \frac{\sigma_{\text{sig}}^2}{R^2} = 6.02B + 10.79 - 20 \log \frac{R}{\sigma_{\text{sig}}}. \quad (4.40)$$

Im letzten Term in Gleichung 4.40 wird ersichtlich, dass ein zu groß gewählter Aussteuerbereich  $R$  des ADC's das SNR verschlechtert. Es wird angenommen, ein 8-Bit-ADC mit einem Aussteuerbereich von  $\pm 1 V$  quantisiert ein Sinussignal mit einer Amplitude von  $0.9 V$ . Die Varianz bzw. in diesem Fall der Effektivwert beträgt dann  $\sigma_{\text{sig}}^2 = \left(\frac{0.9 V}{\sqrt{2}}\right)^2 = 0.5 V^2$ . In dieser Konfiguration wird ein nahezu optimales SNR von ca. 49 dB erreicht. Wenn das Sinussignal allerdings eine Amplitude von  $0.01 V$  hat, beträgt das SNR ca. 10 dB.

Die Quantisierung eines Signals ermöglicht die Verwendung einer Vielzahl von Signalverarbeitungsalgorithmen. Insbesondere bei Forschungsarbeiten wird durch dieses Vorgehen, das Testen und Validieren verschiedener Methoden, zur hochgenauen Messung von Zeitdifferenzen erleichtert. Dazu gehören die Generierung von Start-/Stopp-Signalen und der Events. Vor allem bei Untersuchungen an schwer verfügbaren Prozessen, die z.B durch kostenintensive Prüfstandszeiten gegeben sein können, ist dies ein großer Vorteil. Damit hochgenaue Zeitmessungen möglichst wenig durch die Quantisierungsabweichung bei der Wertediskretisierung beeinflusst werden, muss der ADC passend gewählt und konfiguriert werden. Das führt zu der Anforderung von möglichst vielen Quantisierungsstufen. Dies steht allerdings oft im Gegensatz zur Abtastrate des ADC. Bei hochgenauen Zeitmessungen ist die Abtastrate als höher priorisiert anzusehen. Weiterhin ist es nötig, den Aussteuerbereich an die zu erwartenden Signalpegel anzupassen. Hier bieten einige ADC's die Möglichkeit, diesen in diskreten Schritten zu konfigurieren. Somit ist eine hohe Flexibilität gegeben.

### 4.2.3 Analyse der Triggerabweichung

In den beiden vorherigen Abschnitten sind Abweichungen bei Zeitmessungen beschrieben, die ihre Ursachen in der Wandlung von analogen Signalen zu digitalen Datenströmen

haben. Sie werden im Allgemeinen als Quantisierungsabweichung bezeichnet. Dieser Abschnitt behandelt Effekte, die eine weitere Abweichung hervorrufen. Die Effekte treten bei analogen Signalen auf und werden durch die Physik von Sensorprinzipien und Störquellen hervorgerufen. Der Zeitpunkt des kontinuierlichen Events  $\Psi(t)$  wird durch einen kontinuierlichen Triggerzeitpunkt  $\psi(t)$  beschrieben. Die Generierung von  $\psi(t)$  erfolgt durch die Auswertung der Änderungen der Informationen in den Sensorsignalen. Hierfür erfolgt vorwiegend die Verwendung von Techniken, die das Durchschreiten festzulegender Schwellen bzw. Triggerschwellen detektieren - im Weiteren als flankenbasierte Techniken bezeichnet (siehe Abschnitte 4.3.1, 4.3.2). Die zeitliche Differenz des Events und des Triggers wird im Folgenden als Triggerabweichung  $\Gamma$  bezeichnet:

$$\Gamma = \Psi(t) - \psi(t). \quad (4.41)$$

Die Triggerabweichung entsteht, da sich der reale Signalverlauf vom idealen Signalverlauf unterscheidet. Diese Beeinflussung wird durch Effekte hervorgerufen, die im Folgenden näher zu analysieren sind.

### Time-Walk-Effekt

Bei flankenbasierten Techniken wird die Triggergenerierung durch den sogenannten Time-Walk-Effekt beeinflusst. Der Time-Walk-Effekt bewirkt eine Streuung  $\sigma_\psi$  der Triggerzeitpunkte  $\psi(t)$ , wenn sich die Signaleigenschaften durch variierende Amplituden und Anstiegszeiten auszeichnen und eine konstante Triggerschwelle verwendet wird. Die Abbildungen 4.7 (a,b) zeigen die Einflussfaktoren des Time-Walk-Effektes an einem Dreiecksignal. In der linken Abbildung weist das Signal eine variierende Amplitude  $A$  auf, welche durch  $\sigma_A$  beschrieben wird. Durch diese Variabilität unterliegt der Triggerzeitpunkt  $\psi(t)$ , an dem das Signal die Triggerschwelle  $A_{th}$  durchschreitet, einer Streuung von  $\sigma_\psi$ . In der rechten Abbildung hat das Signal eine variierende Anstiegszeit  $T_r$  mit  $\sigma_{Tr}$ . Durch diese Variabilität wird der Triggerzeitpunkt  $\psi(t)$  ebenfalls eine Streuung aufweisen. Die negativen Auswirkungen des Time-Walk-Effektes auf die Präzision der Triggergenerierung weisen ein integrales Verhalten auf (siehe Abbildung 4.7 (a,b)). Aus diesem Grund bewirkt eine niedrigere Triggerschwelle eine Reduzierung der Streuung  $\sigma_\psi$ . Allerdings steigt durch das Absenken die Wahrscheinlichkeit, dass stochastische und deterministische Störungen die Triggerschwelle erreichen und somit einen Fehltrigger auslösen. Der Time-Walk-Effekt kann durch einen sogenannten Constant-Fraction-Discriminator (CFD) (Abschnitt 4.3.2) reduziert werden. Ein Mitteln der Triggerzeitpunkte wird die Streuung in vielen Fällen ebenfalls verkleinern.

Die variierenden Signaleigenschaften treten bei vielen physikalischen Sensorprinzipien auf und werden nach [Pau85; GM68; Spi08; Rei+14] im Weiteren als normalverteilt angenommen. Zum Beispiel generiert ein induktiver Drehzahlsensor aufgrund seines physikalischen Prinzips - dem Induktionsgesetz - eine Amplitude in Abhängigkeit der aktuellen Drehzahl. Optische Drehzahlsensoren weisen eine Abhängigkeit der Signalanstiegszeit zur der Geschwindigkeit des zu detektierenden Objektes auf. Weiterhin entstehen variierende Amplituden durch eine sich ändernde Reflexionscharakteristik der Objekte. Diese entstehen

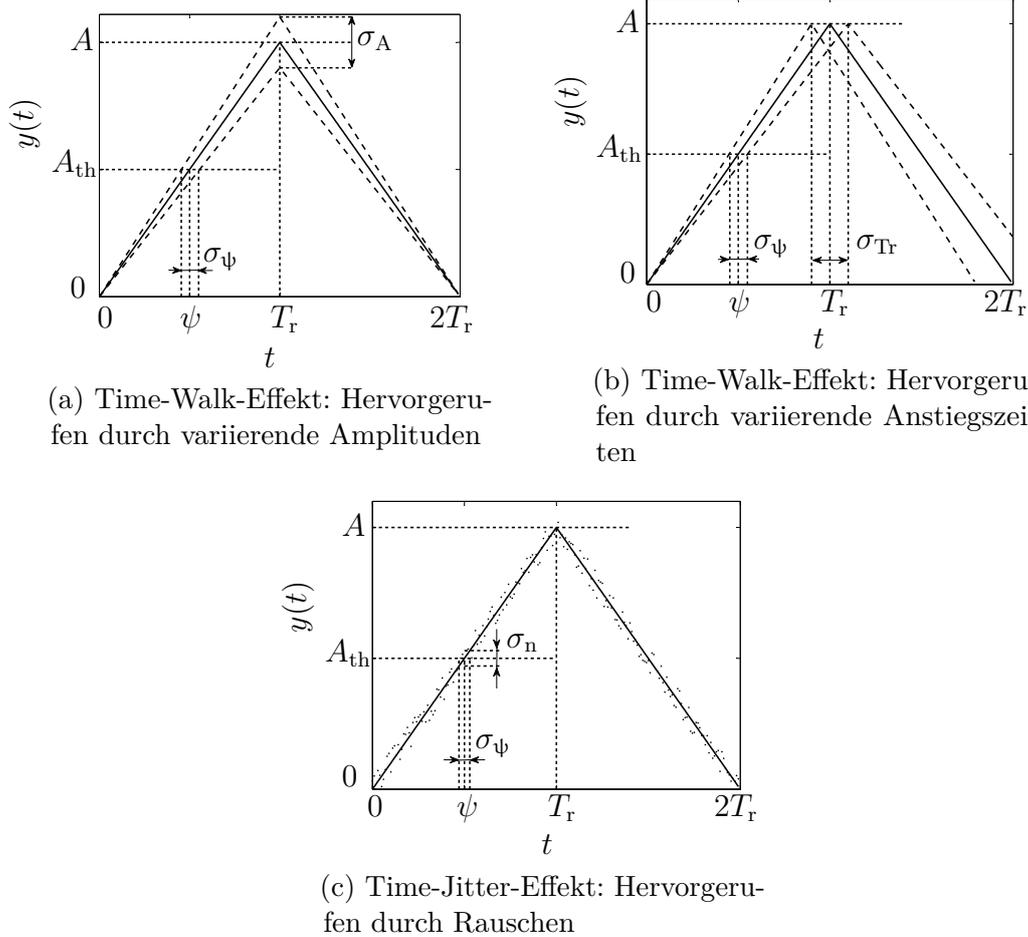


Abbildung 4.7: Einflussfaktoren auf die Generierung von Triggern nach [Rei+14; Pau85]

durch Fertigungstoleranzen der Objekte untereinander oder durch Vibrationen verursachte kleinste Lageänderungen der Objekte zum Sensor.

### Time-Jitter-Effekt

Der Time-Jitter-Effekt hat seine Ursache in den stochastischen Wertefluktuationen - dem Rauschen  $n(t)$  - und tritt immer bei Flanken- und Nulldurchgangserkennungen auf. Die Folge sind - wie beim Time-Walk-Effekt - Streuungen  $\sigma_\psi$  der Triggerzeitpunkte  $\psi(t)$  (Abbildung 4.7 (c)). Durch die einzelnen Rauschamplituden mit der Streuung  $\sigma_n$  variiert der Zeitpunkt des Schwellendurchgangs von Impuls zu Impuls. Die durch den Time-Jitter-Effekt hervorgerufene Streuung kann durch Mitteln reduziert werden. Allerdings sinkt damit die Messdynamik. So beeinflusst die Intensität des Effektes die Präzision einer hochauflösenden Zeitmessung erheblich. Detaillierte Ausführungen sind in [Pau85; ORT; Rei+14] zu finden.

Durch einfache geometrische Überlegungen wird ersichtlich, dass ein steiler Signalanstieg  $m_\psi$  in der Region der Triggerschwelle die Auswirkungen des Time-Jitter-Effektes reduziert.

Im Gegenzug erzeugt ein flacher Anstieg eine große Streuung des Schwellendurchgangs. In der Literatur [Pau85; ORT; Kil+98; Spi08] wird die Auswirkung des Rauschens auf die Triggergenerierung nach Gleichung 4.42 beschrieben. Die folgenden Untersuchungen im Abschnitt 4.2.4 zeigen, dass nur positive Rauschamplituden an der Triggergenerierung und daraus folgend an der Eventbestimmung beteiligt sind. Somit reduziert sich die wirksame Streuung  $\sigma_n$  zu  $\sigma_n/2$  (siehe Gleichung 4.43). Bei einer Triggergenerierung an einer fallenden Signalflanke sind im Gegenzug nur negative Rauschamplituden beteiligt. Bei der Triggerabweichung  $\Gamma$  handelt es sich um eine zufällige Messabweichung die durch die Time-Walk- und Time-Jitter-Effekte hervorgerufen wird.

$$m_\psi = \frac{\Delta y}{\Delta t} = \frac{2\sigma_n}{2\sigma_\psi} \rightarrow \sigma_\psi = \frac{\sigma_n}{m_\psi} \quad (4.42)$$

↓ Korrektur mit  $2\sigma_n \rightarrow \sigma_n$

$$m_\psi = \frac{\Delta y}{\Delta t} = \frac{\sigma_n}{2\sigma_\psi} \rightarrow \sigma_\psi = \frac{\sigma_n}{2 \cdot m_\psi} \quad (4.43)$$

#### 4.2.4 Untersuchung der Triggerabweichung

Im Rahmen von Untersuchungen zum Einfluss von Rauschen auf eine Technik zur Flankendurchgangserkennung, wie dem Leading-Edge-Discriminator (LED) (Abschnitt 4.3.1), liegen für die Simulation folgende Testbedingungen vor:

- Ungestörtes Dreiecktestsignal  $y(t)$  (vgl. Abbildung 4.8)
- Signalamplitude  $A = 1$  V
- Triggerschwelle  $A_{th} = 0.3$  V
- Normalverteiltes weißes Rauschen  $n(t)$  mit Standardabweichung  $\sigma_n = 0.0316$  V und Erwartungswert  $\mu_n = 0$  V
- Abtastfrequenz  $f_s = 100$  kHz, Abtastperiode  $T_s = 10$   $\mu$ s
- Anzahl der generierten Trigger  $n_\psi = 748$

Die beiden Testsignale von Abbildung 4.8 werden als Eingangssignale für zwei identische LED verwendet. Die Abweichungen bei der Werte- und Zeitquantisierung können durch geeignete Maßnahmen bei dieser Betrachtung vernachlässigt werden. Für die Simulation der Signale und der LED werden 64-Bit-Gleitkommazahlen nach IEEE 754-1985 verwendet. Die Auflösung dieser Wertequantisierung kann in dem verwendeten Wertebereich mit ca.  $2 \cdot 10^{-16}$  V angegeben werden [Wer13]. Somit sind die Auswirkungen der Wertequantisierung nach Gleichung 4.34 im Vergleich zum Signalanstieg von  $y(t)$  mit  $\Delta y/T_s = 2 \cdot 10^{-5} V/T_s$  klein und können für die Untersuchung vernachlässigt werden. Bei der Zeitquantisierungsabweichung wird die zu erwartende Standardabweichung nach Gleichung 4.20 berechnet und beträgt im ungünstigen Fall ca.  $5 \cdot 10^{-6}$  s. Die Standardabweichung des Rauschens ist für die

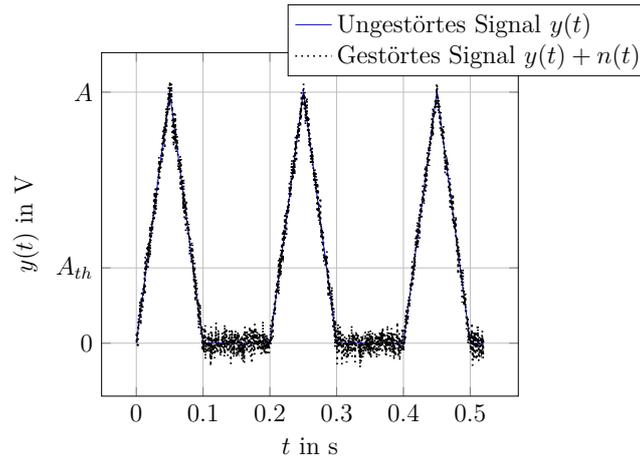


Abbildung 4.8: Testsignal zur Untersuchung des Einflusses von Rauschen auf die Präzision von Techniken zur Flanken- und Nulldurchgangserkennung (heruntergesampelt für die Darstellung)

Testbedingungen so gewählt, dass die Auswirkung auf die Eventbestimmung nach Gleichung 4.43 mit  $\sigma_\psi = 9 \cdot 10^{-4}$  s um mehrere Zehnerpotenzen größer ist als die Abweichung der Zeitquantisierung. Die Eventbestimmung wird damit maßgeblich durch Rauschen beeinflusst.

Unter diesen Bedingungen wird angenommen, dass die generierten Trigger des ungestörten Signals  $\psi_y(t)$  den ungestörten Events  $\Psi(t)$  des gestörten Signals entsprechen. Somit können die Auswirkungen des Rauschens nach Gleichung 4.41 wie folgt analysiert werden:

$$\Gamma = \Psi(t) - \psi(t) = \psi_y(t) - \psi(t). \quad (4.44)$$

Die Generierung der Trigger  $\psi(t)$  und  $\psi_y(t)$  erfolgen beim erstmaligen Durchschreiten der Triggerschwelle  $A_{th}$  in positiver Richtung. Die zeitlichen Differenzen  $\Gamma$  (Gleichung 4.44) bzw. die Triggerabweichung des ungestörten und gestörten Signalverlaufs werden analysiert. Sie beschreiben die durch ein normalverteiltes Rauschen bedingte Abweichung des generierten zeitkontinuierlichen Triggers  $\psi(t)$  vom kontinuierlichen Event  $\Psi(t)$ .

Die Abbildung 4.9 zeigt die durch Rauschen bedingte Abweichung bei der Triggergenerierung. Zwei wichtige Erkenntnisse sind der Abbildung zu entnehmen. Die Abweichung ist stets positiv und die Dichte der Verteilung nimmt von der größten Abweichung bis zu ihrem Maximum langsam zu und fällt anschließend in Richtung des ungestörten Triggers  $\psi_y(t)$  bzw. Events  $\Psi(t)$  schneller wieder ab. Die erste Erkenntnis weist darauf hin, dass nur positive Rauschamplituden an der Triggergenerierung bzw. Eventbestimmung beteiligt sind. Die zweite Erkenntnis zeigt, dass die Auswirkungen des Rauschens keiner Normalverteilung unterliegen.

Für die analytische Beschreibung des Verhaltens von Abbildung 4.9 werden bekannte Eigenschaften der Testbedingungen genutzt. Dabei handelt es sich um den Signalverlauf des ungestörten Signals  $y(t)$  und um die Verteilungsfunktion  $F_n$  des normalverteilten Rauschens  $n(t)$ . Sie sind in den Abbildungen 4.10 (a,b) dargestellt. Es folgt die Formulierung der

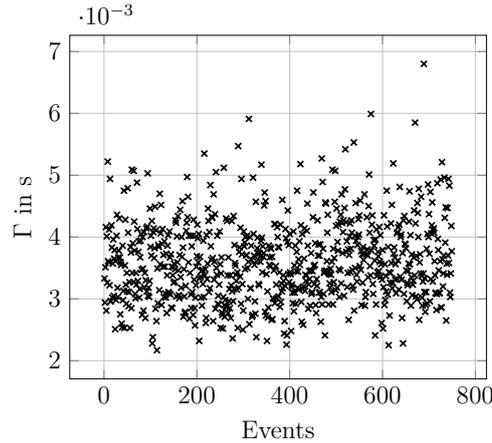
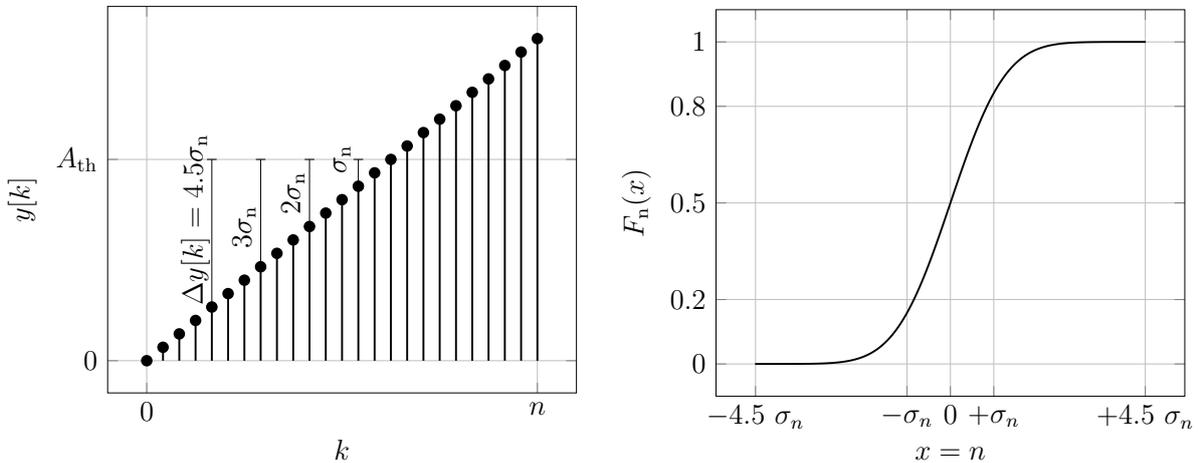


Abbildung 4.9: Triggerabweichung der unter Rauscheinfluss generierten Trigger  $\psi(t)$  zu den ungestörten Triggern  $\psi_y(t)$  bzw. Events  $\Psi(t)$



(a) Signalwerte und deren Abstand zur Triggerschwelle zu diskreten Zeitpunkten  $k$

(b) Verteilungsfunktion für weißes Rauschen  $n(t)$ , normalverteilt

Abbildung 4.10: Analyse der Auswirkungen einer Rauschverteilung auf den Signalverlauf

grundlegenden Fragestellung: Wie groß ist die Wahrscheinlichkeit für das Ereignis, das durch eine sich additiv überlagernde Rauschamplitude zum Abtastschritt  $k$  ein Durchschreiten der Triggerschwelle  $A_{\text{th}}$  erfolgt? Der Abstand des ungestörten Signals zur Triggerschwelle - an der Stelle  $k$  - wird als  $\Delta y[k]$  bezeichnet (Gleichung 4.46). Es wird angenommen, dass ein Signalabstand zur Triggerschwelle von  $\Delta y[k] = 4.5\sigma_n$  dem ersten Wert entspricht, bei dem die Wahrscheinlichkeit größer 0 ist, um die Schwelle zu überschreiten. Bei der Normalverteilung befinden sich 99.999 % aller Rauschamplituden in den Schranken  $\pm 4.5\sigma_n$ . Die Bestimmung der Wahrscheinlichkeit für das Durchschreiten von  $A_{\text{th}}$  erfolgt mit Hilfe des Multiplikationssatzes der Wahrscheinlichkeitsrechnung:

$$F_{\text{mod}} = 1 - \prod_k F_n(x \leq \Delta y[k]), \quad 0 \leq \Delta y[k] \leq 4.5\sigma_n. \quad (4.45)$$

$$\Delta y[k] = A_{\text{th}} - y[k] \quad (4.46)$$

Der Produktterm von Gleichung 4.45 beschreibt mit Hilfe der Wahrscheinlichkeitsverteilungsfunktion  $F_n(x)$  des weißen Rauschens die Wahrscheinlichkeit für das nicht Eintreten des Ereignisses. Für den ersten Abtastschritt mit  $\Delta y[k] = 4.5\sigma_n$  folgt, dass das Integral über die Verteilungsfunktion ca. eins ergibt. Nahezu alle Rauschamplituden im Intervall  $\pm 4.5\sigma_n$  werden das Ereignis, die Triggerschwelle zu durchschreiten, nicht erreichen. Für die folgenden diskreten Zeitpunkte  $k$  mit den zugehörigen Werten  $\Delta y[k]$  und den entsprechenden Wahrscheinlichkeiten wird die Produktbildung nach Gleichung 4.45 durchgeführt.

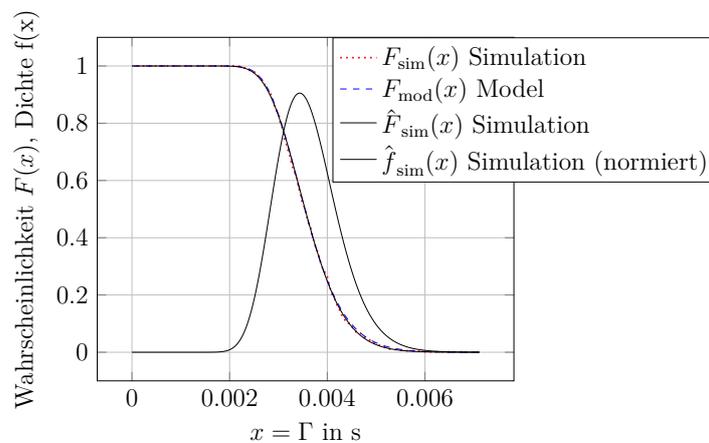


Abbildung 4.11: Wahrscheinlichkeits- und Dichtefunktion für das Auftreten von Events unter Rauscheinfluss; im Vergleich das analytische Modell und die Simulationsergebnisse

Die Abbildung 4.11 zeigt, dass die Verteilung der Simulationsdaten  $F_{\text{sim}}$  sehr gut mit der Verteilungsfunktion des analytischen Modells  $F_{\text{mod}}$  nach Gleichung 4.45 übereinstimmt. Die Schätzung der Verteilung der Simulationsdaten  $F_{\text{sim}}(x)$  ergibt die Wahrscheinlichkeitsfunktion  $\hat{F}_{\text{sim}}(x)$  und die zugehörige Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion  $\hat{f}_{\text{sim}}(x)$ . Es handelt sich hierbei um eine logarithmische Normalverteilung  $LN(\mu, \sigma^2)$  mit den Parametern  $-\infty < \mu < +\infty$  und  $\sigma > 0$ . Deren Dichte ist für die Zufallsvariable  $x > 0$  wie folgt definiert [MGB74]:

$$f(x) = \frac{1}{x\sqrt{2\pi\sigma^2}} e^{-\frac{1}{2\sigma^2}(\ln(x)-\mu)^2}. \quad (4.47)$$

Eine logarithmische Normalverteilung liegt dann vor, wenn der natürliche Logarithmus der Zufallsvariablen  $X$  normalverteilt ist:  $\ln(X) = Y \sim N(\mu, \sigma^2)$ . Dadurch sind die Parameter  $\mu$  und  $\sigma^2$  der logarithmischen Normalverteilung identisch mit den Parameter der entsprechenden Normalverteilung. Somit stellen sie den Erwartungswert  $E(Y) = \mu$  und die Varianz  $V(Y) = \sigma^2$  der Normalverteilung dar. Die Zufallsvariablen müssen hierbei positiv sein, da  $\ln(X)$  im Bereich der reellen Zahlen nur für positive Werte existiert. Die Verteilung ist dabei asymmetrisch (rechtsschief). Nach dem zentralen Grenzwertsatz entsteht die

Normalverteilung durch eine Summation und die logarithmische Normalverteilung durch eine Multiplikation von einander unabhängiger positiver Zufallsvariablen mit gleicher Verteilung. Bei einer Normalverteilung entspricht  $\mu$  einem Lageparameter und  $\sigma$  einem Skalenparameter. Im Gegensatz dazu entspricht bei einer logarithmischen Normalverteilung  $\mu$  einem Skalenparameter und  $\sigma$  einem Formparameter. Ein Skalenparameter beschreibt die Streuung einer Verteilung und der Formparameter ist in diesem Fall ein Maß für die Schiefe bzw. ein Grad für die Asymmetrie der Verteilung. Für die Interpretation einer logarithmischen Normalverteilung sind  $\mu$  und  $\sigma$  wenig geeignet. Hierfür bieten sich der Erwartungswert  $E(X) = \mu_x$ , der Median  $M(X)$  und die Varianz  $V(X) = \sigma_x^2$  bzw. die Standardabweichung  $\sqrt{V(X)} = \sigma_x$  der logarithmischen Normalverteilung an. Diese können aus den Parametern der entsprechenden Normalverteilung wie folgt berechnet werden [LSA01; MGB74]:

$$E(X) = \mu_x = e^{(\mu + \sigma^2/2)}, \quad (4.48)$$

$$V(X) = \sigma_x^2 = e^{(2\mu + \sigma^2)}(e^{\sigma^2} - 1) \text{ und} \quad (4.49)$$

$$M(X) = e^\mu. \quad (4.50)$$

Für die durchgeführten Untersuchungen können aus dem Stichprobenumfang der Messwerte  $x_i = \Gamma_i$ ,  $i \in \{1, \dots, n_\psi\}$  der Stichprobenmittelwert  $\hat{\mu}_\Gamma$  und die Stichprobenvarianz  $\hat{\sigma}_\Gamma^2$  als Schätzung des wahren Mittelwertes  $\mu_{x=\Gamma}$  und der wahren Varianz  $\sigma_{x=\Gamma}^2$  der unbekanntes Wahrscheinlichkeitsdichte  $f(x = \Gamma)$  bestimmt werden [Leó15]. Der Stichprobenmittelwert als Schätzung des wahren Mittelwertes ergibt sich zu

$$\hat{\mu}_\Gamma = \frac{1}{n_\psi} \sum_{i=1}^{n_\psi} \Gamma_i \rightarrow \mu_\Gamma. \quad (4.51)$$

Die Stichprobenvarianz als Schätzung der wahren Varianz wird wie folgt berechnet:

$$\hat{\sigma}_\Gamma^2 = \frac{1}{n_\psi - 1} \sum_{i=1}^{n_\psi} (\Gamma_i - \hat{\mu}_\Gamma)^2 \rightarrow \sigma_\Gamma^2. \quad (4.52)$$

Die vorliegenden Messwerte unterliegen einem Stichprobenmittelwert von  $\hat{\mu}_\Gamma = 3.6 \cdot 10^{-3}$  s, einer Stichprobenvarianz von  $\hat{\sigma}_\Gamma^2 = 0.423 \cdot 10^{-6}$  s<sup>2</sup>, einer Stichprobenstandardabweichung  $\hat{\sigma}_\Gamma = 0.651 \cdot 10^{-3}$  s und einem Median von  $M = 3.54 \cdot 10^{-3}$  s. Die beiden erstgenannten Stichprobenparameter bestimmen die geschätzte Wahrscheinlichkeits- und Dichtefunktion ( $\hat{F}_{\text{sim}}$ ,  $\hat{f}_{\text{sim}}$ ) der logarithmischen Normalverteilung in der Abbildung 4.11. Die Differenz zwischen Erwartungswert und Median gibt eine Abschätzung über die Asymmetrie der Verteilung an. In diesem Fall ist die Differenz sehr klein und somit ebenfalls die Asymmetrie (siehe Abbildung 4.11).

Für die entsprechende Normalverteilung  $\ln(X) = Y \sim N(\mu, \sigma^2)$  ergeben sich mit den logarithmierten Messwerten  $x_i = \ln \Gamma_i$ ,  $i \in \{1, \dots, n_\psi\}$  die Stichprobenparameter

$$\hat{\mu}_\Gamma(\ln \Gamma) = -5.643 \text{ s und} \quad (4.53)$$

$$\hat{\sigma}_\Gamma^2(\ln \Gamma) = 0.032 \text{ s}^2 \rightarrow \hat{\sigma}_\Gamma(\ln \Gamma) = 0.1777 \text{ s.} \quad (4.54)$$

Unter der Annahme einer erwartungstreuen Schätzung der Stichprobenparameter nach den Gleichungen 4.53, 4.54 der sich ergebenden Normalverteilung  $N(-5.643 \text{ s}, 0.032 \text{ s}^2)$ , können die Eigenschaften der entsprechenden logarithmischen Normalverteilung alternativ nach den Gleichungen 4.48, 4.49, 4.50 berechnet werden.

Die geschätzte Verteilung des analytischen Modells  $F_{\text{mod}}$  nach Gleichung 4.45 lautet  $LN(-5.641 \text{ s}, 0.032 \text{ s}^2)$ . Die Eigenschaften der entsprechenden logarithmischen Normalverteilung sind  $\mu_\Gamma = 3.6 \cdot 10^{-3} \text{ s}$  und  $\sigma_\Gamma^2 = 0.426 \cdot 10^{-6} \text{ s}^2$  bzw.  $\sigma_\Gamma = 0.652 \cdot 10^{-3} \text{ s}$ .

Eine Zusammenfassung der Ergebnisse der durchgeführten Untersuchung zur Triggerabweichung ist in der Tabelle 4.1 dargestellt. Die Eigenschaften der Verteilung der simulierten Messwerte  $\hat{F}_{\text{sim}}$  und des analytischen Modells  $F_{\text{mod}}$  nach Gleichung 4.45 sind nahezu identisch. Somit ist es möglich, a priori eine sehr genaue Bestimmung der durch Rauschen hervorgerufenen Streuungen bei der Triggergenerierung durchzuführen. Dazu wird eine Abschätzung der Standardabweichung des Rauschens und die Signalform benötigt. Weiterhin haben die Untersuchungen in der Abbildung 4.9 aufgezeigt, dass bei der Triggergenerierung an einer steigenden Signalflanke ausschließlich positive Rauschamplituden beteiligt sind. Dadurch reduziert sich der wirksame Einfluss der Streuung des Rauschens auf die Triggergenerierung um den Faktor 2. Diese Erkenntnis führt zu einer Korrektur der aus der Literatur bekannten Gleichung 4.42 zur Abschätzung des Rauscheinflusses. Die Resultate der Gleichung 4.42 und der korrigierten Gleichung 4.43 sind ebenfalls in der Tabelle 4.1 dargestellt. Sie zeigen, dass mit der einfachen korrigierten Gleichung eine deutlich bessere Einschätzung des Rauscheinflusses auf die Triggergenerierung möglich ist. Somit stehen mit dem analytischen Modell und der Gleichung 4.43 zwei Varianten zur Abschätzung zur Verfügung. Die Beteiligung von ausschließlich positiven Rauschamplituden an der Triggergenerierung führen zu stets positiven Zufallsvariablen  $\Gamma$ . Dies erfüllt die Bedingung einer logarithmischen Normalverteilung. Wie die Abbildung 4.11 zeigt, führen die Auswirkungen des normalverteilten Rauschens zu einer logarithmischen Normalverteilung der Abweichung bei der Eventgenerierung.

### 4.2.5 Zusammenfassung weiterer Auswirkungen

An dieser Stelle erfolgt eine kurze Zusammenfassung weiterer Quellen für Messabweichungen, die eine Auswirkung auf die Genauigkeit bei hochaufgelösten Zeitmessungen haben. In allen Fällen handelt es sich um systematische Abweichung, die im Resultat zu systematischen Messabweichungen führen [DIN95; Leó15]. Für weitergehende Recherchen wird an den entsprechenden Textstellen auf geeignete Literatur verwiesen.

Die Taktquellen der Messvorrichtungen selbst weisen kleine Abweichung in der Periodendauer auf. Somit stimmt die angenommene Periodendauer nicht mit der realen überein. Der

	$F_{\text{mod}}$	$\hat{F}_{\text{sim}}$	$\frac{\sigma_n}{2m_\psi}$ (Gleichung 4.43)	$\frac{\sigma_n}{m_\psi}$ [Pau85; ORT; Kil+98; Spi08]
$\mu_\Gamma, \hat{\mu}_\Gamma$ in ms	3.6	3.6	-	-
$\sigma_\Gamma^2, \hat{\sigma}_\Gamma^2$ in $\mu\text{s}^2$	0.426	0.423	0.625	1.250
$\sigma_\Gamma, \hat{\sigma}_\Gamma$ in ms	0.652	0.651	0.790	1.581

Tabelle 4.1: Gegenüberstellung der Eigenschaften der logarithmischen Normalverteilungen vom analytischen Modell  $F_{\text{mod}}$  und den Simulationsdaten  $\hat{F}_{\text{sim}}$ , im Vergleich zu der Abschätzung der Auswirkungen von Rauschen auf die Triggergenerierung nach der korrigierten Gleichung 4.43 und der Gleichung aus der Literatur

Grund für diese Diskrepanz liegt in der Ungenauigkeit der als Quelle verwendeten Oszillatorfrequenz. Die Oszillatorfrequenz kann dabei mittels RC-, LC- oder Kippstufenschaltungen erzeugt werden. Für höhere Genauigkeitsanforderungen eignen sich Quarzoszillatoren mit nachgeschalteter Phasenregelschleife (PLL). Statt einer PLL zur Frequenzerhöhung lassen sich ebenfalls sogenannte Oberwellen-Oszillatoren einsetzen. Quarzoszillatoren erreichen eine deutlich höhere Frequenzstabilität, z.B. gegenüber Temperatureinflüssen und Alterung, als andere Oszillatorschaltungen von  $\frac{\Delta f}{f} = 10^{-6}..10^{-10}$  [TS99]. Für höchste Genauigkeitsansprüche können Atomuhren, z.B. unter Verwendung von Rubidium, für die Frequenzstabilisierung von Oszillatorschaltungen verwendet werden. Dadurch sind Frequenzabweichungen von ca.  $10^{-11}$  erreichbar [Ler12]. Die kleinen Abweichungen der Taktquelle wirken sich vorwiegend bei Messungen über einen längeren Zeitraum aus [Ler12; Pac70; Kal03].

Bei einer Zeitmessung zwischen korrespondierenden Signalen von separaten Übertragungskanälen (Leitungen, Lichtwellenleiter (LWL), Verstärker, ADC) wirken sich unterschiedliche Signallaufzeiten auf eine Absolutmessung aus. Unterschiedliche Triggerlevel der korrespondierenden Signale haben die gleiche Auswirkung. Diese Messabweichungen sind konstant und können u.U. nach einer Quantifizierung reduziert werden. Zudem spielen diese Abweichungen bei der Erfassung von Änderungen keine Rolle. Bei der Erfassung von Absolutwerten kann die Auswirkung entsprechend der benötigten zeitlichen Auflösung signifikant sein. Angenommen, zwei Signale werden auf Koaxialleitungen übertragen, die eine Längendifferenz von  $l = 2$  m aufweisen und deren Dielektrikum eine relative Permittivität von  $\epsilon_r = 2.35$  aufweist. Für eine Zustandserfassung sollen diese beiden Signale in zeitliche Relation zueinander gebracht werden. Beispielsweise ist die zeitliche Differenz ein Maß für die Phasendifferenz zweier Wellen. Der Laufzeitunterschied der Signale beträgt nach [Kar16]:

$$t_\tau = \frac{l\sqrt{\epsilon_r}}{c_0} = 10 \text{ ns.} \quad (4.55)$$

Hierbei ist  $c_0$  die Lichtgeschwindigkeit im Vakuum, welche durch den sogenannten Verkürzungsfaktor  $1/\sqrt{\epsilon_r}$  reduziert wird. Bei einer Absolutmessung würde dieser Wert als systematische Abweichung das Ergebnis beeinflussen, wohingegen bei einer Relativmessung

nur die Änderung (z.B. Änderung der Phasendifferenz) ausgewertet wird und somit der Wert keine Rolle spielt.

Eine fehlende Anpassung von Leitungswellenwiderstand, Abschlusswiderstand und Ausgangswiderstand des Sensors führen bei Messungen im HF-Bereich zu Signalreflexionen. Steile Signalfanken, wie sie bei hochaufgelösten Zeitmessungen unabdingbar sind, enthalten ebenfalls hochfrequente Bestandteile. Die durch die Leitungsenden hervorgerufenen Reflexionen lassen hin- und rücklaufende Wellen auf dem Übertragungsmedium entstehen. Sie überlagern das ursprüngliche Sensorsignal und können bei der Eventbestimmung zu großen Streuungen führen. Weitere Ausführungen sind unter anderem in [Kar16] zu finden.

Optische Messsysteme weisen spezielle zusätzliche Quellen für Messabweichungen auf. Hierbei ist die Reflexionsfläche von zu detektierenden Objekten maßgeblich. Eine mangelnde Reflexionsfähigkeit bewirkt ein schlechtes SNR. Eine variierende Reflexionsfähigkeit durch inhomogene Oberflächenstrukturen hingegen erschwert die eindeutige und wiederholbare Triggergenerierung. So entstehen variierende Reflexionswinkel im mikroskopischen Bereich aufgrund der Oberflächentopografie im Mikrometer- und Sub-Mikrometerbereich. Diese Variation kann unabhängig wie auch abhängig vom aktuellen Prozesszustand sein. Weiterhin können Störreflexionen zu abweichenden Triggerzeitpunkten führen.

### 4.3 Techniken und Verfahren zur Generierung von Trigger-Signalen für die Eventbestimmung

Für die digitale Zeitmessung sind die Techniken zur Triggergenerierung, welche den Start und den Stopp einer solchen Messung auslösen, ein wichtiger Bestandteil der Messkette. Die Auswahl einer solchen Technik richtet sich nach den vorhandenen Signalcharakteristiken, der benötigten Messpräzision, der vorhandenen Hardware und finanziellen Restriktionen. Die Abbildung 4.12 zeigt die am häufigsten eingesetzten und im folgenden Abschnitt analysierten und untersuchten Varianten zur Triggergenerierung und gibt eine Empfehlung für den Einsatz dieser, entsprechend der vorhandenen Signaleigenschaften. Zusätzlich wird die steigende Komplexität der Signalmerkmale und Techniken angezeigt. Die im Folgenden beschriebenen Varianten zur Triggergenerierung wie der Leading-Edge-Discriminator (LED) und der Constant-Fraction-Discriminator (CFD) können in analogen Schaltungen mit diskreten (einzelnen) Bauelementen sowie als digitale Implementierungen (siehe Abschnitt 4.2.2) verwendet werden.

#### 4.3.1 Leading-Edge-Discriminator

Der Leading-Edge-Discriminator (LED) stellt die am häufigsten verwendete Technik für die Generierung eines Trigger-Impulses dar. Hierbei handelt es sich um Kippschaltungen in verschiedensten Ausführungen, welche in [TS99] detailliert behandelt werden. Der Schmitt-Trigger ist am bekanntesten. Hierbei handelt es sich um einen Komparator mit Hysterese, welcher beim Durchschreiten der Triggerschwelle in positiver Richtung einen Triggerimpuls generiert. Diese Schaltung zeichnet sich durch einen geringen Preis und ihre

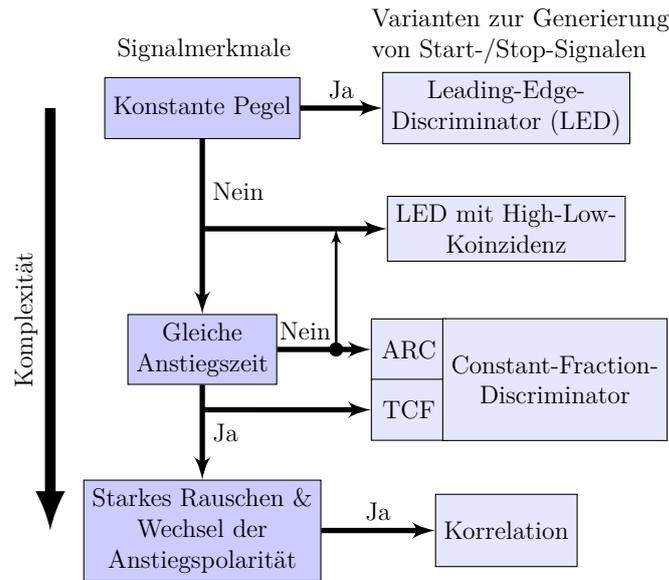


Abbildung 4.12: Übersicht der Varianten zur Triggergenerierung in Abhängigkeit von den Signaleigenschaften und Darstellung der steigenden Signalkomplexität

Einfachheit aus. Die Anstiegszeit und zulässige Amplitude des Schmitt-Triggers müssen nach den jeweiligen Anforderungen gewählt werden. Das Einsatzgebiet sollte sich nach Möglichkeit auf Signale beschränken, deren Eigenschaften eine sehr geringe Streuung aufweisen. Wie die folgenden Analysen zeigen werden, weist der LED eine vergleichsweise große Empfindlichkeit der in Abschnitt 4.2.3 beschriebenen Triggerabweichung auf und erreicht damit die geringste Präzision. Die durchzuführenden Betrachtungen am LED und dem CFD nutzen zur Vereinfachung das Signal von den Abbildungen 4.7 und 4.8. Der relevante Bereich des Dreiecksignals kann mit der Amplitude  $A$ , der Anstiegszeit  $T_r$  und einem Offset  $n$  wie folgt beschrieben werden:

$$y(t) = \frac{A}{T_r}t + n \text{ mit } t \in \mathbb{R} = [0, T_r]. \quad (4.56)$$

Der Offset  $n$  wird als die Rauschamplitude betrachtet, welche zum Triggerzeitpunkt das Signal additiv überlagert. Dadurch wird das Signal bei  $t = 0$  um den Wert  $n$  verschoben. Durch diese Betrachtung nach [Pau85] entsteht eine Kurvenschar, wobei jede mögliche Rauschamplitude eine Kurve erzeugt. Der Zeitpunkt für das Erreichen der Triggerschwelle bzw. der kontinuierliche Triggerzeitpunkt ergibt sich zu

$$\psi_{\text{LED}} = \frac{A_{\text{th}}T_r}{A} - \frac{n}{m_{\psi_{\text{LED}}}}. \quad (4.57)$$

Hierbei entspricht  $m_{\psi_{\text{LED}}}$  dem Signalanstieg beim Schwellendurchgang. Unter der Annahme, dass die Signalanstiegszeit  $T_r$ , das Rauschen  $n$  und die Signalamplitude  $A$  kleinen normalverteilten Änderungen unterliegen (siehe Abbildung 4.7), kann für eine Untersuchung der Auswirkungen auf die Generierung des Triggers die Gaußsche Fehlerfortpflanzung einer Einzelmessung nach Gleichung 4.24 verwendet werden. Die Triggerschwelle selbst

wird als konstant angenommen. Die Berechnung ergibt folgende Standardabweichung für den Zeitpunkt des generierten Triggers mit einem LED [Rei+14]:

$$\sigma_{\psi\text{LED}} = \sqrt{\left(\frac{A_{\text{th}}}{m_{\psi\text{LED}} \cdot A} \cdot \sigma_A\right)^2 + \left(\frac{A_{\text{th}}}{A} \cdot \sigma_{\text{Tr}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_n}{2 \cdot m_{\psi\text{LED}}}\right)^2}. \quad (4.58)$$

Die Analyse der Gleichung 4.58 ergibt, dass die Streuung des Triggerzeitpunktes von variierenden Amplituden und variierenden Anstiegszeiten sowie vom Rauschen hervorgerufen wird. Des Weiteren können zwei Sachverhalte festgestellt werden:

- Ein schnelleres Durchschreiten der Triggerschwelle, größerer  $m_{\psi\text{LED}}$ , minimiert zwei Effekte. Hierbei ist die Minimierung des Rauschens besonders hervorzuheben.
- Eine geringere Triggerschwelle  $\frac{A_{\text{th}}}{A}$  reduziert beide Time-Walk-Effekte. Dieser Sachverhalt wurde bereits als integrales Verhalten bezeichnet und in Abschnitt 4.2.3 festgestellt.

Der dritte Summand wurde aufgrund der durchgeführten Untersuchung von Abschnitt 4.2.3 und der resultierenden Gleichung 4.43 um den Divisor 2 erweitert. Diese Maßnahme beruht auf der Erkenntnis, dass bei einer Triggergenerierung auf einer steigenden Signalflanke ausschließlich positive Rauschamplituden beteiligt sind.

### Erweiterung des Leading-Edge-Discriminators

Für eine Minimierung des Time-Walk-Effektes unter Verwendung eines LED muss die Triggerschwelle möglichst nahe an die Ruhelage des Signals gelegt werden. Hierdurch steigt im Gegenzug allerdings die Fehlerrate der erzeugten Trigger. Denn eine Konditionierung der Rauschamplituden, um Trigger zu erzeugen, ist die Folge. Die Fehlerrate kann durch die Verwendung von zwei Schwellen reduziert werden. Die erste Schwelle wird auf einen Wert gesetzt, so dass nur vereinzelte Amplituden ein Fehltrigger auslösen können. Der Wert sollte hierbei größer als die Standardabweichung des Rauschens sein. Eine zweite Schwelle ist so platziert, dass Rauschamplituden in der Ruhelage des Signals den Trigger-Schwellwert praktisch nicht überschreiten. Sobald die niedrige Schwelle durchlaufen wird, folgt die Generierung eines vorläufig gültigen Triggers und die Speicherung des Zeitpunktes. Für eine Validierung des Triggers muss innerhalb einer Torzeit die höhere Schwelle durchlaufen werden. Die Torzeit ist hierbei an die Anstiegszeit des typischen Signalverlaufs angepasst. Wenn die höhere Triggerschwelle nicht in der vorgegebenen Zeit durchlaufen wird, handelt es sich um einen erkannten Fehltrigger. Anderenfalls ist es ein validierter Trigger und eine Speicherung des entsprechenden Triggerzeitpunktes kann erfolgen. Diese Technik wird im Folgenden - aufgrund der Verwendung einer niedrigen und einer hohen Schwelle in Verbindung mit einer Torzeit - als LED mit High-Low-Koinzidenz bezeichnet. Ähnliche Varianten wurden bei den SAPHIR-Experimenten in Bonn verwendet. Hierbei handelte es sich um den Nachweis von Reaktionsprodukten aus dem Zusammentreffen von energie-markierten Photonen auf Proton- oder Deuteron-Targets [Bar02]. Ein weitere Variante

beschreibt [Riv15]. Der Trigger einer niedrigen Schwelle wird auf ein konstantes digitales Verzögerungsglied geleitet. Die Verzögerung ist so groß, dass ein gültiger Trigger minimal später als der Trigger der höheren Schwelle an einem Und-Gatter anliegt. Dadurch wird ein validierter Trigger durch das Durchschreiten der niedrigeren Schwelle bestimmt.

### 4.3.2 Constant-Fraction-Discriminator

Die Idee des Constant-Fraction-Discriminator (CFD) basiert darauf, für die Triggergenerierung keine feste Triggerschwelle, sondern ein optimales Triggerverhältnis zu verwenden. Entsprechend der Ausführung ist dieser in der Lage, die Time-Walk-Effekte zu neutralisieren und die Auswirkung von Rauschen zu reduzieren [GM68; Pau85]. Das Prinzip eines CFD ermöglicht die Generierung eines Triggers unabhängig von der Signalamplitude. Ein Trigger wird aus der Kombination einer Verzögerung und einem proportionalen Anteil der Signalamplitude gebildet. Die Abbildung 4.13 zeigt eine Minimalimplementierung eines CFD. Das Eingangssignal (Sensorsignal) wird in zwei Pfade geleitet. In einem Pfad erfolgt eine Verzögerung, welche physisch als Leitung oder digital als Speicher realisiert werden kann. Diese Verzögerungszeit  $\tau$  muss kleiner sein als die Anstiegszeit  $T_r$  des Signals. Im anderen Pfad erfolgt eine Multiplikation mit dem Faktor  $c$ . Aufgrund des Bereichs  $0 < c < 1$  handelt es sich um eine Dämpfung. Beide Signale werden von einander subtrahiert. Ein entstehender Nulldurchgang des resultierenden Signalverlaufs entspricht dem Triggerzeitpunkt. Die Konfigurationsparameter eines CFD sind somit die Dämpfung  $c$  und die Verzögerung  $\tau$ . Ein zusätzlicher Komparator mit einstellbarer Schwelle unterbindet fehlerhafte Trigger aufgrund von Rauschen. Der CFD kann in zwei verschiedene Konfigurationen unterteilt werden. Eine ist die sogenannte True-Constant-Fraction (TCF)- und die zweite ist die Amplitude-Rise-Time-Compensated (ARC)-Ausführung [Pau85].

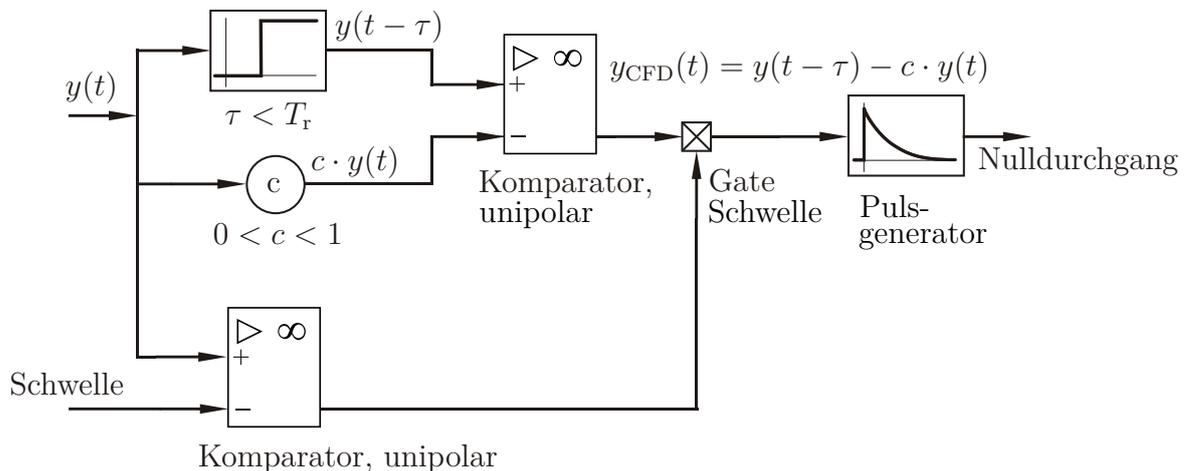


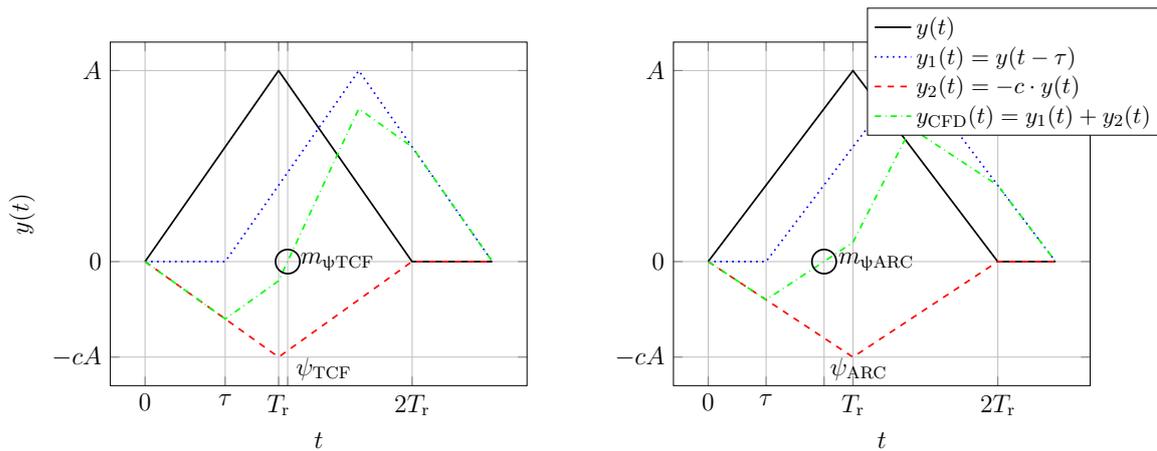
Abbildung 4.13: Minimale Realisierung eines Constant-Fraction-Discriminators zur Time-Walk-Effekt-Neutralisation bei der Triggergenerierung nach [Pau85]

Die TCF-Ausführung minimiert bzw. neutralisiert die Auswirkungen von variierenden Amplituden  $\sigma_A$ . Weiterhin ist es möglich, die Streuung des Triggers aufgrund von Rauschen

zu reduzieren. Dies wird ermöglicht, indem die beiden Signale des CFD zum Zeitpunkt des Nulldurchgangs eine entgegengesetzte Polarität des Anstiegs aufweisen (Abbildung 4.14a). Durch die Subtraktion der Signale entsteht eine Addition von Anstiegen mit gleicher Polarität. In dieser Parametrisierung ist der resultierende Triggerzeitpunkt stets größer als die Signalanstiegszeit  $\psi_{\text{TCF}} > T_r$ . Die Abbildung 4.15 zeigt die Ausgangssignale eines TCF-CFD für Eingangssignale mit unterschiedlichen Amplituden. Dort ist zu erkennen, dass die Nulldurchgänge bzw. Trigger unabhängig von der Signalamplitude zum gleichen Zeitpunkt  $\psi_{\text{TCF}}$  generiert werden. Der Triggerzeitpunkt kann für den TCF-CFD mit dem Testsignal nach Gleichung 4.56 wie folgt angegeben werden [Rei+14]:

$$\psi_{\text{TCF}} = \frac{2 \cdot c \cdot T_r + \tau_{\text{TCF}}}{c + 1} - \frac{n}{m_{\psi_{\text{TCF}}}}. \quad (4.59)$$

Hierbei entsprechen  $m_{\psi_{\text{TCF}}}$  dem Anstieg beim Schwellendurchgang und  $\tau_{\text{TCF}}$  dem Konfigurationsparameter  $\tau$  des CFD. An der Gleichung ist bereits ersichtlich, dass der Triggerzeitpunkt nicht mehr von der Signalamplitude  $A$  abhängt. Der Time-Walk-Effekt - aufgrund von variierenden Signalamplituden - wird neutralisiert.  $n$  entspricht hier der resultierenden Rauschamplitude beim Nulldurchgang des CFD-Ausgangssignals. Es entspricht somit einer additiven Überlagerung zweier Rauschquellen.



(a) Der Signalverlauf der TCF-Ausführung zeigt einen Triggerzeitpunkt  $\psi_{\text{TCF}}$  größer als die Anstiegszeit  $T_r$ .

(b) Der Signalverlauf der ARC-Ausführung zeigt einen Triggerzeitpunkt  $\psi_{\text{ARC}}$  kleiner als die Anstiegszeit  $T_r$ .

Abbildung 4.14: Die internen Signalverläufe der CFD-Varianten TCF und ARC nach Abbildung 4.13 zeigen unterschiedliche Anstiege beim Nulldurchgang des CFD-Ausgangssignals. Dadurch weist die TCF-Variante eine bessere Rauschunterdrückung auf (Abbildung nach [Rei+14]).

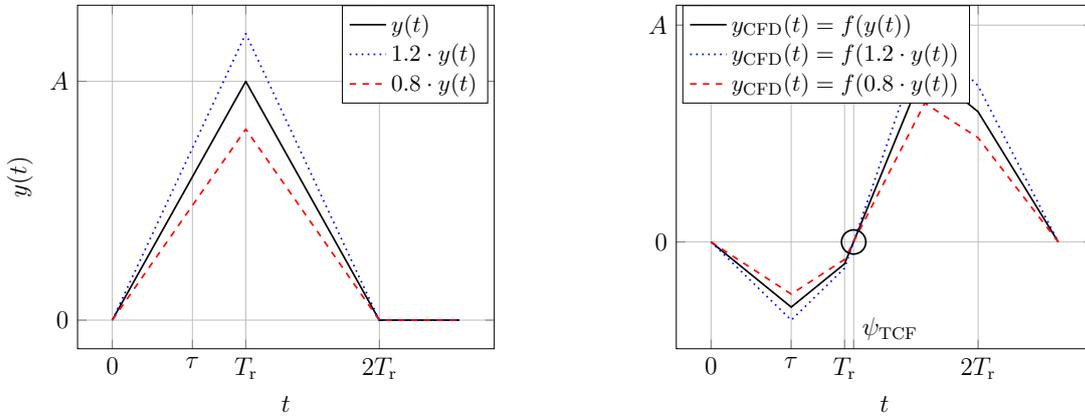
Aufgrund der bereits festgestellten Erkenntnis, dass  $\psi_{\text{TCF}} > T_r$  ist, kann der Konfigurationsparameter für die Verzögerungszeit eines TFC-CFD angegeben werden [Pau85]:

$$\tau_{\text{TCF}} > T_r(1 - c). \quad (4.60)$$

Die resultierende Standardabweichung für den Triggerzeitpunkt nach der TCF-Ausführung kann äquivalent zur Gleichung 4.58 für den LED bestimmt werden [Rei+14]:

$$\sigma_{\psi_{\text{TCF}}} = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot c}{c + 1} \cdot \sigma_{\text{Tr}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{\text{nTCF}}}{2 \cdot m_{\psi_{\text{TCF}}}}\right)^2}. \quad (4.61)$$

Hier sind  $\sigma_{\text{nTCF}}$  die Standardabweichung des resultierenden Rauschens,  $m_{\psi_{\text{TCF}}}$  der resultierende Anstieg des CFD beim Nulldurchgang,  $c$  der Dämpfungsfaktor und  $\sigma_{\text{Tr}}$  die Streuung der Signalanstiegszeit. Wie bereits festgestellt, ist keine Abhängigkeit der Signalamplitude bzw. deren Streuung vorhanden. Nur zwei Einflussfaktoren treten auf: das Rauschen und die Signalanstiegszeit. Wobei die Standardabweichung des resultierenden Rauschens nun invers proportional zum sich neu ergebenden Anstieg  $m_{\psi_{\text{TCF}}}$  des CFD ist.



(a) Eingangssignale für einen CFD mit unterschiedlichen Amplituden

(b) Resultierende Ausgangssignale eines CFD in TCF-Ausführung

Abbildung 4.15: Die Ausgangssignale des CFD in TCF-Ausführung generieren zeitgleiche Nulldurchgänge bzw. Trigger bei Eingangssignalen mit unterschiedlichen Amplituden (Abbildung nach [Rei+14]).

Wie bereits festgestellt, besteht das resultierende Rauschen des CFD aus zwei Rauschquellen. Genau genommen setzt es sich aus der Summe des Ursprungsrauschens  $X$  mit  $\sigma_n$  und des gedämpften und zeitverschobenen Rauschens  $Y = c \cdot X(t - \tau)$  mit  $\sigma_{n,t-\tau}$  zusammen. Sie werden als Rauschquellen betrachtet. Unter der Annahme, dass die beiden Rauschquellen statistisch unabhängig von einander sind, kann die resultierende Standardabweichung des Gesamtrauschens aus der Quadratwurzel der jeweiligen Standardabweichungen berechnet werden [Pap16]. Diese Annahme ist zutreffend, da der CFD eine Verzögerungsleitung aufweist und weißes Rauschen nur bei einer Verschiebung von null zueinander korreliert ist. Die Kovarianz der beiden Rauschquellen

$$\sigma_{XY} = E(X \cdot Y) - E(X) \cdot E(Y) \quad (4.62)$$

wird somit null und es ergibt sich für das resultierende Rauschen des TCF-CFD

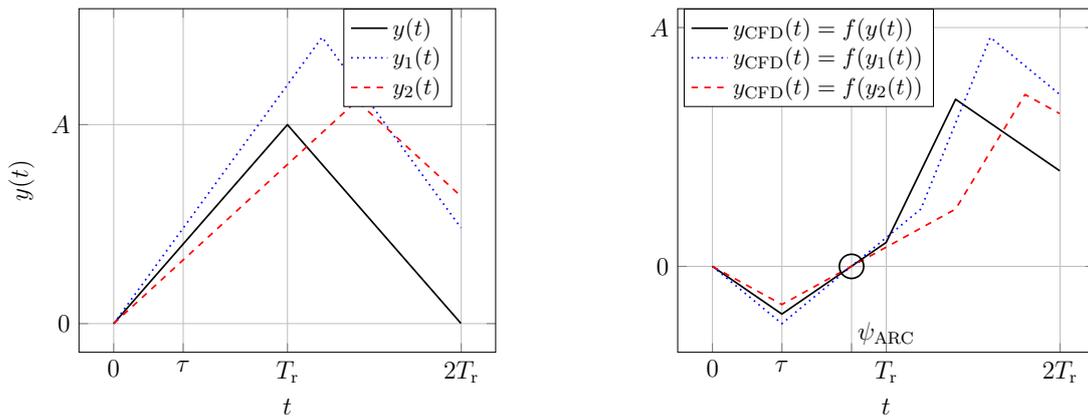
$$\sigma_{n\text{TCF}} = \sqrt{\sigma_n^2 + \sigma_{n,t-\tau}^2 + 2\sigma_{XY}} = \sqrt{\sigma_n^2 + (c \cdot \sigma_n)^2} = \sigma_n \sqrt{1 + c^2}. \quad (4.63)$$

Der resultierende Anstieg des TCF-CFD beim Nulldurchgang setzt sich aus der Addition der Teilanstiege der beiden CFD-Pfade zusammen:

$$m_{\psi\text{TCF}} = \frac{A}{T_r}(1 + c) = m_{\psi\text{LED}}(1 + c). \quad (4.64)$$

Durch das Einsetzen der beiden Gleichungen 4.63, 4.64 in die Gleichung für die resultierende Standardabweichung des TCF-CFD (Gleichung 4.61) wird ersichtlich, dass die Standardabweichung des Ursprungsrauschens  $\sigma_n$  mit dem Faktor  $\frac{1+c^2}{1+c}$  gewichtet wird. Dieser Faktor ist unter der Bedingung  $0 < c < 1$  stets kleiner als eins. Die in Gleichung 4.63 festgestellte Verstärkung des Rauschens durch die Addition der Rauschquellen wird durch den vergrößerten Anstieg nach Gleichung 4.64 mehr als kompensiert. Das Rauschen bei der Triggergenerierung eines TCF-CFD ist somit kleiner als bei einem LED:  $\sigma_n > \sigma_{n\text{TCF}}$ .

Die ARC-Ausführung ist in der Lage, die Abhängigkeit der Triggergenerierung von variierenden Amplituden und zusätzlich von streuenden Anstiegszeiten zu kompensieren. Allerdings wird dieser Vorteil mit einer höheren Empfindlichkeit gegenüber Rauschen erkauft [Pau85]. Der Grund für die erhöhte Rauschempfindlichkeit liegt in den unterschiedlichen Signalanstiegen der CFD-Pfade zum Zeitpunkt des Nulldurchgangs. Somit liegt der Triggerzeitpunkt stets vor der Signalanstiegszeit  $\psi_{\text{ARC}} < T_r$  (Abbildung 4.14b). Die Abbildung 4.16 zeigt den Signalverlauf des ARC-CFD-Ausgangs bei Eingangssignalen mit unterschiedlichen Amplituden und unterschiedlichen Anstiegszeiten. Es ist zu erkennen, dass die Nulldurchgänge bzw. Trigger unabhängig von der Signalamplitude und der Anstiegszeit zum gleichen Zeitpunkt generiert werden.



(a) Eingangssignale für einen CFD mit unterschiedlichen Amplituden und Anstiegszeiten

(b) Resultierende Ausgangssignale eines CFD in ARC-Ausführung

Abbildung 4.16: Die Ausgangssignale des CFD in ARC-Ausführung generieren zeitgleiche Nulldurchgänge bzw. Trigger bei Eingangssignalen mit unterschiedlichen Amplituden und unterschiedlichen Anstiegen.

Der Triggerzeitpunkt für den ARC-CFD kann für das Testsignal nach Gleichung 4.56 angegeben werden:

$$\psi_{\text{ARC}} = \frac{\tau_{\text{ARC}}}{1-c} - \frac{n}{m_{\psi_{\text{ARC}}}}. \quad (4.65)$$

Hierbei entsprechen  $m_{\psi_{\text{ARC}}}$  dem Anstieg beim Schwellendurchgang und  $\tau_{\text{ARC}}$  dem Konfigurationsparameter  $\tau$  des CFD. Aufgrund der Arbeitsweise des ARC-CFD liegt der Triggerzeitpunkt vor der Signalanstiegszeit. Somit kann die Verzögerungszeit  $\tau_{\text{ARC}}$  in Abhängigkeit der kleinst möglich zu erwartende Signalanstiegszeit  $T_{r,\min}$ , angegeben werden [Pau85]:

$$\tau_{\text{ARC}} < T_{r,\min}(1-c). \quad (4.66)$$

Die Gesamtstreuung für den Triggerzeitpunkt eines CFD in ARC-Ausführung kann analog zu Gleichung 4.58 eines LED angegeben werden:

$$\sigma_{\psi_{\text{ARC}}} = \frac{\sigma_{n\text{ARC}}}{2 \cdot m_{\psi_{\text{ARC}}}}. \quad (4.67)$$

An der Gleichung ist leicht zu erkennen, dass keine Abhängigkeiten mehr von der Anstiegszeit und der Amplitude des Signals vorhanden sind. Die Streuung des Triggerzeitpunktes wird ausschließlich durch das resultierende Rauschen  $\sigma_{n\text{ARC}}$  und den Anstieg zum Triggerzeitpunkt  $m_{\psi_{\text{ARC}}}$  beeinflusst. Das Rauschen des ARC ist identisch zum Rauschen des TCF nach Gleichung 4.63 anzugeben:

$$\sigma_{n\text{ARC}} = \sigma_n \sqrt{1+c^2}. \quad (4.68)$$

Aufgrund der unterschiedlichen Signalanstiege in den CFD-Pfaden ergibt sich ein kleinerer resultierender Anstieg zum Triggerzeitpunkt (Abbildung 4.14b):

$$m_{\psi_{\text{ARC}}} = m_{\psi_{\text{LED}}}(1-c). \quad (4.69)$$

Eine Analyse analog zum TCF-CFD zeigt, dass das Ursprungsrauschen  $\sigma_n$  aufgrund des resultierenden Rauschens und Signalanstiegs mit dem Faktor  $\frac{\sqrt{1+c^2}}{1-c}$  gewichtet wird. Dieser Faktor ist unter der bereits definierten Bedingung  $0 < c < 1$  stets größer als eins. Dadurch wird eine durch Rauschen verursachte Streuung des Triggerzeitpunktes immer größer sein als bei einem CFD in TCF-Ausführung und einem LED.

CFD arbeiten nur dann zuverlässig, wenn das Signal wiederholbar homogen verläuft, wie das z.B. bei Gauß-, Rechteck-, Dreieck- und Sinusförmigen-Verläufen der Fall ist. Anderenfalls wird eine Konfiguration der beiden CFD-Parameter erschwert bzw. unmöglich. Beim LED ist dieses Problem - aufgrund nur eines Konfigurationsparameters - deutlich besser beherrschbar. Eine Zusammenfassung der Analysen der verschiedenen flankenbasierten Techniken zur Triggergenerierung sind in der Tabelle 4.2 dargestellt. Unter der Berücksichtigung der Signalanstiege der einzelnen Techniken ergeben sich folgende Relationen der Rausch Auswirkungen auf die Streuung der Triggerzeitpunkte [Rei+14]:

$$\sigma_{\text{nTCF}} < \sigma_{\text{n}} < \sigma_{\text{nARC}}. \quad (4.70)$$

LED	TCF-CFD	ARC-CFD
$\sigma_{\psi\text{LED}} = f(\sigma_{\text{A}}, \sigma_{\text{Tr}}, \sigma_{\text{n}})$	$\sigma_{\psi\text{TCF}} = f(\sigma_{\text{Tr}}, \sigma_{\text{n}} \cdot \frac{\sqrt{1+c^2}}{1+c})$	$\sigma_{\text{TARC}} = f(\sigma_{\text{n}} \cdot \frac{\sqrt{1+c^2}}{1-c})$

Tabelle 4.2: Zusammenfassung der qualitativen Ergebnisse zur Analyse der Streuung an Techniken zur flankenbasierten Triggergenerierung [Rei+14]

Der TCF-CFD eignet sich besonders bei Signalen, die eine variierende Amplitude und die nur eine geringe oder gar keine Streuung der Anstiegszeit aufweisen. Zudem kann die Auswirkung von Rauschen gegenüber einem ARC-CFD und einem LED verringert werden. Der ARC-CFD zeigt seine Vorteile, wenn die Signale variierende Amplituden und variierende Anstiegszeiten aufweisen. Allerdings sind die Rausch Auswirkungen hier am größten. Weiterhin kann diese CFD-Ausführung leichter Anwendung bei nicht homogenen Signalverläufen finden. Denn der Triggerzeitpunkt liegt vor der Anstiegszeit, wodurch der Nulldurchgang ausschließlich durch den Anteil der steigenden Flanke des Eingangssignals gebildet wird. Eine Verarbeitung der Signalamplitude (Maximum) und des Signalabfalls entfällt. Durch die Wahl einer möglichst kleinen Verzögerungszeit  $\tau_{\text{ARC}}$  ist eine weitere Reduktion des zu berücksichtigenden Signalbereichs möglich. Dadurch kann das Verhalten weiter verbessert werden.

Das „zero crossing“ und das „first moment timing (Integration)“ sind zwei weitere Techniken für die Triggergenerierung. Beim „zero crossing“ wird ähnlich wie bei einem CFD der Nulldurchgang eines bipolaren Signals detektiert. Es reduziert den Time-Walk-Effekt in der Amplitude. Allerdings steigt durch einen reduzierten Anstieg im Nulldurchgang die Sensitivität gegenüber dem Time-Jitter-Effekt [Spi08]. Beim „first moment timing“ wird das Sensorsignal integriert und das Überschreiten einer Triggerschwelle detektiert. Es eignet sich für Signale mit sehr kleinen Pegeln, ist dabei allerdings fehleranfällig gegenüber Rauschen und den Time-Walk-Effekten. Eine Erweiterung durch High-Low-Koinzidenz (Abschnitt 4.3.1) führt zur Reduktion der Time-Walk-Effekte.

### 4.3.3 Korrelation

Ein weitere Möglichkeit zur Generierung von Triggersignalen basiert auf der Verwendung eines Matched-Filters. Die Idee hierbei ist, dass ein ganzer Impuls detektiert wird, wobei zum Detektionszeitpunkt  $T$  ein optimiertes SNR vorliegt. Matched-Filter wurden u.a. in [OL15; Wer08; Wer17; Leó15] ausführlich behandelt. Aus diesem Grund erfolgt zunächst eine kurze Zusammenfassung der Technik aus der Literatur und im Anschluss eine detaillierte Analyse für die Anwendung zur Zeitmessung.

Das maximale SNR soll mit der Verwendung eines geeigneten Filters  $h(t)$  erreicht werden. Es wird angenommen, ein reelles Sensorsignal  $z(t)$  wird von einem weißen Rauschen  $n(t)$  additiv zu einem Messsignal  $y(t)$  überlagert. Das Messsignal wird in ein Messsystem mit

dem Eingangsfiler  $h(t)$  geleitet. Im Zeitbereich erfolgt eine Faltung (Faltungsoperator  $*$ ) des Messsignals mit der Impulsantwort des Filters:

$$x(t) = (z(t) + n(t)) * h(t) = z(t) * h(t) + n(t) * h(t) = z_h(t) + n_h(t). \quad (4.71)$$

Das SNR ist nach Gleichung 4.38 durch den Quotienten aus den mittleren Leistungen des Nutzsignals und des additiv überlagerten Rauschens definiert, wobei hier ausschließlich der Detektionszeitpunkt  $T$  relevant ist:

$$\text{SNR} = \frac{z_h^2(T)}{E\{n_h^2(T)\}}. \quad (4.72)$$

Unter der Verwendung des Faltungsintegrals, der Annahme, dass es sich bei  $n(t)$  um weißes Rauschen handelt und der Erweiterung der Gleichung mit der Signalenergie

$$E_z = \int_{-\infty}^{\infty} |z(T - \tau)|^2 d\tau, \quad (4.73)$$

ergibt sich folgender Ausdruck [OL15]:

$$\text{SNR} = \frac{E_z}{N_0} \frac{\left| \int_{-\infty}^{\infty} h(\tau) z(T - \tau) d\tau \right|^2}{\int_{-\infty}^{\infty} |h(\tau)|^2 d\tau \int_{-\infty}^{\infty} |z(T - \tau)|^2 d\tau}. \quad (4.74)$$

$N_0$  entspricht der Leistungsdichte des weißen Rauschens. Die Analyse des rechten Bruches ergibt, dass der Zähler dem Korrelationskoeffizienten an der Stelle  $T$  entspricht und der Nenner das Produkt der Signalenergien des Sensorsignals und des Filters enthält. Somit hat dieser Bruch eine große Ähnlichkeit mit dem normierten Korrelationskoeffizienten [OL15]:

$$\rho_{zh} = \frac{\int_{-\infty}^{\infty} z(t)h(t)dt}{\sqrt{E_z E_h}}. \quad (4.75)$$

Es folgt für Gleichung 4.74:

$$\text{SNR} = \frac{E_z}{N_0} \rho_{zh}^2. \quad (4.76)$$

Der normierte Korrelationskoeffizient kann nur Werte zwischen  $-1$  und  $+1$  annehmen. Wenn das Quadrat des Korrelationskoeffizienten 1 ergibt, wird das maximale SNR erreicht. Dies ist der Fall, wenn die Impulsantwort des Filters dem gespiegelten und um  $T$  verschobenen Sensorimpuls der Länge  $T$  entspricht:

$$h(t) = z(T - t). \quad (4.77)$$

Für die Auslegung eines Matched-Filters muss das zu erwartende Eingangssignal bekannt sein. Wenn das Messsignal rauschfrei ist, resultiert das Ausgangssignal des Matched-Filters nach den Gleichungen 4.71, 4.77 wie folgt:

$$x(t) = z(t) * z(T - t) = \int_{-\infty}^{\infty} z(\tau)z(t + \tau)d\tau. \quad (4.78)$$

Diese Gleichung zeigt, dass die Faltung des Messsignals  $z(t)$  mit dem gespiegelten und um  $T$  verschobenen Messsignal  $z(T - t)$  einer Autokorrelation  $r_{zz}$  von  $z(t)$  entspricht. Die Autokorrelationsfunktion hat ihren Maximalwert an der Stelle  $T$ , wenn die gesamte Energie des Sensorsignals im Filter ist. Aufgrund der Ähnlichkeit des Faltungs- und des Korrelationsintegrals können beide in folgende Beziehung gesetzt werden [Leó15]:

$$\begin{aligned} z(\tau) * h(\tau) &= z(\tau) \circ h(-\tau) = r_{zh} = \dots \\ z(\tau) * z(-\tau) &= z(\tau) \circ z(\tau) = r_{zz}. \end{aligned} \quad (4.79)$$

Hierbei steht  $\circ$  für den Korrelationsoperator und  $r_{zh}$  für die Kreuzkorrelation. Durch diese Beziehung wird ersichtlich, dass ebenfalls eine Korrelation des Messsignales mit dem zu erwartenden Sensorsignal möglich ist. Daher ist der Begriff Korrelationsfilter ebenfalls gebräuchlich.

## Untersuchung

Die Korrelation beschreibt die Ähnlichkeit zweier Signale. Da sich der Matched-Filter auf eine Korrelation zurück führen lässt, muss die Detektion auch für ähnliche Signale gegeben sein, wobei entsprechend ein optimales SNR zu erreichen ist. Der Filter soll für das Sensorsignal  $z(t)$  nach den Gleichungen 4.77, 4.74 optimiert sein. Angenommen, das Sensorsignal weist im Folgenden eine Variation der Amplitude auf, welche exemplarisch für einen Sensorimpuls mit  $a$  in das Korrelationsintegral von Gleichung 4.78 eingefügt wird:

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} a \cdot z(\tau)z(t + \tau)d\tau. \quad (4.80)$$

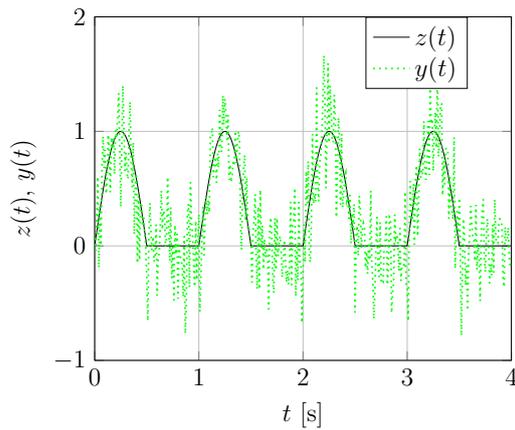
Dieser Faktor bewirkt ausschließlich eine Skalierung aller Korrelationskoeffizienten. Das Ergebnis bleibt somit qualitativ konstant. Es kann gefolgert werden, dass eine Triggeregenerierung mittels Korrelation mit einem ähnlichen Referenzsignal den Einfluss von Rauschen minimiert und den Einfluss von variierenden Signalamplituden neutralisiert. Dadurch ermöglicht das Verfahren die Minimierung des Time-Jitter-Effekts und die Neutralisation einer der beiden Time-Walk-Effekte (Abschnitt 4.2.3). Allerdings beeinflussen variierende

Anstiegszeiten und Pulsdauern des Messsignals die Ähnlichkeit zu einem Referenzimpuls und damit die Triggergenerierung erheblich.

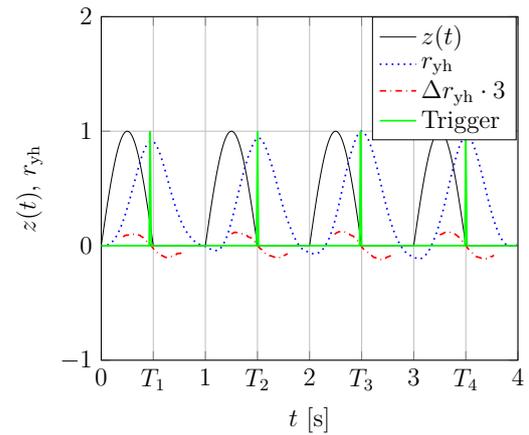
Abbildung 4.17 zeigt die Resultate einer Matched-Filter-Realisierung mit Korrelation. Der Filter  $h(t)$  ist mit einer Sinushalbwellenform des zu erwartenden Sensorsignals  $z(t)$  als Referenz ausgelegt. Das Messsignal  $y(t)$  wird mit der Filterfunktion korreliert. Das Ergebnis ist der Vektor des Kreuzkorrelationskoeffizienten  $r_{yh}$ . Es erfolgt eine Differenzenbildung über den Vektor zu  $\Delta r_{yh}$ . Die Wendepunkte entsprechen den Maxima der Kreuzkorrelationskoeffizienten. Maxima, die über einer festzulegenden Schwelle liegen, stellen die Triggerpunkte für den erkannten Sensorimpuls dar. Die Position des ersten Triggers liegt im ungestörten Fall an der Position  $T$  - der Länge des Referenzimpulses  $h(t)$  - und erreichen dort das optimale SNR. In diesem Fall liegt  $T$  bei 0.5 s.

Im ersten zu untersuchenden Fall nach Abbildung 4.17a ist das Sensorsignal stark verrauscht. Es liegt ein niedriges SNR von 7.3 dB vor. In Abbildung 4.17b ist mit  $r_{yh}$  das Ergebnis der Korrelation mit dem Filter dargestellt. Die generierten Triggerzeitpunkte sind nahezu identisch mit den ungestörten Positionen  $T_1$  bis  $T_4$ . Trotz des sehr stark gestörten Signals wird eine hohe Präzision in der Triggergenerierung erreicht. Im zweiten zu untersuchenden Fall von Abbildung 4.17c wird zu dem Rauschvektor eine zweite Störung in Form variierender Amplituden  $a(t)$  des Sensorimpulses hinzugefügt. Dadurch weist jeder Sensorimpuls mit  $z(t) \cdot a(t)$  eine andere Amplitude auf. Die Abbildung 4.17d zeigt das Ergebnis  $r_{yh}$  der Korrelation mit dem verrauschten Signal mit variierender Amplitude. Die Triggerzeitpunkte sind nahezu nicht beeinflusst, obwohl ein schlechtes SNR und Amplitudenvariationen von  $> |\pm 30| \%$  vorliegen.

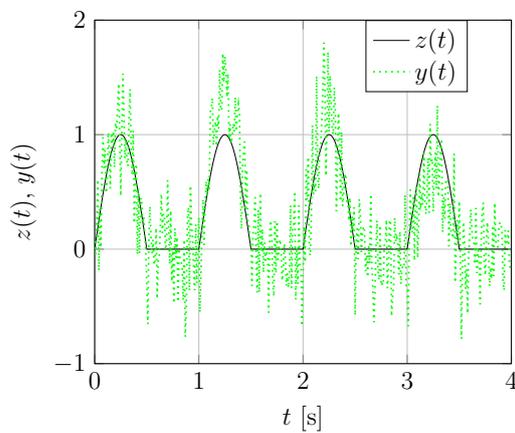
Die Triggergenerierung mit Korrelation erreicht eine sehr gute Präzision bzw. geringe Streuung bei schlechtem SNR und variierenden Signalamplituden. Zudem ist dieses Verfahren das einzige, welches ebenso einen lokalen Wechsel der Anstiegspolarität kompensieren kann. Solch ein Effekt kann zu großen Streuungen führen, da z.B. der LED und der CFD nur sehr kleine Signalmomente für die Triggergenerierung verwenden. Die Korrelation hingegen stellt ein Ähnlichkeitsmaß zur Verfügung, welches das gesamte Signal verwendet. Dies erfordert allerdings die Berechnung des Korrelationsintegrals über die Sensorimpulslänge  $T$ . Der Einsatz in Echtzeitmesssystemen ist damit nach heutigem Stand kostenintensiv und schwierig umzusetzen. Besonders bei der zeitlich hochaufgelösten Erfassung von Sensorsignalzuständen im Bereich von einigen 100 MHz wird ersichtlich, dass die Impulslängen mehrere tausend Werte lang sein können. Das Korrelationsintegral mit seinen Multiplikationen über alle Werte und anschließender Summenbildung für jeden Verschiebungsschritt muss dann berechnet werden. An dieser Stelle sind Optimierungen denkbar. So könnte im ersten Schritt eine „grobe“ Triggergenerierung mit einem LED durchgeführt werden, um dann im Anschluss eine Korrelation in einem sehr kleinen Verschiebungsbereich des Korrelationsintegrals einzusetzen. Dadurch kann die Performance bei gleicher Präzision deutlich erhöht werden.



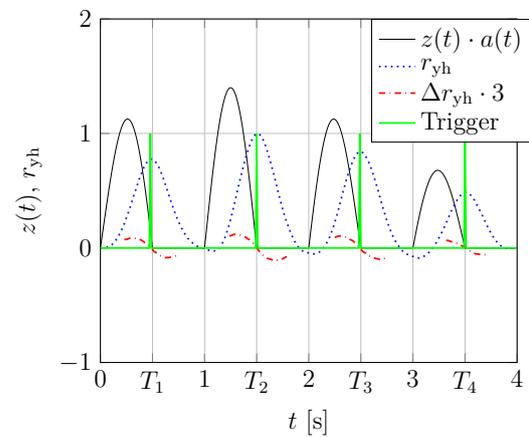
(a) Ungestörtes Sensorsignal  $z(t)$  und durch Rauschen  $n(t)$  gestörtes Sensorsignal  $y(t)$



(b) Einfluss durch Rauschen: Triggergenerierung mittels Gradientenauswertung  $\Delta r_{yh}$  des Kreuzkorrelationsvektors  $r_{yh}$



(c) Ungestörtes Sensorsignal  $z(t)$  und durch Rauschen  $n(t)$  gestörtes Sensorsignal  $y(t)$  mit variierender Amplitude  $a(t)$



(d) Einfluss durch Rauschen und variierende Amplituden  $a(t)$ : Triggergenerierung mittels Gradientenauswertung  $\Delta r_{yh}$  des Kreuzkorrelationsvektors  $r_{yh}$

Abbildung 4.17: Simulationsergebnisse zur Triggergenerierung mit einem Matched-Filter: Plot a) und b) zeigen, dass die Triggergenerierung bei einem stark verrauschten Signal  $y(t)$  nahezu unbeeinflusst ist. Plot c) und d) zeigen, dass die Triggergenerierung bei einem stark verrauschten Signal mit variierender Amplitude  $a(t)$  nahezu unbeeinflusst ist. Der Rauschvektor  $n(t)$  und der Matched-Filter  $h(t)$  sind für beide Untersuchungen identisch.

## 4.4 Resultierende Fehlerfortpflanzung bei hochaufgelösten digitalen Zeitmessungen

Eine hochaufgelöste Zeitmessung unterliegt einer Vielzahl von möglichen Quellen für Messabweichungen. Die Abbildung 4.18 gibt einen Überblick der relevanten und in diesem Kapitel behandelten zufälligen Messabweichungen und deren Standardabweichungen sowie die Entstehungs- bzw. Wirkungsorte. Systematische Abweichungen, wie z.B. Abweichungen

im Quelltakt des Zählers, werden an dieser Stelle bewusst vernachlässigt. Denn diese sind oft konstant und können somit bei Relativmessungen (Messungen von Änderungen) vernachlässigt werden. Insbesondere die Abweichung im Quelltakt des Zählers spielt bei Kurzzeitmessungen oft nur eine sehr geringe Rolle. Durch eine Erhöhung des Detaillierungsgrades können weitere Quellen wie Temperatureinfluss, Nichtlinearität, Betriebsspannung usw., identifiziert werden. Alle diese zusätzlichen Einflussfaktoren können mit den hier aufgeführten Quellen für Messabweichungen modelliert werden.

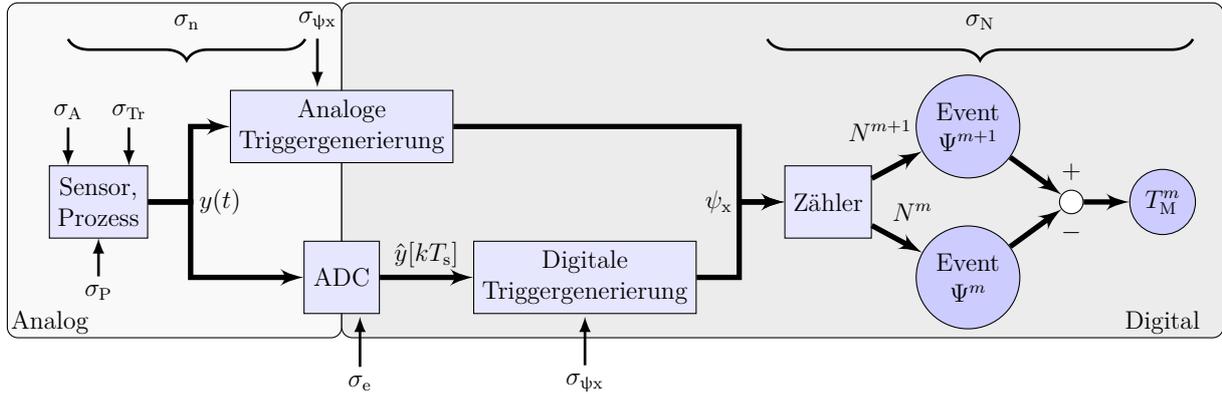


Abbildung 4.18: Darstellung der Messkette für hochaufgelöste digitale Zeitmessungen unter dem Fokus der relevant auftretenden Quellen von zufälligen Messabweichungen

Nach der Abbildung 4.18 wird die Streuung eines diskreten Events  $\Psi^m$  durch die Variationen der Amplitude  $\sigma_A$  und der Anstiegszeit  $\sigma_{Tr}$  des Sensorsignals, dem Rauschen bzw. Umgebungsrauschen  $\sigma_n$ , bei Verwendung eines ADC dem Quantisierungsrauschen  $\sigma_e$  und dem Prozessrauschen  $\sigma_P$  beeinflusst:

$$\sigma_\Psi = f(\sigma_A, \sigma_{Tr}, \sigma_n, \sigma_e, \sigma_P). \quad (4.81)$$

Bei der Verwendung eines ADC (Abbildung 4.18, unterer Zweig) kann das Mess-  $\sigma_n$  und das Quantisierungsrauschen  $\sigma_e$  unter den Voraussetzungen kleiner Quantisierungsstufen  $\Delta$  (hohe Auflösung des ADC) (Abschnitt 4.2.2) und statistischer Unabhängigkeit als ein gemeinsames Rauschen

$$\sigma_{n,e} = \sqrt{\sigma_n^2 + \sigma_e^2} \quad (4.82)$$

betrachtet werden. Die Auswirkungen der Variationen der Amplitude und der Anstiegszeit des Sensorsignals sowie des Rauschens können als die Streuung bei der Triggergenerierung

$$\sigma_{\psi_x} = f(\sigma_A, \sigma_{Tr}, \sigma_{n,e}) \quad (4.83)$$

zusammengefasst werden. Sie sind somit offensichtlich abhängig von der verwendeten Technik (siehe Abschnitt 4.3). Dies ist durch den Index  $x$  gekennzeichnet. Im erhöhten Abstraktionsgrad ist die Streuung eines Events von der Triggergenerierung mit der Technik  $x$  und dem Prozessrauschen beeinflusst:

$$\sigma_{\Psi_x} = f(\sigma_{\psi_x}, \sigma_P). \quad (4.84)$$

Durch die Differenzenbildung zweier Events nach Gleichung 4.4 wird eine Zeitmessung mit dem Messwert  $T_m^m$  durchgeführt. Die Berücksichtigung der Quellen von zufälligen Messabweichungen (Gleichungen 4.81 bis 4.84) der einzelnen Events führt zu einer Fehlerfortpflanzung auf das Messergebnis der zu bestimmenden Zeitdifferenz  $T_M$ . Zusätzlich kommt die  $\pm 1$ -Zählabweichung  $\sigma_N$  hinzu (Abschnitt 4.2.1). Die Streuung  $\sigma_N$  der  $\pm 1$ -Zählabweichung ist durch die Periodendauer des Quelltaktes bestimmt. Für erhöhte Auflösungen und infolgedessen kleinere Streuungen ist es möglich, TDC's einzusetzen. TDC's können als eine hybride Technik ausgeführt sein. Sie werden als Kombination von digitalem Zähler und analoger Interpolation innerhalb einer Taktperiode realisiert. Die analoge Interpolation erfolgt mittels Kondensator-Ladeschaltung. Rein digitale Vertreter sind die sogenannten „Fully-Digital-TDC's“ mit digitalem Zähler und digitaler Interpolation [Hen10].

Im Folgenden wird die Fehlerfortpflanzung in drei einzelnen Verarbeitungsschritten detailliert nach Abbildung 4.18 dargestellt. Im ersten Schritt erfolgt über ADC's eine Diskretisierung von  $y(t)$  zu  $\hat{y}[kT_s]$  mit dem zugehörigen Quantisierungsrauschen  $\sigma_e$ . Anschließend werden mit Hilfe digitaler Triggertechniken die Triggerzeitpunkte  $\psi_x^{m+1}$ ,  $\psi_x^m$  generiert. Aus der Differenz dieser ergibt sich die zu messende Zeit  $T_{M,1}$  mit der Angabe einer Standardabweichung. Jeder dieser Triggerzeitpunkte weist eine Streuung  $\sigma_{\psi_x^{m+1}}$  bzw.  $\sigma_{\psi_x^m}$  auf. Sie werden im Folgenden als statistisch unabhängig voneinander und in der Größe als gleich angesehen. Somit gilt  $(\sigma_{\psi_x^{m+1}})^2 = (\sigma_{\psi_x^m})^2 = \sigma_{\psi_x}^2$  und es folgt:

$$T_{M,1}^m = (\psi_x^{m+1} - \psi_x^m) \pm \sqrt{(\sigma_{\psi_x^{m+1}})^2 + (\sigma_{\psi_x^m})^2} = (\psi_x^{m+1} - \psi_x^m) \pm \sqrt{2}\sigma_{\psi_x}. \quad (4.85)$$

Im zweiten Schritt erfolgt die Zeitdiskretisierung der Triggerzeitpunkte über einen Quelltakt mit der Periode  $T_s$  und den Zähler mit der einhergehenden Ausgabe eines Zählerstandes  $N_x$ . Hierdurch wird zu den bisherigen Triggerabweichungen die  $\pm 1$ -Zählabweichung hinzugefügt:

$$T_{M,2}^m = (N_x^{m+1} - N_x^m)T_s \pm \sqrt{2\sigma_{\psi_x}^2 + \sigma_N^2}. \quad (4.86)$$

Im letzten Schritt erfolgt die Einführung der Events und des Prozessrauschens:

$$T_M^m = (\Psi^{m+1} - \Psi^m) \pm \sqrt{2\sigma_{\psi_x}^2 + 2\sigma_P^2 + \sigma_N^2} = (\Psi^{m+1} - \Psi^m) \pm \sqrt{2\sigma_{\Psi_x}^2 + \sigma_N^2}. \quad (4.87)$$

Die Präzision und somit die Standardabweichung einer hochaufgelöst gemessenen Zeitdifferenz

$$\sigma_{TM} = \sqrt{2\sigma_{\psi_x}^2 + 2\sigma_P^2 + \sigma_N^2} = \sqrt{2\sigma_{\Psi_x}^2 + \sigma_N^2} \quad (4.88)$$

wird von folgenden Faktoren qualitativ beeinflusst:

$$\sigma_{TM} = f(\sqrt{2}\sigma_A, \sqrt{2}\sigma_{Tr}, \sqrt{2}\sigma_n, \sqrt{2}\sigma_e, \sigma_N, \sqrt{2}\sigma_P). \quad (4.89)$$

Die ersten vier Faktoren sind von der verwendeten Technik zur Triggergenerierung und  $\sigma_e$  zusätzlich von der Quantisierung des ADC abhängig. Eine Beeinflussung von  $\sigma_N$  ist durch den Quelltakt bzw. den Einsatz von TDC's gegeben.

Im Folgenden werden Vorgehensweisen und Abschätzungen aufgezeigt bzw. zusammengefasst, um die Präzision von Events und den damit zu bildenden Zeitdifferenzen detailliert Quantifizieren zu können. Die Streuung durch die Zählabweichung kann nach Abschnitt 4.2.1 im Mittel mit  $\overline{\sigma_N} = 0.3927 \cdot T_{\text{ref}}$  angegeben werden. Die Standardabweichung des Quantisierungsrauschens beträgt nach Gleichung 4.37 in guter Näherung  $\sigma_e = \sqrt{\Delta^2/12}$ . Das Gesamtrauschen als Kombination von Quantisierungsrauschen und  $\sigma_n$ -Rauschen bzw. dem Umgebungsrauschen ist als (gemeinsames) Messrauschen mit der Streuung  $\sigma_{n,e}$  abbildbar. Dadurch ist das Umgebungsrauschen mit  $\sigma_n = \sqrt{\sigma_{n,e}^2 - \sigma_e^2}$  abschätzbar. Als Zeitabschnitt für die statistische Untersuchung des Messrauschens eignen sich z.B. Signalpausen zwischen Sensorimpulsen. Hierbei ist für die statistische Sicherheit auf einen geeigneten Stichprobenumfang von  $\geq 100$  zu achten. Die verbleibenden Streuanteile  $\sigma_A$ ,  $\sigma_{Tr}$  und  $\sigma_P$  zu separieren, gestaltet sich schwieriger. Aus diesem Grund werden diese Anteile oft zu einer Größe zusammengefasst und ebenfalls als Prozessrauschen bezeichnet. Mit mehr Aufwand können die Varianzen der Amplitude und Anstiegszeit gegebenenfalls mit Signalanalysen bestimmt werden. Hierbei gilt es zu beachten, dass diese Varianzen abhängig vom jeweiligen Prozesszustand sein können. Durch die Verwendung eines CFD in ARC-Ausführung (Abschnitt 4.3.2) sind die Auswirkungen der Time-Walk-Effekte und somit die Auswirkungen von  $\sigma_A$  und  $\sigma_{Tr}$  deutlich zu reduzieren bzw. zu neutralisieren. Dadurch ist eine Abschätzung des Prozessrauschens  $\sigma_P$  möglich.

# Kapitel 5

## Mess- und Analysekonzept zur Bestimmung des Verdichterbetriebspunktes

Im nachfolgenden Kapitel wird das gesamte entwickelte Mess- und Analysekonzept für das neue Verfahren zur Betriebspunktbestimmung von Axialverdichtern vorgestellt. Es erfolgt zunächst die Analyse der Auswirkungen variierender Betriebspunkte auf die aerodynamischen Schaufelkräfte in Bezug auf Wirkrichtung und Betrag. Grundlage der Analyse stellen die Betrachtungen des Kapitels 3 und die Datenbasis einiger vorheriger Arbeiten dar. Es folgt die Vorstellung des eingesetzten BTT-Messverfahrens und die Vorgehensweise zur Positionsbestimmung von Schaufelspitzen bzw. -auslenkungen in Relation zur einer Referenz. Im Weiteren wird die Positionsbestimmung von Schaufelspitzen in Kurzform als die Positionsbestimmung von Schaufeln bezeichnet. Es werden die zu stellenden Forderungen an ein Messsystem definiert. Dies erfolgt auf der Grundlage einer umfangreichen Untersuchung zu den zu erwartenden Schaufelauslenkungen. An einem Verdichterprüfstand aufgezeichnete Messdaten und ergänzende analytische Beschreibungen einer als Biegebalken vereinfachten Verdichterschaukel stellen die Grundlage dieser Untersuchung dar. Aussagekräftige Ergebnisse der zu erwartenden Auslenkungen in Abhängigkeit des Verdichterbetriebspunktes werden angegeben und ermöglichen im Anschluss eine Spezifizierung des einzusetzenden Messsystems. Es werden drei entwickelte Varianten zur messtechnischen Erfassung von Schaufelauslenkungen vorgestellt und ihre Vor- und Nachteile diskutiert. Sie unterscheiden sich im messtechnischen Aufwand, in der benötigten Präzision und Auflösung und im Detaillierungsgrad der bereitgestellten Informationen zu den Schaufelauslenkungen. Ein entwickeltes und eingesetztes hochgenaues und hochauflösendes Referenzsystem wird präsentiert. Dieses System steigert die Präzision der Messung von Schaufelauslenkungen. Vergleichsmessungen erzielten eine Verbesserung um den Faktor 13. Im Anschluss wird ein speziell entwickelter und erfolgreich eingesetzter optischer Sensor vorgestellt. Dieser reduziert die Querempfindlichkeit der Orientierung des Sensors zur Verdichterschaukel deutlich. Resultierend daraus erfolgte die Steigerung der Präzision von Messungen. Verdichterschaukeln neigen zu Schwingungen, welche die Bestimmung von Betriebspunkt abhängigen Auslenkungen erschwert. Es werden Sensorpositionierungen vorgeschlagen, die sich auf

Eigenform- und Eigenfrequenz-Analysen der Verdichterschaufeln begründen. Mit dieser Positionierung ist eine Reduktion der Einflüsse von Schaufelschwingungen auf die Messung zu erzielen. Zum Abschluss des Kapitels wird das verwendete Analysekonzept vorgestellt. Dies beinhaltet die Bestimmung von Schaufelpositionen bzw. -auslenkungen mit LED. Zur Erhöhung der Präzision wird eine anschließende Matched-Filterung durchgeführt.

## 5.1 Konzept zur Betriebspunktabhängigkeit der aerodynamischen Schaufelkräfte

Das neuartige Verfahren zur Bestimmung des Betriebspunktes eines Axialverdichters wird über die Messung von Schaufelauslenkungen realisiert. Der Ansatz für dieses Verfahren beruht auf der Annahme, dass die Schaufelauslenkungen eine Information über den aktuellen Betriebspunkt enthalten. Somit soll die Auslenkung der Schaufel eine Abhängigkeit zu den Verdichterzuständen aufweisen. Zu diesen Zuständen gehören die Drehzahl, das Druckverhältnis und der Massendurchfluss. Eine Abhängigkeit zum Wirkungsgrad wäre damit ebenfalls gegeben. Die Verdichterschaufel wird somit als Sensorelement zur Messung von Totaldruck und Massendurchfluss verwendet. Die Messung der Verdichterdrehzahl ist technisch gut beherrschbar und dient zusammen mit der Schaufelauslenkung zur Bestimmung des Betriebspunktes an Axialverdichtern. Die Annahme, dass Schaufelauslenkungen Betriebspunktinformationen enthalten, wird durch die Analysen der auftretenden Schaufelkräfte aus den Abschnitten 3.1, 3.5 gestützt. Die daraus gewonnenen und weiterführenden Erkenntnisse werden im Folgenden diskutiert.

Die Abbildung 5.1 zeigt eine Axialverdichterschaufel mit den Anström- und Abströmbedingungen.  $v_1$  und  $v_2$  sind die relative An- bzw. Abströmung des Fluides zur Schaufel. Sie ergeben sich aus den entsprechenden Geschwindigkeitsdreiecken der absoluten Strömung  $c_1$  und der Umfangsgeschwindigkeit der Schaufel  $u$  (siehe dazu Abschnitt 3.1). Die resultierende Kraft  $F_r$  wirkt an der Schaufel und lenkt diese aus. Wie bereits festgestellt wurde, entsteht diese Reaktionskraft aufgrund einer Impulsänderung in Form einer Strömungsumlenkung (siehe Abschnitt 3.1). Die Kraft setzt sich aus der Auftriebskraft  $F_A$  und der Widerstandskraft  $F_W$  zusammen. Die Auftriebskraft steht nach [How45b; LSB53] senkrecht auf der gemittelten Zuströmung  $v_m$  (Gleichung 3.17) und bewirkt damit maßgeblich die Strömungsumlenkung. Die Widerstandskraft liegt parallel zur gemittelten Zuströmung und ist damit verantwortlich für Verluste (siehe Abschnitt 3.5). Die resultierende Kraft kann in eine axiale  $F_{ax}$  und in eine tangentialer  $F_t$  Komponente zerlegt werden. Die Beschreibung der Schaufelausrichtung im Verdichter erfolgt über den Staffelungswinkel  $\lambda$  zwischen der Axialrichtung und der Schaufelsehne  $s$ . Der Winkel zwischen der relativen Strömungsrichtung und der Schaufelsehne wird Anstellwinkel  $\alpha_1$  genannt. Jedes Profil hat einen Arbeitsbereich in Form des Anstellwinkels, in dem die Strömung stabil bzw. laminar dem Profil folgen kann. In diesem Bereich ist der Widerstand minimal. Sobald der Arbeitsbereich des Anstellwinkels unter- bzw. überschritten wird, steigen die Verluste in Form des Widerstandes stark an und es kommt zu Strömungsablösungen an der Schaufel. Alternativ zu  $\alpha_1$  wird der Winkel  $\beta$  zwischen der Strömungsrichtung und der Umfangsrichtung verwendet.

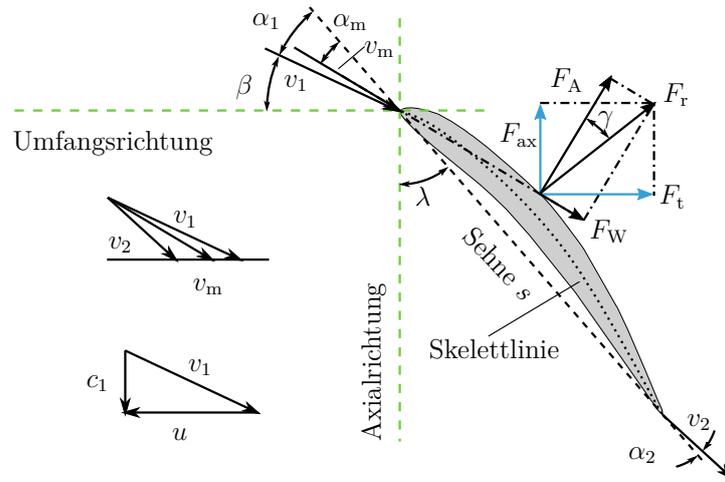


Abbildung 5.1: Aerodynamische Kräfte an der Verdichterschaukel mit Geschwindigkeitsdreieck der relativen Anströmung  $v_1$ ; geometrische Mittelung der relativen Anströmung nach [How45b; LSB53], Darstellung nach [Rei+17c]

Für das neuartige Verfahren der Betriebspunktbestimmung an Axialverdichtern erfolgt eine qualitative Analyse der zu erwartenden Schaufelauslenkungen. Die an der Verdichterschaukel wirkende Kraft wird vom jeweiligen Betriebspunkt des Verdichters beeinflusst. Werden die Umgebungsbedingungen wie die Temperatur und der Druck am Gasturbinen- bzw. Triebwerkseinlass vernachlässigt, bleiben zur Beeinflussung der Kräfte zwei Faktoren übrig. Dabei handelt es sich um die absolute Anströmgeschwindigkeit  $c_1$  und die Umfangsgeschwindigkeit  $u$ .

Die Umfangsgeschwindigkeit der Schaufel lässt sich offensichtlich über die Drehzahl des Verdichters beeinflussen. Der Massendurchfluss und damit auch die absolute Anströmgeschwindigkeit sind näherungsweise linear abhängig von der Umfangsgeschwindigkeit. Eine Variation der Umfangsgeschwindigkeit führt zu einer proportionalen Veränderung der absoluten Strömungsgeschwindigkeit bzw. der axialen Machzahl. Dadurch bleibt der Anstellwinkel  $\alpha_1$  konstant. Unter der Vereinfachung, dass dies genauso für den Winkel der Abströmung  $\alpha_2$  gilt, bleiben die Richtungen für die Auftriebs- und Widerstandskraft ebenfalls konstant. Der Auftrieb und vor allen Dingen der Widerstand und somit die Verluste eines Profils sind abhängig von der Machzahl [HW83; Son03]. Dies führt zu einem Einfluss auf die Beträge der Kraftkomponenten. Zudem ist nach den Gleichungen 3.1 bis 3.3 durch den erhöhten Massendurchfluss eine Impulserhöhung gegeben. Diese Impulserhöhung bewirkt eine größere Reaktionskraft  $F_r$  an der Schaufel. Allgemein kann angenommen werden, dass Profile mit schmalen führenden Schaufelkanten geringere Verluste bei höheren Machzahlen aufweisen. Dieser Vorteil wird allerdings mit einem geringeren Arbeitsbereich erkauft [HW83]. Zudem sind die Verluste abhängig von der Reynoldszahl und somit von der Höhenlage des Verdichters und bei einem Triebwerk von der Geschwindigkeit des Fluggerätes [Sch+03; Brä15]. Bei einer erhöhten Umfangsgeschwindigkeit wird sich der Betrag der resultierenden Kraft erhöhen. Im Realfall und bei großen Machzahlvariationen sind ebenso

Änderungen in der Abströmung  $\alpha_2$  zu erwarten. Diese Variation des Abströmwinkels wird durch eine Änderung der Widerstandskraft bzw. der Verluste hervorgerufen. Dadurch ändert sich nicht nur der Betrag, sondern über  $\alpha_m$  auch die Richtung der Kräfte. Mit der Veränderung der Umfangsgeschwindigkeit sind somit gleichsinnige Veränderungen der Schaufelauslenkungen zu erwarten. Allerdings wirkt auf die Schaufel eine Zentrifugalkraft, die im Massenschwerpunkt angreift. Entsprechend des Massenschwerpunktes kann die Zentrifugalkraft als rückstellendes Moment auf die Schaufel wirken. Dadurch kann die Auslenkung der Schaufel verringert werden.

Die absolute Anströmung  $c_1$  wird, wie bereits besprochen, über die Verdichterdrehzahl variiert. Bei Flugzeugtriebwerken ist zudem eine Abhängigkeit über die relative Geschwindigkeit des Flugzeuges zur Luftmasse gegeben. Eine weitere Möglichkeit der Beeinflussung besteht über die Umfangskomponente der absoluten Anströmung  $c_{1u}$  (siehe Gleichung 3.2). Die dafür erforderliche Strömungsumlenkung erfolgt über eine Leitradverstellung vor dem Laufrad (siehe dazu Abbildung 3.1). Dadurch wird die relative Strömung und somit ebenfalls die resultierende Kraft in Betrag und Richtung verändert. Eine weitere wichtige Abhängigkeit besteht in der Drosselung eines Verdichters. Effekte, die zu einer Drosselung führen, sind in den Abschnitten 3.2 und 3.3 beschrieben. Zur Vertiefung der Thematik sind an dieser Stelle Literaturangaben zu finden. Unter der Annahme einer konstanten Drehzahl führt die Drosselung eines Verdichters zur Reduktion der absoluten axialen Strömungsgeschwindigkeit und des Massenstromes. Dadurch steigt die aerodynamische Belastung der Schaufel mit dem größer werdenden Anstellwinkel  $\alpha_1$ . Im Arbeitsbereich der Schaufel steigt der Auftriebsbeiwert  $c_A$  bzw. die Auftriebskraft stark an und der Widerstandsbeiwert sollte für optimale Profile nur eine leichte Änderung aufweisen.

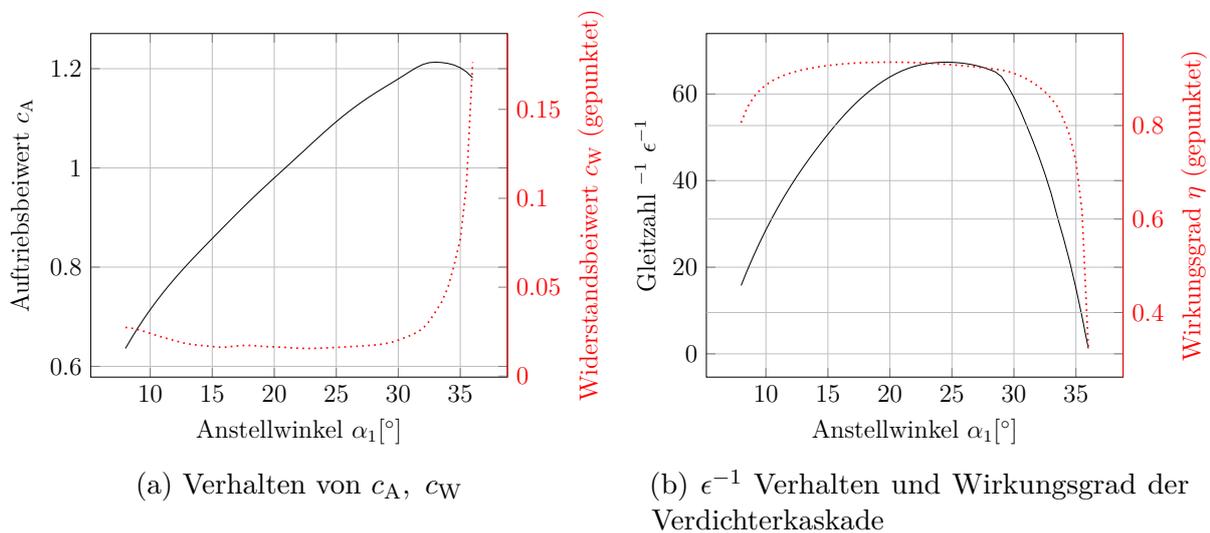


Abbildung 5.2: Verhalten eines NACA 65-(18)10 Profils in einer Verdichterkaskade basierend auf Messungen von [HEE57], Analyse erweitert um Gleitzahl und Wirkungsgrad nach [How45a]

Die Abbildung 5.2a zeigt einen von [HEE57] vermessenen typischen Verlauf des Verlust- und Auftriebsbeiwertes eines NACA-Profiles in Abhängigkeit der Zuströmrichtung  $\alpha_1$ .

Mit zunehmendem Anstellwinkel steigt der Auftriebsbeiwert nahezu linear an und der Widerstandsbeiwert bleibt im Idealfall über einen breiten Bereich konstant. Hierbei gilt es zu beachten, dass eine zunehmende Drosselung bzw. Belastung für den Verdichter mit einem zunehmenden Anstellwinkel einhergeht. Der Widerstandsbeiwert ist allerdings von der Machzahl abhängig, sodass bei höheren Machzahlen quadratische Verläufe möglich sind [Brä15; HW83]. Beim Überschreiten des kritischen Anstellwinkels am Punkt des maximalen Auftriebsbeiwertes sinkt der Beiwert sanft ab und der Widerstandsbeiwert steigt stark an. Dies geht mit Strömungsablösungen am hinteren Teil der Schaufel einher. Mit weiter zunehmendem Anstellwinkel breitet sich die Ablösezone weiter nach vorne zur Schaufelspitze aus, bis die Strömung komplett abreißt. Die Abbildung 5.2b zeigt eine erweiterte Analyse der Messdatenbasis. Dargestellt ist der Kehrwert der Gleitzahl mit

$$\epsilon = \frac{c_w}{c_A} \quad (5.1)$$

und der Wirkungsgrad stationärer Schaufelreihen nach [How45a]:

$$\eta = 1 - \frac{2c_A}{c_w \sin(2\beta_m)}. \quad (5.2)$$

Der Winkel  $\beta_m$  ergibt sich analog zu  $\alpha_m$  nach Abbildung 5.1, bezeichnet aber die Richtung der gemittelten relativen Zuströmung zur Axialrichtung. Eine alternative Definition nach [Car49] bezeichnet den maximalen Wirkungsgrad als das Maximum des Kehrwertes der Gleitzahl  $\epsilon$ .

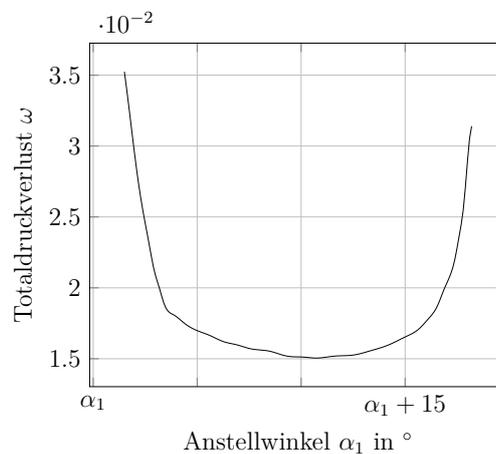


Abbildung 5.3: Totaldruckverlust  $w$  eines optimierten CDA's nach [Köl+99; Küs+99]

Die Abbildung 5.3 zeigt einen von [Köl+99; Küs+99] simulierten und mit Experimenten validierten Verlauf des Totaldruckverlustkoeffizienten  $\omega$  (Gleichung 5.3) eines optimierten CDA's in Abhängigkeit der Zuströmrichtung  $\alpha_1$ . Der Totaldruckverlustkoeffizient geht auf [LSB53] zurück und ist für die Berechnung an stationären Schaufelreihen (Windkanal) geeignet. Eine Erweiterung auf rotierende Schaufelreihen mit  $\omega_{\text{rot}}$  ist ebenfalls möglich:

$$\omega = \frac{p_{t1} - p_{t2}}{p_{t1} - p_1} \rightarrow \omega_{\text{rot}} = \frac{s}{t} \cdot c_w \cdot \frac{\sin^2(\alpha_1)}{\sin^3(\alpha_m)}. \quad (5.3)$$

Hier ist  $s/t$  das Verhältnis von Schaufelsehne zum Abstand der Schaufeln in der Verdichterkaskade bzw. der Kehrwert des Teilungsverhältnisses (siehe Abbildung 3.1). Der Totaldruckverlustkoeffizient ist eng verknüpft mit dem Widerstandsbeiwert und zeigt aus diesem Grund einen ähnlichen Verlauf. Der Koeffizient bleibt in seinem Arbeitsbereich nahezu konstant. Bei hohen Anstellwinkeln kommt es zu Strömungsablösungen auf der Saugseite bzw. der Schaufeloberseite. Der Verlustkoeffizient steigt stark an und es kommt zum Stall. Dieser Bereich des Anstellwinkels wird auch als positive Inzidenz bezeichnet. Kleine Anstellwinkel - auch als negative Inzidenz bezeichnet - führen zu Strömungsablösungen auf der Schaufelunterseite bzw. der Druckseite. Der Verlustkoeffizient steigt ebenfalls stark an und es kommt zum Stall. Diese beiden Effekte legen den Arbeitsbereich eines Schaufelprofils fest.

Nach den vorherigen Analysen und den Erkenntnissen aus den Abbildungen 5.2 und 5.3 können für das neuartige Verfahren zur Betriebspunktbestimmung vier wesentliche Informationen aus den Schaufelauslenkungen gewonnen und genutzt werden.

- Die Reaktionskräfte an der Schaufel werden durch die Umlenkung der Strömung und somit durch die Impulsänderung hervorgerufen (Gleichung 3.1). Zusätzlich treten Effekte wie die Reibung an der Schaufeloberfläche auf. Dadurch bestehen direkte Zusammenhänge zwischen der Schaufelauslenkung und den Zustandsgrößen des Verdichters (Abbildung 5.2a). Dazu gehören der Massendurchfluss, das Totaldruckverhältnis und die Drehzahl. Dies ermöglicht ein auf Kennfeldern basierendes Verfahren zur Betriebspunktbestimmung. Als Eingangsgrößen für die Kennfelder werden die Schaufelauslenkungen und zumindest die Drehzahl als zusätzliche Information genutzt. Eine Bestimmung des Wirkungsgrades ist damit ebenfalls möglich.
- Durch eine differenzierte Erfassung der Schaufelauslenkungen in Axial- und Umfangsrichtung ergeben sich weitere Möglichkeiten. Die einzelnen Komponenten der Auslenkungen enthalten Informationen über die Auftriebs- und Widerstandskraft. Die Abbildung 5.2b und die Arbeiten von [HEE57] und [Car49] führen zu dem Schluss, dass das Wirkungsgradoptimum direkt identifiziert werden kann. Dies wird über die Bestimmung der Gleitzahl nach Gleichung 5.1 erreicht und ermöglicht den Betrieb des Verdichters im Wirkungsgradoptimum.
- Die Abbildungen 5.2a und 5.3 lassen ein bestimmtes Verhalten der Schaufelauslenkungen erwarten. Bei konstanter Drehzahl und mit zunehmender Drosselung des Verdichters steigt die Schaufelauslenkung aufgrund der Auftriebskraft über einen weiten Bereich des Anstellwinkels näherungsweise linear an. Sobald der kritische Anstellwinkel überschritten wird, sinkt der Auftriebsbeiwert langsam ab und der Widerstandsbeiwert steigt stark an. Dies wird sich in einem leichten Rückgang der Schaufelauslenkung in Umfangsrichtung bemerkbar machen. Das Absinken des Auftriebsbeiwertes wird durch erste Strömungsablösungen an der Schaufelhinterkante hervorgerufen. Die maximale Schaufelauslenkung liegt somit in der Nähe

des maximalen Auftriebsbeiwertes und indiziert den Übergang vom stabilen in den instabilen Bereich. Durch dieses Verhalten ist eine Stabilitätsüberwachung in Form eines Stall-Frühwarnsystems möglich. Zusätzlich lässt es sich zur Überwachung der Pumpgrenzenreserve verwenden.

- Eine weitere Möglichkeit der Nutzung von Schaufelauslenkungen besteht in der bedarfsorientierten Wartung. Beschädigte Verdichterschaufeln werden ein signifikant anderes Verhalten der Auslenkung zeigen als unbeschädigte. Dies ermöglicht eine eindeutige Identifikation schadhafter Schaufeln und die Anpassung von Wartungsintervallen.

An dieser Stelle wird darauf hingewiesen, dass die Schaufelauslenkungen als sehr klein angenommen werden. Die Größenbereiche liegen entsprechend der Leistung des Verdichters bei wenigen Millimetern bis zu wenigen Mikrometern. Die Annahmen beruhen auf Schwingungsmessungen der Schaufeln mit dem BTT-Messsystem [Rus14; LI05; ZZ00]. Dieser Umstand führt dazu, dass ein System zur Messung der Schaufelauslenkungen in Bezug auf Präzision und Auflösung höchsten Ansprüchen genügen muss.

Die Abbildung 5.4 zeigt ein einfaches Regelungskonzept unter der Nutzung des neuen Verfahrens zur Betriebspunktbestimmung an Axialverdichtern. Hierbei handelt es sich um eine Mehrgrößenregelung. Das Verfahren verwendet die neue Information der Schaufelauslenkung  $s_{\Delta}$  und mindestens die Drehzahl  $n_{rev}$ , um über Kennfelder die entsprechenden Zustandsgrößen zu bestimmen und als Regelgrößen zur Verfügung zu stellen. Ein Axialverdichter kann üblicherweise über den Kraftstoffmassenstrom, die Leitschaufelverstellung und die Abblaseventile gestellt werden. In Zukunft sind evtl. weitere Aktoren im Verdichter vorhanden. Dazu zählen die bereits in Turbinen verwendete Aktive-Spaltkontrolle (ACC) [WA86; DGP85; JKC82] oder der seit einiger Zeit in der Forschung befindliche JIA bzw. Synthetic-Jet-Actuator [Zan+11; BBT00; Bae01]. Beide Aktoren dienen dazu, den Spalt zwischen der Schaufelspitze und dem Gehäuse aktiv beeinflussen zu können. Die ACC beeinflusst den Spalt auf mechanischem Wege, indem der Durchmesser des Verdichtergehäuses auf der Höhe der Laufschaufeln verändert wird. Dies geschieht durch Erwärmung oder Abkühlung der Verdichterwandung mittels z.B. Zapfluft (bleed air) bei einem Flugzeugtriebwerk. Die JIA beeinflusst die Strömung im Spalt durch ein aktives Einblasen von Luft aus dem Nebenstrom bzw. der Zapfluft bei einem Flugzeugtriebwerk. Dadurch kann der Spalt für die Hauptströmung reduziert werden und unterdrückt somit die Bildung von Randwirbeln. Beide Verfahren reduzieren die Spalt- bzw. Wirbelverluste.

Die aktuelle Betriebspunktbestimmung unterliegt relativ großen Unsicherheiten. Dies gilt insbesondere für Flugzeugtriebwerke, da diese im Gegensatz zu stationären Gasturbinen deutlich größere Arbeitsbereiche haben. Aufgrund der Betriebspunktunsicherheit werden Eingrößenregelungen verwendet. Bei der Regelgröße handelt es sich um die Drehzahl des Niederdruckverdichters (Fan-Drehzahl) oder um das Druckverhältnis des Gesamttriebwerkes (engine pressure ratio, EPR). Als Stellgröße wird der Kraftstoffmassenstrom verwendet. Die anderen Aktoren werden rein gesteuert betrieben, wodurch auf Störungen und Modellfehler nicht reagiert werden kann (siehe Kapitel 1 und Abschnitt 3.3 und 2). Das neu vorgestellte Konzept zur Betriebspunktbestimmung hat das Potenzial, diese Unsicherheit deutlich zu reduzieren. Aufgrund der Generierung weiterer Prozessinformationen, können

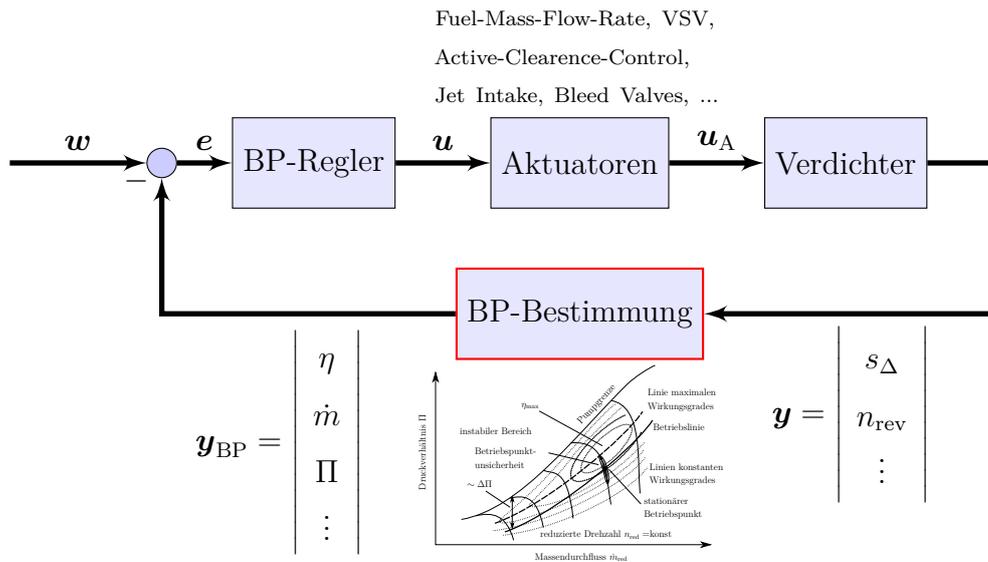


Abbildung 5.4: Regelungskonzept eines Axialverdichters mit neuartigem Verfahren zur Betriebspunktbestimmung

geeignete Mehrgrößenregelungen eingesetzt werden. Dadurch ergeben sich neue Potenziale zur Effizienzsteigerung der gesamten Strömungsmaschine.

## 5.2 Übersicht Messsystem und -verfahren

Die Messung von Schaufelauslenkungen erfolgt im Rahmen dieser Arbeit mit der in der Abbildung 5.5 dargestellten BTT-Messmethode. Es werden einer oder mehrere Sensoren  $S_1 \dots S_x$  um den Umfang des Verdichters angebracht. Diese Sensoren sind radial zum Verdichter auf die Oberfläche der sich vorbei bewegenden Schaufelspitze ausgerichtet und detektieren das Durchschreiten der Schaufeln an den entsprechenden Positionen. Sie werden im Folgenden als Schaufelsensoren bezeichnet. Mindestens ein weiterer Sensor  $S_{ref}$  - der Referenzsensor - detektiert zumindest eine Referenzposition, welche durch eine Referenzmarke indiziert wird. Die Referenzposition ist dadurch gekennzeichnet, dass sie einen konstanten Winkel innerhalb einer Verdichterumdrehung aufweist. Somit zeigt sie keine Abhängigkeit zum Betriebspunkt des Verdichters. Mit einem Schaufel- und einem Referenzsensor ist die Positionsbestimmung einer Schaufel  $s_{pos} = s_0 + s_{\Delta}$  in m innerhalb einer Verdichterumdrehung möglich. Demnach ist  $s_{pos}$  die aktuelle Position, die ein am Umfang des Verdichters positionierter Schaufelsensor detektiert.  $s_0$  ist eine festgelegte als ungestört angenommene Schaufelposition und  $s_{\Delta}$  stellt eine Abweichung von dieser Position dar. Die Schaufelauslenkungen werden im Kapitel 6 mit den jeweiligen Verdichterbetriebspunkten korreliert. Infolgedessen wird im Rahmen dieser Arbeit  $s_0$  als die ungestörte Schaufelposition festgelegt, die beim maximalen Massenstrom einer jeden reduzierten Drehzahl vorliegt. Damit ist es die Position, die bei der aerodynamisch geringsten Belastung der Schaufel auftritt.  $s_{\Delta}$  enthält Informationen über Schaufelschwingungen. Zusätzlich wird erwartet, dass sich bei konstanter reduzierter Drehzahl und verringerndem Massenstrom

$s_{\Delta}$  verändert und folglich ebenfalls eine Information über den aktuellen Betriebspunkt enthält.

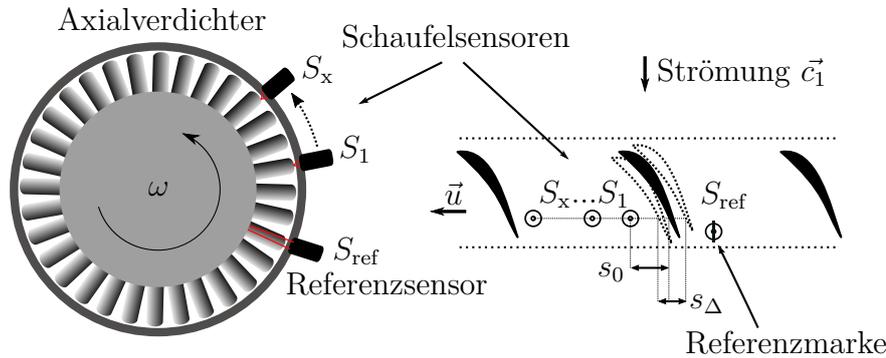


Abbildung 5.5: Übersicht der BTT-Messmethode am Axialverdichter

Die BTT-Messmethode wird bis heute ausschließlich für die Untersuchung von Schaufelschwingungen und Instabilitätsphänomenen verwendet und verdrängt die bisher verwendeten Dehnmessstreifen. Es weist bei der Schwingungsuntersuchung einige entscheidende Vorteile gegenüber Dehnmessstreifen auf. Beim BTT können mit einem Sensorset alle Verdichterschaufeln beobachtet werden, ohne diese selbst zu beeinflussen. Dehnmessstreifen müssen hingegen direkt auf die Schaufeln aufgebracht werden und beeinflussen daraus folgend die aerodynamischen Eigenschaften dieser. Zudem ist eine Datenübertragung vom sich bewegenden Laufrad zu realisieren. Für das BTT werden überwiegend optische Sensoren eingesetzt. Sie haben entscheidende Vorteile im Vergleich zu anderen physikalischen Prinzipien. Optische Signalübertragungen sind unempfindlich gegenüber elektromagnetischen Störungen. Zudem weisen sie sehr hohe Bandbreiten und Signalanstiege auf. Die Identifikation von Schaufelschwingungen sind bei der Betriebspunktbestimmung von Axialverdichtern nicht von Interesse. Aus diesem Grund wird in den weiteren Betrachtungen angenommen, dass  $s_{\Delta}$  keine Informationen über Schaufelschwingungen enthält bzw. diese durch eine Filterung entfernt wurden.

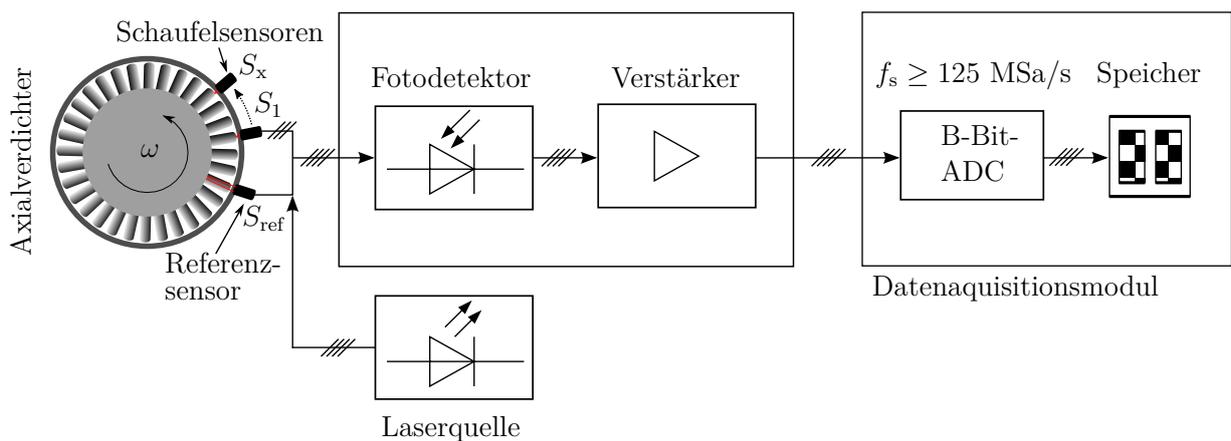


Abbildung 5.6: Übersicht des auf optische Sensoren basierende BTT-Messsystems

Aufgrund der vielen Vorteile optischer Sensoren wird im Rahmen dieser Arbeit für das BTT-Messverfahren ein Messsystem nach Abbildung 5.6 verwendet. Das Messprinzip

basiert hierbei auf der Reflexion von Laserlicht auf der Schaufeloberfläche. Laserlicht wird hierbei an der Sensorposition emittiert und das reflektierte Licht an selbiger Position in den Sensor eingekoppelt. Das Messsystem hat demzufolge Laserquellen, Fotodetektoren, unter Umständen Verstärker und ein Akquisitionsmodul. Der Fotodetektor wandelt das optische Signal in ein elektrisches Signal und ermöglicht dadurch eine weitere Verarbeitung bzw. Speicherung. Beim Akquisitionsmodul handelt es sich - wie dargestellt - um einen ADC mit hoher zeitlicher Auflösung ( $\leq 8$  ns) und einem Speicher. Die Speicherung der Sensorsignalverläufe ermöglicht eine Offline-Datenanalyse mit verschiedenen Ansätzen zur Filterung und Bestimmung von zeitlich hochaufgelösten Events  $\Psi^m$ . Das Problem der begrenzten Verfügbarkeit von Prüfständen kann infolgedessen verringert werden. Alternativ ist ein Modul einsetzbar, welches in Echtzeit Events bestimmt. Dieses Vorgehen verhindert allerdings den Einsatz alternativer Verfahren und Techniken zur Filterung und Eventbestimmung mit den selben Messdaten und erfordert deutlich verlängerte Zeiten an Prüfständen. Im Weiteren ist der Aufwand für die Realisierung eines solchen Messsystems erheblich größer. Die Realisierung sollte erst durchgeführt werden, wenn sich der neue Ansatz zur Betriebspunktbestimmung auf Basis der Messung von Schaufelauslenkungen, als vielversprechend herausstellt.

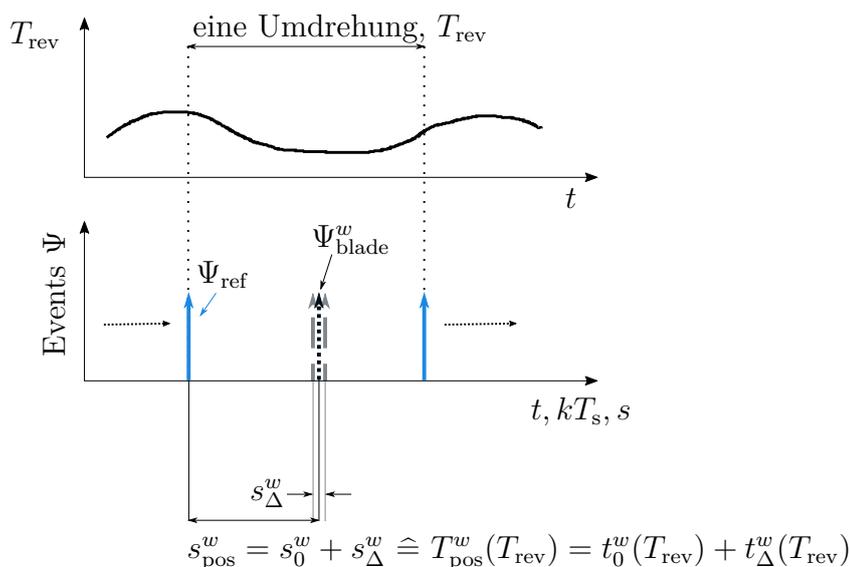


Abbildung 5.7: BTT-Messmethode zur Bestimmung der Schaufelposition in Relation zu einer Referenz

Die Abbildung 5.7 zeigt die BTT-Messmethode zur Bestimmung einer Schaufelposition in Relation zu einer Referenz. Dazu erfolgt die Bestimmung eines zeitlich hochaufgelösten Events  $\Psi_{\text{blade}}^w$  der Schaufel  $w$  und eines Referenzevents  $\Psi_{\text{ref}}$ . Die aktuelle Schaufelposition

$$s_{\text{pos}}^w = s_0^w + s_{\Delta}^w, \quad (5.4)$$

bestehend aus der ungestörten und der abweichenden Position, wird mit Hilfe der diskreten Zeitdifferenz der beiden Events bestimmt:

$$T_{\text{pos}}^w(T_{\text{rev}}) = \Psi_{\text{blade}}^w - \Psi_{\text{ref}} = t_0^w(T_{\text{rev}}) + t_{\Delta}^w(T_{\text{rev}}) \hat{=} s_{\text{pos}}^w. \quad (5.5)$$

Wie in der Gleichung dargestellt, setzt sie sich aus den Zeitäquivalenten  $t_0^w(T_{\text{rev}})$ ,  $t_{\Delta}^w(T_{\text{rev}})$  der Größen  $s_0^w$ ,  $s_{\Delta}^w$  zusammen. Für die Berechnung der aktuellen Schaufelposition ist zu beachten, dass die Zeitdifferenz von der aktuellen Periodendauer  $T_{\text{rev}}$  einer Verdichterdrehung abhängig ist. Folglich ist die Zeitdifferenz mit der Periodendauer zu normieren und mit dem Umfang des Verdichters in Beziehung zu setzen. Dies wird im Abschnitt 5.5 durch den Vergleich von zwei Referenzprinzipien ausführlich analysiert und anhand von Messungen untersucht.

## 5.3 Anforderungen an das BTT-Messsystem hinsichtlich Präzision und Auflösung

### 5.3.1 Untersuchung der zu erwartenden Schaufelauslenkungen

Die Auswahl geeigneter Messhardware erfordert die Spezifikation der benötigten Auflösung und Präzision des Messsystems. Dazu ist die Kenntnis der zu erwartenden Schaufelauslenkungen nötig. Die Amplituden von Schaufelschwingungen liegen nach [Rus14; LI05; ZZ00] im Mikrometer- und Millimeterbereich. Daten von Schaufelauslenkungen, die vom Betriebspunkt abhängig sind, liegen bisher nicht vor. Aus diesem Grund ist eine Abschätzung der zu erwartenden Schaufelauslenkungen durchzuführen. Für die Abschätzung erfolgt die Verwendung der Balkentheorie. Die Schaufel wird hierfür vereinfacht als dünner Kragträger bzw. als einseitig eingespanntes Tragwerk betrachtet und im Folgenden als Biegebalken bezeichnet. In der Tabelle 5.1 sind die Geometrie- und Materialkennwerte einer Laufschaufel und des Verdichters mit der internen Bezeichnung „Eggbeater“ (EB) der Universität Cambridge dargestellt. Der quaderförmige Biegebalken - als Approximation der Schaufel - wird mit den Maßen der Schaufel  $b, h, d$  der Tabelle 5.1 beschrieben. Die Schaufelbreite  $b$  stellt hierbei die Länge der Sehne dar. Bei der Schaufelhöhe  $h$  handelt es sich um die radiale Ausdehnung vom Schaufelfuß bis zur Schaufelspitze. Die Schaufeldicke  $d$  variiert über die Oberfläche und wird für den Biegebalken mit einem mittleren Wert als konstant angenommen. Die mechanische Belastung einer Verdichterschaufel kann über die vom Fluid auf die Schaufel wirkenden aerodynamischen Kräfte (Abbildung 5.1) bestimmt werden. Ähnliche Berechnungen führten [WF80] mit dem Fokus der Rissfrüherkennung und [Ame16] zur Unterstützung einer numerischen Simulation durch. Die dort durchgeführten Berechnungen verwendeten als Kraftkomponenten ausschließlich die Tangentialkraft  $F_t$ . An dieser Stelle werden die Berechnungen durch die Berücksichtigung der Auftriebskraft  $F_A$ , einer genaueren Abbildung der Kräfteverteilung auf der Schaufeloberfläche und deren Wirkrichtungen erweitert. Somit konnte die Komplexität der Berechnung erhöht werden und eine bessere Abbildung der realen Auswirkungen ist zu erwarten.

Für die Abschätzung der vom Betriebspunkt abhängigen Schaufelauslenkungen steht ein im Rahmen dieser Arbeit erstelltes Kennfeld (siehe Abschnitt 6.1) des Verdichters EB zur Verfügung. Es handelt sich hierbei um einen einstufigen Verdichter mit einem

Materialkennwerte und Geometrie der Schaufel und des Verdichters

Schaufelbreite (Sehne)	$b$	36	mm
Schaufelhöhe	$h$	59	mm
mittlere Schaufeldicke	$d$	15	mm
Dichte Aluminium (Alu)	$\rho_A$	2700	kg/m <sup>3</sup>
Elastizitätsmodul Alu	$E$	$7 \cdot 10^{10}$	N/m <sup>2</sup>
Verdichterdurchmesser	$d_{tt}$	0.487	m
Anzahl der Laufschaufeln	$z$	58	-
Staffelungswinkel	$\lambda$	45	°

Tabelle 5.1: Daten der Laufschaufel - zur Abschätzung der Auslenkung als quaderförmiger Biegebalken und des Verdichters EB der Universität Cambridge

Laufrad und einem Leitrad auf der Druckseite. Mit den Kennfelddaten kann bei adiabater Druckerhöhung mit Hilfe der Isentropenbeziehung nach Gleichung 3.7 die Totaltemperatur nach der Stufe  $T_{t3}$  wie folgt berechnet werden:

$$T_{t3} = T_{t2} \Pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}. \quad (5.6)$$

Hierbei sind  $T_{t2}$  die Eintrittstemperatur des Verdichters,  $\Pi$  das Druckverhältnis des Verdichters und  $\kappa$  der Isentropenexponent. Mit der Differenztemperatur zwischen dem Verdichteraustritt  $T_{t3}$  und dem Verdichtereintritt

$$\Delta T = T_{t3} - T_{t2}, \quad (5.7)$$

dem Massendurchfluss und der Wärmekapazität  $c_p$  ist die aerodynamische Leistung  $P$  des Verdichters wie folgt zu berechnen [Brä15]:

$$P = \dot{m} c_p \Delta T. \quad (5.8)$$

Mit der aerodynamischen Leistung und der Drehzahl  $n_{\text{rev}}$  des Verdichters kann somit das Moment  $M$  an der Verdichterwelle angegeben werden:

$$M = \frac{P}{2\pi n_{\text{rev}} \eta}. \quad (5.9)$$

Der Wirkungsgrad  $\eta$  wird für die Vereinfachung mit 1 angenommen.

Die Schaufel eines Laufrades ist im Betrieb aerodynamischen Kräften ausgesetzt, welche z.B. im Fall der Auftriebskraft durch Druckunterschiede von der Schaufeloberseite zur Schaufelunterseite beschrieben werden können (Gleichung 3.12). Das Moment nach

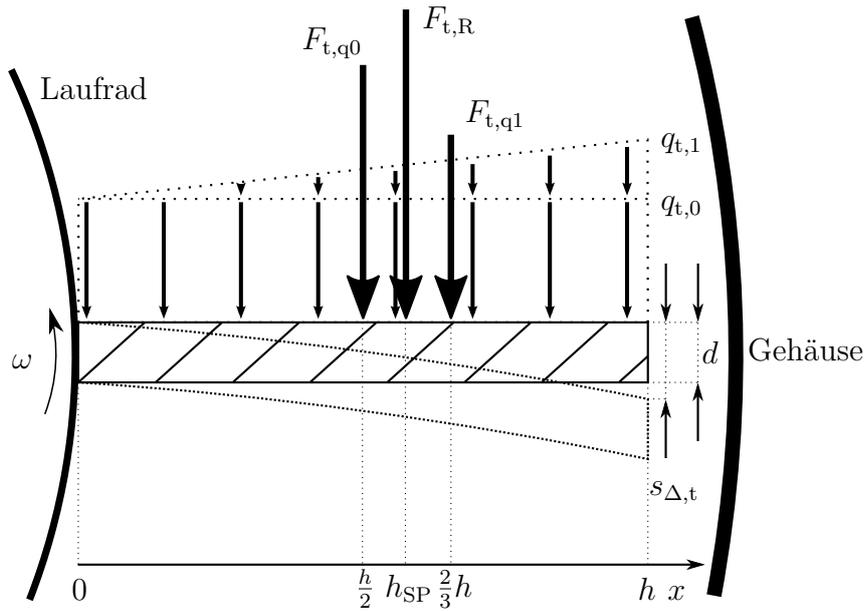


Abbildung 5.8: Kräfteverteilung der aus dem Drehmoment entstehenden tangentialen Kraftkomponenten auf die als Biegebalken vereinfachte Verdichterschaufel

Gleichung 5.9 enthält den tangentialen Anteil  $F_t$  der resultierenden Kraft  $F_r$  aller Schaufeln des Laufrades. Somit kann die Tangentialkraft für eine Schaufelhöhe als Hebelarm berechnet werden. Auf die Schaufel wirkt allerdings keine einzelne Kraft, sondern eine tangentiale Streckenlast  $q_t = [\text{N/m}]$ . Die Umfangsgeschwindigkeit  $u$  der Schaufel steigt mit zunehmender Schaufelhöhe  $h$  - vom Schaufelfuß zur Schaufelspitze - an. Aus diesem Grund wird im Gegensatz zu [WF80; Ame16] keine gleichverteilte, sondern eine trapezförmige tangentiale Streckenlast  $q_t = q_{t,0} + q_{t,1}$  entlang der Schaufelhöhe angenommen. Sie setzt sich, wie in Abbildung 5.8 dargestellt, aus einer rechteckigen bzw. gleich verteilten  $q_{t,0}$  und einer überlagerten dreieckigen  $q_{t,1}$  Streckenlast zusammen. Die dreieckige Streckenlast mit dem Maximum  $q_{t,1}$  entsteht aufgrund der unterschiedlichen Umfangsgeschwindigkeiten, wodurch eine steigende Belastung vom Schaufelfuß zur Schaufelspitze entsteht. Die höchste Belastung liegt somit auf der Schaufelhöhe mit der größten Umfangsgeschwindigkeit, der Schaufelspitze. Die beiden Streckenlasten können jeweils mit einer resultierenden Kraft bzw. in diesem Fall einer resultierenden Tangentialkraft angegeben werden. Für den rechteckförmigen Verlauf folgt

$$F_{t,q0} = h \cdot q_{t,0} \quad (5.10)$$

und für den dreieckförmigen Verlauf ergibt sich

$$F_{t,q1} = \frac{h \cdot q_{t,1}}{2}. \quad (5.11)$$

Die Kräfte entsprechen den Flächeninhalten der Streckenlasten mit  $q_{t,0}$  und  $q_{t,1}$ . Die Wirkungslinien der Kräfte gehen durch den Schwerpunkt der Belastungsflächen und liegen

beim rechteckförmigen Verlauf mit  $q_{t,0}$  bei  $\frac{1}{2}h$  und beim dreieckförmigen Verlauf mit  $q_{t,1}$  bei  $\frac{2}{3}h$  [RS16]. Wie in der Abbildung 5.8 dargestellt, bewirken die beiden Tangentialkräfte bzw. Streckenlasten eine Auslenkung  $s_{\Delta,t}$  des Biegebalkens in Tangentialrichtung.

Die resultierenden Tangentialkräfte können mit Hilfe des nach Gleichung 5.9 berechneten Momentes, dem Verdichterdurchmesser von Schaufelspitze zu Schaufelspitze (Tip-Tip)  $d_{tt}$  und den entsprechenden Wirkungslinien bestimmt werden. Dazu ist das Moment in zwei entsprechende Anteile aufzuteilen. Da die dreieckige Streckenlast aufgrund der steigenden Umfangsgeschwindigkeit entsteht, erfolgt zur Vereinfachung die Aufteilung des Gesamtmomentes anhand des Verhältnisses der minimalen Umfangsgeschwindigkeit am Schaufelfuß zur maximalen Umfangsgeschwindigkeit an der Schaufelspitze mit

$$r_u = u(d_{tt} - h)/u(d_{tt}). \quad (5.12)$$

Für die durch  $q_{t,0}$  und  $q_{t,1}$  hervorgerufenen Tangentialkräfte folgt somit

$$F_{t,q0} = \frac{r_u M}{(d_{tt}/2 - h/2)z} \quad \text{und} \quad (5.13)$$

$$F_{t,q1} = \frac{(1 - r_u)M}{(d_{tt}/2 - h/3)z}, \quad (5.14)$$

wobei die Anzahl der Verdichterschaufeln hierbei mit  $z$  berücksichtigt wird. Mit den berechneten Tangentialkräften nach den Gleichungen 5.13, 5.14 lassen sich mit den Gleichungen 5.10, 5.11 die gleichverteilte Streckenlast  $q_{t,0}$  und die additiv überlagerte dreieckförmige Streckenlast mit dem Maximum  $q_{t,1}$  ermitteln.

Die Verdichterschaufel ist um den Staffelungswinkel  $\lambda$  zwischen der Schaufelsehne und der Axialrichtung geneigt. Aus diesem Grund wird für die weitergehenden Betrachtungen der Biegebalken ebenfalls um den Staffelungswinkel geneigt (siehe Abbildung 5.9). Die aus dem Moment bestimmbaren tangentialen Kraftkomponenten bzw. Streckenlasten stellen nur einen Teil der resultierenden Kräfte bzw. Streckenlasten dar. Die resultierende Kraft  $F_r$  lässt sich unter einigen Vereinfachungen abschätzen. Da die Widerstandskraft  $F_W$  im weiten Arbeitsbereich deutlich kleiner ist als die Auftriebskraft (siehe Abbildung 5.2a), wird sie im Folgenden mit null angenommen. Wie in der Abbildung 5.9 mit  $F_{r,A}$  dargestellt, entspricht die resultierende Kraft somit der Auftriebskraft. Die Auftriebskraft steht, wie in den Abschnitten 5.1, 3.5 beschrieben, senkrecht auf der gemittelten relativen Anströmung  $v_m$ . Da keine Daten über die Abströmung  $v_2$  zur Verfügung stehen, wird zur Vereinfachung  $F_{r,A}$  senkrecht auf  $v_1$  gelegt. Die Richtung der relativen Anströmung zur Umfangsrichtung lässt sich über den Winkel

$$\beta = \arctan \phi = \arctan \frac{c_1}{u} \quad (5.15)$$

mit der Lieferzahl  $\phi = c_1/u$  bestimmen. Die Lieferzahl ist das Verhältnis aus der axialen Anströmung  $c_1$  und der Umfangsgeschwindigkeit der Schaufel  $u$ . Für die Umfangsgeschwindigkeit wird zur Vereinfachung die gemittelte Umfangsgeschwindigkeit über die Schaufelhöhe verwendet. Die axiale Geschwindigkeit durch den Verdichter ergibt sich zu

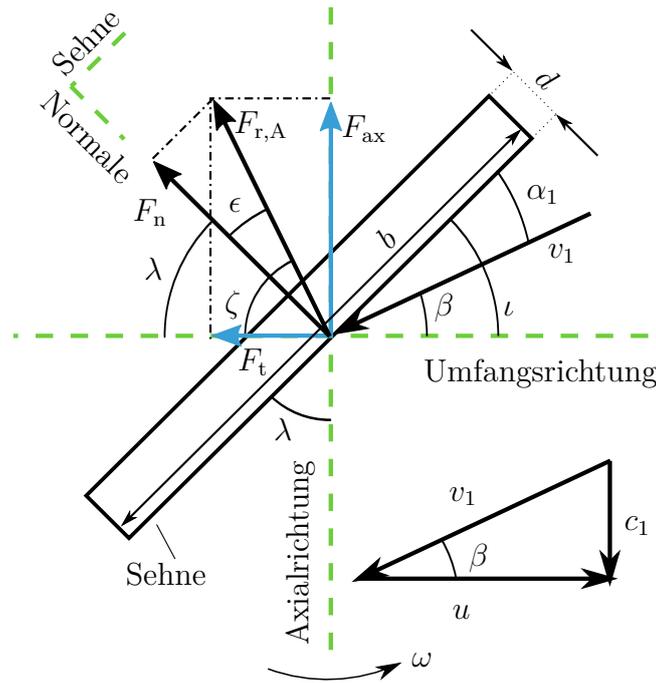


Abbildung 5.9: Winkelnotation und aerodynamische Kräfte - ohne Berücksichtigung der Widerstandskraft - auf die als Biegebalken vereinfachte Verdichterschaufel

$$c_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_F A}. \quad (5.16)$$

Hierbei sind  $\rho_F$  die Dichte des Fluides und  $A$  der Strömungsquerschnitt. Es ist zu beachten, dass die axiale Anströmung und somit ebenfalls  $\beta$  vom Massenstrom bzw. von der Drosselung des Verdichters abhängig sind.

Mit dem Winkel  $\zeta = \pi/2 - \beta$  zwischen  $F_r$  und  $F_t$  ergeben sich aus den tangentialen Komponenten die rechteckige  $q_{r,0}$  und die dreieckige  $q_{r,1}$  Komponente der resultierenden Streckenlasten

$$q_{r,0} = \frac{q_{t,0}}{\cos \zeta} \text{ und } q_{r,1} = \frac{q_{t,1}}{\cos \zeta} \quad (5.17)$$

und der axialen rechteckigen  $q_{ax,0}$  und dreieckigen  $q_{ax,1}$  Streckenlasten

$$q_{ax,0} = q_{t,0} \tan \zeta \text{ und } q_{ax,1} = q_{t,1} \tan \zeta. \quad (5.18)$$

Mit dem Winkel  $\epsilon = \gamma - \lambda$  zwischen der Normalkraft  $F_n$ , welche die Normale des Biegebalkens darstellt, und der resultierenden Kraft ist die Bestimmung der Streckenlast orthogonal zum Biegebalken wie folgt möglich:

$$q_{n,0} = q_{r,0} \cos \epsilon \text{ und } q_{n,1} = q_{r,1} \cos \epsilon. \quad (5.19)$$

Hierbei steht  $q_{n,0}$  für die gleich verteilte und  $q_{n,1}$  für die dreieckförmige Streckenlast orthogonal zum Biegebalken. Analog dazu können ebenso mit den tangentialen Kraftkomponenten der Gleichungen 5.13, 5.14 die entsprechend resultierenden ( $F_{r,q0}$ ,  $F_{r,q1}$ ), axialen ( $F_{ax,q0}$ ,  $F_{ax,q1}$ ) und normalen Kraftkomponenten ( $F_{n,q0}$ ,  $F_{n,q1}$ ) berechnet werden.

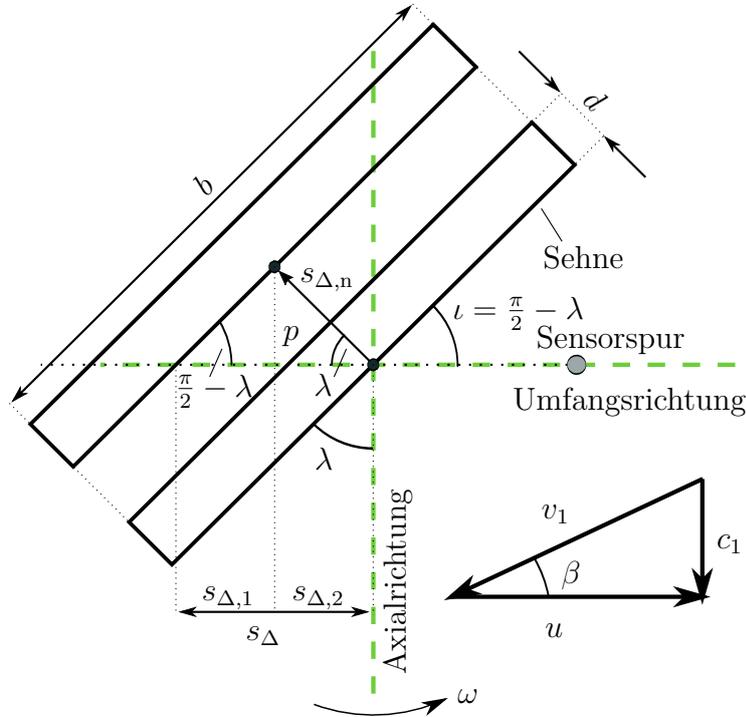


Abbildung 5.10: Mit einem am Umfang des Verdichters angebrachten Sensor detektierbare Auslenkung  $s_{\Delta}$  an der als Biegebalken vereinfachten Verdichterschaukel

Die in der Abbildung 5.10 dargestellte Auslenkung des Biegebalkens  $s_{\Delta,n}$  wird durch die Kraft  $F_n$  (siehe Abbildung 5.9) bzw. durch die Streckenlasten  $q_{n,0}$ ,  $q_{n,1}$  entlang der Schaukeloberfläche - aufgespannt durch die Schaukelhöhe  $h$  und die Schaukelbreite  $b$  - hervorgerufen. Mit dem Elastizitätsmodul  $E$  und dem Flächenträgheitsmoment

$$I = \frac{bd^3}{12} \quad (5.20)$$

der Querschnittsfläche des Biegebalkens nach Abbildung 5.10 lässt sich nach [GF14; RS16] die Auslenkung wie folgt berechnen:

$$s_{\Delta,n} = \frac{1}{8} \frac{q_{n,0} h^4}{EI} + \frac{11}{120} \frac{q_{n,1} h^4}{EI}. \quad (5.21)$$

Es handelt sich hierbei um die Superposition der durch die gleich verteilte und durch die dreieckförmige Streckenlast hervorgerufenen Auslenkungen. Die Auslenkung  $s_{\Delta,n}$  enthält einen Anteil in Axialrichtung und einen in Umfangsrichtung. Ein am Umfang des Verdichters angebrachter Sensor detektiert die Auslenkung

$$s_{\Delta} = s_{\Delta,1} + s_{\Delta,2} = s_{\Delta,n} \cos(\lambda) + \frac{p}{\tan(\frac{\pi}{2} - \lambda)} \quad (5.22)$$

mit

$$p = s_{\Delta,1} \tan \lambda. \quad (5.23)$$

Sie enthält von  $s_{\Delta,n}$  den Anteil in Umfangsrichtung  $s_{\Delta,1}$  und in Verbindung mit dem Staffelungswinkel  $\lambda$  den Anteil in Axialrichtung  $s_{\Delta,2}$ . Wenn wie in diesem Fall  $\lambda = \pi/4$  mit  $\tan(\pi/4) = 1$  gilt, vereinfacht sich die Gleichung 5.22 zu

$$s_{\Delta} = 2s_{\Delta,n} \cos\left(\frac{\pi}{4}\right). \quad (5.24)$$

Die Schaufelauslenkung  $s_{\Delta}$  setzt sich somit aus zwei Anteilen zusammen. Der erste Anteil stellt die Auslenkung in Umfangsrichtung dar. Der zweite Anteil wird erst durch den Staffelungswinkel ermöglicht. Dieser bewirkt bei einer Schaufelauslenkung in Axialrichtung einen Beitrag zu  $s_{\Delta}$ . Durch die Kombination dieser beiden Anteile wird der Messeffekt vergrößert. Der Staffelungswinkel  $\lambda$  bestimmt hierbei die Aufteilung der Teilkräfte  $s_{\Delta,1}$ ,  $s_{\Delta,2}$  zur gesamten messbaren Auslenkung  $s_{\Delta}$ . Ein größerer Winkel führt zu einer Verstärkung der Auslenkung  $p$  in Axialrichtung und führt infolgedessen zu einem größeren  $s_{\Delta,2}$  und zu einem kleineren  $s_{\Delta,1}$ . Ein kleinerer Winkel hingegen dämpft die Auslenkung in Axialrichtung, verringert dadurch den Anteil  $s_{\Delta,2}$  und verstärkt im Gegenzug die Auslenkung in Tangentialrichtung  $s_{\Delta,1}$ . Die messbare Gesamtauslenkung bleibt dabei konstant.

Für die Darstellung der Ergebnisse der zu erwartenden Schaufelauslenkungen ist es ziel führend, anstelle der Streckenlasten die entsprechenden resultierenden Kräfte anzugeben. Die in der Abbildung 5.8 dargestellte resultierende Tangentialkraft

$$F_{t,R} = F_{t,q0} + F_{t,q1} = q_{t,0}h + q_{t,1}\frac{h}{2} \quad (5.25)$$

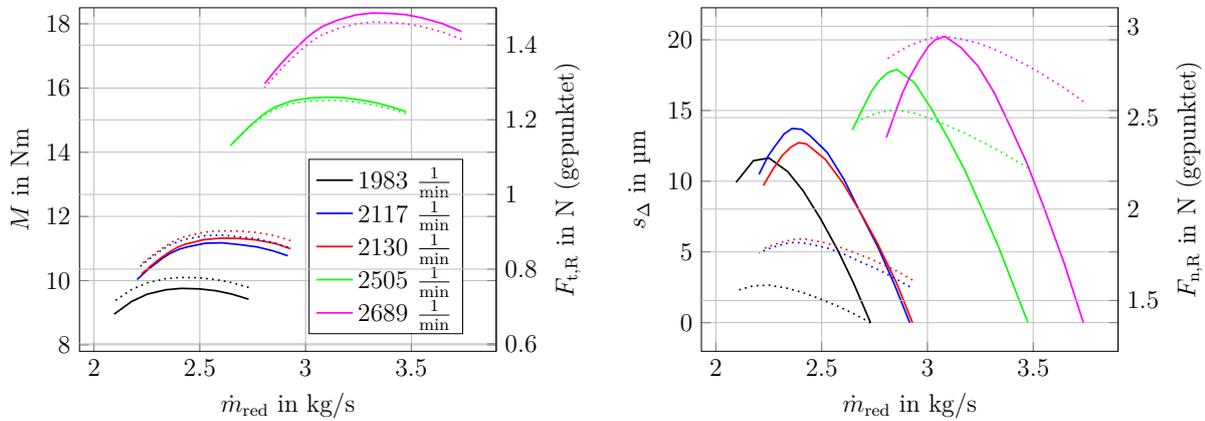
setzt sich aus den Teilkräften nach den Gleichungen 5.10, 5.11 und somit aus der trapezförmigen Streckenlast in tangentialer Richtung zusammen.

Analog dazu sind die Berechnungen der resultierenden Kräfte in Axial-  $F_{ax,R}$ , Normal-  $F_{n,R}$  und Auftriebsrichtung  $F_{r,R}$  durchzuführen. Die Wirkungslinien dieser resultierenden Kräfte finden sich am Flächenschwerpunkt  $h_{SP}$  der trapezförmigen Streckenlast. Die Koordinaten des Schwerpunktes einer zusammengesetzten Fläche lassen sich nach [RS16] mit den entsprechenden Teilflächen  $A_i$  und den jeweiligen Schwerpunktkoordinaten  $x_i$  bestimmen. Für die trapezförmige Streckenlast ergibt sich der Schwerpunkt auf der Schaufelhöhe  $h$  zu

$$h_{SP} = \frac{\sum A_i x_i}{\sum A_i} = \frac{F_{t,q0}\frac{h}{2} + F_{t,q1}\frac{2}{3}h}{F_{t,q0} + F_{t,q1}} = \frac{q_{t,0}\frac{h}{2} + q_{t,1}\frac{h}{3}}{q_{t,0} + \frac{q_{t,1}}{2}} = 0.539h. \quad (5.26)$$

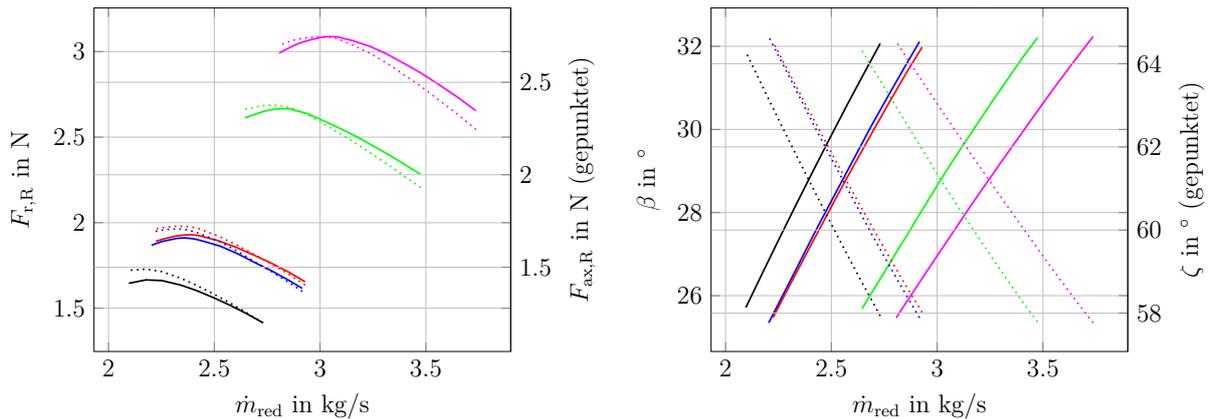
Die Graphen in der Abbildung 5.11 zeigen berechnete Ergebnisse zur Abschätzung der Auslenkung der als Biegebalken vereinfachten Verdichterschaufel. Diese berechneten Ergebnisse stehen in direkter Beziehung zu den vermessenen Arbeitspunkten des Verdichters.

Die Arbeitspunkte werden durch fünf verschiedene Linien reduzierter Drehzahl und dem reduziertem Massendurchfluss charakterisiert. In Relation zu den Arbeitspunkten sind im ersten Diagramm die Momente nach der Gleichung 5.9 und die dazu proportionalen Tangentialkräfte nach der Gleichung 5.25 dargestellt.



(a) Berechnetes Moment und resultierende Tangentialkraft an  $h_{SP}$

(b) Auslenkung der als Biegebalken vereinfachten Verdichterschaukel und verursachende Normalkraft an  $h_{SP}$



(c) Resultierende Kraft und Kraft in Axialrichtung an  $h_{SP}$

(d) Winkel  $\beta$  zwischen der relativen Anströmung und der Umfangsrichtung, Winkel  $\zeta$  zwischen der resultierenden Kraft und der Umfangsrichtung an  $h/2$

Abbildung 5.11: Ergebnisse zur Abschätzung der Schaufelauslenkungen für fünf reduzierte Drehzahlen  $n_{red}$ , basierend auf den Messungen von  $\dot{m}$ ,  $T_{t,2}$ ,  $T_0$ ,  $p_0$ ,  $\Pi$ ,  $n_{rev}$  am Verdichter EB (Abbildung 6.1)

Die Abbildung 5.11b zeigt die Auslenkung  $s_{\Delta}$  der Schaufel, welche durch einen am Umfang des Verdichters angebrachter Sensor detektiert. Die Darstellung erfolgt für jede Drehzahl als Differenz zur geringsten Auslenkung beim höchsten Massendurchfluss. Zudem ist die - orthogonal zur Oberfläche des Biegebalkens stehende - Kraft  $F_{n,R}$  dargestellt. Die Auslenkung der Schaufel steht - im Gegensatz zur Normalkraft - offensichtlich nicht in direktem Zusammenhang mit der Tangentialkraft. So liegt das Maximum der Auslenkung bei ei-

nem geringeren Massendurchfluss als das Maximum der Tangentialkraft. Die Auslenkung steigt mit höherer Belastung des Verdichters stark an, erreicht ein ausgeprägtes Maximum und endet schließlich an der Pumpgrenze. Bei der Interpretation des Verlaufes sind drei getroffene Vereinfachungen zu beachten. Zum einen wird zur Bestimmung der resultierenden Kraft die Widerstandskraft vernachlässigt. Weiterhin steht die als resultierende Kraft  $F_{r,A}$  betrachtete Auftriebskraft  $F_A$  orthogonal auf der relativen Anströmung  $v_1$  und nicht auf  $v_m$  (Gleichung 3.17). Zum anderen erfolgt die Berechnung des Momentes mit einem idealisierten Wirkungsgrad von  $\eta = 1$ . Die Form der realen Verläufe kann dadurch etwas variieren. Im untersuchten Arbeitsbereich des Verdichters liegen die abgeschätzten Schaufelauslenkungen in Abhängigkeit der Drehzahl bei 0 bis 20  $\mu\text{m}$ .

Die resultierende Kraft  $F_{r,R}$  als gesamte aerodynamische Kraft an der Schaufel und die Axialkraft sind in der Abbildung 5.11c dargestellt. Die Kraft in Axialrichtung weist ihr Maximum bei niedrigeren Massenströmen auf als die resultierende Kraft. Die Richtung der resultierenden Kraft wird durch die Richtung der relativen Anströmung  $v_1$  bestimmt. Zur Vereinfachung wurde für die Berechnungen angenommen, dass die Widerstandskraft null beträgt und somit die Auftriebskraft gleich der resultierenden Kraft entspricht. Dadurch steht die resultierende Kraft orthogonal auf der relativen Anströmung. Die Abbildung 5.11d zeigt die Richtung der Anströmung durch den Winkel  $\beta$  und die Richtung von  $F_{r,R}$  durch den Winkel  $\zeta$ . Mit geringeren Massenströmen wird der Winkel der Zuströmung  $\beta$  kleiner und die aerodynamische Belastung für die Verdichterschaufel steigt. Die Strömung kann bei zu geringem Massenfluss und dem daraus folgenden zu geringem Winkel  $\beta$  der Schaufelkontur nicht mehr folgen. Es entstehen Strömungsabriss.

### 5.3.2 Ableitung der Auflösung und Präzision des Messsystems

Der Bereich der berechneten Schaufelauslenkung von 0 bis 20  $\mu\text{m}$  ermöglicht die Festlegung der Anforderungen an das Messsystem hinsichtlich der zeitlichen Auflösung und der resultierenden Präzision. Für eine Einzelmessung ist die Auflösung der Schaufelauslenkung als Wegauflösung in m

$$\theta_s = \frac{\pi d_{tt}}{T_{\text{rev}}} T_s \quad (5.27)$$

abhängig von der Abtastperiode  $T_s$  des Messsystems bzw. von der zeitlichen Auflösung der Einzelmessung  $\theta$  nach Gleichung 4.2. Weiterhin wird die Wegauflösung durch die aktuelle Umfangsgeschwindigkeit der Schaufelspitze und somit dem Verdichterdurchmesser  $d_{tt}$  und der aktuellen Periodendauer  $T_{\text{rev}}$  der Verdichterdrehzahl bestimmt. Eine Auflösung für die Einzelmessung von kleiner als 500 nm erscheint in Anbetracht des zu erwartenden kleinen Messeffektes als sinnvoll. Bei einer maximalen Verdichterdrehzahl von 3000 1/min bzw. einer minimalen Periodendauer von  $T_{\text{rev}} = 20$  ms und einem Durchmesser von  $d_{tt} = 0.487$  m sollte die Abtastperiode des Messsystems kleiner sein als

$$T_s < \frac{\theta_s T_{\text{rev}}}{\pi d_{\text{tt}}} = 6.5 \text{ ns.} \quad (5.28)$$

Dies entspricht einer Abtastfrequenz von mindestens 153 MHz.

Für die Berechnung einer Schaufelauslenkung ist die Bestimmung von Schaufelpositionen notwendig. Dies erfordert die Messung von diskreten Zeitdifferenzen  $T_M^m$  nach Gleichung 4.87. Die gemessene Zeitdifferenz unterliegt einer Standardabweichung bzw. einer Gesamtstreuung  $\sigma_{\text{TM}}$  (Gleichung 4.88), die durch die im Abschnitt 4.4 dargestellte Fehlerfortpflanzung entsteht. Diese Streuung und deren einzelnen Komponenten werden qualitativ mit der Gleichung 4.89 beschrieben. Damit eine quantitative Beschreibung der Gesamtstreuung und somit der Präzision angegeben werden kann, ist nach Gleichung 4.83 eine Technik bzw. ein Verfahren zur Triggeregenerierung festzulegen. Im Abschnitt 4.3 werden diese vorgestellt und analysiert. Für die weitere Betrachtung der Abschätzung der Gesamtstreuung erfolgt die Auswahl des LED. Dieser erzielt im Vergleich zum CFD und zum Matched-Filter die schlechteste Präzision. Im Gegenzug ist die Implementierung einfach und die benötigten Ressourcen sind gering. Bei der Verwendung eines CFD oder eines Matched-Filters ist eine Verringerung der Gesamtstreuung zu erwarten. Mit der Nutzung eines LED und der Annahme, dass kein Prozessrauschen  $\sigma_P$  vorhanden ist, ergibt sich für die Standardabweichung der gemessenen Zeitdifferenz nach Gleichung 4.88

$$\sigma_{\text{TM}} = \sqrt{2\sigma_{\psi\text{LED}}^2 + \sigma_N^2}, \quad (5.29)$$

wobei  $\sigma_{\psi\text{LED}}$  durch die Triggeregenerierung mit einem LED nach Gleichung 4.58 und  $\sigma_N$  durch die  $\pm 1$ -Zählabweichung nach Gleichung 4.21 entstehen. Eine Zusammenfassung von Umgebungs-  $\sigma_n$  und Quantisierungsrauschen  $\sigma_e$  nach Gleichung 4.82 zu  $\sigma_{n,e}$  ergibt für die Streuung des LED

$$\begin{aligned} \sigma_{\psi\text{LED}} &= \sqrt{\left(\frac{A_{\text{th}}}{m_{\psi\text{LED}} \cdot A} \cdot \sigma_A\right)^2 + \left(\frac{A_{\text{th}}}{A} \cdot \sigma_{\text{Tr}}\right)^2 + \left(\frac{\sqrt{\sigma_n^2 + \sigma_e^2}}{2 \cdot m_{\psi\text{LED}}}\right)^2} \\ &= \sqrt{\sigma_{\text{LED1}}^2 + \sigma_{\text{LED2}}^2 + \sigma_{\text{LED3}}^2}. \end{aligned} \quad (5.30)$$

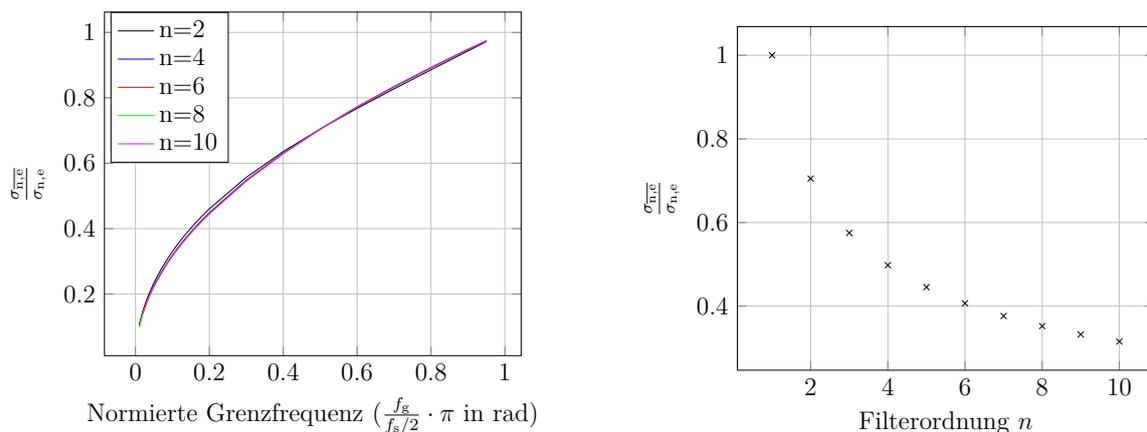
Es kann bis hierhin zusammengefasst werden, dass die Gesamtstreuung zur Positionsbestimmung einer Verdichterschaukel nach Gleichung 5.29 durch zwei wesentliche Faktoren beeinflusst wird. Zum einen ist es die  $\pm 1$ -Zählabweichung und somit die zeitliche Auflösung  $T_s$  des Messsystems. Zum anderen sind es die Signaleigenschaften in Verbindung mit dem LED zur Triggeregenerierung. So beschreibt der erste Summand  $\sigma_{\text{LED1}}$  der Gleichung 5.30 die Auswirkung der Streuung der Signalamplitude  $\sigma_A$ , die durch das Verhältnis der Triggerschwelle  $A_{\text{th}}$  des LED zur Amplitude  $A$  reduziert wird. Zudem führen große Signalanstiege  $m_{\psi\text{LED}}$  in der Region der Triggerschwelle ebenfalls zu einer Verringerung der Streuung. Der zweite Summand  $\sigma_{\text{LED2}}$  repräsentiert die Auswirkung der Streuung der Signalanstiegszeit  $\sigma_{\text{Tr}}$ . Eine Reduktion von  $\sigma_{\text{Tr}}$  ist ebenfalls durch das Verhältnis von Triggerschwelle zu Amplitude gegeben. Der dritte Summand  $\sigma_{\text{LED3}}$  beschreibt die Abhängigkeit der Streuung vom

Umgebungs- und Quantisierungsrauschen, welche durch den Signalanstieg reduziert wird. Die ausführliche Analyse und Untersuchung dieser Sachverhalte ist in den Abschnitten 4.2.3, 4.2.4 und 4.3.1 gegeben.

Die Präzision der Messung ist durch das Absenken der Triggerschwelle zu erhöhen. Zudem ist die Streuung, die durch Amplitudenfluktuationen  $\sigma_{n,e}$  entsteht, durch eine Filterung zu verringern. Der Einsatz eines Mittelwertfilters der Länge bzw. Ordnung  $n$  reduziert die Standardabweichung  $\sigma_{n,e}$  der Amplitudenstreuung analog zur Gleichung 4.27 auf

$$\sigma_{n,e} = \frac{\sigma_{n,e}}{\sqrt{n}}. \quad (5.31)$$

Exemplarisch zeigt die Abbildung 5.12 einen Vergleich zur Reduktion der Amplitudenstreuung  $\sigma_{n,e}$  mit Butterworth- und Mittelwertfiltern. Der Butterworth-Filter zeigt bei zunehmender Filterordnung - im Gegensatz zum Mittelwertfilter - keine Verringerung der Streuung. Die Begründung hierfür liegt darin, dass eine höhere Filterordnung den Übergang vom Durchlass- in den Sperrbereich steiler verlaufen lässt, aber die Rauschamplituden im Durchlassbereich nahezu nicht gedämpft werden. Hingegen führt eine Reduktion der Grenzfrequenz  $f_g$  des Butterworth-Filters zu einer Verringerung der Streuung. Die Grenzfrequenz liegt bei einer Dämpfung der Amplitude um 3 dB vor.



(a) Reduktion der Amplitudenstreuung bei Butterworth-Filterung in Abhängigkeit der Grenzfrequenz  $f_g$  und der Filterordnung  $n$

(b) Reduktion der Amplitudenstreuung bei Mittelwertfilterung in Abhängigkeit der Filterordnung  $n$

Abbildung 5.12: Vergleich zur Reduktion der Amplitudenstreuung durch Butterworth- und Mittelwertfilter

Die Tabelle 5.2 stellt die Ergebnisse der Untersuchung dar, wie sich eine Variation der Abtastrate des Messsystems, der Ordnung des Mittelwertfilters und der Signalstreuungen auf die zeitlichen Standardabweichungen nach den Gleichungen 5.29, 5.30, 5.31 auswirken. Weiterhin sind die zu den zeitlichen Standardabweichungen äquivalenten Streuungen der Schaufelposition in m angegeben. Sie werden im Folgenden allgemein als  $\sigma_{sx}$  bezeichnet und berechnen sich nach

$$\sigma_{sx} = \frac{\pi d_{tt}}{T_{rev}} \sigma_{tx}, \quad (5.32)$$

wobei  $\sigma_{tx}$  eine allgemeine Bezeichnung für die entsprechenden zeitlichen Streuungen (Gleichungen 5.29, 5.30, 5.31) darstellt.

Die in der Tabelle verwendeten Testbedingungen basieren auf Signalanalysen und einigen Abschätzungen. Die Verdichterdrehzahl beträgt 3000 1/min. Für die Amplitudenstreuung wird von einem 8-Bit-ADC ausgegangen, der nach Gleichung 4.37 eine Standardabweichung von  $\sigma_e = 1.1$  mV aufweist. Im Zusammenhang mit einem dreimal so groß angenommenen Umgebungsrauschen ergibt sich nach Gleichung 4.82 ein Gesamtrauschen von  $\sigma_{n,e} = 3.6$  mV. Dies wurde durch Messungen bestätigt. Bei der Verwendung eines 16-Bit-ADC würde sich das Gesamtrauschen nur unwesentlich auf ca.  $\sigma_{n,e} = 3.4$  mV verringern. Die Identifikation der Signalamplitude mit ca.  $A = 1$  V, der Signalanstiegszeit mit ca.  $T_r = 6$   $\mu$ s und des resultierenden Signalanstiegs mit ca.  $m_{\psi\text{LED}} = 150$  kV/s basiert auf der Auswertung von Messungen. Für die Untersuchung erfolgt die Verwendung einer Triggerschwelle von  $A_{th} = A/10$ . Weiterhin wird ein Mittelwertfilter der Ordnung 10 bzw. 100 verwendet, um eine digitale Filterung des Messsignals durchzuführen. Die Streuungen der Signalamplitude  $\sigma_A$  und der -anstiegszeit  $\sigma_{Tr}$  wurden mit einer Abschätzung auf die in der Tabelle angegebenen Werte festgelegt.

	$f_s$ in	$\theta_s$ in	$n$	$\sigma_{TM}$ in		$\frac{\sigma_{n,e}}{2 \cdot m_{\psi\text{LED}}}$ in		$\sigma_{LED1}$ in		$\sigma_{LED2}$ in	
	MHz	$\mu$ m		ns	$\mu$ m	ns	$\mu$ m	ns	$\mu$ m	ns	$\mu$ m
$\sigma_A = 0$ $\sigma_{Tr} = 0$ $\sigma_{n,e} = 3.6$ mV	125	0.61	10	6.17	0.47	3.75	0.28	0	0	0	0
			100	3.55	0.27	1.18	0.09				
	250	0.3	10	5.54	0.42	3.75	0.28				
			100	2.29	0.17	1.18	0.09				
$\sigma_A = \frac{A}{80}$ $\sigma_{Tr} = \frac{T_r}{100}$ $\sigma_{n,e} = 3.6$ mV	125	0.61	10	16.3	1.24	3.75	0.28	8.33	0.63	6.66	0.51
			100	15.5	1.18	1.18	0.09				
	250	0.3	10	16.07	1.22	3.75	0.28				
			100	15.26	1.16	1.18	0.09				

Tabelle 5.2: Ergebnisse zur Untersuchung der Anforderungen an ein BTT-Messsystem in Hinsicht Präzision und Auflösung

Die Tabelle ist in zwei wesentliche Testbedingungen zu unterscheiden. Der obere Teil repräsentiert die Untersuchung bei konstanten Signaleigenschaften mit  $\sigma_A = 0$ ,  $\sigma_{Tr} = 0$  und der untere Teil die mit streuenden Signaleigenschaften. Es werden Ergebnisse zur Gesamtstreuung  $\sigma_{TM}$  und zu den Einzelstreuungen  $\frac{\sigma_{n,e}}{2 \cdot m_{\psi\text{LED}}}$ ,  $\sigma_{LED1}$ ,  $\sigma_{LED2}$  angegeben. Die dargestellten Resultate zur Gesamtstreuung zeigen, dass aufgrund der Fehlerfortpflanzung eine große Einzelstreuung diese dominierend beeinflusst. So ist im oberen Teil zu erkennen,

dass eine signifikante Verbesserung von  $\sigma_{\text{TM}}$  durch eine Erhöhung der Abtastrate erst bei einer deutlichen Reduktion der Amplitudenstreuung zu erzielen ist. Durch die Erhöhung der Filterlänge von 10 auf 100 wird die Amplitudenstreuung um den Faktor 3 reduziert. Infolgedessen führt eine Verdoppelung der Abtastrate auf 250 MHz zu einer Verringerung der Standardabweichung um 0.1  $\mu\text{m}$ . Die erreichte Standardabweichung verbessert sich von 0.27  $\mu\text{m}$  auf 0.17  $\mu\text{m}$ . Ohne eine Reduktion der Amplitudenstreuung beträgt die Verringerung 0.05  $\mu\text{m}$ , wodurch sich die Streuung von 0.47  $\mu\text{m}$  auf 0.42  $\mu\text{m}$  verringert. Die Verdoppelung der Abtastrate führt bei einer Filterordnung von 100 zu einer mit dem Faktor 2 größeren Senkung der Standardabweichung. In der zweiten Testbedingung existieren signifikante Einzelstreuungen  $\sigma_{\text{LED1}}$ ,  $\sigma_{\text{LED2}}$  aufgrund der Signaleigenschaften  $\sigma_{\text{A}}$ ,  $\sigma_{\text{Tr}}$ . Diese Einzelstreuungen sind über die Fehlerfortpflanzung in ihrer Auswirkung auf  $\sigma_{\text{TM}}$  deutlich größer als die  $\pm 1$ -Zählabweichung, die aus der zeitlichen Auflösung des Messsystems resultiert. Somit bewirkt eine Verdoppelung der Abtastrate - bei einer Filterlänge von 10 und 100 - nur eine minimale Verbesserung der Standardabweichung um 0.02  $\mu\text{m}$ .

Als Folge der Untersuchung wird ein Messsystem mit einem 8-Bit-ADC als ausreichend angesehen. Denn wie bereits festgestellt, bewirkt eine Verdoppelung der binären Stellen des ADC auf 16-Bit - bei einem dominierenden Umgebungsrauschen - nahezu keine Verbesserung des Gesamtrauschens. Eine Verbesserung von  $\sigma_{\text{TM}}$  bzw. der Präzision zur Bestimmung von Schaufelauslenkungen ist dadurch ebenso nicht zu erreichen. Die Festlegung einer zeitlichen Auflösung für das Messsystem gestaltet sich schwieriger. Denn bei dominierenden Einzelstreuungen bewirkt eine Erhöhung der Abtastrate nur geringe Beiträge zur Verbesserung der Präzision. Die exakte Bestimmung der Streuungen von Signalamplitude und -anstiegszeit sind nicht bzw. nur mit großem Aufwand zu bestimmen. Somit ist bei den ersten Messungen - zur Bestimmung von Schaufelauslenkungen - kein Messsystem auszuwählen, welches eine zu niedrige zeitliche Auflösung bereitstellt. Das Resultat wäre eine signifikante Verschlechterung der Präzision. Aus diesem Grund wird in Anbetracht der nach Abbildung 5.11b dargestellten kleinen aufzulösenden Messeffekte - von 0..10  $\mu\text{m}$  bzw. 0..20  $\mu\text{m}$  - eine Abtastrate von 250 MHz als sinnvoll erachtet. Die Abtastrate kann evtl. nach weiteren praktischen Untersuchungen abgesenkt werden. Auf Grundlage der Berechnungen wurden für die im Kapitel 6 vorgestellten Messungen das Speicheroszilloskop MSO9104 von Keysight Technologies verwendet. Die vier ADC Kanäle mit einer Auflösung von 8-Bit wurden mit einer Abtastrate von 250 MHz betrieben. Der Speicher mit einer Größe von 2 GB ermöglicht eine Aufzeichnungsdauer von ca. 2 s. Weitere Informationen sind dem Datenblatt [Tec15] und dem Abschnitt 2.3 zu entnehmen.

## 5.4 Varianten der messtechnischen Erfassung von Schaufelauslenkungen

In diesem Abschnitt erfolgt die Vorstellung von drei Varianten zur messtechnischen Erfassung von Schaufelauslenkungen. Die Varianten unterscheiden sich im messtechnischen Aufwand, in der Anforderung an die Präzision einer Messung und in dem bereitgestellten Detaillierungsgrad der Informationen über die Art der Schaufelauslenkung. Alle dargestell-

ten Varianten verwenden zusätzlich zu den Schaufelsensoren einen Referenzsensor. Die Schaufel wird in den drei folgenden Abbildungen als Bezugspunkt verwendet.

In der Abbildung 5.13 ist Variante 1 dargestellt. Sie benötigt einen Schaufelsensor, der am Umfang des Verdichters angebracht ist. Entsprechend der dargestellten Kräfte in Tangential- und Axialrichtung  $F_t$ ,  $F_{ax}$  verschiebt sich demzufolge die Sensorspur in die entgegengesetzten Richtungen zur neuen Sensorspur. Der Sensor detektiert analog zur Gleichung 5.22 die messbare Auslenkung zu einer Referenz:

$$s_{\Delta} = s_t + s_{\iota,ax}. \quad (5.33)$$

Sie setzt sich aus zwei Komponenten zusammen. Zum einen ist es die Komponente, die durch die Schaufelauslenkung in Tangential- bzw. Umfangsrichtung  $s_t$  entsteht. Zum andern ist es  $s_{\iota,ax}$ , welche im Folgenden als Profilkomponente bezeichnet wird. Die Profilkomponente  $s_{\iota,ax}$  entsteht durch eine Auslenkung in Axialrichtung  $s_{ax}$  in Verbindung mit dem Winkel  $\iota$  zwischen der Sensorspur und der führenden Schaufelkante. Im Abschnitt 5.3 erfolgte die Betrachtung am Biegebalken mit dem Staffelungswinkel  $\lambda$ , der über die gesamte Schaufelbreite bzw. -sehne konstant ist. Bei einem realen Schaufelprofil ist der Winkel  $\iota$  entlang der Schaufelkante zur Umfangsrichtung bzw. zur Sensorspur nicht konstant. Die erste Variante dient demzufolge der Erfassung einer überlagerten Auslenkung, bestehend aus einer Auslenkung in Umfangs- und einer in Axialrichtung. Eine Vergrößerung des Messeffektes wird damit erreicht. Allerdings ist die Trennung der beiden Auslenkungen bzw. Informationen nicht möglich.

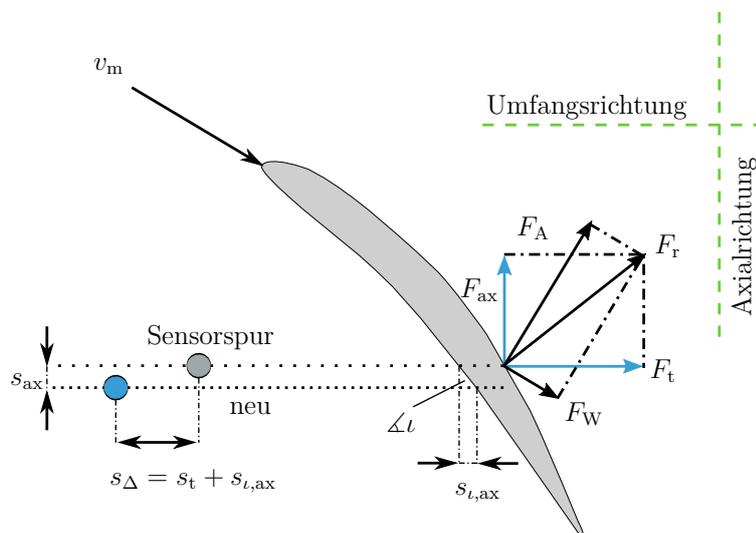


Abbildung 5.13: Grundkonzept - 1. Variante - für die messtechnische Erfassung von Schaufelauslenkungen in Umfangsrichtung  $s_t$ , Grundlage ist die Auswertung einer sich ändernden Zeit- bzw. Wegdifferenz  $s_{\Delta}$  zu einer Referenz, Schaufel als Bezugspunkt

Die zweite Variante ist in der Abbildung 5.14 dargestellt. Sie benötigt mindestens einen weiteren Schaufelsensor. Die Messmethode basiert darauf, dass der Winkel  $\iota$  entlang der führenden Schaufelkante nicht konstant ist. Hingegen wird aufgrund der kleinen Schaufelauslenkungen angenommen, dass bei einer Auslenkung die Winkel an den Sensorpositionen

konstant sind. Zumindest zwei Sensoren werden im axialen Versatz so angeordnet, dass der Winkelunterschied  $\iota_1 \neq \iota_2$  möglichst groß ist. Die beiden Sensoren detektieren jeweils eine Auslenkung

$$s_{1,\Delta} = s_{1,\iota,\text{ax}} + s_t \text{ und } s_{2,\Delta} = s_{2,\iota,\text{ax}} + s_t, \quad (5.34)$$

die den selben Anteil für die Auslenkung in Tangentialrichtung  $s_t$  aufweisen. Die Profilkomponenten  $s_{1,\iota,\text{ax}}$  und  $s_{2,\iota,\text{ax}}$  unterscheiden sich aufgrund der unterschiedlichen Winkel. Dieser Umstand kann durch eine Differenzenbildung wie folgt ausgenutzt werden:

$$s_{12,0} - s_{12,\Delta} \hat{=} s_{1,\Delta} - s_{2,\Delta} = s_{1,\iota,\text{ax}} - s_{2,\iota,\text{ax}} = f(s_{\text{ax}}) \neq f(s_t). \quad (5.35)$$

Unter der Annahme, dass die Tangentialkomponenten der Auslenkungen an allen Sensoren gleich sind, entfallen diese bei der Bildung der Wegdifferenz. Die verbleibende Differenz der Profilkomponenten  $s_{\iota,\text{ax}}$  hat aufgrund der unterschiedlichen Anstiege der Schaufelvorderkante einen qualitativen Zusammenhang zur Auslenkung in Axialrichtung  $f(s_{\text{ax}})$ . Die Variante 2 liefert wie Variante 1 mit den separaten Messgrößen  $s_{1,\Delta}$ ,  $s_{2,\Delta}$  (Gleichung 5.34) eine Information aus der Überlagerung der tangentialen und in Verbindung mit den Winkeln  $\iota_1$ ,  $\iota_2$  der axialen Auslenkung. Zusätzlich wird durch die Differenz der Profilkomponenten ein qualitativer Zusammenhang zur axialen Auslenkung gegeben. Aus diesem Grund kann die Variante 2 den Nachteil der Variante 1 reduzieren.

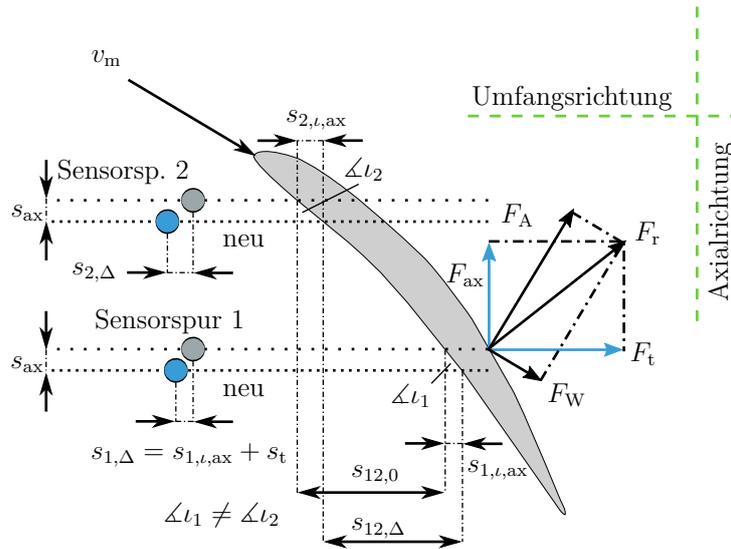


Abbildung 5.14: Erweitertes Konzept - 2. Variante - für die zusätzliche messtechnische Erfassung von Schaufelauslenkungen in Axialrichtung  $s_{\text{ax}}$ , Grundlage ist die Auswertung der Änderung von Zeitdifferenzen zweier Sensoren, Schaufel als Bezugspunkt

Bei Kenntnis der Profilkwinkel  $\iota$  an den entsprechenden Sensorpositionen ist die Angabe der Profilkomponenten nach den Gleichungen 5.22, 5.23 möglich:

$$s_{\iota,\text{ax}} = s_{\Delta,2} = \frac{s_{\text{ax}}}{\tan \iota} = \frac{p}{\tan(\frac{\pi}{2} - \lambda)}. \quad (5.36)$$

Mit der Beschreibung der Profilkomponenten nach Gleichung 5.36 und der messtechnischen Erfassung der Differenz der Profilkomponenten nach Gleichung 5.35 folgt die Berechnung der axialen Auslenkung:

$$s_{\text{ax}} = \frac{s_{1,\iota,\text{ax}} - s_{2,\iota,\text{ax}}}{\frac{1}{\tan \iota_1} - \frac{1}{\tan \iota_2}}. \quad (5.37)$$

Die Auslenkung in Tangentialrichtung ist mit der messtechnischen Erfassung der Auslenkung  $s_{1,\Delta}$  oder  $s_{2,\Delta}$  (Gleichung 5.34) und den Gleichungen 5.36, 5.37 zu bestimmen:

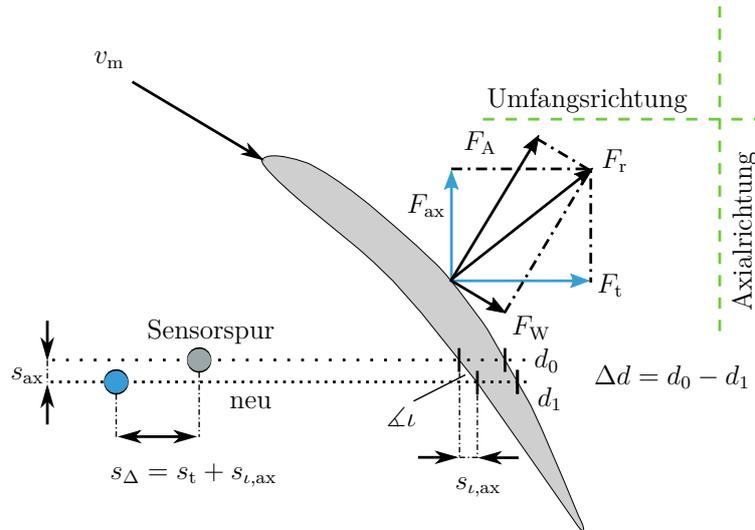
$$s_{\text{t}} = s_{1,\Delta} - \frac{s_{1,\iota,\text{ax}} - s_{2,\iota,\text{ax}}}{1 - \frac{\tan \iota_1}{\tan \iota_2}} = s_{2,\Delta} - \frac{s_{1,\iota,\text{ax}} - s_{2,\iota,\text{ax}}}{\frac{\tan \iota_2}{\tan \iota_1} - 1} \quad (5.38)$$

Die Variante 2 kann durch die Kenntnis der Profilkwinkel  $\iota_1$ ,  $\iota_2$  den Nachteil der Variante 1 neutralisieren und eine vollständige Bestimmung der Komponenten zur Schaufelauslenkung  $s_{\text{ax}}$ ,  $s_{\text{t}}$  und  $s_{\Delta}$  bereitstellen.

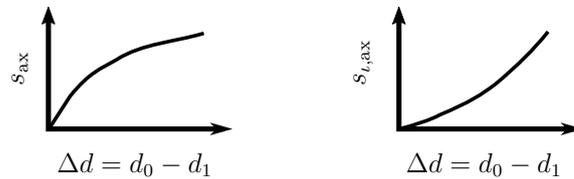
Die zuvor getroffene Annahme, dass die Tangentialkomponenten der Auslenkungen an allen Sensoren gleich sind, trifft bei einer Torsion der Schaufel nicht mehr zu. Die Torsion der Schaufel wirkt entlang der Schaufelhöhe in radialer Richtung. Die Profilkomponenten werden in diesem Fall von den durch die Torsion verursachenden Auslenkungen - den Torsionskomponenten - an den entsprechenden Sensorpositionen überlagert. Aufgrund des bei der Torsion wirkenden kleineren Hebels entlang der Schaufelbreite im Vergleich zur Schaufelhöhe sind die Effekte der Torsion als deutlich kleiner anzunehmen. Eine Trennung der überlagerten Torsions- und der Profilkomponente ist nicht ohne weiteres möglich. Durch eine Anordnung zusätzlicher Sensoren im axialen Versatz wird die Kontur der vorderen Schaufelkante abgetastet und eine Bestimmung der Torsion ist prinzipiell zu erreichen. Die Anzahl der benötigten Sensoren ist zu ermitteln - in Abhängigkeit von der Größe der Auslenkung durch Torsion und von der benötigten Präzision. Der Messaufwand steigt hierbei schnell an. Wird ein Sensor in einer axialen Lage am Rotationszentrum der Torsion positioniert, ist eine Bestimmung der Auslenkung nach Gleichung 5.33 (Variante 1) ohne den Einfluss der Torsion möglich.

Die dritte Variante benötigt einen am Umfang positionierten Sensor und nutzt die unterschiedliche Schaufeldicke  $d$  entlang der Axialrichtung aus. Durch eine Auslenkung der Schaufel in Axialrichtung bzw. in Richtung der Saugseite verringert sich nach Abbildung 5.15 die Schaufeldicke. Wie die Abbildung 5.15b zeigt, ist es bei bekannter Schaufelgeometrie möglich - über die Änderung der Schaufeldicke  $\Delta d$  - die Auslenkung in Axialrichtung  $s_{\text{ax}}$  und die Profilkomponente  $s_{\iota,\text{ax}}$  zu bestimmen. Mit der bestimmten Profilkomponente und der nach Variante 1 gemessenen Auslenkung  $s_{\Delta}$  ist die Berechnung der tangentialen Auslenkung  $s_{\text{t}}$  nach Gleichung 5.33 durchzuführen.

Die Ermittlung der Komponenten  $s_{\text{ax}}$ ,  $s_{\text{t}}$  und  $s_{\iota,\text{ax}}$  - zur Schaufelauslenkung nach den Varianten zwei und drei - sind als anspruchsvoller einzustufen als Variante 1. Der Grund hierfür liegt darin begründet, dass kleine Messeffekte in Hinsicht der Änderung der Schaufelbreite  $\Delta d$  und der Änderung der Profilkomponenten  $s_{\iota,\text{ax},1} - s_{\iota,\text{ax},2}$  nach Gleichung 5.35 zu erwarten sind. Wenn sich für Variante zwei die Winkel  $\iota_1$  und  $\iota_2$  z.B. um  $\pi/36$  ( $5^\circ$ ) unterscheiden



(a) Darstellung des Messkonzeptes zur Erfassung von Änderungen der Schaufeldicke



(b) Darstellung einer beispielhaften Abhängigkeit der sich ändernden Schaufeldicke und der Schaufelgeometrie

Abbildung 5.15: Alternatives Konzept - 3. Variante - für die zusätzliche messtechnische Erfassung von Schaufelauslenkungen in Axialrichtung  $s_{ax}$ , Grundlage ist die Auswertung der Änderung der messbaren Schaufeldicke  $\Delta d$ , Schaufel als Bezugspunkt

$$\iota_1 = \frac{\pi}{2} - \lambda = \frac{\pi}{4} \quad \text{und} \quad \iota_2 = \frac{\pi}{2} - \lambda \pm \frac{\pi}{36} = \frac{\pi}{4} \pm \frac{\pi}{36}, \quad (5.39)$$

beträgt die Änderung der Profilkomponenten nach Gleichung 5.36 ca. 16..19 %. Die Variante drei erfordert für die Schaufelbreitenmessung eine Generierung von Triggern auf der steigenden und der fallenden Signalflanke. Die Generierung von Triggern auf der fallenden Flanke stellen hierbei die Herausforderung dar. Denn aufgrund von Sättigungseffekten ist die Messdynamik in der Regel geringer. Die Impulse werden daraufhin verlängert und eine Messung der Änderung der Schaufelbreite ist im hier vorliegenden kleinen Messbereich schwierig zu realisieren. Bei größeren Verdichterleistungen und daraus resultierenden größeren Messeffekten kann die Messung der Änderung von Schaufelbreiten eine realistische Alternative darstellen.

Die Messergebnisse im Kapitel 6 wurden mit der ersten Variante (Abbildung 5.13) zur Erfassung von Schaufelauslenkungen erstellt. Infolgedessen repräsentieren die Ergebnisse eine Überlagerung der Auslenkung in Tangentialrichtung und in Verbindung mit dem

Winkel  $\iota$  eine Auslenkung in Axialrichtung. Aufgrund der Überlagerung resultiert ein vergrößerter Messeffekt.

## 5.5 Hochgenaues und hochaufgelöstes BTT-Referenzsystem

Wie im Abschnitt 5.2 beschrieben, wird das Referenzsystem bei einem BTT-Messverfahren zunächst für die Bestimmung eines diskreten zeitlichen Abstandes zwischen einem Referenzevent  $\Psi_{\text{ref}}$  und einem Schaufelevent  $\Psi_{\text{blade}}^w$  genutzt (Gleichung 5.5). Um aus diesem zeitlichen Abstand die aktuelle Schaufelposition in einer Verdichterumdrehung zu ermitteln, ist weiterhin die Erfassung der aktuellen Verdichterdrehzahl bzw. Periodendauer  $T_{\text{rev}}$  notwendig. Aktuell erfolgt bei BTT-Messungen zur Schwingungsuntersuchung an Strömungsmaschinen der Einsatz einer sogenannten Once-per-Revolution-Referenz (OPR-Referenz) [Jou16; Hu+15; Rei+14; TAM+14; RB14; GDW07; Gal+07]. Das Prinzip ist in der Abbildung 5.16 dargestellt.

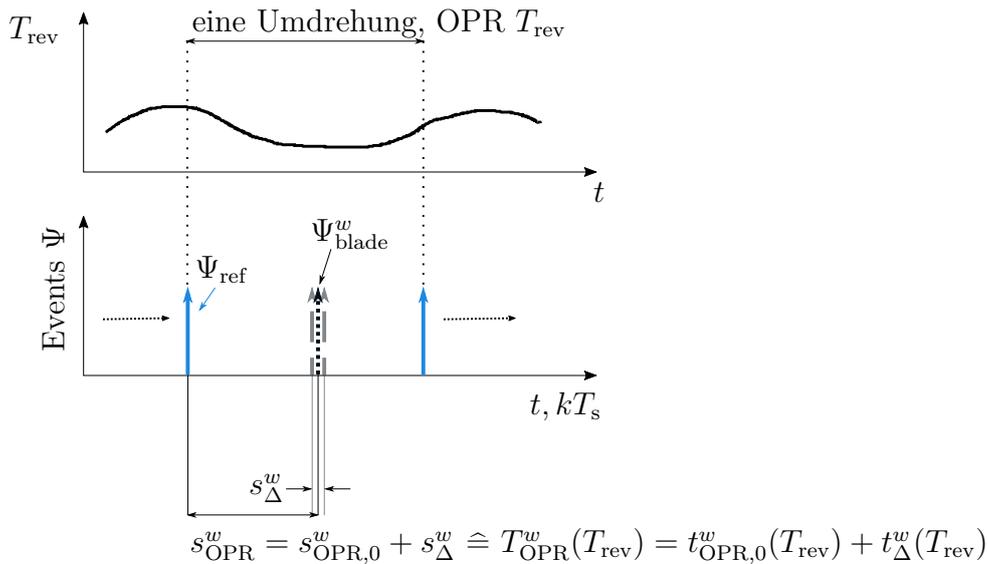


Abbildung 5.16: Schaufelpositionsbestimmung  $s_{\text{OPR}}^w$  mit einer OPR-Referenz: Exemplarisch angenommene Verdichterumdrehung (oben) und Prinzip der Positionsbestimmung in Relation zu einem Referenzevent  $\Psi_{\text{ref}}$  (unten)

Am Verdichter ist eine Referenzmarke angebracht. Mit dieser Marke wird für jede Verdichterumdrehung ein Referenzevent  $\Psi_{\text{ref}}$  bestimmt. Die Periodendauer  $T_{\text{rev}}$  einer Verdichterumdrehung entspricht der Zeitdifferenz zweier aufeinanderfolgender Referenzevents. Mit einem Schaufelsensor wird für jede vorbei gehende Schaufel  $w$  ein Schaufelevent  $\Psi_{\text{blade}}^w$  bestimmt. Der diskrete zeitliche Abstand  $T_{\text{OPR}}^w$  zwischen diesem einen Referenzevent und dem Event einer Schaufel ist abhängig von der aktuellen Periodendauer  $T_{\text{rev}}$  und steht in direkter Beziehung zur aktuellen Schaufelposition  $s_{\text{OPR}}^w$ :

$$s_{\text{OPR}}^w = s_{\text{OPR},0}^w + s_{\Delta}^w \hat{=} T_{\text{OPR}}^w(T_{\text{rev}}) = t_{\text{OPR},0}^w(T_{\text{rev}}) + t_{\Delta}^w(T_{\text{rev}}). \quad (5.40)$$

Die aktuelle Schaufelposition setzt sich aus einer festgelegten als ungestört angenommenen Schaufelposition  $s_{\text{OPR},0}^w$  mit dem entsprechenden Zeitäquivalent  $t_{\text{OPR},0}^w(T_{\text{rev}})$  und einer Abweichung von dieser Position  $s_{\Delta}^w$  mit dem entsprechenden Zeitäquivalent  $t_{\Delta}^w(T_{\text{rev}})$  zusammen. Es wird erwartet, dass  $s_{\Delta}$  - zusätzlich zu den Amplitudenwerten von Schaufelschwingungen - Informationen über den aktuell vorliegenden Betriebspunkt enthält. Mit der OPR-Referenz ist die Position der Schaufel  $w$  durch die Normierung der Zeitdifferenz  $T_{\text{OPR}}^w$  mit der gemessenen Periodendauer  $T_{\text{rev}}$  und dem Verdichterdurchmesser  $d_{\text{tt}}$  wie folgt zu bestimmen:

$$s_{\text{OPR}}^w = \frac{T_{\text{OPR}}^w}{T_{\text{rev}}} \cdot \pi d_{\text{tt}}. \quad (5.41)$$

Wie bereits zuvor beschrieben und in der Gleichung 5.41 ersichtlich, ist die Referenz durch zwei Größen an der Bestimmung der Schaufelposition beteiligt. Zum einen ist es die Periodendauer einer Verdichterumdrehung und zum anderen ist es der zeitliche Abstand zwischen dem Referenzevent und einem Schaufelevent. Unter der Nutzung des relativen Fehlers

$$\left| \frac{\Delta y}{y} \right| = \delta_y = \sum_{i=1}^n |K_{\text{rel}}^i \delta_i| \quad (5.42)$$

einer Funktion  $y$  mit der relativen Konditionszahl

$$K_{\text{rel}} = \left| \frac{dy(x)}{dx} \right| \frac{|x|}{|y(x)|} \quad (5.43)$$

lässt sich die Gleichung 5.41 zur Bestimmung der Schaufelposition auf die Wirkung von Messabweichungen der Eingangsgrößen hin analysieren. Unter der Annahme, dass die Zeitdifferenz  $T_{\text{OPR}}^w$  frei von Messabweichungen ist, ergibt die Berechnung des relativen Fehlers bzw. nach [DIN99] der relativen Messabweichung

$$\left| \frac{\Delta s_{\text{OPR}}^w}{s_{\text{OPR}}^w} \right| = \delta_{s,\text{OPR}} = \left| \frac{\Delta T_{\text{rev}}}{T_{\text{rev}}} \right|. \quad (5.44)$$

Somit wird ersichtlich, dass die relative Abweichung der Positionsbestimmung einer Schaufel direkt abhängig ist von der relativen Messabweichung der aktuellen Periodendauer einer Verdichterumdrehung. Wie die Abbildung 5.16 oben anschaulich darstellt, handelt es sich bei der Messung der Periodendauer mit der OPR-Referenz um einen gemittelten Wert. Die Art der Messung stellt einen Mittelwertfilter mit der Länge der Periodendauer dar. Dies führt bei der Berechnung einer Schaufelposition dazu, dass nicht die zeitlich hochaufgelöste bzw. aktuelle Periodendauer an der Stelle der Events verwendet wird. Dafür erfolgt die Verwendung einer Periodendauer, die über einen größeren Zeitraum gemittelt wurde. Nach der Gleichung 5.44 resultieren daraus Ungenauigkeiten, die insbesondere

bei der hochaufgelösten und hochgenauen Bestimmung kleiner Schaufelauslenkung eine Relevanz haben.

Eine Analyse der Gleichung 5.41 unter der Nutzung des absoluten Fehlers

$$|\Delta y| = \sum_{i=1}^n |K_{\text{abs}}^i \Delta x_i|, \quad (5.45)$$

einer Funktion  $y$  mit der absoluten Konditionszahl

$$K_{\text{abs}} = \left| \frac{dy(x)}{dx} \right| \quad (5.46)$$

führt zu einer weiteren bemerkenswerten Abhängigkeit. Unter der erneuten Annahme, dass die Zeitdifferenz  $T_{\text{OPR}}^w$  frei von Messabweichungen ist, ergibt die Berechnung des absoluten Fehlers bzw. nach [DIN99] der absoluten Messabweichung

$$|\Delta s_{\text{OPR}}^w| = \left| \frac{T_{\text{OPR}}^w}{T_{\text{rev}}^2} \cdot \pi d_{\text{tt}} \cdot \Delta T_{\text{rev}} \right|. \quad (5.47)$$

An dieser Gleichung ist zu erkennen, dass die Zeitdifferenz  $T_{\text{OPR}}^w$  multiplikativ mit der absoluten Messabweichung der Periodendauer  $\Delta T_{\text{rev}}$  verknüpft ist. Das bedeutet, eine große Zeitdifferenz und somit ebenfalls ein großer Wegabstand zwischen dem Referenz- und Schaufelevent verstärken die Messabweichungen der Periodendauer. Eine Vergrößerung der absoluten Abweichung der Positionsbestimmung einer Schaufel ist das Resultat. Infolgedessen werden die Positionsbestimmungen der Schaufeln, die sich innerhalb einer Verdichterumdrehung von der Referenzmarke entfernen ( $s_{\text{OPR},0}$  steigt), eine zunehmend geringere Genauigkeit aufweisen. Diese Abhängigkeit führt ebenso wie bei der Analyse der relativen Messabweichung bei der hochaufgelösten und hochgenauen Bestimmung kleiner Schaufelauslenkung zu einer relevanten Verringerung der Genauigkeit.

Auf Grundlage der Analysen der OPR-Referenz nach den Gleichungen 5.44, 5.47 zur Schaufelpositionsbestimmung wird ein im Rahmen dieser Arbeit entwickeltes hochauflösendes und hochgenaues BTT-Referenzsystem (HP-Referenz) verwendet [Rei+17a]. Es reduziert die beiden identifizierten Nachteile einer OPR-Referenz. Das Prinzip ist in der Abbildung 5.17 dargestellt. Der wesentliche Unterschied besteht in der Verwendung mehrerer Referenzmarken  $m$ , die in einem bekannten Abstand  $s_{\text{ref}}$  zueinander angeordnet sind. Jedem Schaufelevent  $\Psi_{\text{blade}}^w$  wird ein bestimmtes Referenzevent  $\Psi_{\text{ref}}^m$  zugeordnet. Die diskrete Zeitdifferenz

$$T_{\text{HP}}^w(\hat{T}^m) = \Psi_{\text{blade}}^w - \Psi_{\text{ref}}^m \quad (5.48)$$

zwischen einem Schaufel- und einem Referenzevent ist abhängig von der Periodendauer  $\hat{T}^m$  zwischen zwei aufeinanderfolgenden Referenzevents. Die Verwendung von mindestens einer Referenzmarke für jede Schaufel führt zu einem kontinuierlich kleinen Abstand  $s_{\text{HP}}^w$  zwischen einem Schaufelevent und dem am nächsten liegenden Referenzevent. Die diskrete

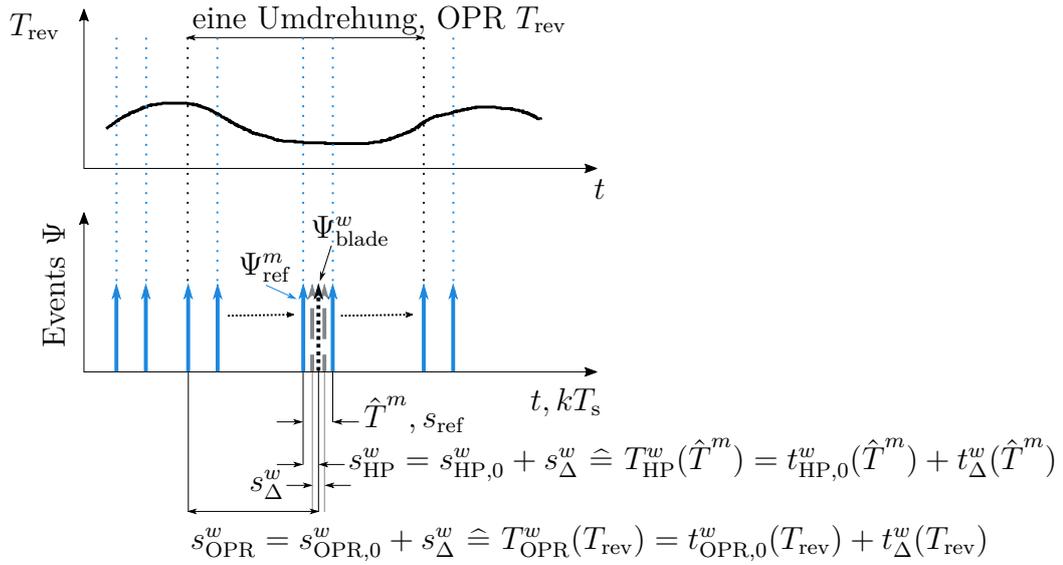


Abbildung 5.17: Schaufelpositionsbestimmung  $s_{\text{HP}}^w$  mit einer HP-Referenz im Vergleich zu einer OPR-Referenz: Exemplarisch angenommene Verdichterumdrehung (oben) und Prinzip der Positionsbestimmung in Relation zu einem Referenzereignis  $\Psi_{\text{ref}}$  (unten) nach [Rei+17a]

Zeitdifferenz  $T_{\text{HP}}^w$  steht analog zur Gleichung 5.40 in direkter Beziehung zur Position der Schaufel:

$$s_{\text{HP}}^w = s_{\text{HP},0}^w + s_{\Delta}^w \hat{=} T_{\text{HP}}^w(\hat{T}^m) = t_{\text{HP},0}^w(\hat{T}^m) + t_{\Delta}^w(\hat{T}^m). \quad (5.49)$$

Die Schaufelposition setzt sich aus einem als ungestört definierten Abstand  $s_{\text{HP},0}^w$  mit dem Zeitäquivalent  $t_{\text{HP},0}^w(\hat{T}^m)$  und einer Abweichung von dieser Position  $s_{\Delta}^w$  mit dem Zeitäquivalent  $t_{\Delta}^w(\hat{T}^m)$  zusammen. Es bestehen zwei Unterschiede zur Gleichung 5.40 der OPR-Referenz. Zum einen ist es die Größe  $s_{\text{HP},0}^w$ , die im Gegensatz zu  $s_{\text{OPR},0}^w$  für jede Schaufel  $w$  einen konstant geringen Wert annimmt. Selbiges gilt demnach für  $s_{\text{HP}}^w$ . Resultierend daraus wird die steigende Ungenauigkeit einer OPR-Referenz - bei steigendem Abstand zwischen Schaufel- und Referenzereignis - nach Gleichung 5.47 neutralisiert. Zum anderen besteht ein Unterschied in der Abhängigkeit der Zeitdifferenz  $T_{\text{HP}}^w$  von der Periodendauer  $\hat{T}^m$ . Die Periodendauer wird analog zur OPR-Referenz durch die Zeitdifferenz zwischen zwei Referenzereignissen bestimmt. Bei der OPR-Referenz beträgt der Abstand der Referenzereignisse eine Verdichterumdrehung. Dies führt aufgrund der Verwendung einer gemittelten Periodendauer nach Gleichung 5.44 zu Ungenauigkeiten in der Positionsbestimmung. Bei der HP-Referenz sind die Referenzmarken bzw. -events in einem Abstand zueinander angeordnet, der einem Bruchteil einer Verdichterumdrehung entspricht. Somit wird die Messung einer zeitlich hochaufgelösten Drehzahl bzw. Periodendauer gewährleistet. Dadurch ist eine Reduktion von Ungenauigkeiten nach Gleichung 5.44 erreicht. Die Bestimmung der Schaufelposition erfolgt mit der HP-Referenz wie folgt:

$$s_{\text{HP}}^w = \frac{T_{\text{HP}}^w}{\hat{T}^m} \cdot s_{\text{ref}} \cdot j = T_{\text{HP}}^w \cdot v_{\text{ref}}^m \cdot j. \quad (5.50)$$

Hierbei wird analog zur Gleichung 5.41 die diskrete Zeitdifferenz  $T_{\text{HP}}^w$  mit der Periodendauer  $\hat{T}^m$  normiert. Die zeitlich hochaufgelöste Periodendauer bezieht sich nicht wie zuvor auf den Verdichterumfang, sondern auf den bekannten kleineren Abstand  $s_{\text{ref}}$  der Referenzevents. Der Faktor  $j$  berücksichtigt unterschiedliche Umfangsgeschwindigkeiten des Verdichters an den radialen Positionen der Schaufelsensoren und des Referenzsensors. Alternativ ist die Nutzung der Geschwindigkeit  $v_{\text{ref}}^m = s_{\text{ref}}/\hat{T}^m$  zwischen zwei Referenzevents.

Für eine Untersuchung wurden beide Referenzprinzipien simultan in einer Messung am Verdichter EB bei einer Drehzahl von 1043 1/min eingesetzt. Die Abbildung 5.18 zeigt die Ergebnisse der Untersuchung beider Referenzprinzipien zur Schaufelpositionsbestimmung. In den beiden Darstellungen sind jeweils auf der linken Ordinate für die OPR-Referenz die Standardabweichung  $\sigma_{\text{OPR}}^w$  und für die HP-Referenz die Standardabweichung  $\sigma_{\text{HP}}^w$  bzw. die Präzision der Positionsbestimmung für jede der 58 Verdichterschaufeln dargestellt. Auf den rechten Ordinaten sind die vom verwendeten Referenzsystem abhängigen gemittelten Abstände der Schaufelevents zu den Referenzevents abgebildet. Die OPR-Referenz zeigt eine zunehmende Distanz  $\bar{s}_{\text{OPR}}^w$  der Schaufeln zu der einen Referenzmarke bis auf ca. 1.5 m. Entsprechend der Analysen nach den Gleichungen 5.44, 5.47 steigt die Standardabweichung für die Schaufeln mit größer werdendem Abstand. Sie erreicht bereits bei Schaufelnummer 10 einen Wert von ca. 15  $\mu\text{m}$  und hat ein Maximum von ca. 37  $\mu\text{m}$ . Das HP-Referenzsystem hingegen weist für alle Schaufeln mit ca. 12 mm kontinuierlich kleine Abstände  $\bar{s}_{\text{HP}}^w$  auf. Als Resultat ist die Standardabweichung für alle Schaufeln mit ca. 3  $\mu\text{m}$  ebenfalls kontinuierlich klein. Das HP-Referenzsystem verbessert die Präzision der Positionsbestimmung von Verdichterschaufeln bis zu einen Faktor von 13.

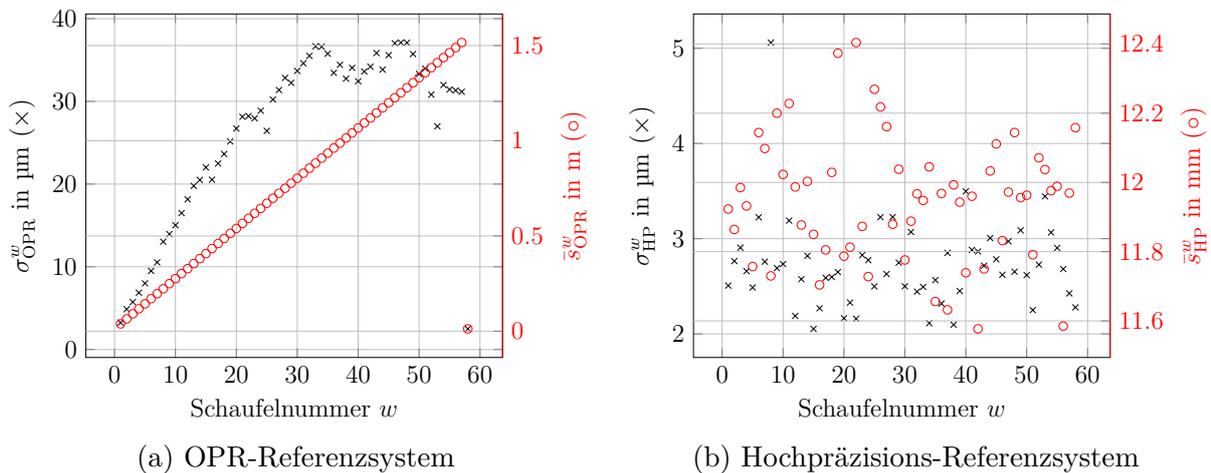


Abbildung 5.18: Vergleich des OPR- und HP-Referenzsystems: Position der 58 Verdichterschaufeln (rechte Ordinate) in Relation zu den Referenzmarken und erreichte Standardabweichung (linke Ordinate) nach [Rei+17a]

Eine Realisierung der HP-Referenz für den Verdichter EB ist in der Abbildung 5.19 dargestellt. Ein Ring mit Referenzmarken wird für den Einsatz von einem optischen Sensor auf

einer Licht absorbierenden Unterlage auf der Schaufeldisk des Verdichters befestigt. Die Schaufeldisk stellt den Rotor dar und nimmt die Verdichterschaufeln auf. Der Referenzsensor ist in axialer Richtung auf die Marken ausgerichtet. Für eine vereinfachte zentrierte Montage des Ringes erfolgt die Nutzung einer Zentrierscheibe und eines Zentrierbolzens. Sie werden nach durchgeführter Montage entfernt. Für eine eindeutige und wiederholbare Identifikation der individuellen Schaufeln enthält der Referenzring eine zusätzliche Synchronisationsmarke.

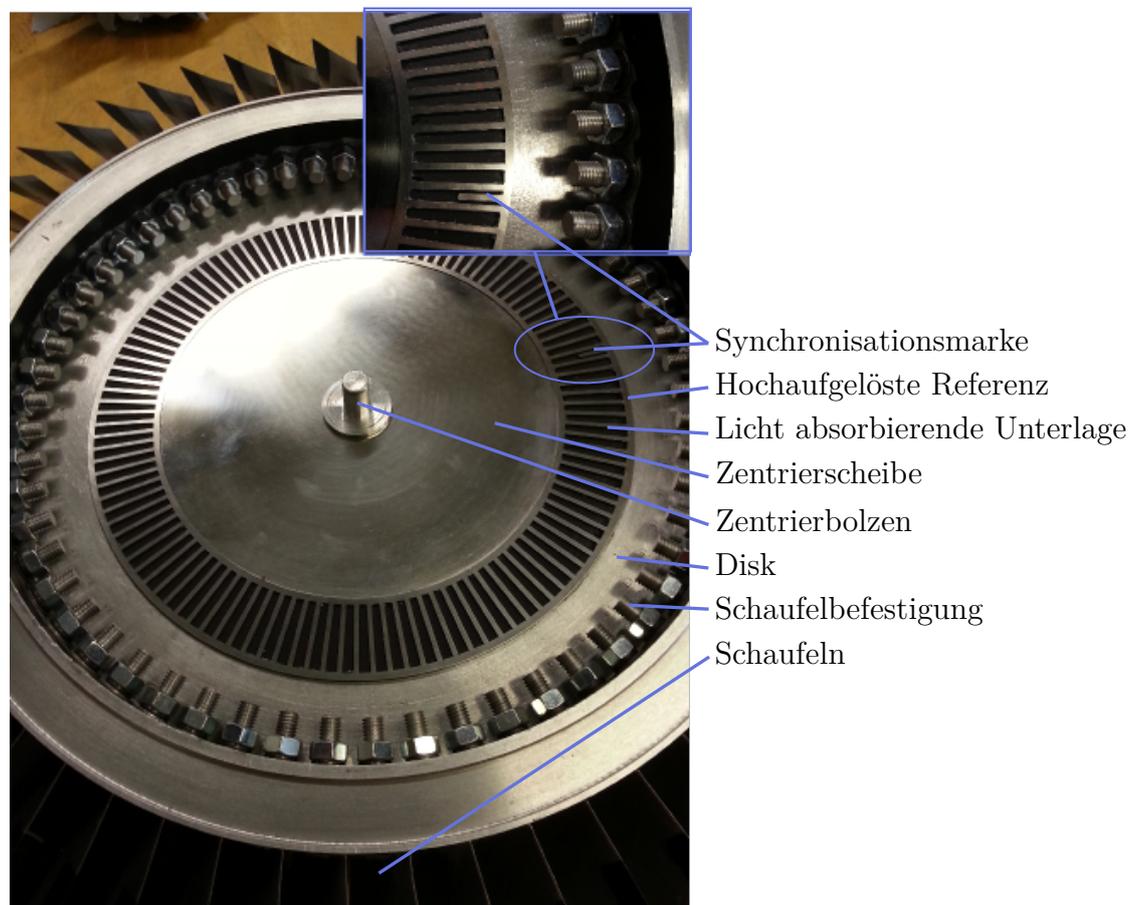


Abbildung 5.19: Hochaufgelöste Referenz auf der Schaufeldisk des Axialverdichters EB mit Licht absorbierender Unterlage und mit Montagehilfen (Zentrierscheibe und Zentrierbolzen)

## 5.6 Faseroptische Sensoren

### 5.6.1 Aufbau und Vergleich von faseroptischen Sensoren

Bei den ersten Untersuchungen zur Bestimmung von Schaufelpositionen bzw. Schaufel auslenkungen erfolgte der Einsatz eines faseroptischen Schaufelsensors nach Abbildung 5.20 (Darstellung ohne Fotodetektor). Er wird im Folgenden als Sensor Typ 1 bezeichnet. Der Sensor hat für die Einkopplung von Laserlicht mit einer Wellenlänge von  $\lambda = 780$

nm eine Monomodefaser (SMF) mit einem Kerndurchmesser von  $d_{\text{core}} = 4 \mu\text{m}$  und einem Manteldurchmesser von  $d_{\text{clad}} = 125 \mu\text{m}$ . Das eingekoppelte Licht wird über einen LWL zu einer kombinierten Sende- und Empfangseinheit geleitet. Die Einheit ist zur Überbrückung der Verdichterswandung in Form einer Metall-Ferrule ausgeführt. An dieser Stelle tritt das Licht aus und wird beim Durchgang eines Objektes mit einem ausreichenden Reflexionsgrad wie einer Schaufelspitze oder einer Referenzmarke reflektiert. Das reflektierte Licht wird von einer Multimodefaser (MMF) mit einem Kerndurchmesser von  $102 \mu\text{m}$  aufgefangen und über einen separaten LWL zurück geleitet. Am optischen Empfänger erfolgt die Auskopplung. MMF weisen aufgrund ihres deutlich größeren Kerndurchmessers einen erhöhten Akzeptanzwinkel zur Einkopplung von Licht auf als SMF. Der Akzeptanzwinkel beschreibt einen Kegel, dessen Zentrum am Lot der Grenzfläche zwischen Faser und Luft liegt. Der Kegel gibt den Raum an, in dem Lichtstrahlen auf die Grenzfläche treffen können, um im LWL geführt zu werden. Trifft Licht in einem Winkel auf die Grenzfläche, der größer ist als der Akzeptanzwinkel, kommt es zu einer Absorption des Lichts im Mantel und somit des Sensorsignales. Laserlicht, welches auf inhomogene - in diesem Fall metallische - Oberflächen trifft, wird gestreut und in verschiedenen Winkeln zum Sensor reflektiert. Der Einsatz von MMF zum Auffangen des reflektierten Lichts erhöht infolgedessen die Empfindlichkeit des Sensors. Der Referenzsensor ist bis auf die Ferrule identisch ausgeführt. Ein FC/PC-Stecker (Ferrule-Connector/Physical-Contact) ersetzt diese.

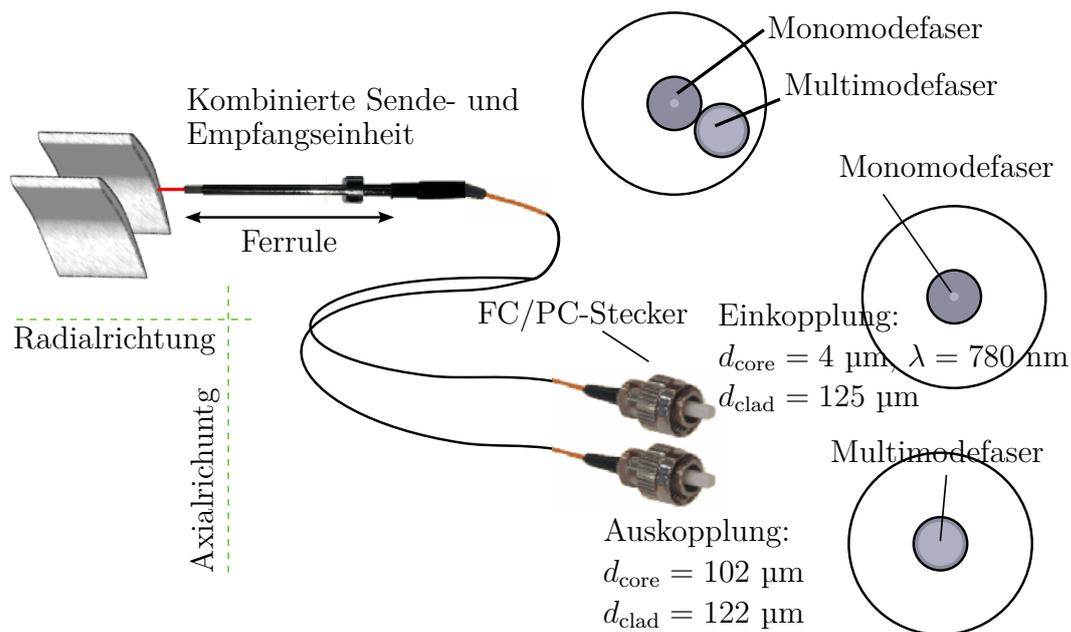
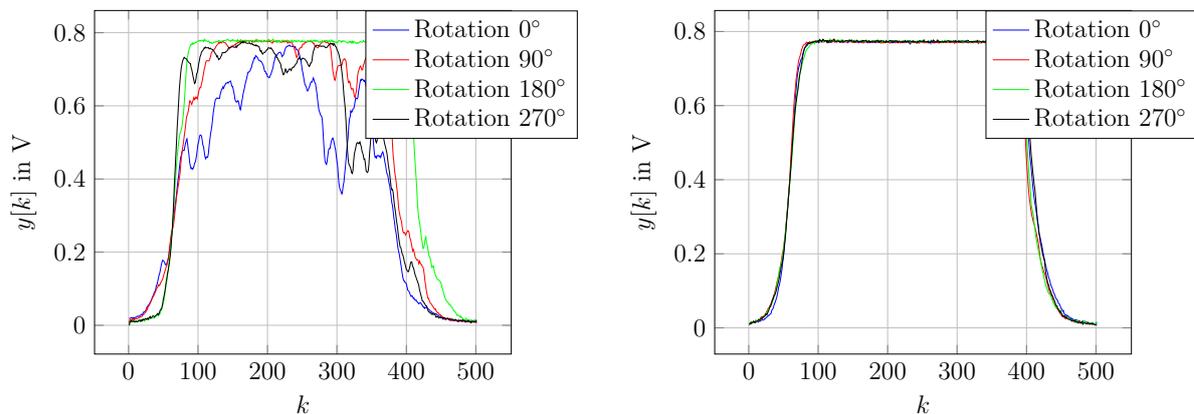


Abbildung 5.20: Aufbau der faseroptischen Schaufelsensoren Typ 1 mit spezieller Ferrule: Eine Empfangsfaser nach [Rei+17a; Rei+17c]

Eine Untersuchung der faseroptischen Schaufelsensoren Typ 1 hat eine Querempfindlichkeit in der Rotation des Sensors um die Radialrichtung des Verdichters und somit zur Schaufelspitze gezeigt (siehe Abbildung 5.20). Dieser Sachverhalt ist damit zu erklären, dass die Empfangsfaser entsprechend der Orientierung an jeweils einer anderen Position zur Verdichterschaufel liegt. Dies erschwert den wiederholbaren und optimalen Einbau

der Schaufelsensoren. Zudem sind aufgrund von Schaufelauslenkungen durch Schwingungen bzw. durch sich verändernde Betriebspunkte ebenfalls variierende Schaufel-Sensor-Orientierungen zu erwarten. In der Abbildung 5.21a ist exemplarisch ein Schaufelimpuls für vier verschiedene Sensororientierungen dargestellt. Die Sensororientierungen unterscheiden sich jeweils um  $90^\circ$  und zeigen stark unterschiedliche Impulse für die selbe Schaufel. Die Unterschiede zeigen sich in Form der Impulsbreite, der Signalanstiege auf der fallenden sowie auf der steigenden Flanke und in der Sensitivität der Sensors. Infolgedessen ist eine geringere Präzision der Positionsbestimmung der Schaufeln zu erwarten, die durch Schaufelvibrationen und variierende Betriebspunkte des Verdichters hervorgerufen werden. Zudem sollte der Einbau des Sensors in einer zu ermittelnden optimalen Orientierung zur Schaufelspitze erfolgen.



(a) Impulse einer Schaufel für vier verschiedene Orientierungen des Sensors Typ 1: Sensor mit einer Empfangsfaser

(b) Impulse einer Schaufel für vier verschiedene Orientierungen des Sensors Typ 2: Sensor mit 6 koaxial angeordneten Empfangsfasern

Abbildung 5.21: Vergleich der Impulsformen einer Schaufel für verschiedene Orientierungen der faseroptischen Sensoren vom Typ 1 und Typ 2 (Signale sind für die Darstellung einer Filterung mit anschließender Abwärtstastung unterzogen) nach [Rei+17b]

Aufgrund der hohen Anforderungen in Hinsicht der Messpräzision für die Detektion kleiner Schaufelauslenkungen im Mikrometerbereich und der festgestellten Defizite des faseroptischen Sensors vom Typ 1 erfolgte eine Weiterentwicklung des Sensors. Der optimierte Sensor hat keine bzw. eine geringe Querempfindlichkeit in der Rotation des Sensors, um die Radialrichtung des Verdichters aufzuweisen. Die Darstellung 5.22 stellt den entwickelten und erfolgreich eingesetzten Sensor vom Typ 2 dar. Er hat 6 Multimode-Empfangsfasern mit einem Kerndurchmesser von  $102\ \mu\text{m}$  und einem Manteldurchmesser von  $122\ \mu\text{m}$ , die in der kombinierten Sende- und Empfangseinheit konzentrisch um die Sendefaser angeordnet sind. Die sechs MMF werden von der Empfangseinheit zum Fotodetektor geleitet. Das Resultat ist eine nahezu rotationssymmetrische Empfangscharakteristik, die in der Abbildung 5.21b dargestellt ist. Die Darstellung zeigt Impulse der selben Schaufel mit den selben Betriebsbedingungen wie bei der Untersuchung des Sensors vom Typ 1 (Abbildung 5.21a). Unabhängig von der Orientierung des Sensors zur Schaufel zeigt die Untersuchung nahezu identische Impulsbreiten, Signalanstiege und Sensitivität des Sensors.

Durch den Einsatz des Sensors Typ 2 ist zu erwarten, dass die durch Schaufelvibrationen und variierende Betriebspunkte des Verdichters hervorgerufene Veränderungen der Schaufel-Sensor-Orientierung zu geringeren Einbußen der Präzision führt. Weiterhin ist die Orientierung des Sensors beim Einbau irrelevant, wodurch sich dieser deutlich vereinfacht darstellt.

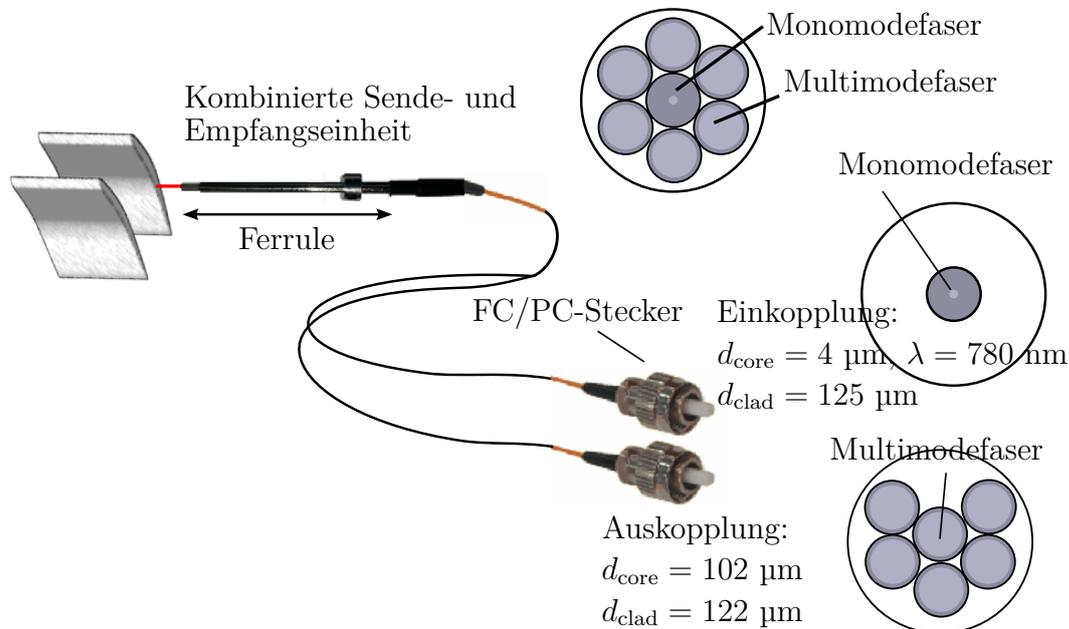


Abbildung 5.22: Aufbau der faseroptischen Schaufelsensoren Typ 2 mit spezieller Ferrule: 6 Empfangsfasern nach [Rei+17b]

### 5.6.2 Axiale Positionierung der Schaufelsensoren

Verdichterschaukeln neigen im Betrieb zu Schwingungen. Wie bereits im Abschnitt 2.2 erläutert, können unter anderem die Eigen- bzw. Resonanzfrequenzen der Verdichterschaukeln angeregt werden. Infolgedessen besteht die Möglichkeit des Auftretens von synchronen Resonanzen bzw. EO-Schwingungen. Dies ist der Fall, wenn die Frequenz  $f_{\text{blade}}$  der Schaufelschwingung einem ganzzahligen Vielfachen - Engine-Order EO - der Drehrate  $f_{\text{rev}}$  des Rotors entspricht:

$$\text{EO} = \frac{f_{\text{blade}}}{f_{\text{rev}}} \text{ mit } \text{EO} \in \mathbb{Z}. \quad (5.51)$$

Aufgrund der Synchronität dieser Art der Schaufelschwingung erfasst ein am Umfang des Verdichters angebrachter Schaufelsensor immer die gleiche Phasenlage der Schwingung. Es erfolgt die Abtastung der gleichen Auslenkung bei aufeinanderfolgenden Rotorumdrehungen. Die durch eine Filterung (Mittelung) zu realisierende Dämpfung der gemessenen synchronen Schwingung ist im Gegensatz zu asynchronen bzw. stochastischen Vibrationen nicht möglich. Die Folge ist eine Überlagerung der Auslenkungen, bedingt durch den

Verdichterbetriebspunkt und die synchrone Schwingung. Somit ist die Extraktion der den Betriebspunkt (BP) des Verdichters beschreibenden Schaufelauslenkung nicht realisierbar.

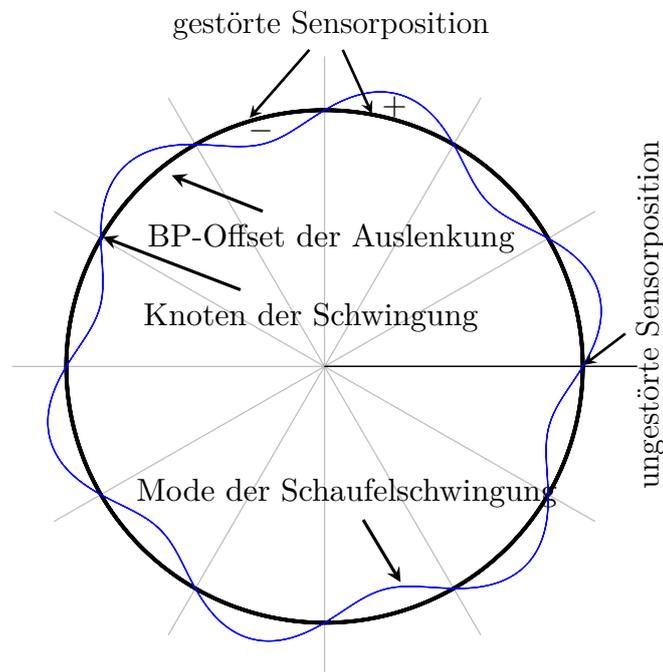


Abbildung 5.23: Engine-Order-Schaufelschwingung mit Betriebspunkt (BP) abhängigem Offset

Die Abbildung 5.23 zeigt diesen Sachverhalt anhand einer Schwingung mit einer  $EO=6$ . Dargestellt ist die Verdichteransicht in axialer Richtung. Der Umfang des Kreises zeigt die durch den BP hervorgerufene Auslenkung einer Verdichterschaufel für eine Rotorumdrehung und ist ebenso als mögliche Sensorposition am Umfang des Verdichters anzusehen. Die Sinusschwingung repräsentiert exemplarisch eine mit der Drehzahl synchrone Schaufelvibration. Durch die Überlagerung beider Effekte stellt der Umfang des Kreises einen Offset der Auslenkung dar. Sensoren, die nicht an den Schwingungsknoten positioniert sind, stellen gestörte Positionen dar. Sie zeichnen sich dadurch aus, dass eine durch den BP hervorgerufene Auslenkung nicht direkt messbar ist. Wie die Abbildung 5.23 zeigt, werden Auslenkungen detektiert, die größer (+) oder kleiner (-) sind. Die Schwingungen der einzelnen Schaufeln zueinander weisen keine Synchronität der Phase auf. Zudem sei darauf hingewiesen, dass die dargestellte Phasenlage nicht konstant ist, sondern sich z.B. beim Traversieren der Drehzahl zufällig einstellt. Wie im Abschnitt 2.2 dargestellt, gibt es einige Verfahren mit denen synchrone Schaufelschwingungen prinzipiell identifiziert werden können. Der aktuelle Forschungsschwerpunkt für BTT-Messverfahren ist hier zu finden. Diese Verfahren bedingen bestimmte Sensorpositionierungen am Umfang des Verdichters und werden in den entsprechenden Arbeiten [Jou16; RB14; GDW07; ZZ00] detailliert beschrieben. Zudem ist der Nachweis zu erbringen, dass mit der Identifikation von synchronen Vibrationen die Extraktion von BP abhängigen Schaufelauslenkungen möglich ist.

Die Rotorschaukeln des Verdichters EB wurden Schwingungsuntersuchungen unterzogen,

um die Eigenfrequenzen und -formen zu ermitteln. Die Ergebnisse sind dem Bericht [Buc15] entnommen. Die Abbildung 5.24 zeigt das erhaltene Spektrum für die Resonanzfrequenzen der Verdichterschaufel. Drei signifikante Frequenzen für die Schwingungsformen bzw. -Moden sind dargestellt. Es handelt sich um die 1. Biegemode mit der größten Amplitude bei ca. 465 Hz, um die 1. Torsionsmode bei ca. 1636 Hz und um die 2. Biegemode bei ca. 4053 Hz.

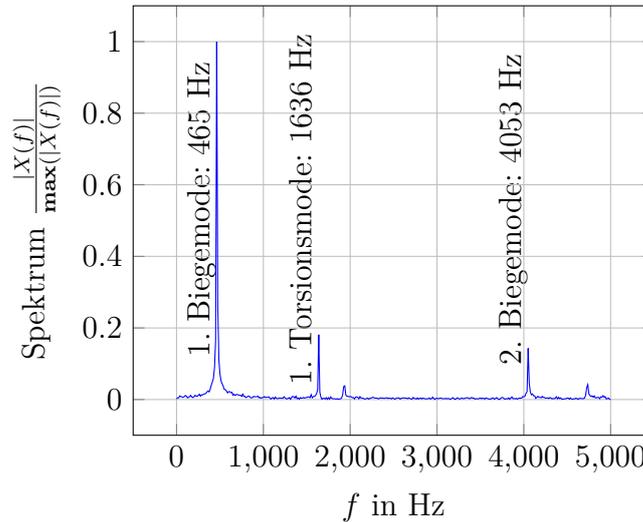


Abbildung 5.24: Eigenfrequenz und Eigenform der Schaufelschwingung nach [Buc15]

In der Abbildung 5.25 sind die mit 40 Messpunkten entlang der Schaufeloberfläche bestimmten Schwingungsformen dargestellt. Die linke Seite der Schaufeloberfläche entspricht der Schaufelbefestigung und die rechte Seite stellt das freie Ende der Schaufel bzw. die Schaufelspitze dar. Das obere Teilbild zeigt eine Biegeschwingung entlang der Oberfläche mit einer Knotenlinie an der Befestigungsseite und einer Biegeamplitude am freien Ende. Dies ist die 1. Biegemode. Sie führt zu einer freien Schwingung an der Schaufelspitze. Das mittlere Teilbild zeigt eine Torsionsschwingung mit einer Knotenlinie, die in etwa entlang der Diagonale der Schaufeloberfläche verläuft. Es handelt sich um die 1. Torsionsmode. Im unteren Teilbild ist eine Biegeschwingung mit zwei Knotenlinien gezeigt. Die zwei Knotenlinien verlaufen in etwa parallel zueinander und sind leicht zum freien Ende der Schaufel geneigt.

Eine Analyse der in der Abbildung 5.25 messtechnisch identifizierten Schwingungsformen führt zum Schluss, dass in der Hinsicht einer Erfassung von BP abhängigen Schaufelauslenkungen eine optimale axiale Sensorpositionierung möglich ist. Denn die 1. Torsions- und die 2. Biegemode weisen Knotenlinien an der nacheilenden Schaufelkante auf. Durch die axiale Anordnung der Schaufelsensoren auf eine Position, die an der nacheilende Schaufelkante (trailing edge) liegt, können die unerwünschten messtechnischen Auswirkungen der 1. Torsions- und der 2. Biegemode neutralisiert oder zumindest reduziert werden. Da die Amplitude der 1. Biegemode entlang der gesamten Schaufelspitze auftritt, sind die Messeffekte als unabhängig von der axialen Positionierung des Schaufelsensors zu erwarten. Somit ist keine Reduzierung der Auswirkungen möglich. Allerdings ist die Amplitude der 1. Biegemode im Vergleich mit den anderen Moden die größte. Infolgedessen sind ebenfalls die

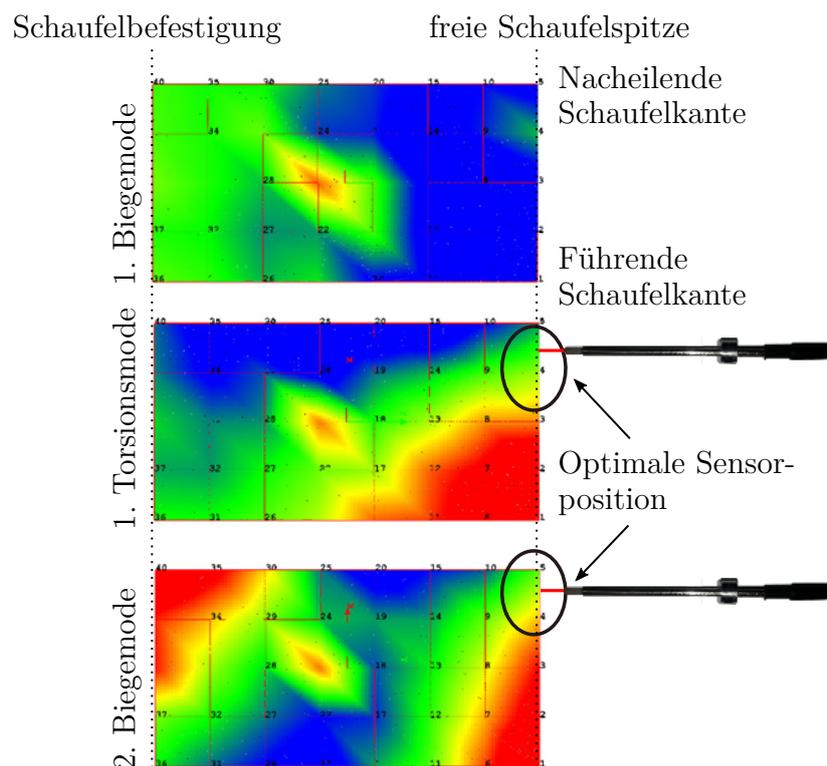


Abbildung 5.25: Eigenform der Schaufelschwingungen nach [Buc15] und abgeleitete optimale axiale Sensorpositionierung, grüne Regionen entsprechen den Knoten der entsprechenden Mode der Schaufelschwingung

unerwünschten Auswirkungen bei der Erfassung von BP abhängigen Schaufelauslenkungen die größten.

## 5.7 Analysekonzept zur Bestimmung von Schaufelauslenkungen

Für die Bestimmung von Schaufel- und Referenzevents werden zwei der im Abschnitt 4.3 analysierten Triggertechniken favorisiert. Der LED ist einfach zu implementieren und benötigt dabei geringe Ressourcen. Zudem sind die auftretenden Streuungen bei der Triggergenerierung - durch die Anwendung der im Abschnitt 4.2.3 gezeigten Maßnahmen - gering zu halten. Die zu erwartenden resultierenden Streuungen mit einem LED wurden im Abschnitt 5.3.2 untersucht und die Ergebnisse in der Tabelle 5.2 zusammengefasst. Zusätzlich zum LED wird die Verwendung von Matched-Filtern zur Reduktion von Streuungen und zur Verringerung von Messausreißern als sinnvoll erachtet. Der Matched-Filter hat den Vorteil, dass der gesamte bzw. ein großer Teil des Schaufelimpulses zur Triggergenerierung verwendet wird. Dies reduziert Streuungen, die bei der Verwendung eines LED oder CFD auf Grund lokaler Störungen im Signalanstieg auftreten. Insbesondere Verdichterschaufeln sind keine idealen Messobjekte. Sie weisen Inhomogenitäten auf der Oberfläche auf, welche z.B. durch Kratzer bzw. variierende Reflexionsgrade entstehen. In der Folge sind Signalanstiege der Schaufelimpulse nicht gleichmäßig und weisen Polaritätswechsel auf. Zudem verändern die Schaufeln während des Betriebes aufgrund von Schwingungen und Betriebspunkt abhängigen Auslenkungen ihre Ausrichtung zum Sensor. Als Resultat variiert der Teil der Schaufel minimal, der den Triggerzeitpunkt hervorruft. Flankenbasierte Triggertechniken wie der LED und der CFD sind für lokale Störungen im Signalanstieg besonders anfällig. Durch die Verwendung von individuellen Triggerschwellen für jede Schaufel und an jeder Sensorposition sind für den LED die Auswirkungen lokaler Störungen zu reduzieren. Dies ist möglich, indem die Triggerschwellen in Bereiche gelegt werden, die sich durch gleichmäßige Anstiege auszeichnen.

In der Abbildung 5.26 ist das verwendete Analysekonzept zur Bestimmung von Schaufelpositionen  $s_{\text{HP}}^w$  bzw. -auslenkungen  $s_{\Delta}^w$  dargestellt. Der LED bildet die Grundlage des Analysekonzeptes. Zusätzlich zum LED werden bei Bedarf Matched-Filter zur Verbesserung der Präzision und zur Verringerung von Messausreißern verwendet. Der linke und rechte Zweig der Darstellung sind für jeden Messkanal der Schaufelsensoren separat durchzuführen. Die Referenzmarken sind speziell für die Messaufgabe gefertigt und entsprechen somit in guter Näherung idealen Messobjekten (siehe Abschnitt 5.5). Aus diesem Grund wird für die Referenz auf die Verwendung der Matched-Filter verzichtet. Für die höchste zu erreichende Präzision erfolgt beim LED die Verwendung individueller Triggerschwellen für jede Schaufel und jede Sensorposition. Dies erfordert für die Auswertung zuerst eine Synchronisation mit dem Prozess. Dazu wird mit Hilfe der Synchronisationsmarke der HP-Referenz in den Datenreihen eines jeden Schaufelsensors die Schaufelnummer 1 identifiziert. Im nächsten Schritt erfolgt eine Datentypkonvertierung von 8-Bit-Integer zu 64-Bit-Fließkomma (double) und die Normierung auf einen Spannungswert. Dadurch wird eine anschließende Tiefpass-Filterung mit kleineren Quantisierungsstufen der Signalwerte ermöglicht. Die Offline-Signalverarbeitung ermöglicht den Einsatz eines digitalen Filters, der eine Phasenverschiebung von 0 aufweist. Dies wird als zero-phase-filtering bezeichnet. Dazu erfolgt eine zweifache Filterung des Signales, wobei für die zweite Filterung das Signal rückwärts den Filter durchläuft. Infolgedessen hebt sich die im ersten Durchlauf

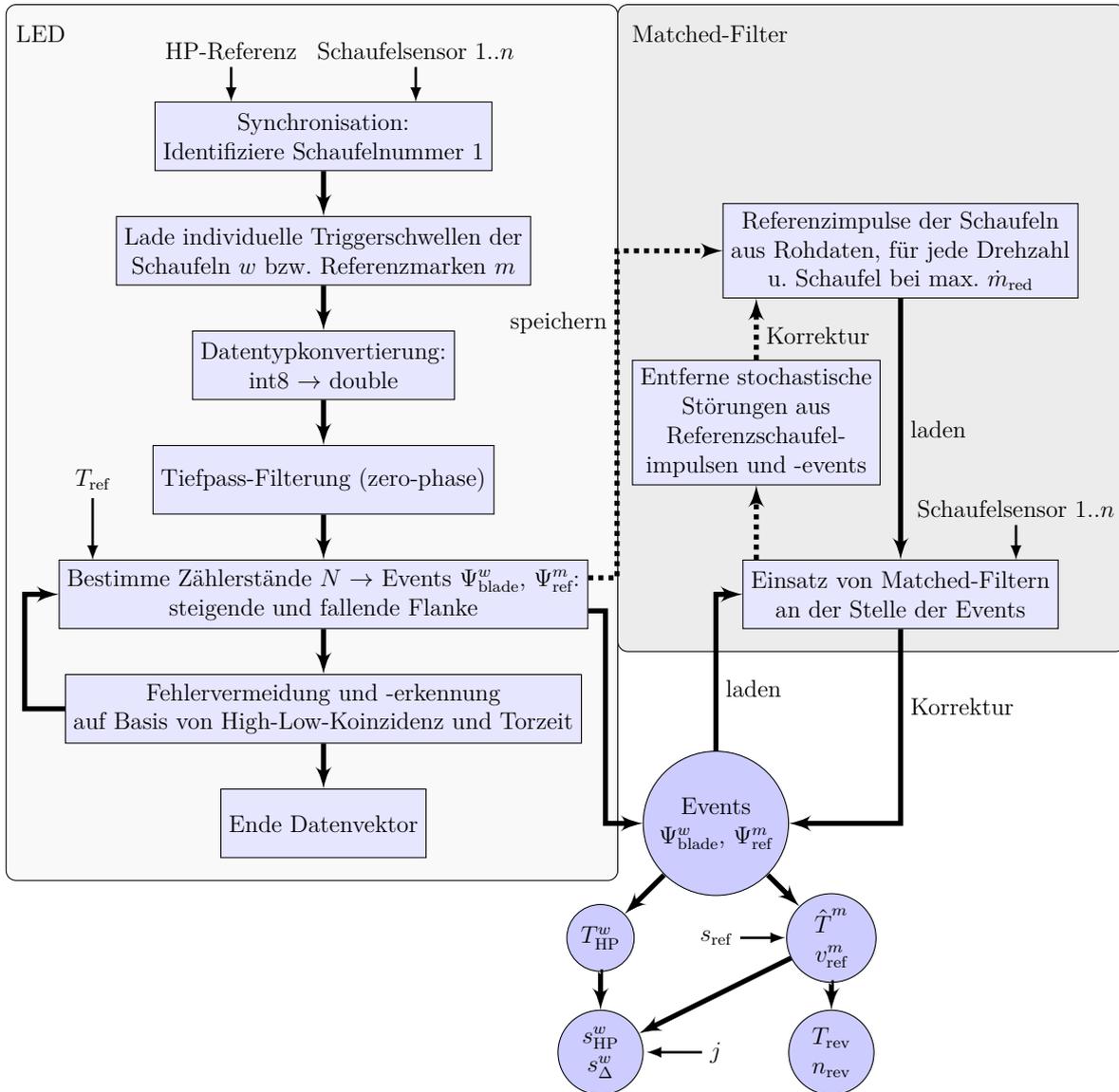


Abbildung 5.26: Analysekonzept zur Bestimmung von Schaufelpositionen  $s_{\text{HP}}^w$  bzw. -auslenkungen  $s_{\Delta}^w$  mit dem LED und entsprechend den Anforderungen zusätzlich mit der Matched-Filterung. Gestrichelte Linien stellen Abläufe dar, die einmalig durchzuführen sind.

erzeugte Phasenverschiebung wieder auf. Im Anschluss generiert der LED mit seinen für jede Schaufel individuellen Triggerschwellen digitale Triggersignale. Im nächsten Schritt werden mit den Triggern die digitalen Zählerstände  $N$  erfasst und die zeitdiskreten Events für die Schaufeln  $\Psi_{\text{blade}}^w$  bzw. die Referenz  $\Psi_{\text{ref}}^m$  bestimmt und gespeichert. Algorithmen auf Basis von High-Low-Koinzidenz (siehe Abschnitt 4.3.1) und Torzeiten erkennen und vermeiden Fehler bei der Triggergenerierung. Im Falle der Generierung auf steigenden Signalfanken erfolgt die Validierung von Schwellendurchläufen, wenn in einer festgelegten Torzeit eine zweite höhere Schwelle durchlaufen wird. Dies verhindert Trigger aufgrund von Rauschen und Störimpulsen und stellt zusätzlich einen Indikator für einen Polari-

tätswechsel im Anstieg dar. Nach erfolgter und validierter Triggergenerierung wird der LED für eine zweite festgelegte Torzeit gesperrt. Diese Torzeit ist an die zu erwartende Periodendauer der Schaufelimpulse gekoppelt. Nach Ablauf der Zeit muss das Signal eine weitere niedrige Schwelle durchlaufen. Dadurch wird das Ruhesignal des Sensors detektiert und der LED ist im Anschluss wieder aktiv. Innerhalb der aktiven Torzeit werden die Datenvektoren nicht bearbeitet und es können keine Trigger erzeugt werden, wodurch die Fehleranfälligkeit deutlich sinkt. Da das Tastverhältnis zwischen Schaufelimpuls und Ruhelage des Sensors nahe 0 geht, erfolgt durch die aktive Torzeit eine deutliche Erhöhung der Geschwindigkeit der Offline-Analyse. Die festgelegten Torzeiten sind adaptiv in Abhängigkeit der Verdichterdrehzahl gestaltet. Die Triggergenerierung auf fallenden Signalfanken erfolgt analog dazu mit angepassten Schwellen.

Für die Verwendung von Matched-Filtern werden die Referenzschaufelimpulse aus den nicht gefilterten Daten (Rohdaten) gespeichert. Dies beinhaltet die Impulse für alle Schaufeln und für jede Sensorposition beim höchsten Massendurchfluss (ungedrosselt) einer jeden Verdichterdrehzahl. Da die Schaufelimpulse bei verschiedenen Drehzahlen unterschiedliche Längen aufweisen, ist die Speicherung für jede Drehzahl durchzuführen. Alternativ besteht die Möglichkeit, die Impulse durch eine Abwärtstastung in der Länge zu skalieren. Hierbei gehen allerdings Informationen der Schaufeloberfläche verloren. Weiterhin können künstlich generierte - den Schaufelsignalen ähnliche - Referenzimpulse für die Korrelation verwendet werden. Die beiden Varianten für die Referenzschaufelimpulse lassen allerdings eine geringere Präzision erwarten. Der Sachverhalt ist in weiteren Arbeiten zu untersuchen. Die Tiefpass-Filterung dämpft im wesentlichen die Rauschamplituden und die Matched-Filterung weist nach Abschnitt 4.3.3 selbst eine sehr gute Unterdrückung dieser Störung auf. Zudem gehen bei einer Tiefpass-Filterung Informationen der Schaufeloberfläche verloren. Infolgedessen werden beim Einsatz von Matched-Filtern die Referenzschaufelimpulse und die zu untersuchenden Schaufelsignale aus den Rohdaten verwendet. Ein Referenzimpuls der Schaufel  $w$  besteht dabei aus  $Q^w$  Abtastwerten.

Um die Schnelligkeit der rechenintensiven Matched-Filterung (siehe Abschnitt 4.3.3) zu erhöhen, erfolgt die Anwendung von zwei Optimierungen. Dafür sind die vormals gespeicherten Datenvektoren der Referenzschaufelimpulse an den dabei bestimmten Events bzw. generierten Triggern ausgerichtet. Diese Events stellen somit die Referenzschaufelevents dar. Nur durch die Kombination des Events mit dem Schaufelimpuls entsteht ein Referenzschaufelimpuls, der ein Referenzschaufelevent beinhaltet. Infolgedessen ist die Korrelation der gesamten Datenvektoren mit den Referenzschaufelimpulsen nicht mehr nötig. Um das zu erreichen, dienen die Schaufelevents als Startpunkt für die Korrelation. Der Referenzschaufelimpuls wird für den Start auf den Schaufelimpuls gelegt, sodass Referenzschaufelevent und das bestimmte Schaufelevent aufeinander liegen. Ausgehend von diesem Punkt erfolgt eine Korrelation im Verschiebungsbereich der Länge  $2Q^w - 1$ . Für eine schnellere Berechnung wird der Sachverhalt nach Tabelle 5.2 genutzt, dass die Standardabweichung bei der Triggergenerierung mit dem LED relativ klein ist. Infolgedessen ist der verwendete Verschiebungsbereich in einer Größe deutlich kleiner gewählt als  $2Q^w - 1$ . Die Größe ist so gewählt, dass wenige Fehler nicht korrigiert werden. Der festgelegte Verschiebungsbereich beschreibt dabei die zu erwartende Streuung des Schaufelevents, die es zu korrigieren gilt. Ein Vergleich des maximalen Korrelationskoeffizienten mit einem

Referenzwert erhöht bei zu großer Abweichung den Verschiebungsbereich und führt die Korrelation für den aktuellen Schaufelimpuls erneut durch. Eine ermittelte Phasenverschiebung zwischen Schaufel- und Referenzimpuls wird für die Korrektur der Schaufelevents verwendet.

Referenzschaufelevents und -impulse können durch eine Störung oder eine Schaufelschwingung beeinflusst sein. Um das zu neutralisieren, erfolgt zunächst die Speicherung der Schaufelimpulse mit der Ausrichtung an den entsprechenden Events. Anschließend werden mit diesen Referenzschaufelimpulsen Matched-Filterungen im gleichen Betriebspunkt über mehrere Verdichterumdrehungen durchgeführt. Die ermittelten Phasenverschiebungen bzw. Korrekturen werden anschließend für eine Mittelung verwendet, um den Referenzschaufelimpuls und das Referenzschaufelevent von stochastischen Störungen zu befreien. Störungen nicht stochastischer Natur - wie die EO-Schwingungen - sind mit diesem Vorgehen nicht zu kompensieren.

Die Referenzevents  $\Psi_{\text{ref}}^m$  der HP-Referenz werden im Anschluss verwendet, um die Periodendauerwerte  $\hat{T}^m$  der Referenzevents bzw. mit dem bekannten Abstand  $s_{\text{ref}}$  die Geschwindigkeiten  $v_{\text{ref}}^m$  zwischen zwei Referenzevents zu bestimmen. Die Berechnung der Verdichterdrehzahl  $n_{\text{rev}}$  bzw. -periodendauer  $T_{\text{rev}}$  folgt. Eine Ermittlung der zeitlichen Abstände  $T_{\text{HP}}^w$  zwischen den Schaufel-  $\Psi_{\text{blade}}^w$  und Referenzevents wird mit  $\hat{T}^m$  bzw.  $v_{\text{ref}}^m$  genutzt, um die Berechnung der Schaufelpositionen  $s_{\text{HP}}^w$  (Gleichung 5.50) und der Schaufelauslenkungen  $s_{\Delta}^w$  durchzuführen. Der Faktor  $j$  berücksichtigt unterschiedliche Umfangsgeschwindigkeiten des Verdichters an den radialen Positionen der Schaufelsensoren und des Referenzsensors.



# Kapitel 6

## Ergebnisse

Auf Grundlage der Analyse zur Arbeitsweise von Axialverdichtern und dem daraus entwickelten Mess- und Analysekonzept wurden Experimente an einem Axialverdichter durchgeführt. Der im Rahmen dieser Experimente eingesetzte Verdichter wird beschrieben. Im Anschluss folgt die Vorstellung des BTT-Messsystems und des Messaufbaus zur konventionellen Bestimmung des Verdichterbetriebspunktes. Nachfolgend schließt sich die Beschreibung zum Vorgehen für die Erstellung eines Kennfeldes an. Der für das Kennfeld verwendete Verdichtereffizienzgrad wird begründet und hergeleitet. Mit dem Kennfeld ist es möglich, simultan gemessene Schaufelauslenkungen in Verbindung zu den aktuellen Verdichterbetriebspunkten zu setzen. Es folgen eine ausführliche Beschreibung und Vergleiche zu erreichten Messpräzisionen der Schaufelpositionen mit unterschiedlichen Messkonfigurationen. Im Anschluss werden gemessene Schaufelauslenkungen in Abhängigkeit zu verschiedenen den Betriebspunkt beschreibende Größen dargestellt und diskutiert. Zu diesen Größen gehören der reduzierte Massendurchfluss, das Verdichterdruckverhältnis, die reduzierte Drehzahl und der Wirkungsgrad des Verdichters.

### 6.1 Untersuchung am Experimentalverdichter

Die Untersuchungen des im Abschnitt 5.1 vorgestellten Konzeptes zur Betriebspunktabhängigkeit der Schaufelauslenkungen erfolgte an einem Experimentalverdichter des Whittle Laboratory an der Universität Cambridge. Er trägt die interne Bezeichnung „Eggbeater“ (EB). Es handelt sich hierbei um einen einstufigen Mitteldruckverdichter mit einem Laufrad und einem Leitrad auf der Druckseite. Das Lauf- und Leitrad sind mit jeweils 58 Schaufeln bestückt. Der Antrieb des Verdichters auf bis zu 3000 1/min erfolgt über eine elektrische Maschine. Die Abbildung 6.1 zeigt eine Übersichtsdarstellung des Verdichters. Beim Betrieb des Verdichters wird die Luft von oben über einen Strömungsgleichrichter angesaugt und verdichtet. Die verdichtete Luft wird anschließend über zwei seitliche Öffnungen heraus geleitet. Der Querschnitt der Öffnungen kann über ein Drehrad mit verschiebbaren Klappen beeinflusst werden. Dadurch ist eine Drosselung des Verdichters möglich. Der innere Durchmesser von Schaufelspitze zu Schaufelspitze beträgt 0.487 m. Der Verdichter erreicht eine aerodynamische Leistung von ca. 6 kW. Bei der maximal zulässigen Drehzahl von 3000

1/min und vollständig geöffneten Klappen wird ein Massenstrom von über 4 kg/s erreicht. Das größte zu erreichende Druckverhältnis beträgt ca. 1.024, wodurch sich eine maximale Druckdifferenz von 24 hPa einstellt. Dies ist als sehr gering einzustufen. Verdichter moderner Mantelstromtriebwerke erreichen deutlich höhere gemittelte Stufendruckverhältnisse. So erreichen z.B. die Triebwerke CF6-80C2A8 von General Electric, BR715 und Trent 900 von Rolls Royce gemittelte Stufendruckverhältnisse (Druck pro Verdichterstufe) von ca. 1.67, 2.46 und 2.9 [Brä15]. Die Laufschaufeln werden auf Grundlage des neuen Konzeptes zur Betriebspunktabhängigkeit der Schaufelauslenkungen als Sensoren für den Druck und den Massendurchfluss verwendet. Da der Verdichter ein geringes maximales Druckverhältnis von 1.024 erreicht, sind ebenfalls die Betriebspunkt abhängigen Schaufelauslenkungen als klein anzunehmen. Dies wurde im Abschnitt 5.3.1 auf Grundlage einer Untersuchung mit einer als Biegebalken vereinfachten Verdichterschaufel bestätigt. Zudem handelt es sich um einen Experimentalverdichter, u.a. zur Untersuchung von Instabilitätsphänomenen. Aus diesem Grund sind die Schaufeln vergleichsweise robust ausgelegt. Die Folge ist eine Reduzierung der Betriebspunkt abhängigen Schaufelauslenkungen.

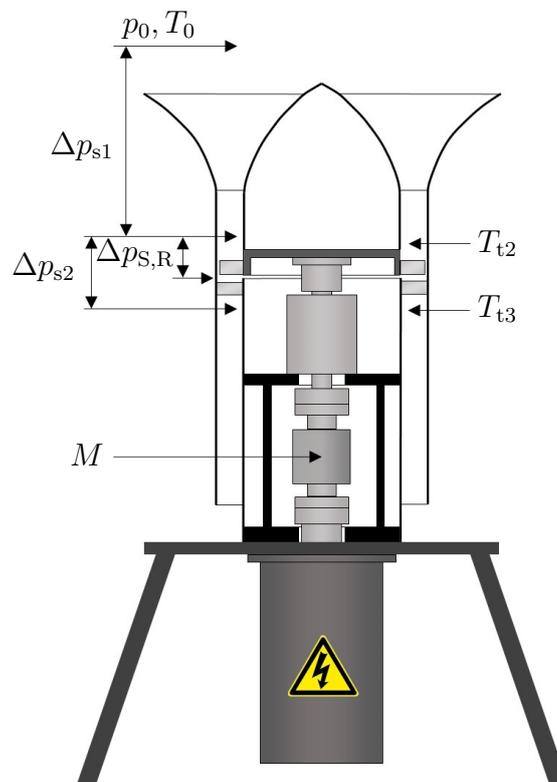


Abbildung 6.1: Übersicht der Messstellen für die Erstellung des Kennfelds des Axialverdichters EB [Rei+17c]

Für die Untersuchung und Validierung des Verhaltens von Schaufelauslenkungen bei variierenden Betriebsbedingungen wurde der Verdichter mit Messsystemen zur Bestimmung des aktuellen Betriebspunktes ausgestattet [Rei+17c]. In der Abbildung 6.1 sind die Messstellen mit den entsprechenden Formelzeichen dargestellt. Es erfolgte die Messung des Drehmomentes  $M$  an der Welle zwischen der elektrischen Maschine und dem

Laufgrad und der Totaltemperaturen am Verdichtereintritt  $T_{t2}$  und -austritt  $T_{t3}$ . Weiterhin wurden für die Berechnung der reduzierten Größen  $m_{\text{red}}$ ,  $n_{\text{red}}$  und der Dichte von Luft die Umgebungstemperatur  $T_0$  und der Umgebungsdruck  $p_0$  erfasst. Für die Berechnung des Druckverhältnisses  $\Pi$  und des Massendurchflusses  $\dot{m}$  nach dem Wirkdruckverfahren erfolgte zudem die Messung der Differenzdrücke zwischen den Umgebungsbedingungen und dem Verdichtereintritt  $\Delta p_{s1}$  und über der Verdichterstufe  $\Delta p_{s2}$ . Die Bestimmung des Massendurchflusses über den Differenzdruck  $\Delta p_{s1}$  erfolgt durch die Ausnutzung des als Drossel bzw. Düse wirkenden abnehmenden Strömungsquerschnittes am Einlass. Dies ist oben in der Abbildung 6.1 als trichterförmige Einlass dargestellt. Mit Hilfe der Bernoulli- und der Kontinuitätsgleichung können der Volumenstrom und letztlich der Massenstrom bestimmt werden. Hierzu ist die Kenntnis der Düsengeometrie notwendig, die für den Verdichter EB vom Whittle Laboratory bereitgestellt wurde. Zusätzlich wurde der Differenzdruck  $\Delta p_{s,R}$  über dem Rotor erfasst.

Die Bestimmung des isentropen Wirkungsgrades nach Gleichung 3.8 ist aufgrund der geringen Verdichterleistung und den daraus resultierenden kleinen Messeffekten sowie der schwierigen Erfassung von Totaldrücken und des Massendurchflusses als sehr ambitioniert anzusehen. Aus diesem Grund erfolgt für die Darstellung im Kennfeld die Bestimmung eines alternativer Wirkungsgrades. Er wird im Folgenden als mechanischer Wirkungsgrad

$$\eta_{\text{mech}} = \frac{\dot{m}(c_{2u} - c_{1u})}{M2\pi n_{\text{rev}}} \quad (6.1)$$

bezeichnet und ergibt sich aus dem Quotienten der resultierenden Leistung der spezifischen Arbeit  $w$  nach der Eulerschen Hauptgleichung (Gleichung 3.3) und der mechanischen Leistung an der Welle. Die spezifische Arbeit nach der Eulerschen Hauptgleichung beschreibt beim Verdichter die dem Fluid zugeführte Arbeit. Nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik entspricht die spezifische Arbeit der Änderung der Totalenthalpie  $\Delta h_{t2,3}$ .  $\Delta h_{t2,3}$  beschreibt hierbei die Änderung der Enthalpie vom Verdichtereintritt zum -austritt. Unter der Annahme, dass es sich um adiabate Zustandsänderungen handelt, folgt durch das Einsetzen des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik in die Gleichung 6.1 [Brä15]:

$$\eta_{\text{mech}} = \frac{\dot{m}\Delta h_{t2,3}}{M2\pi n_{\text{rev}}}. \quad (6.2)$$

Aus den allgemeinen Gasgleichungen ergibt sich für die Änderung der Totalenthalpie [Brä15]

$$\Delta h_{t2,3} = c_p \Delta T_{3,2} = c_p (T_{t3} - T_{t2}) \quad (6.3)$$

mit der spezifische Wärmekapazität  $c_p$  von Luft und der Differenztemperatur  $\Delta T_{3,2}$  zwischen dem Verdichteraustritt zum -eintritt. Durch das Einsetzen der Gleichung 6.3 in 6.2 und dem anschließenden Verwenden der Isentropenbeziehung der Gleichung 3.7 ergibt sich für den Wirkungsgrad

$$\eta_{\text{mech}} = \frac{\dot{m}c_p(T_{t3} - T_{t2})}{2\pi M n_{\text{rev}}} = \frac{\dot{m}c_p T_{t2} \left( \left( \frac{p_{t3}}{p_{t2}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)}{2\pi M n_{\text{rev}}}. \quad (6.4)$$

Der Zähler auf der linken Seite entspricht nach Gleichung 5.8 der aerodynamischen Leistung, die der Rotor auf das Fluid ausübt. Aufgrund der bereits angesprochenen schwierigen Erfassung des Totaldruckverhältnisses  $\frac{p_{t3}}{p_{t2}} = \Pi$  in der Gleichung 6.4 werden die statischen Differenzdrücke  $\Delta p_{s1}$ ,  $\Delta p_{s2}$  und der Umgebungsdruck  $p_0$  verwendet. Zudem sind - aufgrund der kleinen Leistung des Verdichters - die Unterschiede zwischen statischem und dynamischem Druck als sehr klein anzunehmen. Somit ergibt sich die für das Kennfeld der Abbildung 6.2 verwendete Beschreibung des Wirkungsgrades zu

$$\eta_{\text{mech}} = \frac{\dot{m}c_p T_{t2} \left( \left( \frac{p_0 + \Delta p_{s1} + \Delta p_{s2}}{p_0 + \Delta p_{s1}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)}{2\pi M n_{\text{rev}}}. \quad (6.5)$$

Aufgrund der Vereinfachung in Form der Messung von statischen Drücken und der nicht exakten Messung des Massendurchflusses mit dem Wirkdruckverfahren handelt es sich nicht um den absoluten Wirkungsgrad des Verdichters, jedoch geben die Änderungen von  $\eta_{\text{mech}}$  beim Wechsel von Betriebspunkten eine Information über die relative Änderung des Wirkungsgrades an.

Die Messung der Verdichterfrequenz  $n_{\text{rev}}$  wurde mit dem BTT-Referenzsystem nach Abschnitt 5.5 durchgeführt. Es erfolgte die Erstellung des Verdichterkennfeldes der Abbildung 6.2 durch die Nutzung der beschriebenen Messstellen. Für weitere Ausführungen zur Erstellung des Kennfeldes sei auf den Abschnitt 3.2, die Arbeit [Rei+17c] und auf die Fachliteratur [Brä15; Gri09] verwiesen.

Für die genaue Überwachung einer Verdichterumdrehung wurde das speziell entwickelte hochauflösende und hochgenaue Referenzsystem nach Abschnitt 5.5 am Laufrad angebracht. Ein optischer Sensor des Typs 1 (siehe Abschnitt 5.6.1) detektiert die Referenzmarken. Für die Bestimmung von Schaufelpositionen in Relation zu den Referenzmarken und den daraus zu ermittelnden Betriebspunkt abhängigen Schaufelauslenkungen erfolgte die Anordnung von drei Schaufelsensoren am Umfang des Verdichters. Hierfür wurden die weiter entwickelten und im Abschnitt 5.6.1 vorgestellten optischen Sensoren des Typs 2 verwendet. Die Sensoren sind in gleicher axialer Höhe angebracht und bestimmen jeweils die Schaufelauslenkungen nach der im Abschnitt 5.4 vorgestellten Variante 1. Der Einsatz von drei Sensoren dient der Validierung der Messergebnisse an verschiedenen Positionen am Umfang des Verdichters und bietet zudem eine Redundanz bei den Messkampagnen.

In dem erstellten Kennfeld nach Abbildung 6.2 sind sechs der aufgenommenen Linien reduzierter Drehzahl dargestellt. In Verbindung mit der Drehzahl wurden Betriebsbereiche des reduzierten Massendurchflusses von ca. 2 bis 4 kg/s und des Druckverhältnisses von ca. 1.008 bis 1.023 durchlaufen. Ausgangspunkt der folgenden Betrachtung ist die Stelle einer jeden Drehzahllinie mit dem größten Massendurchfluss. Die Verringerung des Öffnungsquerschnittes am Austritt drosselt den Verdichter. Als Resultat sinkt der Massendurchfluss, der Anstellwinkel  $\alpha_1$  wird größer, wodurch eine höhere aerodynamische Belastung der

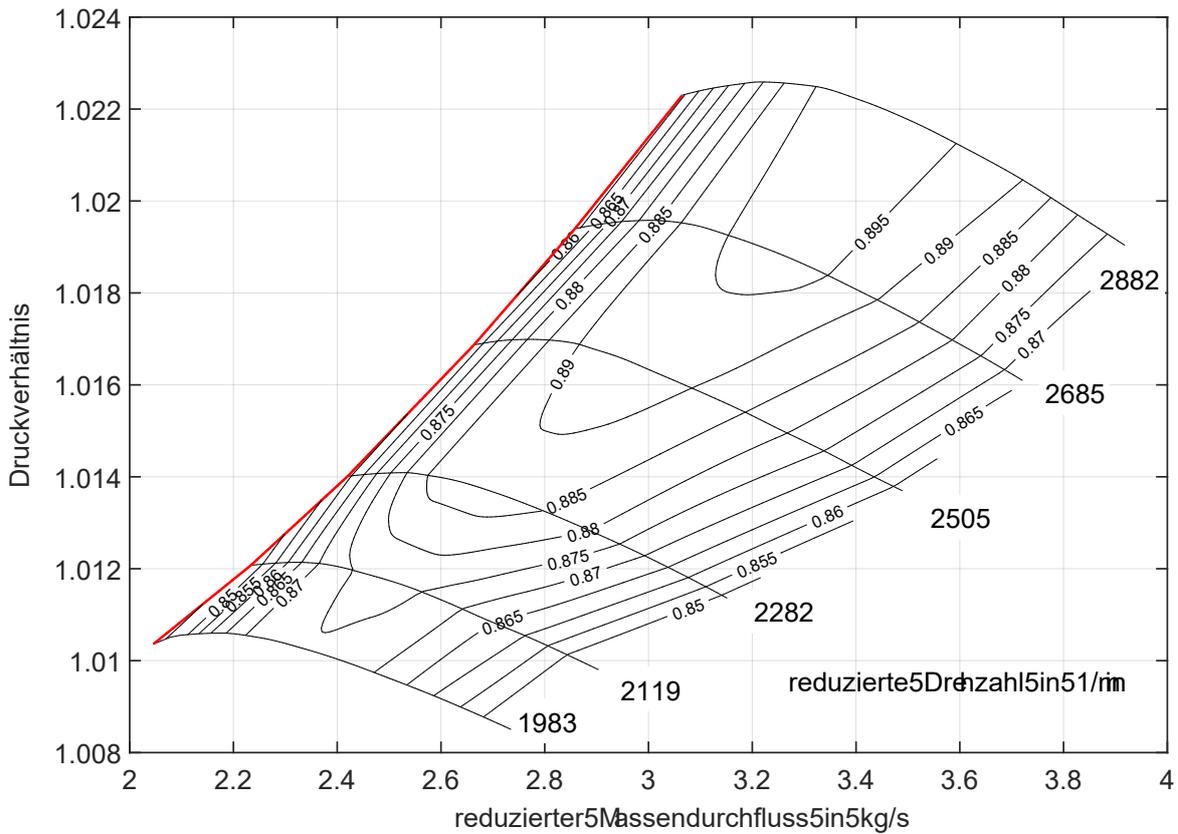


Abbildung 6.2: Kennfeld für den Axialverdichter EB [Rei+17c]

Schaufeln die Folge ist. Das Druckverhältnis steigt zunächst an. Am Druckmaximum einer jeden Drehzahllinie ist der Verdichter aufgrund von beginnenden Strömungsablösungen nicht mehr in der Lage eine Druckerhöhung zu leisten, wodurch der Wirkungsgrad stark abfällt. Die Linien reduzierter Drehzahl enden an der rot gekennzeichneten Pumpgrenze. An dieser Stelle kommt es zu starken Strömungsablösungen und die als Stall bezeichnete Instabilität tritt auf. Die Drehzahlkurven des Kennfeldes von Abbildung 6.2 zeigen das typische Verhalten eines Axialverdichters.

Mit der Erfassung der Betriebspunkte des Verdichters erfolgte die simultane Aufzeichnung der vier Sensorsignale mit dem BTT-Messsystem. Die Bestimmung der Schaufelpositionen und der Schaufelauslenkung bei einem Betriebspunktwechsel wurde im Anschluss der Messungen Offline durchgeführt. Dieses Vorgehen ermöglicht es, die Schaufelauslenkungen in Beziehung zu sich verändernden Betriebspunkten zu setzen. Nach dem im Abschnitt 5.1 beschriebenen neuen Konzept, können die Schaufelauslenkungen mit zumindest der reduzierten Drehzahl als Eingangsgröße für ein den Betriebspunkt beschreibendes Kennfeld verwendet werden. Somit ist die Bestimmung des Betriebspunktes eines Axialverdichters ohne die Messung des Massendurchflusses und des Druckverhältnisses möglich. Nach Abschnitt 1.1 sind diese Messungen insbesondere bei Flugzeugtriebwerken aber auch stationären Gasturbinen als invasiv anzusehen und somit schwierig bzw. unmöglich umzusetzen.

## 6.2 Erreichte Messpräzision und Messauflösung

Für die folgende Untersuchung wird zur quantitativen Beschreibung der erreichten Präzision bei der Bestimmung von Schaufelpositionen - in Relation zu den Events der HP-Referenz - die Größe

$$\bar{\sigma}_s = \frac{1}{h} \sum_{w=1}^h \sigma_s^w \quad (6.6)$$

verwendet. Hierbei sind  $\sigma_s^w$  die Standardabweichung des arithmetischen Mittelwertes der Position von Verdichterschaukel  $w$  und  $h$  die Anzahl der für die Messung verwendeten Schaufeln. Somit stellt die Standardabweichung  $\bar{\sigma}_s$  eine Mittelung der Streuungen über alle Schaufeln dar. Die Standardabweichung des arithmetischen Mittelwertes für eine Schaufel berechnet sich analog zur Gleichung 4.27 aus der Standardabweichung  $\sigma_{\text{HP}}$  der gemessenen Schaufelposition (siehe Abschnitt 5.5) und der Anzahl der für die Mittelung verwendeten Werte  $k$  in einem Verdichterbetriebspunkt:

$$\sigma_s^w = \frac{\sigma_{\text{HP}}^w}{\sqrt{k}}. \quad (6.7)$$

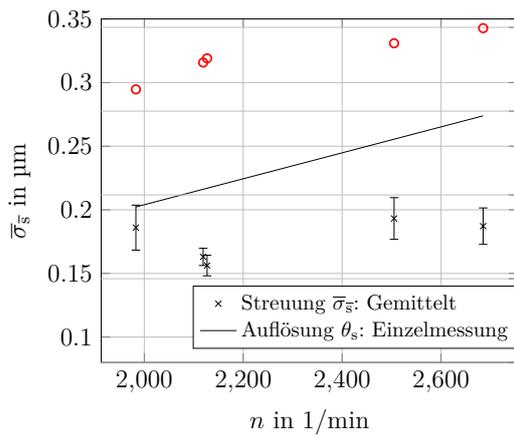
Die Berechnung der Standardabweichung

$$\sigma_{\text{HP}}^w = \sqrt{\frac{1}{k-1} \sum_{i=1}^k (s_{\text{HP},i}^w - \bar{s}_{\text{HP}}^w)^2} \quad (6.8)$$

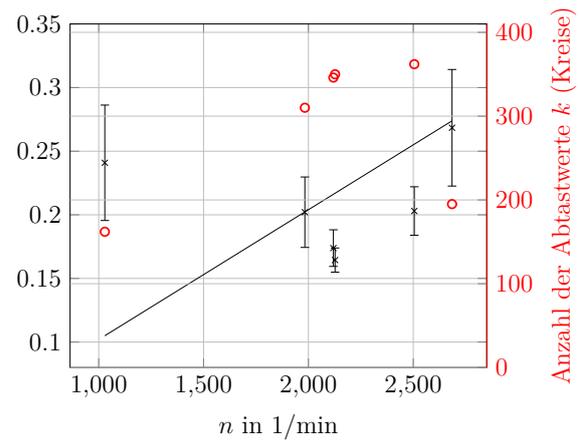
für die Schaufel  $w$  erfolgt dabei mit den gemessenen Schaufelpositionen  $s_{\text{HP},i}$  und dem empirischen Mittelwert bzw. Stichprobenmittelwert  $\bar{s}_{\text{HP}}$ . Da für die Ergebnisdarstellung nach Gleichung 6.6 eine Mittelung über alle Schaufeln verwendet wird, erfolgt zur Beschreibung der Streuung aller Schaufeln die Einführung von

$$\sigma_{\bar{\sigma}} = \sqrt{\frac{1}{h-1} \sum_{w=1}^h (\sigma_s^w - \bar{\sigma}_s)^2}. \quad (6.9)$$

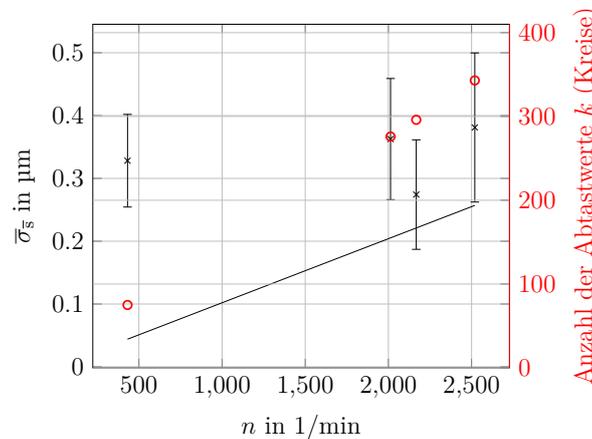
In der Abbildung 6.3 sind für verschiedene Verdichterdrehzahlen die erreichten Standardabweichungen zur Schaufelpositionsbestimmung und die gemittelte Anzahl der zur Verfügung stehenden Messwerte  $k$  pro Schaufel dargestellt. Hierbei stehen  $x$  für die Streuung des arithmetischen Mittelwertes nach Gleichung 6.6 und die Fehlerbalken für die nach Gleichung 6.9 beschriebene Variation dieser Streuung unter den Schaufeln. Zusätzlich ist die nach Gleichung 5.27 von der Drehzahl abhängige Auflösung  $\theta_s$  einer Einzelmessung dargestellt. Im Drehzahlbereich von ca. 1000 bis 2700 1/min resultiert für eine Einzelmessung eine Auflösung von ca. 0.1 bis 0.27  $\mu\text{m}$ . Die Anzahl der Abtastwerte  $k$  werden durch das Entfernen von Messausreißern reduziert. Dies geschieht durch das Festlegen von Fehlerschranken und dem Aussortieren von Werten, die nicht innerhalb dieser Schranken liegen. Es werden die Ergebnisse von drei verschiedenen Konfigurationen des Messsystems dargestellt. Bei allen



(a) Anwendung des Sensors Typ 2 mit Triggertechnik LED und anschließend Matched-Filter



(b) Anwendung des Sensors Typ 2 mit Triggertechnik LED



(c) Anwendung des Sensors Typ 1 mit Triggertechnik LED

Abbildung 6.3: Untersuchung zur Präzision durch den Vergleich von drei erreichten Standardabweichungen  $\bar{\sigma}_s$  an der Sensor Position 2 mit der Auswertung der steigenden Signalflanke, der Variation  $\sigma_{\bar{\sigma}}$  der Standardabweichung  $\bar{\sigma}_s$  über alle Schaufeln und der Anzahl der für die Mittelung verwendeten Abtastwerte  $k$  pro Schaufel

drei Konfigurationen erfolgte die Generierung der Schaufelevents durch das Detektieren der steigenden Signalflanke an der Sensorposition 2 mit einem LED (siehe Abschnitt 4.3.1), wobei die Ergebnisse in den ersten beiden Darstellungen durch die Verwendung des Sensors Typ 2 und ansonsten mit dem Typ 1 resultieren (siehe Abschnitt 5.6). Die Streuungen der Abbildungen 6.3a, 6.3b haben eine identische Messdatenbasis als Grundlage. Die in der ersten Darstellung leichte Verbesserung der Präzision und die erhöhte Verfügbarkeit an Messwerten  $k$  folgen aus der Verwendung eines Matched-Filters (siehe Abschnitt 4.3.3). Hierzu werden, wie im Abschnitt 5.7 beschrieben, alle Schaufelevents in einem ersten Schritt mit einem LED bestimmt und in einem zweiten Schritt werden die durch die Schaufelevents lokalisierten Signalflanken mit entsprechenden Referenzflanken korreliert.

Es erfolgt eine Korrektur des Schaufelevents durch den Zeitpunkt des maximalen Korrelationskoeffizienten. Insbesondere konnte dadurch die Anzahl der zur Verfügung stehenden Abtastwerte bei der reduzierten Drehzahl von 2685 1/min von ca. 200 auf 400 Werte verdoppelt werden. Die erreichten Standardabweichungen der Abbildung 6.3c stammen von einer weiteren Messdatenbasis. Allerdings waren das Messsystem und der Verdichter bis auf den eingesetzten Sensor Typ 1 identisch. Resultierend daraus ist anzunehmen, dass die Unterschiede in den erreichten Standardabweichungen und den verwendbaren Messwerten  $k$  auf den Einsatz der verschiedenen Sensoren zurückzuführen sind. Der Vergleich der Ergebnisse der Abbildungen 6.3b, 6.3c lässt durch die Verwendung des Sensors Typ 2 eine Verbesserung der Präzision von bis zu 50 % und eine leichte Erhöhung der verwendbaren Messwerte erkennen. Weiterhin konnte die Streuung  $\sigma_{\bar{r}}$  aller Schaufeln auf ca.  $\frac{1}{4}$  gesenkt werden. Analog zur Abbildung 6.3a sind in der Abbildung A.2 die erreichten Streuungen an den drei Sensorpositionen mit der Auswertung der fallenden Signalfanke dargestellt. Die erreichten Standardabweichungen weisen im Wesentlichen die gleichen Werte auf.

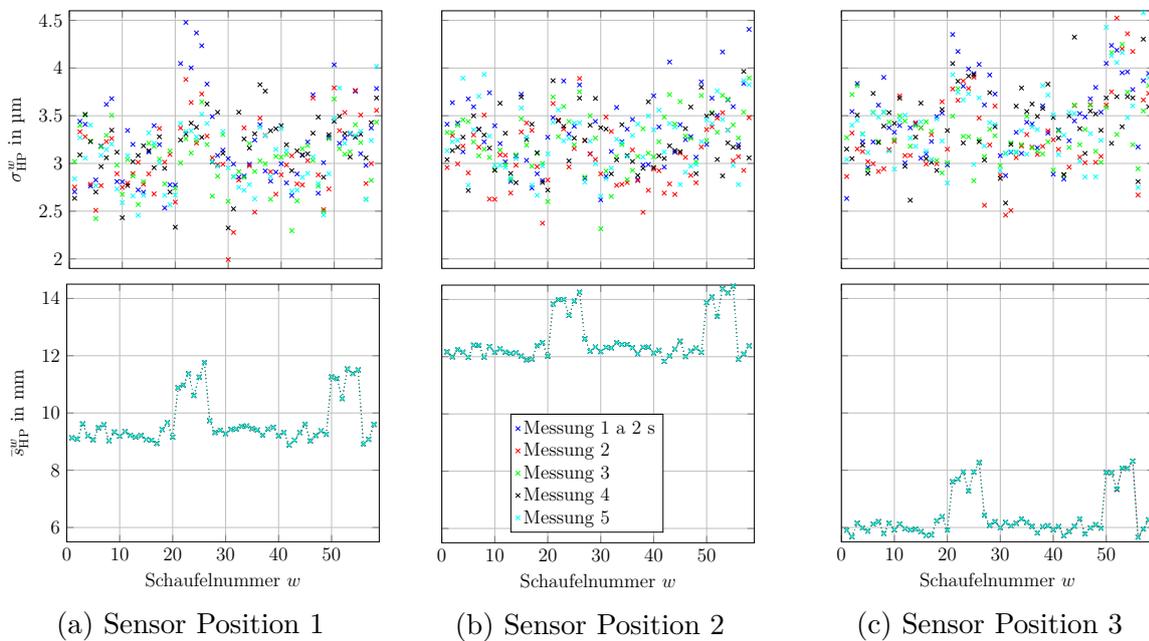


Abbildung 6.4: Gemessene Schaufelpositionen  $\bar{s}_{\text{HP}}^w$  (gemittelt, Interpoliert für die Darstellung) und Standardabweichungen  $\sigma_{\text{HP}}^w$  für fünf Messreihen mit jeweils 2 s Länge bei einer reduzierten Verdichterdrehzahl von  $n_{\text{red}} = 1983$  1/min und einem reduzierten Massendurchfluss von  $\dot{m}_{\text{red}} = 2.73$  kg/s

Die Abbildung 6.4 stellt in der unteren Reihe die gemessenen und gemittelten Schaufelpositionen  $\bar{s}_{\text{HP}}^w$  in Relation zu Referenzmarken der HP-Referenz dar. Die Abstände zur Referenz variieren mit der Position der drei um den Umfang des Verdichters angeordneten Sensoren. Zugleich weisen die Abstandsprofile - bis auf einen Offset - eine sehr große Ähnlichkeit auf. Aufgrund der größeren Abstände der Schaufeln 21 bis 26 und 50 bis 55 können diese eindeutig identifiziert werden. Hierbei handelt es sich um speziell montierte Schaufeln aus Kunststoff, die für die Ergebnisdarstellung der Abschnitte 6.2 und 6.3 keine Verwendung fanden. Alle sechs Abbildungen zeigen fünf aufeinander folgende Messreihen

mit jeweils einer Messdauer von ca. 2 s. In den drei Abbildungen der erste Reihe sind die Standardabweichungen  $\sigma_{\text{HP}}^w$  nach Gleichung 6.8 der Schaufelpositionen dargestellt. Sie liegen im Bereich von ca. 2.5 bis 4  $\mu\text{m}$ . Diese Standardabweichungen variieren nur gering über die dargestellten fünf Messreihen und die drei Sensorpositionen. Somit kann festgestellt werden, dass eine sehr gute Wiederholbarkeit der Messungen erreicht wird. Die im Abschnitt 5.3.2 analytisch abgeleitete erreichbare Standardabweichung  $\sigma_{\text{TM}}$  lag im Bereich von 0.17 bis 1.24  $\mu\text{m}$ . Die Diskrepanz zu den hier dargestellten 2.5 bis 4  $\mu\text{m}$  kann im Prozessrauschen  $\sigma_{\text{P}}$  und somit z.B. in stochastischen Schaufelschwingungen gefunden werden. Bei der Ermittlung von  $\sigma_{\text{TM}}$  erfolgte die Annahme  $\sigma_{\text{P}} = 0$ .

In der Abbildung A.1 sind äquivalent zu den Ergebnissen der Abbildung 6.4 die vermessenen und gemittelten Abstände  $\bar{s}_{\text{ref}}^m$  zwischen den Referenzevents und die Standardabweichungen der Abstände  $\sigma_{\text{sref}}^m$  dargestellt. Dabei handelt es sich um die selben fünf Messreihen mit einer jeweiligen Messdauer von 2 s. Für die Vermessung wurde ebenfalls das HP-Referenzsystem verwendet. Die Berechnung der Abstände erfolgte analog zur Gleichung 5.50. Für die entsprechenden Geschwindigkeitswerte  $v_{\text{ref}}$  erfolgte die Nutzung der nachfolgenden Abstände zwischen zwei Referenzevents. Die Abstände zwischen den Referenzevents betragen ca. 13.125 bis 13.28 mm und sind für die fünf Messreihen wiederholbar messbar. Bei Einzelmessungen liegen die Standardabweichungen im Wesentlichen bei ca. 0.5 bis 0.6  $\mu\text{m}$ , wobei vereinzelte Abstände größere Streuungen von 1 bis 1.7  $\mu\text{m}$  aufweisen. Die erreichten Standardabweichungen bei der Vermessung der Abstände zwischen den Referenzevents sind im Bereich der nach Abschnitt 5.3.2 analytisch abgeleiteten Standardabweichungen  $\sigma_{\text{TM}}$  von 0.17 bis 1.24  $\mu\text{m}$ . Eine Begründung für die hohe Übereinstimmung - im Gegensatz zu den Streuungen der Schaufelpositionsbestimmung - ist darin zu finden, dass keine stochastischen Schaufelschwingungen vorliegen und das Prozessrauschen  $\sigma_{\text{P}}$  infolgedessen deutlich kleiner ist. Weiterhin weisen die Impulse der Referenz eine bessere Signalqualität auf als die der Schaufeln. Dies zeigt sich durch gleichmäßige und größere Signalanstiege. Für eine Abschätzung des Prozessrauschens bei der Positionsbestimmung der Schaufeln ist die Differenz der Streuungen von der Positionsbestimmung der Schaufeln  $\sigma_{\text{HP}}$  und der Abstände der Referenzmarken  $\sigma_{\text{sref}}$  nutzbar.

## 6.3 Schaufelauslenkungen in Abhängigkeit des Verdichterbetriebspunktes

In diesem Abschnitt erfolgt die Untersuchung von Schaufelauslenkungen auf eine Abhängigkeit zum Verdichterbetriebspunkt. Für die Darstellung wird die gemittelte Schaufelauslenkung über alle  $h$  Schaufeln verwendet:

$$\bar{s}_\Delta = \frac{1}{h} \sum_{w=1}^h \bar{s}_\Delta^w. \quad (6.10)$$

Hierbei ist  $\bar{s}_\Delta^w$  die gemittelte Auslenkung der Schaufel  $w$  über  $k$  Messwerte in einem Verdichterbetriebspunkt:

$$\bar{s}_\Delta^w = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k s_{\Delta,i}^w. \quad (6.11)$$

Nach der Gleichung 5.49 stellt  $s_{\Delta,i}^w$  die Abweichung von der ungestörten Schaufelposition  $s_{\text{HP},0}^w$  dar. Die ungestörte Schaufelposition ist nach Abschnitt 5.2 festgelegt als der Abstand zwischen der Schaufel und der Referenz, der beim maximalen reduzierten Massenstrom jeder reduzierten Drehzahl vorliegt. Dies wird als entdrosselter Verdichter bezeichnet. Somit ist das der Punkt einer jeden Linie reduzierter Drehzahl, der im Verdichterkennfeld der Abbildung 6.2 rechts unten liegt. Infolgedessen handelt es sich um die Position, die sich beim kleinsten Anstellwinkel  $\alpha_1$  und minimaler aerodynamischer Belastung der Schaufel einstellt.

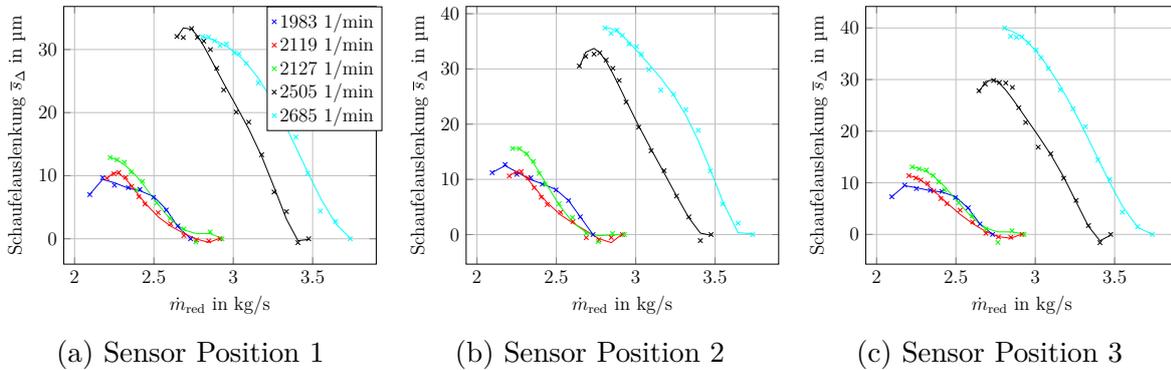


Abbildung 6.5: Darstellung der an drei Sensorpositionen gemessenen Schaufelauslenkungen  $\bar{s}_\Delta$  in Abhängigkeit zu Betriebspunkten des Axialverdichters, beschrieben durch die reduzierten Massendurchflüsse  $\dot{m}_{\text{red}}$  und die reduzierten Drehzahlen  $n_{\text{red}}$ , Auswertung der fallenden Signalflanke

In den Abbildungen 6.5, 6.6, 6.7 sind die an den drei Sensorpositionen gemessenen Schaufelauslenkungen in Abhängigkeit des Verdichterbetriebspunktes dargestellt. Der Betriebspunkt wird in allen Darstellungen zum einen durch die reduzierte Drehzahl beschrieben und zum anderen erfolgt entsprechend der drei Abbildungen einmal die Angabe des reduzierten

Massendurchflusses  $\dot{m}_{\text{red}}$ , des Druckverhältnisses  $\Pi$  und des Wirkungsgrades  $\eta_{\text{mech}}$ . Die Erfassung der Auslenkungen erfolgte mit der im Abschnitt 5.4 vorgestellten Variante 1 (siehe Abbildung 5.13). Dadurch beinhaltet  $\bar{\alpha}_\Delta$  die Überlagerung einer Auslenkung in Axialrichtung und in Tangentialrichtung, wodurch ein vergrößerter Messeffekt vorliegt.

Die Abbildung 6.5 zeigt einen eindeutigen Zusammenhang zwischen der Schaufelauslenkung und dem Drosseln des Verdichters. Die Schaufelauslenkung startet beim maximalen Massenstrom einer Linie konstanter Drehzahl mit dem Wert null. Die Schaufelposition wird an dieser Stelle, wie am Anfang dieses Abschnittes erläutert, als ungestört angenommen. Bei zunehmender Drosselung reduziert sich der Massendurchfluss und die Schaufelauslenkung nimmt kontinuierlich zu. Dies deutet auf die Zunahme des Anstellwinkels  $\alpha_1$  bzw. der Abnahme von  $\beta$  und den dadurch steigenden aerodynamischen Kräften hin. Hierbei ist insbesondere die Auftriebskraft  $F_A$  zu nennen (siehe Abschnitt 5.1). Bei weiterer Drosselung stellt sich bei einigen Linien zunächst ein Plateau der Schaufelauslenkung ein. Dies indiziert beginnende Strömungsablösungen, wodurch die Schaufel die Strömung nicht mehr vollständig umlenken kann bzw. sie weniger Arbeit an der Strömung verrichtet (siehe Abschnitt 3.1). Die Folge ist ein Sinken des Wirkungsgrades und des Impulses nach Gleichung 3.1. Zur Validierung der Messergebnisse der Schaufelauslenkungen sei auf die Wiederholbarkeit der Resultate an den drei Sensorpositionen hingewiesen. Die Auslenkungen sind qualitativ und in weiten Teilen quantitativ sehr ähnlich. Die kleinen Unterschiede sind in der nicht exakt identischen axialen Positionierung der Sensoren zu finden. Infolgedessen detektieren die Sensoren die Schaufeln an leicht unterschiedlichen Positionen der Schaufelkanten. Die Schaufeln und insbesondere deren Kanten weisen keine homogenen Oberflächenstrukturen auf und stellen somit keine ideal zu detektierenden Objekte dar. Dies führt bei der Bestimmung von Schaufelauslenkungen zu geringfügigen Abweichungen der Schaufeln untereinander sowie zu Abweichungen einer Schaufel an unterschiedlichen Sensorpositionen.

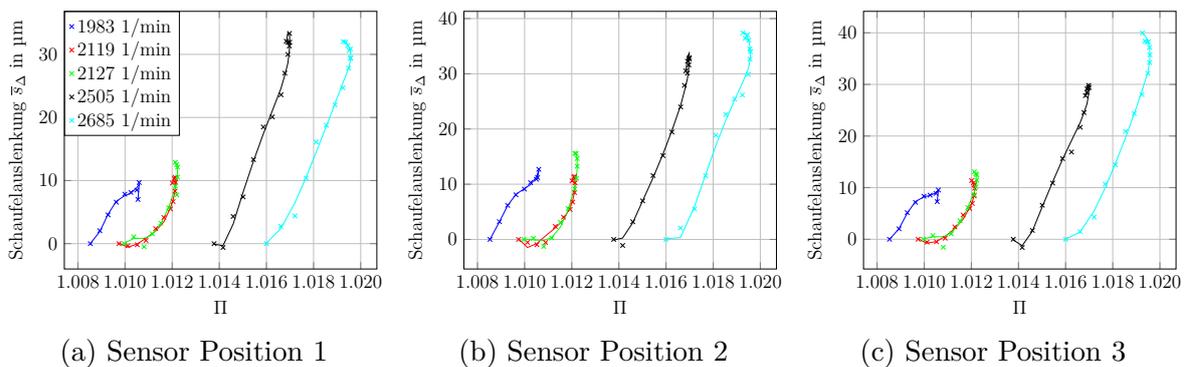


Abbildung 6.6: Darstellung der an drei Sensorpositionen gemessenen Schaufelauslenkungen  $\bar{\alpha}_\Delta$  in Abhängigkeit zu Betriebspunkten des Axialverdichters, beschrieben durch die Druckverhältnisse  $\Pi$  und die reduzierten Drehzahlen  $n_{\text{red}}$ , Auswertung der fallenden Signalfanke

Eine große Übereinstimmung zeigt der Vergleich der Messergebnisse von Abbildung 6.5 mit den Resultaten - der im Abschnitt 5.3.1 durchgeführten Untersuchung zu den zu erwartenden Schaufelauslenkungen - von Abbildung 5.11. Bei beiden Darstellungen steigen die Auslenkungen mit zunehmender reduzierter Drehzahl und damit einhergehenden

zunehmendem reduziertem Massendurchfluss. Weiterhin zeigen sie Plateaus, wobei die simulative Untersuchung diese sehr viel deutlicher ausprägt. Gründe hierfür könnten sein, dass in der Gleichung 5.9 der Wirkungsgrad zur Vereinfachung mit 1 angenommen wurde und die Vernachlässigung der Widerstandskraft erfolgte. Die Größenordnung der Auslenkungen stimmen ebenfalls überein, jedoch zeigen sie bei den höheren Drehzahlen mit 2505 und 2685 1/min eine deutliche Abweichung von 10 bis 20  $\mu\text{m}$ . Eine verifizierte Begründung kann an dieser Stelle nicht gegeben werden. Eine Ursache könnte in der Vernachlässigung der Torsion liegen. Sie wurde bei der Modellierung nicht berücksichtigt. Die Messung der Auslenkung nach Variante 1 enthält jedoch eine Überlagerung der durch die Torsion hervorgerufenen Positionsänderung der Schaufel (siehe Abschnitt 5.4). Die Effekte der Torsion werden allerdings im Vergleich zur tangentialen und axialen Auslenkung als deutlich kleiner erwartet. Dies ist mit dem kürzeren Hebelarm zu begründen. Aus diesem Grund ist die Abweichung zu den beiden größten messtechnisch erfassten Auslenkungen von 10 bis 20  $\mu\text{m}$  nicht allein der Torsion zuzuschreiben.

In der Abbildung 6.6 sind die Schaufelauslenkungen in Abhängigkeit des Verdichterdruckverhältnisses  $\Pi$  dargestellt. Die reduzierten Drehzahlen 2119 und 2127 1/min zeigen einen hyperbelförmigen Verlauf, wohingegen die beiden höheren Drehzahlen über weite Teile ein lineares Verhalten zeigen. Die niedrigste Drehzahl weist bei allen Sensorpositionen einen Wendepunkt auf, der sich in etwa in der Mitte der Linie befindet. Das abweichende Verhalten bei unterschiedlichen Drehzahlen lässt sich mit dem Auslegungspunkt bzw. dem optimierten Betriebspunkt des Verdichters bei ca. 3000 1/min erklären. Die maximale Schaufelauslenkung wird bei allen Linien - außer der ersten - nach dem höchsten Druckverhältnis erreicht. Dadurch wird ersichtlich, dass die Schaufelauslenkungen nicht allein vom Druckverhältnis abhängen, sondern die aerodynamischen Vorgänge deutlich komplexer sind. So sind weitere wichtige Faktoren die Richtung der relativen An- und Abströmung  $v_1$ ,  $v_2$ , die daraus resultierenden Richtungen der Auftriebskraft  $F_A$  sowie der resultierenden Kraft  $F_r$  und infolgedessen nach Gleichung 3.1 die Strömungsumlenkung  $\dot{m}(\vec{c}_2 - \vec{c}_1)$  bzw. die Änderung des Impulses. Weiterhin sind in der Abbildung A.3 die Schaufelauslenkungen in Abhängigkeit zum Differenzdruck  $\Delta p_{S,R}$  über dem Rotor dargestellt. Sie zeigen ein ähnliches Verhalten.

Die Abbildung 6.7 stellt die Schaufelauslenkungen im Bezug zu den ermittelten Wirkungsgraden  $\eta_{\text{mech}}$  des Verdichters dar. Es ist festzustellen, dass der Wirkungsgrad mit steigender Drehzahl zunimmt und die Bereiche, in denen die höchsten Wirkungsgrade vorliegen, größer werden (siehe ebenso Abbildung 6.2). Die Begründung hierfür liegt ebenfalls in dem zuvor erwähnten Auslegungspunkt des Verdichters bei ca. 3000 1/min. Mit zunehmender Drosselung des Verdichters steigen der Wirkungsgrad und die Schaufelauslenkung an. Bei weiterer Drosselung erreicht der Wirkungsgrad ein Plateau und sinkt anschließend sehr schnell. Die Auslenkung steigt zunächst weiter an. Dieses Verhalten entspricht den Darstellungen des Wirkungsgrades, des Auftriebs-  $c_A$  und des Widerstandsbeiwertes  $c_W$  der Abbildung 5.2. Der im Abschnitt 5.1 dargestellte Wirkungsgrad nach [How45a] (Gleichung 5.2) erreicht sein Maximum ebenfalls an einer Stelle, an der  $c_A$  zunächst weiter ansteigt und  $c_W$  konstant ist. Bei weiterer Vergrößerung des Anstellwinkels steigt der Widerstandsbeiwert stark an und der Auftriebsbeiwert sinkt leicht. Der große Anstieg des Widerstandsbeiwertes

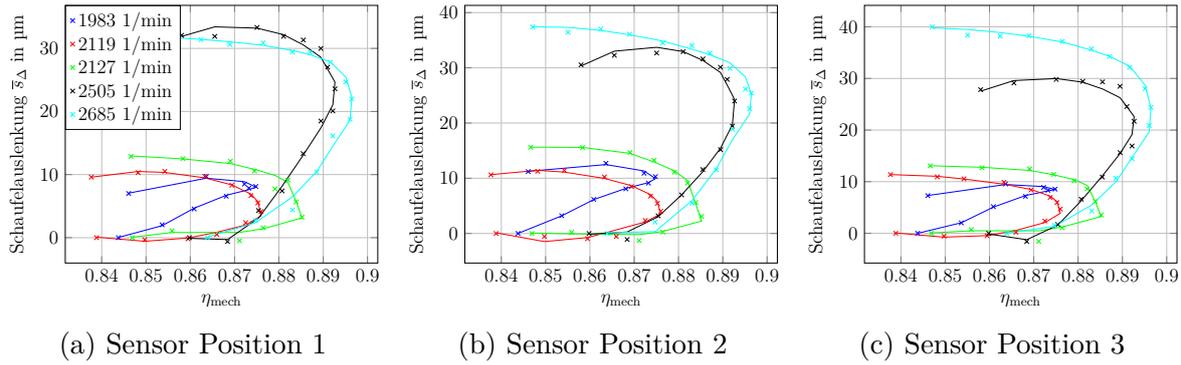


Abbildung 6.7: Darstellung der an drei Sensorpositionen gemessenen Schaufelauslenkungen  $\bar{s}_\Delta$  in Abhängigkeit zu Betriebspunkten des Axialverdichters, beschrieben durch die Wirkungsgrade  $\eta_{mech}$  und die reduzierten Drehzahlen  $n_{red}$ , Auswertung der fallenden Signalfanke

führt zu hohen Verlusten, welche sich in den Messergebnissen durch den schnell sinkenden Wirkungsgrad zeigen.

Die Analyse der Ergebnisse des Abschnitts 6.3 haben ergeben, dass die Schaufelauslenkungen eindeutige Informationen zum Betriebspunkt eines Axialverdichters enthalten. Eine Verwendung dieser Informationen kann mit dem im Abschnitt 5.1 vorgestellten neuen Konzept (siehe Abbildung 5.4) zur Betriebspunktbestimmung eines Axialverdichters erfolgen. Nach der Abbildung 6.5 ist die Schaufelauslenkung in Verbindung mit der reduzierten Verdichterdrehzahl als Eingang für ein Kennfeld nutzbar, um damit den reduzierten Massenstrom zu bestimmen. Mit dem gleichen Vorgehen kann die Bestimmung des Druckverhältnisses nach Abbildung 6.6 und des Wirkungsgrades nach Abbildung 6.7 erfolgen. Ein Problem in der Betriebspunktbestimmung liegt in der teilweisen Doppeldeutigkeit von  $\dot{m}_{red}$ ,  $\Pi$ ,  $\eta_{mech}$  durch Plateaus. Beim Verdichter EB kommen die Plateaus beim Massendurchfluss und dem Druckverhältnis weit entfernt vom maximalen Wirkungsgrad vor, sodass diese Betriebsbereiche von untergeordneter Priorität sind. Infolgedessen wird der stationäre Betrieb des Verdichters nicht dort liegen. Wie sich der Sachverhalt bei anderen Verdichtern darstellt, kann an dieser Stelle nicht beantwortet werden und erfordert individuelle Messungen. Es ist zu untersuchen, ob die Verwendung weiterer Messgrößen als Eingang für die Kennfelder (z.B. statischer Drücke) die Doppeldeutigkeit auflösen. Der optimale Wirkungsgrad ist bei jeder reduzierten Drehzahl durch eine bestimmte Schaufelauslenkung gegeben und kann somit bestimmt und eingeregelt werden. Inwieweit sich das Verhalten bei der Alterung eines Verdichters verändert und wie bei Bedarf die Kennfelder adaptiert werden können, ist weiter zu untersuchen. Die Doppeldeutigkeit des reduzierten Massendurchflusses und des Druckverhältnisses können bei einer Identifikation des Plateaus als Information für den beginnenden Übergang in den instabilen Arbeitsbereich des Verdichters dienen. Eine Stall-Frühwarnerkennung bzw. eine Überwachung der Pumpgrenzenreserve ist denkbar.

Bei den hier dargestellten Ergebnissen erfolgte die Positionsbestimmung der Schaufeln auf der fallenden Signalfanke mit LED und anschließender Matched-Filterung (siehe Abschnitt 5.7). Für die identischen Betriebspunkte sind in den Abbildungen A.4, A.5,

A.6 die Positionsbestimmungen der Schaufeln auf der steigenden Signalflanke mit anschließender Matched-Filterung dargestellt. Die gemessenen Schaufelauslenkungen mit der fallenden und der steigenden Signalflanke sind nahezu identisch. Weiterhin sind für die fünf verschiedenen reduzierten Drehzahlen in den Abbildungen A.7, A.8, A.9, A.10, A.11 die gemittelten Schaufelauslenkungen  $\bar{s}_\Delta^w$  von jeweils neun exemplarisch ausgewählten Schaufeln in Abhängigkeit des Massendurchflusses dargestellt. Den Ergebnissen ist zu entnehmen, dass alle Schaufeln qualitativ die gleichen Auslenkungen zeigen, sie sich jedoch quantitativ zum Teil unterscheiden.

# Kapitel 7

## Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Betriebspunktbestimmung von Axialverdichtern mit dem Fokus auf Flugzeugtriebwerke und der damit einhergehenden Erfassung des Massendurchflusses von Luft und von Totaldrücken. Gegenwärtig ist die Betriebspunkt- bzw. Arbeitspunktbestimmung außerhalb eines Prüfstandes nur unzureichend möglich. Die Gründe hierfür liegen in denen als anspruchsvoll und invasiv anzusehenden Messprinzipien zur Bestimmung von Massendurchfluss und Totaldruck. Um die Beeinflussung von Triebwerken durch diese Messprinzipien zu minimieren, wird größtenteils auf eine direkte Messung der Größen verzichtet. Dies führt zu Ungenauigkeiten in der Betriebspunktbestimmung und eine exakte Regelung wird verhindert. Die Folge sind erhebliche Wirkungsgradverluste von mindestens 2 % [Gri09; Brä15]. Zudem liefert eine Erfassung des Massendurchflusses und des Druckverhältnisses über dem gesamten Verdichter keine stufenindividuellen Verhältnisse. Da jede Stufe zum Wirkungsgrad beiträgt, ist dies allerdings wünschenswert.

In dieser Arbeit wird das Ziel verfolgt, ein neues Konzept und ein daraus abgeleitetes neues Messverfahren zur Betriebspunktbestimmung zu entwickeln und mit Messungen am Verdichterprüfstand zu validieren. Das Messverfahren muss hierbei minimal invasiv Informationen über den Massendurchfluss, das Druckverhältnis über den Verdichter und den Wirkungsgrad bereitstellen und somit eine Bestimmung des Betriebspunktes ermöglichen.

Die Grundlage bildet eine detaillierte Analyse zur Arbeitsweise von Axialverdichtern. Die Laufschaufeln am Rotor bewirken eine Strömungsumlenkung des Fluides. Es entstehen Impulsänderungen, die aerodynamische Kräfte an den Schaufel hervorrufen. Eine Verformung bzw. Auslenkung der Schaufeln ist die Folge. Da die Verformung aufgrund der Impulsänderung entsteht, ist ein direkter Zusammenhang zum Massendurchfluss und dem Druckverhältnis des Verdichters gegeben. Weiterhin wird die Richtung der Anströmung zur Schaufel durch die Drehzahl und den Massendurchfluss bestimmt. Die Analyse führt zu dem Schluss, dass eine Verdichterschaukel als Sensor nutzbar ist und ihre Positionsänderung bzw. Auslenkung Informationen zum Betriebspunkt enthalten.

Auf Grundlage der Analyse wurde ein neues Konzept zur Nutzung und Interpretation der Auslenkungen erarbeitet. Die Schaufelauslenkung - in Verbindung mit der Messung der Verdichterdrehzahl - kann mit Hilfe von Kennfeldern zur Bestimmung des Betriebspunktes genutzt werden. Weiterhin können bevorstehende Instabilitäten erkannt und Wartungsin-

tervale von Verdichtern optimiert werden. Durch die aus den Auslenkungen berechnete Gleitzahl, erscheint eine direkte Identifikation des Wirkungsgradoptimums möglich. Dies ist in weiteren Arbeiten zu untersuchen. Für die Validierung des Konzeptes wurde der Experimentalverdichter „Eggbeater“ der Universität Cambridge zur Verfügung gestellt. Anhand der Schaufelgeometrie und aufgenommenener Betriebspunktdata erfolgte eine Voruntersuchung zu den zu erwartenden Schaufelauslenkungen. Eine Modellierung der Schaufel als Biegebalken - unter der Berücksichtigung der Tangentialkraft, der Auftriebskraft und der Richtung der Anströmung - wurde erstellt. Das Ergebnis der Berechnungen führte im Arbeitsbereich des Verdichters zu Positionsänderungen der Schaufelspitzen von 10 bis 20  $\mu\text{m}$ . Dabei entsprechen die Auslenkungen den Änderungen auf einer Linie reduzierter Drehzahl.

Hohe Anforderungen an das Messsystem hinsichtlich Messpräzision und -auflösung resultieren aus den kleinen Messeffekten in Verbindung mit hohen Umfangsgeschwindigkeiten der Schaufeln. So sind zeitliche Auflösungen und Präzisionen für die Messungen der Schaufelauslenkungen im einstelligen Nanosekundenbereich zu erreichen. Dies führte im Rahmen dieser Arbeit zur Auswahl von optischen Sensoren, mit denen die Schaufelpositionen in Relation zu einer Referenz bestimmt werden. Optische Sensoren erreichen im Vergleich zu anderen physikalischen Messprinzipien sehr große Signalanstiege und Bandbreiten, zudem sind sie unempfindlich gegenüber elektromagnetischen Störungen. Für die Messung wird das Blade-Tip-Timing (BTT)-Messverfahren eingesetzt. Es ist aus der Schwingungsanalyse der Laufschaufeln von Strömungsmaschinen bekannt. Um den Anforderungen hinsichtlich Präzision und Auflösung im einstelligen Nanosekundenbereich gerecht zu werden, erfolgte die detaillierte Analyse der hochaufgelösten digitalen Zeitmessung. Hierbei sind die Analysen der die Präzision beeinflussenden Faktoren hervorzuheben. Es wurden hervorgerufene Messabweichungen bei der Zeit- und Wertequantisierung, beim Auftreten der Time-Walk- und Time-Jitter-Effekte analysiert. Letzterer wurde zudem mit Simulationen untersucht. Techniken und Verfahren - wie der Leading-Edge- und der Constant-Fraction-Discriminator, sowie der Matched-Filter - zur Detektion von Signaländerungen und der anschließenden Triggergenerierung für den Start und den Stopp einer hochaufgelösten Zeitmessung sind angegeben und ihre Vor- und Nachteile detailliert dargestellt. Eine Zusammenfassung der Erkenntnisse erfolgt in der Herleitung einer resultierenden Fehlerfortpflanzung bei digitalen hochaufgelösten Zeitmessungen. Dies ermöglicht die Untersuchung und Abschätzung der resultierenden Präzision eines zu spezifizierenden Messsystems und erlaubt zudem eine Aussage zur Realisierbarkeit der Messungen.

Die kleinen Messeffekte erforderten eine kontinuierliche Weiterentwicklung der Komponenten des Blade-Tip-Timing-Messverfahrens. Eine Analyse mit Hilfe der Fehlerfortpflanzung zeigte wesentliche Nachteile des bis dahin eingesetzten Once-per-Revolution-Referenzsystems. Diese Nachteile äußern sich durch eine steigende Ungenauigkeit der Positionsbestimmung einer Schaufel bei zunehmendem Abstand der Schaufel zur Referenz und einer erhöhten Streuung aufgrund der ungenauen Messung der Verdichterdrehzahl. Auf Grundlage der Erkenntnisse konnten das Referenzsystem weiterentwickelt und beide Nachteile deutlich reduziert werden. Infolgedessen ist im Rahmen von messtechnischen Untersuchungen eine Verringerung der Streuung bei der Schaufelpositionsbestimmung um den Faktor 13 festzustellen. Weiterhin zeigten Untersuchungen an den eingesetzten

optischen Sensoren - mit einer Empfangsfaser - eine Querempfindlichkeit in der Ausrichtung zur Schaufel. Diese Querempfindlichkeit ist - bei Schaufelauslenkungen sowie bei einer nicht optimalen Ausrichtung des Sensors - in der Lage, eine erhöhte Streuung zu verursachen. Eine Weiterentwicklung des Sensors in Form von sechs Empfangsfasern, die konzentrisch zu der Sendefaser angeordnet sind, führen zu einer rotationssymmetrischen Empfangscharakteristik. Die Querempfindlichkeit wird neutralisiert. Untersuchungen zeigen in der Folge eine Verbesserung der Präzision um bis zu 50 %.

Die Validierung des neuen Konzeptes zur Bestimmung von Betriebspunkten an Axialverdichtern erfolgte durch Messungen am Experimentalverdichter „Eggbeater“ der Universität Cambridge. Hierzu wurde der Verdichter zusätzlich zum BTT-Messsystem mit Sensoren zur konventionellen Bestimmung des Betriebspunktes ausgestattet. Dieses Vorgehen erlaubt es, erfasste Schaufelauslenkungen mit den Betriebspunkten in Beziehung zu setzen. Die erreichten Standardabweichungen zur Positionsbestimmung der Schaufeln in Relation zu einer Referenz liegen bei Einzelmessungen durchschnittlich bei ca. 3.2  $\mu\text{m}$ . Der größte Einflussfaktor auf die Präzision ist im Prozessrauschen zu finden, das durch stochastische Schaufelvibrationen hervorgerufen wird. Eine Mittelung von Messwerten senkte die Standardabweichung auf ca. 0.2  $\mu\text{m}$ .

Die gemessenen Schaufelauslenkungen zeigen eindeutige Abhängigkeiten zum Verdichterbetriebspunkt. Eine zunehmende Drosselung des Verdichters - bei konstant gehaltener Drehzahl - führt zu einem Ansteigen des Druckverhältnisses und der Schaufelauslenkung. Die Auslenkung steigt bis auf ein Plateau und sinkt dann bis zum Erreichen der Pumpgrenze bzw. dem Einsetzen von Instabilitäten leicht ab. Die Begründung liegt in dem durch die Drosselung sinkenden Massenstrom, wodurch die aerodynamische Belastung für die Schaufel steigt. Weiterhin ist das steigende Druckverhältnis als Ursache anzuführen. Mit erhöhten Drehzahlen und daraus resultierenden höheren Massenströmen und Druckverhältnissen nimmt die Schaufelauslenkung bei einer Drosselung zu. Das Wirkungsgradoptimum ist für jede Drehzahl eindeutig einer Schaufelauslenkung zuzuordnen. Die Schaufelauslenkungen betragen in Abhängigkeit des Betriebspunktes bis zu 40  $\mu\text{m}$ . Die dargestellten Ergebnisse zeigen, dass eine Identifikation des Betriebspunktes über Kennfelder möglich ist. Die Eingangsgrößen sind hierbei die Schaufelauslenkung und zumindest die reduzierte Drehzahl des Verdichters. Bei den Ausgangsgrößen handelt es sich um den Massendurchfluss, das Druckverhältnis und den Wirkungsgrad. Das BTT-Messsystem kann an mehreren ausgewählten Verdichterstufen verwendet werden und ermöglicht dadurch eine stufenindividuelle Bestimmung der Betriebspunkte.

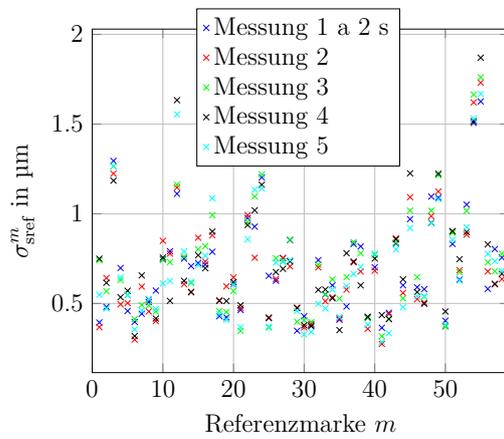
Im Folgenden werden die im Rahmen der Arbeit identifizierten Probleme und weiteren Forschungsfelder dargelegt. In Betriebsbereichen, die in unmittelbarer Nähe zur Pumpgrenze liegen, treten aufgrund der vorhandenen Plateaus in den Schaufelauslenkungen Doppeldeutigkeiten im Massendurchfluss und im Druckverhältnis auf. An diesen Stellen ist keine eindeutige Bestimmung der Größen möglich. Somit ist es zu untersuchen, ob durch die Verwendung weiterer Eingangsgrößen für die Kennfelder, wie z.B. statischer Drücke, die Doppeldeutigkeit aufgehoben werden kann. Beim verwendeten Verdichter lagen diese Bereiche allerdings weit entfernt vom Wirkungsgradoptimum, sodass dort keine stationären Betriebspunkte angestrebt werden. Des Weiteren kann die Erkennung der Plateaus ausgenutzt werden, um die Nähe zur Pumpgrenze zu erkennen und somit eine Überwachung

zur Stabilität des Verdichterbetriebes zu realisieren. Der optimale Wirkungsgrad ist bei jeder reduzierten Drehzahl durch eine bestimmte Schaufelauslenkung gegeben und kann somit bestimmt und eingeregelt werden. Inwieweit sich das Verhalten bei der Alterung eines Verdichters verändert und wie bei Bedarf die Kennfelder adaptiert werden können, ist weiter zu untersuchen. Durch eine differenzierte Erfassung der einzelnen Komponenten der Schaufelauslenkung in Umfangs- und Axialrichtung besteht die Möglichkeit, direkt den optimalen Verdichtewirkungsgrad nach [How45a] bzw. [Car49] zu bestimmen. Es ist zu untersuchen, ob die einzelnen Komponenten messtechnisch erfassbar sind und aus diesen Größen der Wirkungsgrad direkt zu ermitteln ist. In der Arbeit sind zwei Konzepte zur Messung der Auslenkungen in Axial- und Umfangsrichtung angegeben. Weiterhin ist der Nachweis zu erbringen, dass mit der Identifikation von synchronen Vibrationen der Schaufeln die Extraktion von Betriebspunkt abhängigen Schaufelauslenkungen möglich ist. Synchroner Vibrationen treten bei bestimmten Drehzahlen auf und überlagern die Schaufelauslenkungen, wodurch eine direkte Erfassung dieser verhindert wird.

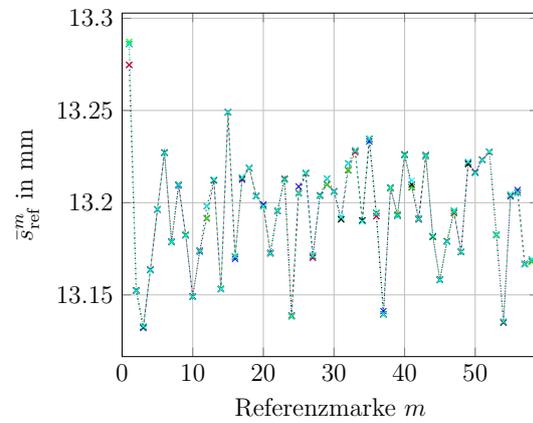
Das Konzept zur Betriebspunktbestimmung von Axialverdichtern auf Basis der Messung von Schaufelauslenkungen entstand in Kooperation mit der Ingenieurgesellschaft Auto und Verkehr (IAV GmbH) und der Hochschule Wismar. Das Whittle Laboratory an der Universität Cambridge unterstützte im Rahmen der Arbeit bei der Durchführung von Experimenten am Axialverdichter. Ein Teil der in dieser Arbeit dargestellten Ergebnisse und Techniken wurden in [Rei+17b; Rei+17c; Rei+17a; Lan+16; Rei+14] veröffentlicht.

# Anhang A

## Messdaten



(a) Standardabweichung der gemessenen Abstände der Referenzereignisse



(b) Mittelwert der gemessenen Abstände der Referenzereignisse, Interpolation für die Darstellung

Abbildung A.1: Gemessene Abstände der Referenzereignisse  $\bar{s}_{\text{ref}}^m$  (gemittelt) und Standardabweichungen  $\sigma_{\text{sref}}^m$  für fünf Messreihen mit jeweils 2 s Länge bei einer reduzierten Verdichterdrehzahl von  $n_{\text{red}} = 1983$  1/min und einem reduzierten Massendurchfluss von  $\dot{m}_{\text{red}} = 2.73$  kg/s

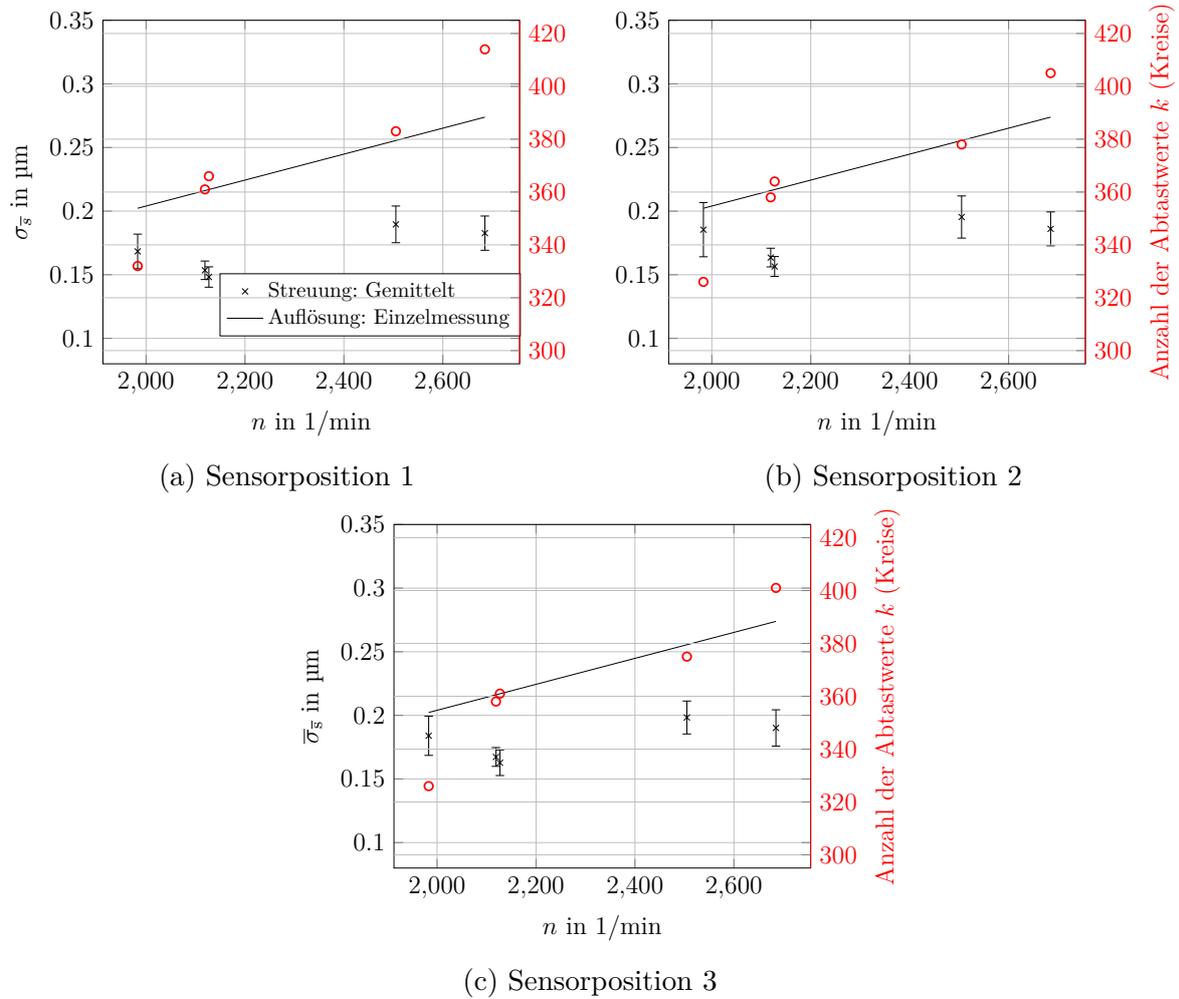


Abbildung A.2: Untersuchung zur Präzision durch den Vergleich von drei erreichten Standardabweichungen  $\bar{\sigma}_s$  an der Sensor Position 2 mit der Auswertung der fallenden Signalflanke, der Variation  $\sigma_{\bar{\sigma}}$  der Standardabweichung  $\bar{\sigma}_s$  über alle Schaufeln und der Anzahl der für die Mittelung verwendeten Abtastwerte  $k$  pro Schaufel

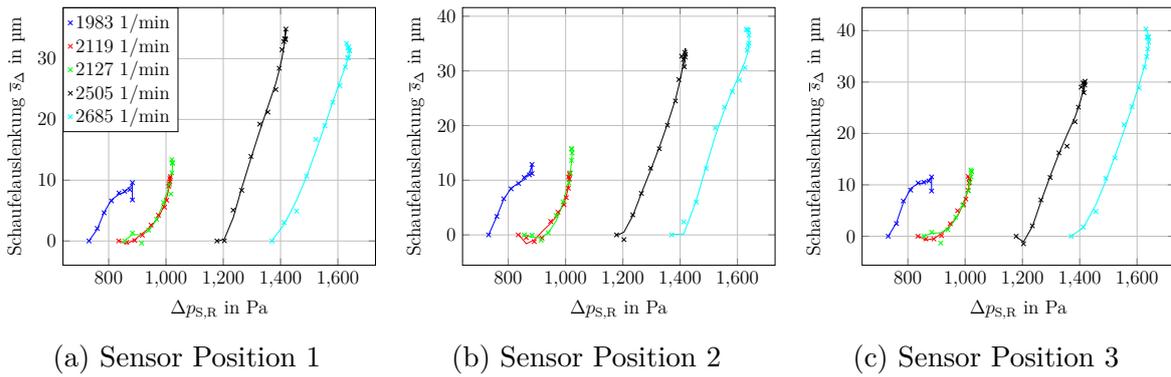


Abbildung A.3: Darstellung der an drei Sensorpositionen gemessenen Schaufelauslenkungen  $\bar{s}_\Delta$  in Abhängigkeit zu Betriebspunkten des Axialverdichters, beschrieben durch die Differenzdrücke über dem Rotor  $\Delta p_{S,R}$  und die reduzierten Drehzahlen  $n_{red}$ , Auswertung der fallenden Signalflanke

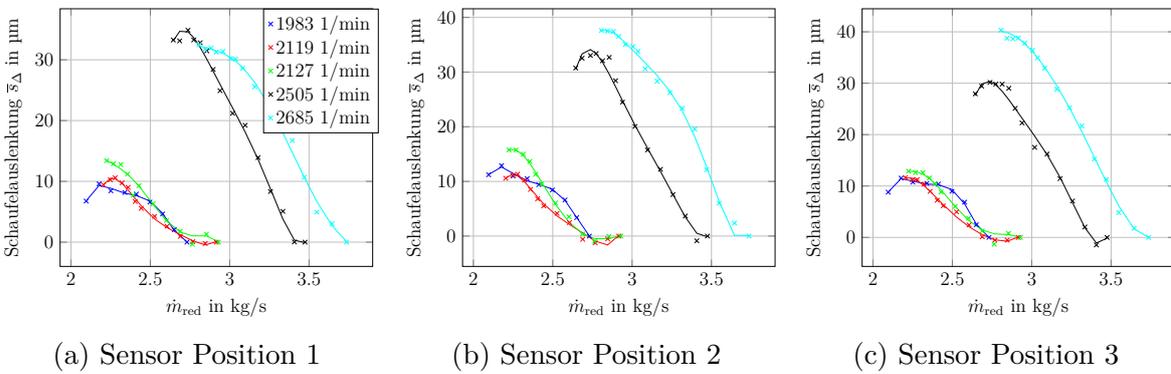


Abbildung A.4: Darstellung der an drei Sensorpositionen gemessenen Schaufelauslenkungen  $\bar{s}_\Delta$  in Abhängigkeit zu Betriebspunkten des Axialverdichters, beschrieben durch die reduzierten Massendurchflüsse  $\dot{m}_{red}$  und die reduzierten Drehzahlen  $n_{red}$ , Auswertung der steigenden Signalflanke

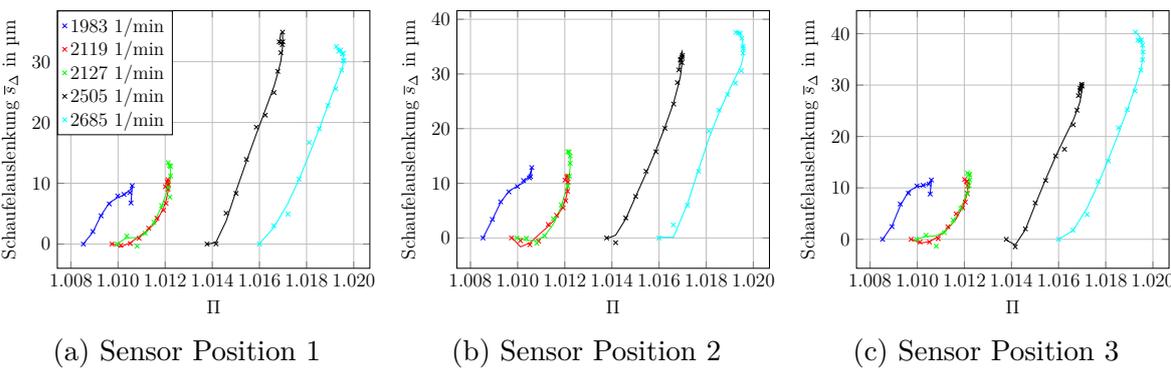


Abbildung A.5: Darstellung der an drei Sensorpositionen gemessenen Schaufelauslenkungen  $\bar{s}_\Delta$  in Abhängigkeit zu Betriebspunkten des Axialverdichters, beschrieben durch die Druckverhältnisse  $\Pi$  und die reduzierten Drehzahlen  $n_{red}$ , Auswertung der steigenden Signalflanke

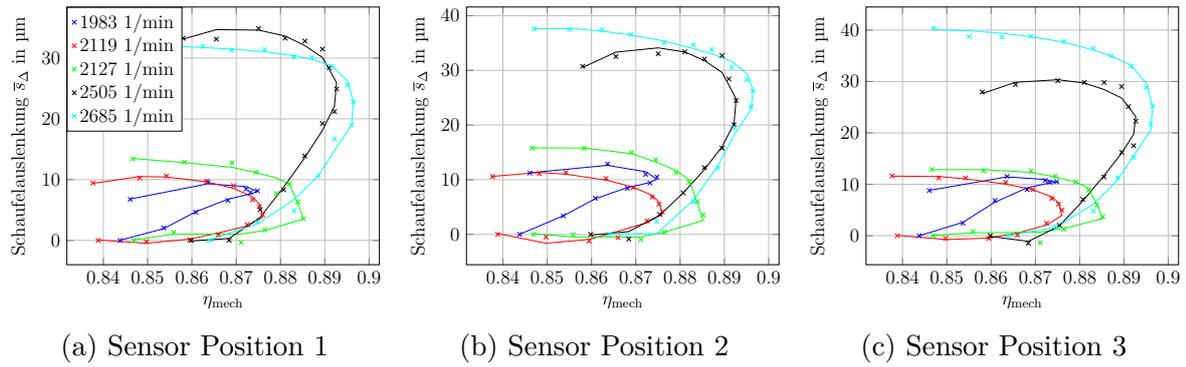


Abbildung A.6: Darstellung der an drei Sensorpositionen gemessenen Schaufelauslenkungen  $\bar{s}_\Delta$  in Abhängigkeit zu Betriebspunkten des Axialverdichters, beschrieben durch die Wirkungsgrade  $\eta_{\text{mech}}$  und die reduzierten Drehzahlen  $n_{\text{red}}$ , Auswertung der steigenden Signalfanke

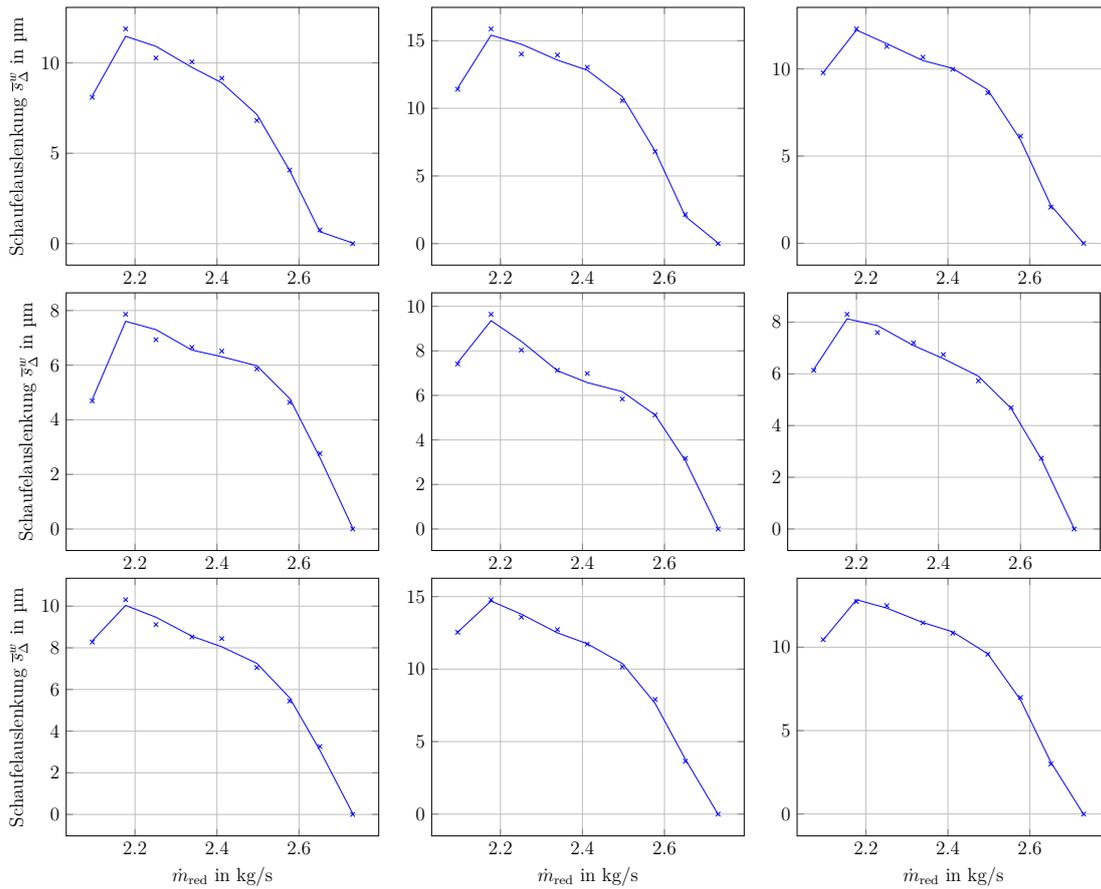


Abbildung A.7: Darstellung gemittelter Schaufelauslenkungen  $\bar{s}_\Delta^w$  von neun exemplarisch ausgewählten Schaufeln bei  $n_{\text{red}} = 1983 \text{ 1/min}$  in Abhängigkeit von  $\dot{m}_{\text{red}}$

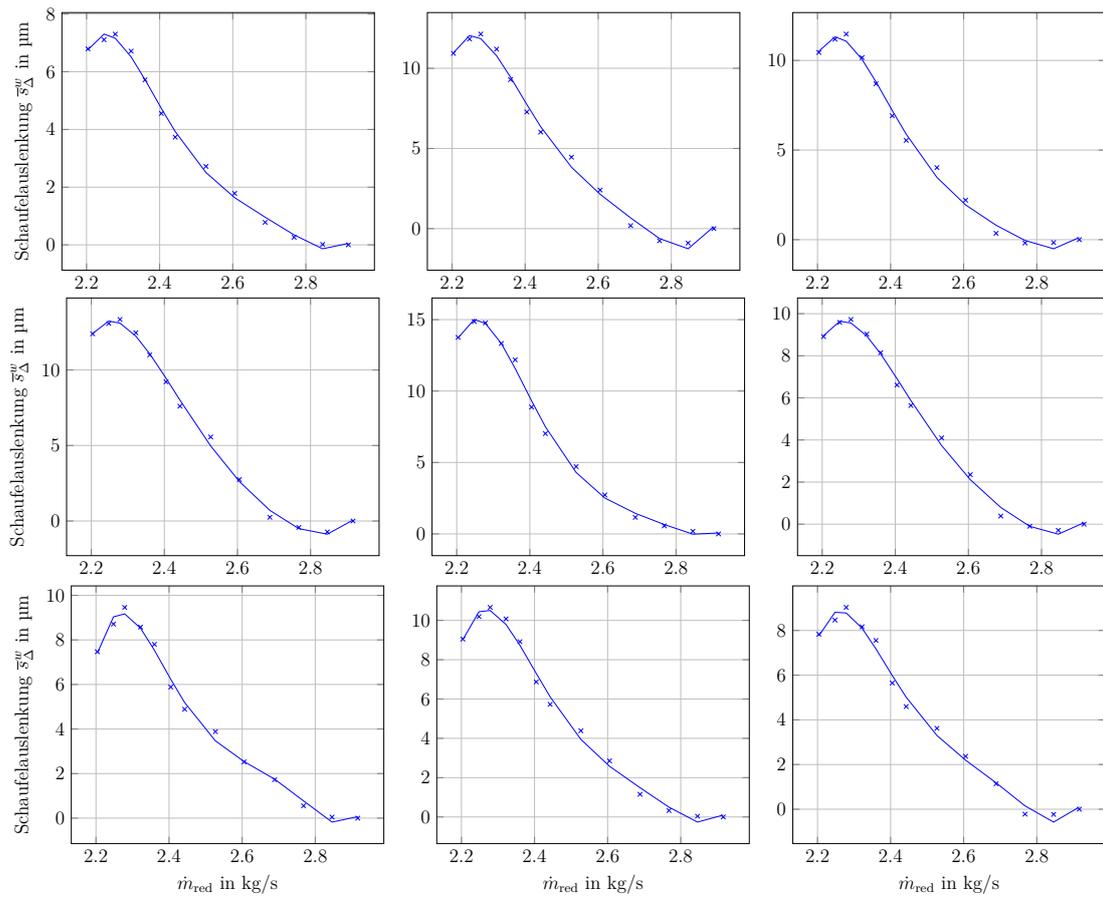


Abbildung A.8: Darstellung gemittelter Schauflenauslenkungen  $\bar{s}_\Delta^w$  von neun exemplarisch ausgewählten Schauflern bei  $n_{\text{red}} = 2119 \text{ 1/min}$  in Abhängigkeit von  $m_{\text{red}}$

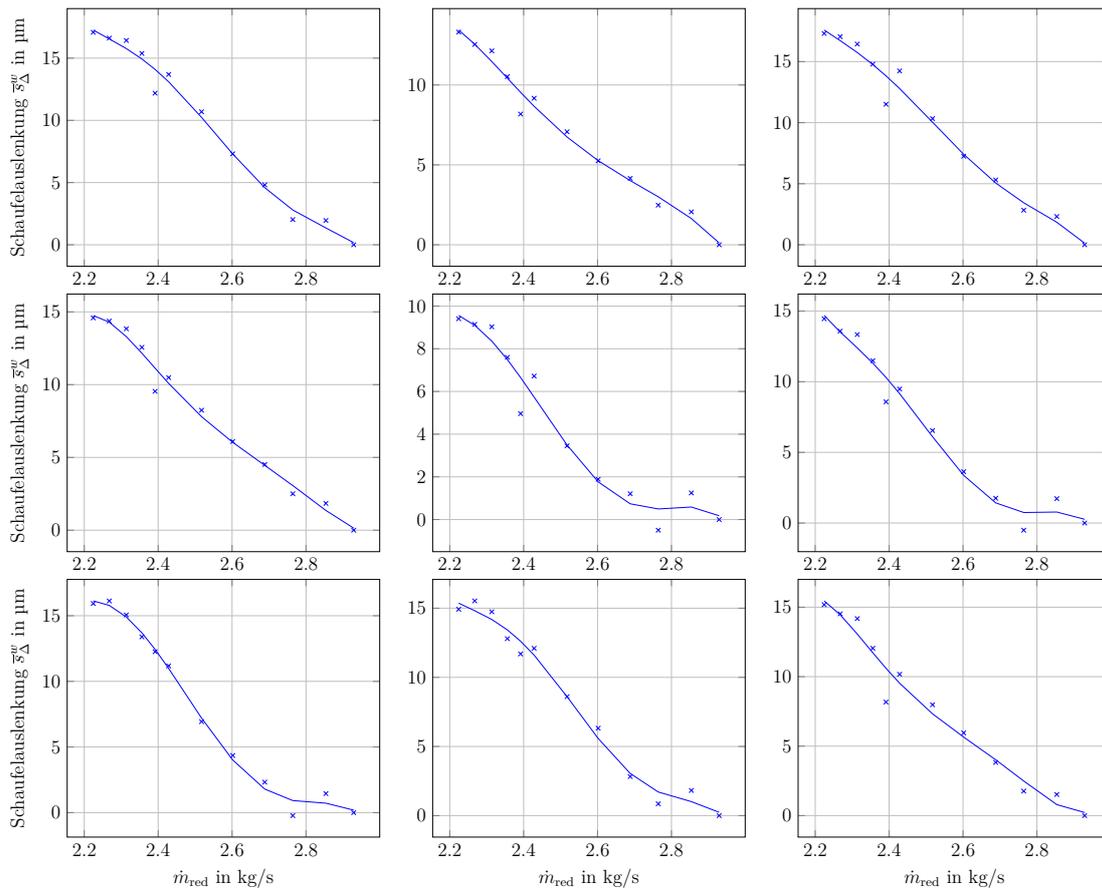


Abbildung A.9: Darstellung gemittelter Schaufelauslenkungen  $\bar{s}_\Delta^w$  von neun exemplarisch ausgewählten Schaufeln bei  $n_{\text{red}} = 2127$  1/min in Abhängigkeit von  $m_{\text{red}}$

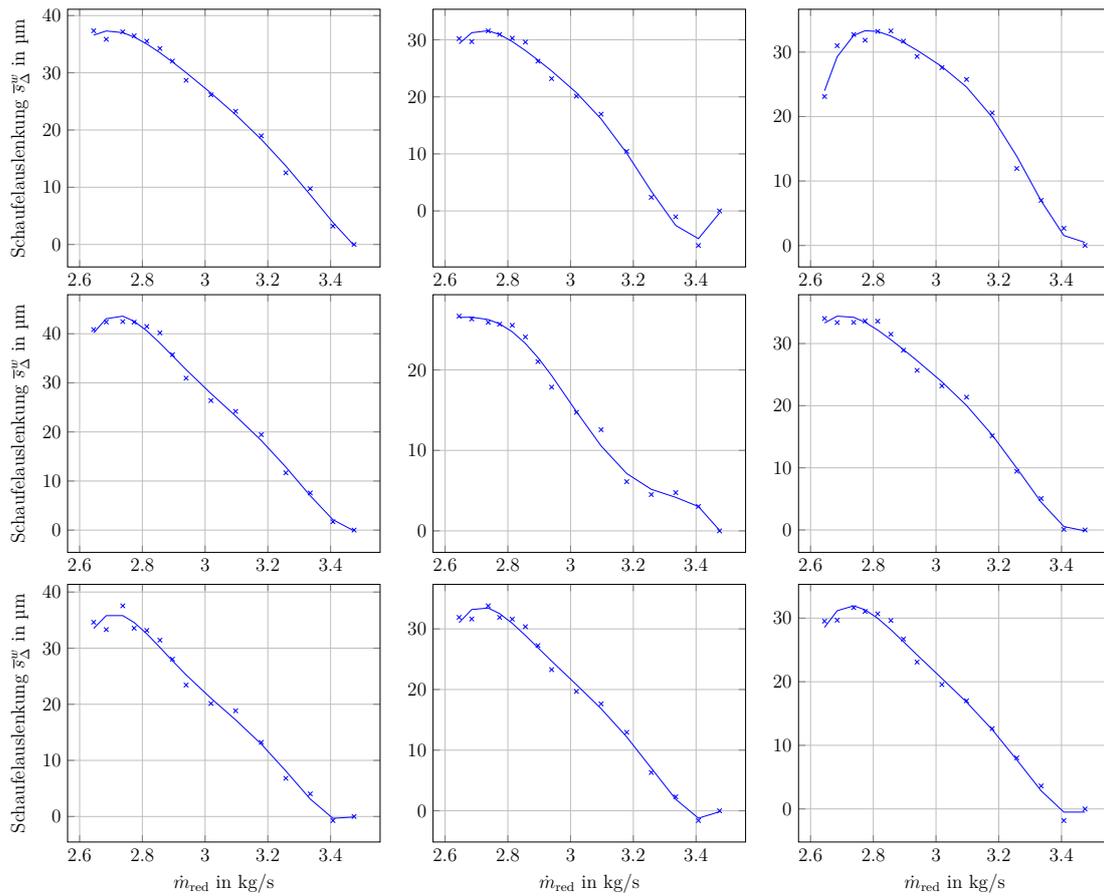


Abbildung A.10: Darstellung gemittelter Schaufelauslenkungen  $\bar{s}_\Delta^w$  von neun exemplarisch ausgewählten Schaufeln bei  $n_{\text{red}} = 2505$  1/min in Abhängigkeit von  $\dot{m}_{\text{red}}$

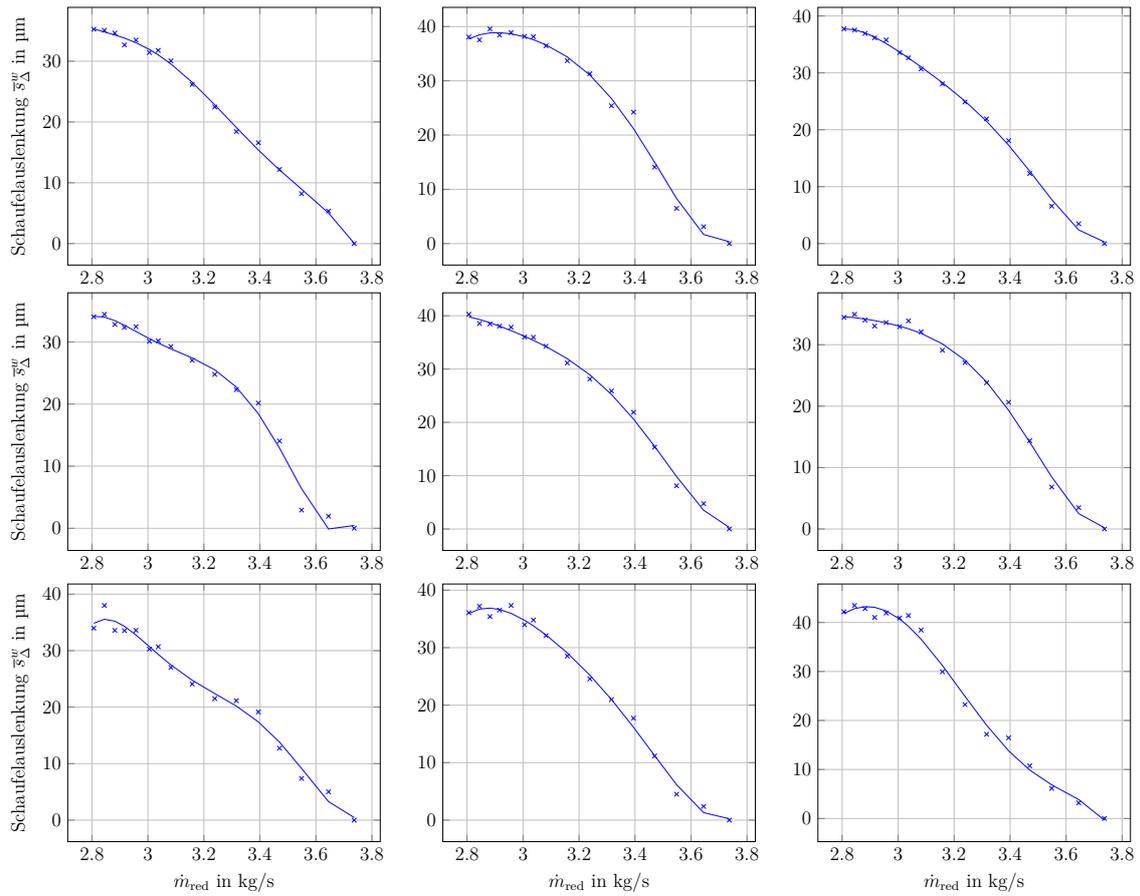


Abbildung A.11: Darstellung gemittelter Schaufelauslenkungen  $\bar{s}_\Delta^w$  von neun exemplarisch ausgewählten Schaufeln bei  $n_{\text{red}} = 2685$  1/min in Abhängigkeit von  $m_{\text{red}}$

# Abbildungsverzeichnis

1.1	Prinzip einer zweiwelligen Gasturbine in einem Mantelstromtriebwerk mit Nieder- und Hochdruckverdichter (NDV, HDV) und Hoch- und Niederdruckturbine (HDT, NDT) und Nummerierung der Messstellen nach [DLF08; Brä15]: Auf der linken Seite ist ein Fan mit großen Verdichterschaufeln dargestellt. Bei einer Industrie- bzw. stationären Gasturbine zur Erzeugung elektrischer Energie entfallen der Nebenstrom, die Düsen und der Fan, welcher durch einen Generator ersetzt wird. . . . .	3
2.1	Prinzip zur Einhaltung der Gasturbinenlimitierungen nach [DLF08]: $\frac{W_f}{p_{s3}}$ ist das Verhältnis des Kraftstoffmassenstromes zum statischen Brennkammer-eintrittsdruck und $N_{2,red}$ ist die Drehzahl des Hochdruckverdichters. . . . .	12
2.2	Prinzip der modernen Triebwerksregelung nach [Gar13; Ric11; Csa+10; SB99]	16
3.1	Axialverdichterstufe mit Geschwindigkeitsdreiecken der Zu- und Abströmung nach [Brä15] . . . . .	26
3.2	Axialverdichterkennfeld . . . . .	29
3.3	Überlagerung der Potenzialströmung und der Zirkulation führt zum Auftrieb am aerodynamischen Profil nach [Pra35] . . . . .	32
3.4	Entstehung des Anfahrwirbels und des gebundenen Wirbels an der Grenzschicht hinter dem Profil . . . . .	34
4.1	Schaltungsvariante für die digitale Zeitmessung mit Toggle-FF, UND-Gatter und Zähler nach [Ler12] . . . . .	39
4.2	Einführendes Beispiel zur digitalen Zeitmessung anhand der Drehzahlmessung an einer Welle . . . . .	41
4.3	Entstehung der Quantisierungsabweichung durch die fehlende Synchronität zwischen dem Referenztakt und dem Start sowie dem Stopp einer digitalen Zeitmessung am Beispiel des zu großen Messergebnisses $Q+1$ nach Gleichung 4.15 . . . . .	42
4.4	Beschreibung der Präzision mit dem Verlauf der Standardabweichung für eine Einzelmessung in Abhängigkeit vom fraktionalem Anteil des zu messenden kontinuierlichen Zeitintervalls $\Delta t$ . . . . .	45

4.5	Übertragungsverhalten eines linearen 3-Bit-Quantisierers nach [OSB99] . . .	49
4.6	Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion des Quantisierungsabweichung . . . . .	50
4.7	Einflussfaktoren auf die Generierung von Triggern nach [Rei+14; Pau85] . .	53
4.8	Testsignal zur Untersuchung des Einflusses von Rauschen auf die Präzision von Techniken zur Flanken- und Nulldurchgangserkennung (heruntergesampelt für die Darstellung) . . . . .	55
4.9	Triggerabweichung der unter Rauscheinfluss generierten Trigger $\psi(t)$ zu den ungestörten Triggern $\psi_y(t)$ bzw. Events $\Psi(t)$ . . . . .	56
4.10	Analyse der Auswirkungen einer Rauschverteilung auf den Signalverlauf . .	56
4.11	Wahrscheinlichkeits- und Dichtefunktion für das Auftreten von Events unter Rauscheinfluss; im Vergleich das analytische Modell und die Simulationsergebnisse . . . . .	57
4.12	Übersicht der Varianten zur Triggergenerierung in Abhängigkeit von den Signaleigenschaften und Darstellung der steigenden Signalkomplexität . . .	62
4.13	Minimale Realisierung eines Constant-Fraction-Discriminators zur Time-Walk-Effekt-Neutralisation bei der Triggergenerierung nach [Pau85] . . . . .	64
4.14	Die internen Signalverläufe der CFD-Varianten TCF und ARC nach Abbildung 4.13 zeigen unterschiedliche Anstiege beim Nulldurchgang des CFD-Ausgangssignals. Dadurch weist die TCF-Variante eine bessere Rauschunterdrückung auf (Abbildung nach [Rei+14]). . . . .	65
4.15	Die Ausgangssignale des CFD in TCF-Ausführung generieren zeitgleiche Nulldurchgänge bzw. Trigger bei Eingangssignalen mit unterschiedlichen Amplituden (Abbildung nach [Rei+14]). . . . .	66
4.16	Die Ausgangssignale des CFD in ARC-Ausführung generieren zeitgleiche Nulldurchgänge bzw. Trigger bei Eingangssignalen mit unterschiedlichen Amplituden und unterschiedlichen Anstiegen. . . . .	67
4.17	Simulationsergebnisse zur Triggergenerierung mit einem Matched-Filter: Plot a) und b) zeigen, dass die Triggergenerierung bei einem stark verrauschten Signal $y(t)$ nahezu unbeeinflusst ist. Plot c) und d) zeigen, dass die Triggergenerierung bei einem stark verrauschten Signal mit variierender Amplitude $a(t)$ nahezu unbeeinflusst ist. Der Rauschvektor $n(t)$ und der Matched-Filter $h(t)$ sind für beide Untersuchungen identisch. . . . .	73
4.18	Darstellung der Messkette für hochaufgelöste digitale Zeitmessungen unter dem Fokus der relevant auftretenden Quellen von zufälligen Messabweichungen	74
5.1	Aerodynamische Kräfte an der Verdichterschaufel mit Geschwindigkeitsdreieck der relativen Anströmung $v_1$ ; geometrische Mittelung der relativen Anströmung nach [How45b; LSB53], Darstellung nach [Rei+17c] . . . . .	79

5.2	Verhalten eines NACA 65-(18)10 Profils in einer Verdichter-kaskade basierend auf Messungen von [HEE57], Analyse erweitert um Gleitzahl und Wirkungsgrad nach [How45a] . . . . .	80
5.3	Totaldruckverlust $w$ eines optimierten CDA's nach [Köl+99; Küs+99] . . . . .	81
5.4	Regelungskonzept eines Axialverdichters mit neuartigem Verfahren zur Betriebspunktbestimmung . . . . .	84
5.5	Übersicht der BTT-Messmethode am Axialverdichter . . . . .	85
5.6	Übersicht des auf optische Sensoren basierende BTT-Messsystems . . . . .	85
5.7	BTT-Messmethode zur Bestimmung der Schaufelposition in Relation zu einer Referenz . . . . .	86
5.8	Kräfteverteilung der aus dem Drehmoment entstehenden tangentialen Kraftkomponenten auf die als Biegebalken vereinfachte Verdichterschaukel . . . . .	89
5.9	Winkelnotation und aerodynamische Kräfte - ohne Berücksichtigung der Widerstandskraft - auf die als Biegebalken vereinfachte Verdichterschaukel . . . . .	91
5.10	Mit einem am Umfang des Verdichters angebrachten Sensor detektierbare Auslenkung $s_{\Delta}$ an der als Biegebalken vereinfachten Verdichterschaukel . . . . .	92
5.11	Ergebnisse zur Abschätzung der Schaufelauslenkungen für fünf reduzierte Drehzahlen $n_{red}$ , basierend auf den Messungen von $\dot{m}$ , $T_{t,2}$ , $T_0$ , $p_0$ , $\Pi$ , $n_{rev}$ am Verdichter EB (Abbildung 6.1) . . . . .	94
5.12	Vergleich zur Reduktion der Amplitudenstreuung durch Butterworth- und Mittelwertfilter . . . . .	97
5.13	Grundkonzept - 1. Variante - für die messtechnische Erfassung von Schaufelauslenkungen in Umfangsrichtung $s_t$ , Grundlage ist die Auswertung einer sich ändernden Zeit- bzw. Wegdifferenz $s_{\Delta}$ zu einer Referenz, Schaufel als Bezugspunkt . . . . .	100
5.14	Erweitertes Konzept - 2. Variante - für die zusätzliche messtechnische Erfassung von Schaufelauslenkungen in Axialrichtung $s_{ax}$ , Grundlage ist die Auswertung der Änderung von Zeitdifferenzen zweier Sensoren, Schaufel als Bezugspunkt . . . . .	101
5.15	Alternatives Konzept - 3. Variante - für die zusätzliche messtechnische Erfassung von Schaufelauslenkungen in Axialrichtung $s_{ax}$ , Grundlage ist die Auswertung der Änderung der messbaren Schaufeldicke $\Delta d$ , Schaufel als Bezugspunkt . . . . .	103
5.16	Schaufelpositionsbestimmung $s_{OPR}^w$ mit einer OPR-Referenz: Exemplarisch angenommene Verdichterumdrehung (oben) und Prinzip der Positionsbestimmung in Relation zu einem Referenzevent $\Psi_{ref}$ (unten) . . . . .	104
5.17	Schaufelpositionsbestimmung $s_{HP}^w$ mit einer HP-Referenz im Vergleich zu einer OPR-Referenz: Exemplarisch angenommene Verdichterumdrehung (oben) und Prinzip der Positionsbestimmung in Relation zu einem Referenzevent $\Psi_{ref}$ (unten) nach [Rei+17a] . . . . .	107

5.18	Vergleich des OPR- und HP-Referenzsystems: Position der 58 Verdichterschaufeln (rechte Ordinate) in Relation zu den Referenzmarken und erreichte Standardabweichung (linke Ordinate) nach [Rei+17a] . . . . .	108
5.19	Hochaufgelöste Referenz auf der Schaufeldisk des Axialverdichters EB mit Licht absorbierender Unterlage und mit Montagehilfen (Zentrierscheibe und Zentrierbolzen) . . . . .	109
5.20	Aufbau der faseroptischen Schaufelsensoren Typ 1 mit spezieller Ferrule: Eine Empfangsfaser nach [Rei+17a; Rei+17c] . . . . .	110
5.21	Vergleich der Impulsformen einer Schaufel für verschiedene Orientierungen der faseroptischen Sensoren vom Typ 1 und Typ 2 (Signale sind für die Darstellung einer Filterung mit anschließender Abwärtstastung unterzogen) nach [Rei+17b] . . . . .	111
5.22	Aufbau der faseroptischen Schaufelsensoren Typ 2 mit spezieller Ferrule: 6 Empfangsfasern nach [Rei+17b] . . . . .	112
5.23	Engine-Order-Schaufelschwingung mit Betriebspunkt (BP) abhängigem Offset	113
5.24	Eigenfrequenz und Eigenform der Schaufelschwingung nach [Buc15] . . . . .	114
5.25	Eigenform der Schaufelschwingungen nach [Buc15] und abgeleitete optimale axiale Sensorpositionierung, grüne Regionen entsprechen den Knoten der entsprechenden Mode der Schaufelschwingung . . . . .	115
5.26	Analysekonzept zur Bestimmung von Schaufelpositionen $s_{\text{HP}}^w$ bzw. -auslenkungen $s_{\Delta}^w$ mit dem LED und entsprechend den Anforderungen zusätzlich mit der Matched-Filterung. Gestrichelte Linien stellen Abläufe dar, die einmalig durchzuführen sind. . . . .	117
6.1	Übersicht der Messstellen für die Erstellung des Kennfelds des Axialverdichters EB [Rei+17c] . . . . .	122
6.2	Kennfeld für den Axialverdichter EB [Rei+17c] . . . . .	125
6.3	Untersuchung zur Präzision durch den Vergleich von drei erreichten Standardabweichungen $\bar{\sigma}_{\bar{s}}$ an der Sensor Position 2 mit der Auswertung der steigenden Signalflanke, der Variation $\sigma_{\bar{\sigma}}$ der Standardabweichung $\bar{\sigma}_{\bar{s}}$ über alle Schaufeln und der Anzahl der für die Mittelung verwendeten Abtastwerte $k$ pro Schaufel . . . . .	127
6.4	Gemessene Schaufelpositionen $\bar{s}_{\text{HP}}^w$ (gemittelt, Interpoliert für die Darstellung) und Standardabweichungen $\sigma_{\text{HP}}^w$ für fünf Messreihen mit jeweils 2 s Länge bei einer reduzierten Verdichterdrehzahl von $n_{\text{red}} = 1983$ 1/min und einem reduzierten Massendurchfluss von $\dot{m}_{\text{red}} = 2.73$ kg/s . . . . .	128
6.5	Darstellung der an drei Sensorpositionen gemessenen Schaufelauslenkungen $\bar{s}_{\Delta}$ in Abhängigkeit zu Betriebspunkten des Axialverdichters, beschrieben durch die reduzierten Massendurchflüsse $\dot{m}_{\text{red}}$ und die reduzierten Drehzahlen $n_{\text{red}}$ , Auswertung der fallenden Signalflanke . . . . .	130

6.6	Darstellung der an drei Sensorpositionen gemessenen Schaufelauslenkungen $\bar{s}_\Delta$ in Abhängigkeit zu Betriebspunkten des Axialverdichters, beschrieben durch die Druckverhältnisse $\Pi$ und die reduzierten Drehzahlen $n_{\text{red}}$ , Auswertung der fallenden Signalflanke . . . . .	131
6.7	Darstellung der an drei Sensorpositionen gemessenen Schaufelauslenkungen $\bar{s}_\Delta$ in Abhängigkeit zu Betriebspunkten des Axialverdichters, beschrieben durch die Wirkungsgrade $\eta_{\text{mech}}$ und die reduzierten Drehzahlen $n_{\text{red}}$ , Auswertung der fallenden Signalflanke . . . . .	133
A.1	Gemessene Abstände der Referenzevents $\bar{s}_{\text{ref}}^m$ (gemittelt) und Standardabweichungen $\sigma_{\text{sref}}^m$ für fünf Messreihen mit jeweils 2 s Länge bei einer reduzierten Verdichterdrehzahl von $n_{\text{red}} = 1983$ 1/min und einem reduzierten Massendurchfluss von $\dot{m}_{\text{red}} = 2.73$ kg/s . . . . .	139
A.2	Untersuchung zur Präzision durch den Vergleich von drei erreichten Standardabweichungen $\bar{\sigma}_s$ an der Sensor Position 2 mit der Auswertung der fallenden Signalflanke, der Variation $\sigma_{\bar{\sigma}}$ der Standardabweichung $\bar{\sigma}_s$ über alle Schaufeln und der Anzahl der für die Mittelung verwendeten Abtastwerte $k$ pro Schaufel . . . . .	140
A.3	Darstellung der an drei Sensorpositionen gemessenen Schaufelauslenkungen $\bar{s}_\Delta$ in Abhängigkeit zu Betriebspunkten des Axialverdichters, beschrieben durch die Differenzdrücke über dem Rotor $\Delta p_{\text{S,R}}$ und die reduzierten Drehzahlen $n_{\text{red}}$ , Auswertung der fallenden Signalflanke . . . . .	141
A.4	Darstellung der an drei Sensorpositionen gemessenen Schaufelauslenkungen $\bar{s}_\Delta$ in Abhängigkeit zu Betriebspunkten des Axialverdichters, beschrieben durch die reduzierten Massendurchflüsse $\dot{m}_{\text{red}}$ und die reduzierten Drehzahlen $n_{\text{red}}$ , Auswertung der steigenden Signalflanke . . . . .	141
A.5	Darstellung der an drei Sensorpositionen gemessenen Schaufelauslenkungen $\bar{s}_\Delta$ in Abhängigkeit zu Betriebspunkten des Axialverdichters, beschrieben durch die Druckverhältnisse $\Pi$ und die reduzierten Drehzahlen $n_{\text{red}}$ , Auswertung der steigenden Signalflanke . . . . .	141
A.6	Darstellung der an drei Sensorpositionen gemessenen Schaufelauslenkungen $\bar{s}_\Delta$ in Abhängigkeit zu Betriebspunkten des Axialverdichters, beschrieben durch die Wirkungsgrade $\eta_{\text{mech}}$ und die reduzierten Drehzahlen $n_{\text{red}}$ , Auswertung der steigenden Signalflanke . . . . .	142
A.7	Darstellung gemittelter Schaufelauslenkungen $\bar{s}_\Delta^w$ von neun exemplarisch ausgewählten Schaufeln bei $n_{\text{red}} = 1983$ 1/min in Abhängigkeit von $m_{\text{red}}$ . . . . .	142
A.8	Darstellung gemittelter Schaufelauslenkungen $\bar{s}_\Delta^w$ von neun exemplarisch ausgewählten Schaufeln bei $n_{\text{red}} = 2119$ 1/min in Abhängigkeit von $m_{\text{red}}$ . . . . .	143
A.9	Darstellung gemittelter Schaufelauslenkungen $\bar{s}_\Delta^w$ von neun exemplarisch ausgewählten Schaufeln bei $n_{\text{red}} = 2127$ 1/min in Abhängigkeit von $m_{\text{red}}$ . . . . .	144

- A.10 Darstellung gemittelter Schaufelauslenkungen  $\bar{s}_{\Delta}^w$  von neun exemplarisch  
ausgewählten Schaufeln bei  $n_{\text{red}} = 2505$  1/min in Abhängigkeit von  $m_{\text{red}}$  . 145
- A.11 Darstellung gemittelter Schaufelauslenkungen  $\bar{s}_{\Delta}^w$  von neun exemplarisch  
ausgewählten Schaufeln bei  $n_{\text{red}} = 2685$  1/min in Abhängigkeit von  $m_{\text{red}}$  . 146

# Tabellenverzeichnis

4.1	Gegenüberstellung der Eigenschaften der logarithmischen Normalverteilungen vom analytischen Modell $F_{\text{mod}}$ und den Simulationsdaten $\hat{F}_{\text{sim}}$ , im Vergleich zu der Abschätzung der Auswirkungen von Rauschen auf die Triggergenerierung nach der korrigierten Gleichung 4.43 und der Gleichung aus der Literatur . . . . .	60
4.2	Zusammenfassung der qualitativen Ergebnisse zur Analyse der Streuung an Techniken zur flankenbasierten Triggergenerierung [Rei+14] . . . . .	69
5.1	Daten der Laufschaufel - zur Abschätzung der Auslenkung als quaderförmiger Biegebalken und des Verdichters EB der Universität Cambridge . . . . .	88
5.2	Ergebnisse zur Untersuchung der Anforderungen an ein BTT-Messsystem in Hinsicht Präzision und Auflösung . . . . .	98



# Literatur

- [ABZ71] Dale J Arpasi, PG Batterton und JR Zeller. *A general purpose digital system for on-line control of airbreathing propulsion systems*. Techn. Ber. NASA-National Aeronautics und Space Administration, 1971.
- [Ame16] Rohlf's Amelie. „Numerische Simulation einer Axialverdichterstufe“. Masterarbeit. Technische Universität Braunschweig, 2016.
- [And84] John David Anderson. *Fundamentals of Aerodynamics*. New York: McGraw-Hill, 1984.
- [Ass17] International Air Transport Association. *The IATA 20-year Passenger Forecast*. 2017. URL: <http://www.iata.org/pressroom/pr/Pages/2017-10-24-01.aspx> (besucht am 20.02.2018).
- [Bae01] Jinwoo Bae. „Active control of tip clearance flow in axial compressors“. Diss. Massachusetts Institute of Technology, 2001.
- [Bar02] Jens Barth. „Photoproduktion der Vektormesonen  $\omega$  (782) und  $\varphi$  (1020) am Proton von der Erzeugungsschwelle bis zu einer Photon-Energie von 2.6 GeV“. Diss. Ph. D. thesis, Friedrich-Wilhelms-Universität Bonn, 2002.
- [BBT00] J Bae, KS Breuer und CS Tan. „Control of tip clearance flows in axial compressors“. In: *AIAA paper 2233* (2000), S. 2000.
- [Ber+14] Peter Berster, Marc Gelhausen, Wolfgang Grimme, Michael Hepting, Alexandra Leipold, Sven Maertens, Peter Meincke, Holger Pabst und Dieter Wilken. *Luftverkehrsbericht 2014*. Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V., 2014.
- [Ber+16] Peter Berster, Duygu Doyran, Marc Gelhausen, Wolfgang Grimme, Michael Hepting, Alexandra Leipold, Holger Pabst Sven Maertens und Dieter Wilken. *Luftverkehrsbericht 2016*. Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V., 2016.
- [Bie13] Christoph Biela. „Experimentelle Untersuchung zum Einfluss des Vorleitrads auf die Rotorströmung eines anderthalbstufigen transsonischen Axialverdichters“. Diss. 2013.
- [BKH95] M Baumgartner, F Kameier und J Hourmouziadis. „Non-engine order blade vibration in a high pressure compressor“. In: *Twelfth international symposium on airbreathing engines*. 1995.

- [Bor17] Uwe Borchert. „Gasturbine mit verstellbaren Leiteinrichtungen zur Verringerung des Brennstoffverbrauches im unteren Teillastbereich und im Leerlauf“. Diss. Universität Erlangen-Nürnberg, 2017.
- [BPC06] Lars Büttner, Thorsten Pfister und Jürgen Czarske. „Fiber-optic laser Doppler turbine tip clearance probe“. In: *Optics letters* 31.9 (2006), S. 1217–1219.
- [Brä15] Willy JG Bräunling. *Aircraft Engines, Flugzeugtriebwerke: Grundlagen, Aero-Thermodynamik, ideale und reale Kreisprozesse, Thermische Turbomaschinen, Komponenten, Emissionen und Systeme*. Springer-Verlag, 2015.
- [Bri09] Giovanni A. Brignole. „Parameter zur Auslegung effizienter Gehäusestrukturierungen“. Diss. Universität München, 2009.
- [Bri12] Konrad Briggl. „KLAuS und STiC - Zwei ASICS zur präzisen Energie- und Zeitmessung“. Magisterarb. RUPRECHT-KARLS-Universität Heidelberg, 2012.
- [Buc15] D. Buchsteiner. *Eigenfrequenz und Eigenform Identifikation einer Verdichterschaukel eines Testverdichters*. BAF - Balance & Frequency Gesellschaft für Messsysteme mbH, 2015.
- [Bue12] Maximilian Buechele. „Entwicklung eines FPGA-basierten 128-Kanal Time-to-Digital Converter für Teilchenphysik-Experimente“. Magisterarb. Albert-Ludwigs-Universität Freiburg, 2012.
- [Bun07] Bau und Reaktorsicherheit Bundesministerium für Umwelt Naturschutz. *Der Flugverkehr und das Klima*. 2007. URL: <http://www.bmub.bund.de/themen/luft-laerm-verkehr/verkehr/flugverkehr/> (besucht am 20.02.2018).
- [Cam81] Vann T Camp. „Exhaust nozzle control and core engine fuel control for turbofan engine“. US Patent 4,294,069. Okt. 1981.
- [Car49] ADS Carter. *The low speed performance of related aerofoils in cascade*. Ministry of Supply, National Gas Turbine Establishment, 1949.
- [Csa+10] Jeffrey Csank, Ryan D May, Jonathan S Litt und Ten-Huei Guo. „Control design for a generic commercial aircraft engine“. In: *46th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*. 2010, S. 25–28.
- [Day76] Ivor John Day. „Axial compressor stall“. Diss. University of Cambridge, 1976.
- [DeL+98] John DeLaat, Robert Southwick, George Gallops und John Orme. „The high stability engine control (HISTEC) program-flight demonstration phase“. In: *34th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit*. 1998, S. 3756.
- [DGP85] Paul J Deveau, Paul B Greenberg und Roger E Paolillo. „Gas turbine engine active clearance control“. US Patent 4,513,567. Apr. 1985.
- [DHG06] Cerith Davies, Jonathan E Holt und Ian A Griffin. „Benefits of inverse model control of Rolls-Royce civil gas turbines“. In: *International control conference*. Bd. 44. University of Strathclyde. 2006, S. 952–955.

- [DIN95] DIN. „1319-1: Grundlagen der Messtechnik-Teil 1: Grundbegriffe“. In: (Jan. 1995).
- [DIN97] DIN. „ISO 5725-1: Genauigkeit (Richtigkeit und Präzision) von Messverfahren und Messergebnissen-Teil 1: Allgemeine Grundlagen und Begriffe“. In: (Jan. 1997).
- [DIN99] DIN. „1319-4: Grundlagen der Messtechnik-Teil 4: Auswertung von Messungen Messunsicherheit“. In: (Jan. 1999).
- [DLF08] Jonathan DeCastro, Jonathan Litt und Dean Frederick. „A modular aero-propulsion system simulation of a large commercial aircraft engine“. In: *44th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*. 2008, S. 4579.
- [EAS14] European Aviation Safety Agency - EASA. *TYPE-CERTIFICATE - DATA SHEET - Rolls Royce plc RB211 Trent 700 series engines*. 2014.
- [FDL07] Dean K Frederick, Jonathan A DeCastro und Jonathan S Litt. *User's guide for the commercial modular aero-propulsion system simulation (C-MAPSS)*. Techn. Ber. NASA-National Aeronautics und Space Administration, 2007.
- [FGE12] Michael Figueiredo, João Goes und Guiomar Evans. *Reference-Free CMOS Pipeline Analog-to-Digital Converters* -. Berlin Heidelberg: Springer Science & Business Media, 2012.
- [Fio87] A Fiorentino. *Antimisting kerosene JT3 engine fuel system integration study*. Techn. Ber. NASA-National Aeronautics und Space Administration, 1987.
- [Gal+07] Jon Gallego-Garrido, Grigorios Dimitriadis, Ian B Carrington und JR Wright. „A Class of Methods for the Analysis of Blade Tip Timing Data from Bladed Assemblies Undergoing Simultaneous Resonances“Part II: Experimental Validation“. In: *International Journal of Rotating Machinery* 2007 (2007).
- [Gar13] Sanjay Garg. „Aircraft turbine engine control research at NASA Glenn research center“. In: *Journal of Aerospace Engineering* 26.2 (2013), S. 422–438.
- [GDW07] Jon Gallego-Garrido, Grigorios Dimitriadis und Jan Robert Wright. „A class of methods for the analysis of blade tip timing data from bladed assemblies undergoing simultaneous resonances“Part I: Theoretical development“. In: *International Journal of Rotating Machinery* 2007 (2007).
- [GF14] Karl-Heinrich Grote und Jörg Feldhusen. *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2014.
- [GM68] DA Gedcke und WJ McDonald. „Design of the constant fraction of pulse height trigger for optimum time resolution“. In: *Nuclear Instruments and Methods* 58.2 (1968), S. 253–260.
- [Gri09] Hubert Grieb. *Verdichter für Turbo-Flugtriebwerke*. Springer-Verlag, 2009.
- [Hea00] Steve Heath. „A new technique for identifying synchronous resonances using tip-timing“. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 122 (2000), S. 219–225.

- [HEE57] L Joseph Herrig, James C Emery und John R Erwin. „Systematic two-dimensional cascade tests of NACA 65-series compressor blades at low speeds“. In: (1957).
- [Hen10] Stefan Henzler. *Time-to-Digital Converters*. Springer, 2010.
- [HI96] S Heath und M Imregun. „An improved single-parameter tip-timing method for turbomachinery blade vibration measurements using optical laser probes“. In: *International journal of mechanical sciences* 38.10 (1996), S. 1047–1058.
- [HI97] S Heath und M Imregun. „A review of analysis techniques for blade tip-timing measurements“. In: *Proceedings of the International Gas Turbine & Aero Engine Congress & Exhibition*. American Society of Mechanical Engineers, 1997.
- [How45a] AR Howell. „Design of axial compressors“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* 153.1 (1945), S. 452–462.
- [How45b] AR Howell. „Fluid dynamics of axial compressors“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* 153.1 (1945), S. 441–452.
- [HQ07] Josef Hoffmann und Franz Quint. *Signalverarbeitung mit MATLAB und Simulink: anwendungsorientierte Simulationen*. Oldenbourg Verlag, 2007.
- [Hu+15] Zheng Hu, Jun Lin, Zhong-Sheng Chen, Yong-Min Yang und Xue-Jun Li. „A non-uniformly under-sampled blade tip-timing signal reconstruction method for blade vibration monitoring“. In: *Sensors* 15.2 (2015), S. 2419–2437.
- [HW83] DE Hobbs und HD Weingold. „Development of controlled diffusion airfoils for multistage compressor application“. In: *ASME 1983 International Gas Turbine Conference and Exhibit*. American Society of Mechanical Engineers, 1983, V001T01A058–V001T01A058.
- [Ins16] Texas Instruments. *TDC7200 Time-to-Digital Converter*. 2016.
- [Int15] Maxim Integrated. *MAX35101 Time-to-Digital Converter with Analog Front-End*. 2015.
- [JG05] Link C Jaw und Sanjay Garg. *Propulsion Control Technology Development in the US–A Historical Perspective*. Techn. Ber. NASA-National Aeronautics und Space Administration, 2005.
- [JKC82] Richard P Johnston, Malcolm H Knapp und Charles E Coulson. „Active clearance control system for a turbomachine“. US Patent 4,329,114. Mai 1982.
- [Jon07] Scott M Jones. *An Introduction to Thermodynamic Performance Analysis of Aircraft Gas Turbine Engine Cycles Using the Numerical Propulsion System Simulation Code*. Techn. Ber. NASA-National Aeronautics und Space Administration, 2007.
- [Joo10] Ralf Joost. „BOUNCE: On-Chip Signalleitungen als Basis digitaler Zeitmessung“. Diss. Universität Rostock, 2010.
- [Jou16] Olivier Jousselein. „Blade tip timing uncertainty“. US Patent 9,494,491. 2016.

- [Kal03] Josef Kalisz. „Review of methods for time interval measurements with picosecond resolution“. In: *Metrologia* 41 (2003), S. 16.
- [Kar16] Klaus W. Kark. *Antennen und Strahlungsfelder - Elektromagnetische Wellen auf Leitungen, im Freiraum und ihre Abstrahlung*. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2016.
- [Kaw+92] T Kawashima, H Ilnuma, T Wakatsuki und N Minagawa. „Turbine blade vibration monitoring system“. In: *Proceedings of the 37th International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Cologne, Germany*. 1992, S. 1–4.
- [KB12] Rainer Kurz und Klaus Brun. „Fouling mechanisms in axial compressors“. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 134.3 (2012), S. 032401.
- [KBW08] Rainer Kurz, Klaus Brun und Meron Wollie. „Degradation effects on industrial gas turbines“. In: *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air* 7 (2008).
- [KBW09] Rainer Kurz, Klaus Brun und Meron Wollie. „Degradation effects on industrial gas turbines“. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 131.6 (2009), S. 062401.
- [KD78] A Kurkov und J Dicus. *Synthesis of blade flutter vibratory patterns using stationary transducers*. Techn. Ber. 1978.
- [KHR12] David Kwapisz, Michaël Hafner und Ravi Rajamani. „Application of Microwave Sensing to Blade Health Monitoring“. In: *Proc. First European Conference of the Prognostics and Health Management Society 2012*. 2012.
- [Kil+98] Ari Kilpeläinen, Juha Ylitalo, Kari Määttä und Juha Kostamovaara. „Timing discriminator for pulsed time-of-flight laser ranging measurements“. In: *Review of Scientific Instruments* 69.5 (1998), S. 1978–1984.
- [KMR13] M. Köller, O. Magnor und D. Reitebuch. „Device and method for reliably operating a compressor at the pump threshold“. EP Patent App. EP20,110,813,656. 2013.
- [Köl+99] Ulf Köller, Reinhard Mönig, Bernhard Küsters und Heinz-Adolf Schreiber. „Development of Advanced Compressor Airfoils for Heavy-Duty Gas Turbines: Part I – Design and Optimization“. In: *ASME 1999 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition*. American Society of Mechanical Engineers. 1999, V001T03A021–V001T03A021.
- [KOM16] EUROPÄISCHE KOMMISSION. *Durchführung des Übereinkommens von Paris - Fortschritte der EU bei der angestrebten Emissionssenkung um mindestens 40 %*. EUROPÄISCHE KOMMISSION, 2016.
- [Kon+16] Junjie Kong, Stephan Henzler, Doris Schmitt-Landsiedel und Liter Siek. „A 9-bit, 1.08 ps resolution two-step time-to-digital converter in 65 nm CMOS for time-mode ADC“. In: *Circuits and Systems (APCCAS), 2016 IEEE Asia Pacific Conference on*. IEEE. 2016, S. 348–351.

- [KP14] Krzysztof Kaźmierczak und Radosław Przysowa. „Standard sine fitting algorithms applied to Blade Tip Timing data“. In: *Journal of KONBiN* 30.1 (2014), S. 21–30.
- [Küs+99] Bernhard Küsters, Helnz-Adolf Schreiber, Ulf D Köller und Reinhard Mönig. „Development of Advanced Compressor Airfoils for Heavy-Duty Gas Turbines: Part II“Experimental and Theoretical Analysis“. In: *ASME 1999 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition*. American Society of Mechanical Engineers. 1999, V001T03A022–V001T03A022.
- [KYC14] KwangSeok Kim, WonSik Yu und SeongHwan Cho. „A 9 bit, 1.12 ps resolution 2.5 b/stage pipelined time-to-digital converter in 65 nm CMOS using time-register“. In: *IEEE Journal of Solid-State Circuits* 49.4 (2014), S. 1007–1016.
- [Lan+16] Daniel Maurice Lancelle, Nick Weinhold, Rocco Reinhardt und Magnor Olaf. „Vorrichtung und Verfahren zur Kolbenpositionsbestimmung“. DE: 10 2016 117 269.3. 2016.
- [Law03] Craig P Lawson. „Capacitance tip timing techniques in gas turbines“. Diss. 2003.
- [Leó15] Fernando Puente León. *Messtechnik - Systemtheorie für Ingenieure*. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2015.
- [Ler12] Reinhard Lerch. *Elektrische Messtechnik*. Springer Vieweg, 2012.
- [LI05] Craig P Lawson und Paul C Ivey. „Tubomachinery blade vibration amplitude measurement through tip timing with capacitance tip clearance probes“. In: *Sensors and Actuators A: Physical* 118.1 (2005), S. 14–24.
- [Lit+04] Jonathan S Litt, Donald L Simon, Sanjay Garg, Ten-Heui Guo, Carolyn Mercer, Richard Millar, Alireza Behbahani, Anupa Bajwa und Daniel T Jensen. „A survey of intelligent control and health management technologies for aircraft propulsion systems“. In: *Journal of Aerospace Computing, Information, and Communication* 1.12 (2004), S. 543–563.
- [Liu+12] Yuan Liu, Dean K Frederick, Jonathan A DeCastro, Jonathan S Litt und William W Chan. *User’s Guide for the Commercial Modular Aero-Propulsion System Simulation (C-MAPSS): Version 2*. Techn. Ber. NASA-National Aeronautics und Space Administration, 2012.
- [LS10] Christof Lechner und Jörg Seume. *Stationäre Gasturbinen -*. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2010.
- [LSA01] Eckhard Limpert, Werner A Stahel und Markus Abbt. „Log-normal distributions across the sciences: Keys and clues“. In: *BioScience* 51.5 (2001).
- [LSB53] Seymour Lieblein, Francis C Schwenk und Robert L Broderick. *Diffusion factor for estimating losses and limiting blade loadings in axial-flow-compressor blade elements*. Techn. Ber. NATIONAL ADVISORY COMMITTEE FOR AERONAUTICS CLEVELAND OH LEWIS FLIGHT PROPULSION LAB, 1953.
- [Mah12] Shahid Mahmood. „Control system“. US Patent 8,321,104. Nov. 2012.

- [Mar+13] Bojan Markovic, Simone Tisa, Federica A Villa, Alberto Tosi und Franco Zappa. „A high-linearity, 17 ps precision time-to-digital converter based on a single-stage vernier delay loop fine interpolation“. In: *IEEE Transactions on Circuits and Systems I: Regular Papers* 60.3 (2013), S. 557–569.
- [May+10] Ryan May, Jeffrey Csank, Thomas Lavelle, Jonathan Litt und Ten-Huei Guo. „A high-fidelity simulation of a generic commercial aircraft engine and controller“. In: *46th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*. 2010, S. 6630.
- [MGB74] A Mood, F Graybill und D Boes. *Introduction to the Theory of Statistics–3rd Edition*. McGraw-Hill, 1974.
- [MGF01] Shahid Mahmood, IA Griffin und PJ Fleming. *Application of the Rolls Royce inverse model to trent aero engines*. Techn. Ber. The University of Sheffield, 2001.
- [MLZ84] W Merrill, B Lehtinen und J Zeller. „The role of modern control theory in the design of controls for aircraft turbine engines“. In: *Journal of Guidance, Control, and Dynamics* 7.6 (1984), S. 652–661.
- [MT80] PE McCarty und JW Thompsonk Jr. *Development of a Noninterference Technique for Measurement of Turbine Engine Compressor Blade Stress*. Techn. Ber. ARNOLD ENGINEERING DEVELOPMENT CENTER ARNOLD AFB TN, 1980.
- [NAS16] Glenn Research Center NASA. *Modular Aero-Propulsion System Simulations - MAPSS, C-MAPSS, C-MAPSS40k*. 2016. URL: <https://www.grc.nasa.gov/www/cdtb/software/mapss.html> (besucht am 02.03.2018).
- [Nav+93] P Nava, N Paone, GL Rossi und EP Tomasini. „Design and experimental characterization of a non intrusive measurement system of rotating blade vibration“. In: *ASME 1993 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*. American Society of Mechanical Engineers. 1993, V002T13A003–V002T13A003.
- [NP77] WC Nieberding und JL Pollack. „Optical detection of blade flutter“. In: *ASME 1977 International Gas Turbine Conference and Products Show*. American Society of Mechanical Engineers. 1977, V001T01A064–V001T01A064.
- [Nut18] Nutaq. *PicoDigitizer-MI250 Series*. 2018. URL: <https://www.nutaq.com/products/picodigitizer-mi250-series> (besucht am 16.01.2018).
- [OBR15] Herbert Oertel, Martin Böhle und Thomas Reviol. *Strömungsmechanik - für Ingenieure und Naturwissenschaftler*. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2015.
- [Oer17] Herbert Oertel. *Prandtl - Führer durch die Strömungslehre - Grundlagen und Phänomene*. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2017.
- [Ohn15] Frank Ohnhäuser. *Analog-Digital Converters for Industrial Applications Including an Introduction to Digital-Analog Converters -*. Berlin, Heidelberg: Springer, 2015.

- [OL15] Jens Ohm und Hans Dieter Lüke. *Signalübertragung - Grundlagen der digitalen und analogen Nachrichtenübertragungssysteme*. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2015.
- [Orm+98] John Orme, John DeLaat, Robert Southwick, George Gallops und Paul Doane. „Development and testing of a high stability engine control (HISTEC) system“. In: *34th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit*. 1998, S. 3715.
- [ORT] AMETEK ORTEC. *Principles and Applications of Timing Spectroscopy*.
- [Ort67] Manuel Ortega Jr. „UNITED STATES NAVAL POSTGRADUATE SCHOOL“. 1967.
- [OSB99] Alan V Oppenheim, Ronald W Schafer und John R Buck. *Discrete-Time Signal Processing (Prentice-Hall Signal Processing Series) Author: Alan V. Oppenheim, Ronald W.* Prentice Hall, 1999.
- [Pac70] Hewlett Packard. „Time Interval Averaging“. In: *Application Note 162-1 1* (1970), S. 16.
- [Pap16] Lothar Papula. *Mathematik für Ingenieure und Naturwissenschaftler Band 3 - Vektoranalysis, Wahrscheinlichkeitsrechnung, Mathematische Statistik, Fehler- und Ausgleichsrechnung*. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2016.
- [Par91] Douglas A Parsons. „Dynamic compensation to n-dot schedules“. US Patent 5,029,441. Juli 1991.
- [Pau85] TJ Paulus. „Timing electronics and fast timing methods with scintillation detectors“. In: *Nuclear Science, IEEE Transactions on* 32.3 (1985), S. 1242–1249.
- [Pen+13] Kai Peng, Ding Fan, Fan Yang, Qiang Fu und Yong Li. „Active generalized predictive control of turbine tip clearance for aero-engines“. In: *Chinese Journal of Aeronautics* 26.5 (2013), S. 1147–1155.
- [Pen+17] Kai Peng, Ding Fan, Fan Yang, Linfeng Gou und Wei Lv. „A Frequency Domain Decoupling Method and Multivariable Controller Design for Turbofan Engines“. In: *IEEE Access* 5 (2017), S. 27757–27766.
- [Pfi+06a] T Pfister, L Büttner, J Czarske, H Krain und R Schodl. „Turbo machine tip clearance and vibration measurements using a fibre optic laser Doppler position sensor“. In: *Measurement Science and Technology* 17.7 (2006), S. 1693.
- [Pfi+06b] Thorsten Pfister, Lars Büttner, Jürgen Czarske, Hartmut Krain und Richard Schodl. „In-situ Spaltweitenmessung an einem transsonischen Radialverdichter mit einem faseroptischen Laser-Doppler-Positionssensor“. In: *Laser* 6 (2006), S. 7.
- [PG03] Khary I Parker und Ten-Heui Guo. *Development of a turbofan engine simulation in a graphical simulation environment*. Techn. Ber. NASA-National Aeronautics und Space Administration, 2003.

- [PGD90] IA Pagotto, BC Goodkey und RJ Dupuis. „DIGITAL MONITORING AND CONTROL CONCEPT FOR A MARINE GAS TURBINE“. In: *Ninth Ship Control Systems Symposium* (1990), S. 71.
- [Pou+03] Ken Poulton, Robert Neff, Brian Setterberg, Bernd Wuppermann, Tom Kopley, Robert Jewett, Jorge Pernillo, Charles Tan und Allen Montijo. „A 20 GS/s 8 b ADC with a 1 MB memory in 0.18/spl mu/m CMOS“. In: *Solid-State Circuits Conference, 2003. Digest of Technical Papers. ISSCC. 2003 IEEE International*. IEEE. 2003, S. 318–496.
- [Pra35] Ludwig Prandtl. *Abriß der Strömungslehre*. 1935.
- [Pro96] John G Proakis. *Digital signal processing: principles, algorithms, and applications*. 3/E. 1996.
- [Prz14] Radosław Przysowa. „The analysis of synchronous blade vibration using linear sine fitting“. In: *Journal of KONBIN* 30.1 (2014), S. 5–19.
- [PS78] Joseph L Peczkowski und Michael K Sain. „Linear multivariable synthesis with transfer functions“. In: (1978).
- [RB14] Peter Russhard und Jason David Back. „Blade tip timing“. US Patent App. 14/204,210. März 2014.
- [Rei+14] R. Reinhardt, O. Magnor, P. Duenow, O. Hagendorf und A. Rohlf. „Event detection methods for high resolution time measurements on an application example“. In: *AUTSYM 2014*. Bd. 7. 2014.
- [Rei+17a] R. Reinhardt, D. Lancelle, O. Hagendorf, M. Schultalbers, O. Magnor und P. Duenow. „Improved reference system for high precision blade tip timing on axial compressors“. In: *25th Optical Fiber Sensors Conference (OFS)*. IEEE. Apr. 2017.
- [Rei+17b] R. Reinhardt, D. Lancelle, O. Magnor, O. Hagendorf und P. Duenow. „Optical sensor with coaxial arranged receiving fibers to measure blade tip timings on axial compressors“. In: *2017 IEEE SENSORS*. IEEE. Okt. 2017.
- [Rei+17c] R. Reinhardt, D. Lancelle, O. Magnor, O. Hagendorf und P. Duenow. „A Concept for Working Point Determination of Axial Compressors based on Blade Deflection Measurements with Optical Sensors“. In: *The Eighth International Conference on Sensor Device Technologies and Applications. SENSORDEVICES 2017*. Sep. 2017.
- [Ric11] Hanz Richter. *Advanced Control of Turbofan Engines -*. Berlin Heidelberg: Springer Science & Business Media, 2011.
- [Ric13] Hans Rick. *Gasturbinen und Flugantriebe - Grundlagen, Betriebsverhalten und Simulation*. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2013.
- [Riv15] Angelo Rivetti. *CMOS: front-end electronics for radiation sensors*. Bd. 42. CRC Press, 2015.
- [RS16] Hans Albert Richard und Manuela Sander. *Technische Mechanik. Statik - Mit Praxisbeispielen, Klausuraufgaben und Lösungen*. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2016.

- [Rus12a] Peter Russhard. „Analysis of Rotating Stall in a Contra-Rotating System using Blade Tip Timing“. In: *57th ISA International Instrumentation Symposium (IIS)-Tip Timing Workshop*. 2012.
- [Rus12b] Peter Russhard. „Blade Tip Timing–Frequently asked Questions“. In: *57th ISA International Instrumentation Symposium (IIS)-Tip Timing Workshop*. 2012.
- [Rus14] P Russhard. „A comparison of multi fibre and single fibre optical probes“. In: *Instrumentation Symposium 2014, IET & ISA 60th International*. IET. 2014, S. 1–5.
- [Rus15] Peter Russhard. „The Rise and Fall of the Rotor Blade Strain Gauge“. In: *Vibration Engineering and Technology of Machinery*. Springer, 2015, S. 27–37.
- [SA13] Donald L Simon und Jeffrey B Armstrong. „An integrated approach for aircraft engine performance estimation and fault diagnostics“. In: *Journal of engineering for gas turbines and power* 135.7 (2013), S. 071203.
- [SAG12] Donald L Simon, Jeffrey B Armstrong und Sanjay Garg. „Application of an optimal tuner selection approach for on-board self-tuning engine models“. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 134.4 (2012), S. 041601.
- [Sau10] Robert Sausen. *Verkehrsemissionen: ein Problem für das Klima*. Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V., 2010.
- [SB99] H Austin Spang III und Harold Brown. „Control of jet engines“. In: *Control Engineering Practice* 7.9 (1999), S. 1043–1059.
- [Sch+03] Heinz-Adolf Schreiber, Wolfgang Steinert, Toyotaka Sonoda und Toshiyuki Arima. „Advanced High Turning Compressor Airfoils for Low Reynolds Number Condition: Part 2-Experimental and Numerical Analysis“. In: *ASME Turbo Expo 2003, collocated with the 2003 International Joint Power Generation Conference*. American Society of Mechanical Engineers. 2003, S. 451–463.
- [Sen14] acam Sensors GmbH. *TDC-GP22 Universal 2-Channel Time-to-Digital Converters*. 2014.
- [SG10] Donald L Simon und Sanjay Garg. „Optimal tuner selection for Kalman filter-based aircraft engine performance estimation“. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 132.3 (2010), S. 031601.
- [Sil+13] Andrea Silingardi, Pio Astrua, Stefano Piola und I Ventrucci. „A Method for a Reliable Prediction of Heavy Duty Gas Turbines Performance Degradation Due to Compressor Aging Employing Field Test Data“. In: *Power Gen Europe, Messe, Wien, Austria, June* (2013), S. 4–6.
- [Son03] Bo Song. „Experimental and numerical investigations of optimized high-turning supercritical compressor blades“. Diss. Virginia Tech, 2003.

- [Sou+98] R Southwick, G Gallops, L Kerr, R Kielb, M Welsh, J DeLaat und J Orme. „High stability engine control (HISTEC) flight test results“. In: *34th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit*. 1998, S. 3757.
- [Spi08] Helmuth Spieler. *Semiconductor detector systems*. Oxford university press, 2008.
- [SS07] Dominik Surek und Silke Stempin. *Angewandte Strömungsmechanik - für Praxis und Studium*. Berlin Heidelberg: Springer Science & Business Media, 2007.
- [ST13] Hermann Schlichting und Erich A Truckenbrodt. *Aerodynamik des Flugzeuges: Erster Band: Grundlagen aus der Strömungstechnik Aerodynamik des Tragflügels*. Springer-Verlag, 2013.
- [Szc+12] Ryszard Szczepanik, Radosław Przysowa, Jarosław Spychała, Edward Rokicki, Krzysztof Kazmierczak und Paweł Majewski. „Application of blade-tip sensors to blade-vibration monitoring in gas turbines“. In: *Thermal Power Plants*. InTech, 2012.
- [TAM+14] KAZUHIRO TAMURA, MASAKI ONO, SHUNSUKE TORII und KAZUKI MORIMOTO. „Non-contact Vibration Measurement of the Rotor Blades that Play a Pivotal Role in the Reliability of Gas Turbines“. In: *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review* 51.1 (2014), S. 10–14.
- [Tec15] Keysight Technologies. *Ininiium 9000 Series Oscilloscopes*. 2015.
- [Tec17a] Keysight Technologies. *Keysight M9703B-AXIe High-Speed Digitizer/Wideband Digital Receiver*. 2017.
- [Tec17b] Keysight Technologies. *Keysight M9709A-AXIe High-Speed Digitizer/DAQ with High Channel Density*. 2017.
- [Tra13] Walter Traupel. *Thermische Turbomaschinen: Zweiter Band Regelverhalten, Festigkeit und dynamische Probleme*. Springer-Verlag, 2013.
- [TS99] Ulrich Tietze und Christoph Schenk. *Halbleiter-Schaltungstechnik*. Springer, 1999.
- [Uhl03] Hans-Günter Uhlmann. „Früherkennung aerodynamischer Verdichterinstabilitäten mittels Wavelet-Transformationsregeln“. Diss. Universität München, 2003.
- [WA86] Harvey I Weiner und Kenneth L Allard. „Active clearance control“. US Patent 4,576,547. März 1986.
- [WD14] Stephanie Weichert und Ivor Day. „Detailed measurements of spike formation in an axial compressor“. In: *Journal of Turbomachinery* 136.5 (2014), S. 051006.
- [Wer08] Martin Werner. *Signale und Systeme: Lehr-und Arbeitsbuch mit MATLAB®-Übungen und Lösungen*. Springer-Verlag, 2008.

- [Wer13] Martin Werner. *Digitale Signalverarbeitung mit MATLAB: Intensivkurs mit 16 Versuchen*. Springer-Verlag, 2013.
- [Wer17] Martin Werner. *Nachrichtentechnik - Eine Einführung für alle Studiengänge*. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2017.
- [WF80] Donald S Wilson und John F Frarey. *Compressor Blade Monitoring System for a VA1310 (Allis Chalmers) Wind Tunnel Compressor*. Techn. Ber. DTIC Document, 1980.
- [YDP11] Anna Young, Ivor Day und Graham Pullan. „Stall warning by blade pressure signature analysis“. In: *ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition*. American Society of Mechanical Engineers. 2011, S. 1589–1599.
- [Zan+11] V Zander, M Hecklau, W Nitsche, A Huppertz und M Swoboda. „Active flow control by means of synthetic jets on a highly loaded compressor cascade“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 225.7 (2011), S. 897–908.
- [ZG10] Amir Zjajo und José Pineda de Gyvez. *Low-Power High-Resolution Analog to Digital Converters - Design, Test and Calibration*. Berlin Heidelberg: Springer Science & Business Media, 2010.
- [ZK70] I Ye Zablotskiy und Yu A Korostelev. „Measurement of resonance vibrations of turbine blades with the ELURA device“. In: *Energomashinostroneniye, (USSR)* 2 (1970), S. 36–39.
- [ZKS74] IE Zablotskii, Yu A Korostelev und LB Sviblov. *Contactless measuring of vibrations in the rotor blades of turbines*. Techn. Ber. DTIC Document, 1974.
- [ZZ00] M Zielinski und G Ziller. „Noncontact vibration measurements on compressor rotor blades“. In: *Measurement Science and Technology* 11.7 (2000), S. 847.