

Masterarbeit

Laufschaufelmomente von Kaplanturbinen bei Durchgang

Christoph Kaiser

MatNr. 0731148

März 2014

Begutachter: O.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Jaberg
Betreuer: Univ.-Ass. Dipl.-Ing. Markus Moshammer

Technische Universität Graz
Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen

Deutsche Fassung:
Beschluss der Curricula-Kommission für Bachelor-, Master- und Diplomstudien vom 10.11.2008
Genehmigung des Senates am 1.12.2008

EIDESSTÄTTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am

.....
(Unterschrift)

Englische Fassung:

STATUTORY DECLARATION

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

.....
date

.....
(signature)

Danksagung

Diese Diplomarbeit entstand am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen an der Technischen Universität Graz. Aus diesem Grund möchte ich mich ganz besonders beim Institutsleiter Herrn O.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Jaberg bedanken, der mir diese Arbeit ermöglicht hat.

Ein besonderer Dank gilt auch meinem Universitätsbetreuer Dipl.-Ing. Markus Mosshammer, unter dessen Anleitung die Untersuchungen für diese Arbeit durchgeführt wurden und der mich immer durch viel Engagement und konstruktive Kritik so tatkräftig unterstützt hat. Die zahlreichen Diskussionen über unterschiedlichste Problemstellungen und den daraus hervorgehenden Denkanstößen haben zum Entstehen dieser Arbeit beigetragen.

Des Weiteren möchte ich Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Benigni danken, der mich durch gezielte Fragen und professionelle Anregungen bei der Umsetzung meiner Ideen unterstützt hat.

Ein großer Dank geht auch an die Firma Andritz Hydro, die mir das Thema dieser Diplomarbeit ermöglicht hat. Danke für die Einblicke in die Firma, das Vertrauen und die Unterstützung. Dabei möchte ich mich ganz besonders bei Herrn Dipl.-Ing. Erich Wurm und Herrn Dipl.-Ing. Erwin Oberbichler bedanken, welche die Betreuung innerhalb der Firma übernommen haben.

Nicht zuletzt gilt mein besonderer Dank meiner Familie, die mich während meiner gesamten Ausbildung ermutigt und mir den notwendigen Rückhalt gegeben hat.

Kurzfassung

Titel: Laufschaufelmomente von Kaplan turbinen bei Durchgang

Um sich in der Energiewirtschaft behaupten zu können, müssen immer leistungsstärkere und effizientere Wasserkraftanlagen entwickelt werden. Ein hoher Wirkungsgrad kann nur durch aufwändige Schaufelgeometrien erreicht werden, welche jedoch auch unter extremen Belastungen, wie sie bei Durchgang entstehen, nicht an ihre Belastungsgrenzen stoßen dürfen. Ein entscheidender Wettbewerbsvorteil kann erzielt werden, indem die auftretenden Belastungen möglichst genau berechnet werden können. Dadurch ist man in der Wahl der Geometrie freier und kann die Anlage bzw. das Material bis an ihre Belastungsgrenzen, mit eingerechnetem Sicherheitszuschlag, beanspruchen.

Bisher wurde das Laufschaufelmoment mit Hilfe einer vereinfachten Lastannahme, welche dabei die größtmögliche Belastung beschreibt, berechnet. Das so ermittelte Laufschaufelmoment ist erfahrungsgemäß um ein Vielfaches zu groß, weshalb die gesamte Anlage überdimensioniert wird. Diese Erfahrungen beruhen auf dem Vergleich mit Messungen, welche jedoch aus Kostengründen nur dann durchgeführt werden, wenn sie vom Kunden ausdrücklich gewünscht werden. Des Weiteren finden Messungen erst in einem sehr späten Stadium der Turbinenentwicklung statt, weswegen sie für die erste Entwicklung auch nicht verwendet werden können.

Ziel dieser Arbeit ist es somit, das Laufschaufelmoment bei Durchgang in einem möglichst frühen Stadium der Entwicklung so genau wie möglich abzuschätzen. Dafür werden Ansätze entwickelt, mit denen CFD-Berechnung durchgeführt werden, welche im Anschluss mit den Messungen verglichen und auf ihre Richtigkeit geprüft werden.

Schlagwörter: Laufschaufelmoment, Kaplan, Turbine, Durchgang

Abstract

Title: Runner blade torque of Kaplan turbines at runaway

In order to be able to compete in the energy industry there have to be developed more powerful and more efficient water turbines. High efficiency can only be achieved by complex blade geometries. Even under extreme conditions, such as arise at runaway, these geometries must not reach their load limits. A key competitive advantage can be achieved as the loads that occur can be calculated as accurately as possible. As a result of such calculations the parameters of the turbine geometry can be chosen freer and it is possible to claim up near to the limits of the material.

Until now, the runner blade torque was calculated by using a simplified design load, which describes the highest possible load. Experience has shown that the determined runner blade torque is many times too large and that consequently the entire system is oversized. These experiences are based on the comparison with measurements which for cost reasons only carried out if they are specifically requested by a customer. Furthermore, measurements are realised at a very late stage of the turbine development and therefore can not be used for the first development steps.

The aim of this study is, to estimate the runner blade torque at runaway at an early stage of the development and as accurately as possible. Therefore, methods are developed which are applied to CFD calculations. These methodes are subsequently compared with the measurements and checked for accuracy.

Keywords: runner blade torque, Kaplan, turbine, runaway

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	1
1.1. Aufgabenstellung und Zielsetzung	1
1.2. Vereinfachte Lastannahme	1
1.3. Vorgehensweise	3
2. Grundlagen	4
2.1. Funktionsprinzip und Aufbau von Kaplan turbinen	4
2.2. Einsatzbereich von Kaplan turbinen	6
2.3. Grundkenntnisse	8
2.4. Lastfall Durchgang	16
2.5. Zusammensetzung der Laufschaufelmomente	17
2.5.1. Hydraulisches Laufschaufelmoment (T_{Bh})	17
2.5.2. Laufschaufelmoment infolge der Fliehkraft (T_{Be})	20
2.6. Das Geschwindigkeitsdreieck	22
2.7. Off-Design Behaviour von Kaplan turbinen	25
2.8. Thoma-Zahl (σ)	28
2.9. Dimensionslose Kennzahlen	30
3. Messung am Modell	34
3.1. Ähnlichkeitsgesetze	34
3.2. Prüfstand	38
3.3. Messung des Schaufelmoments	40
3.4. Datensammlung und Datenaufbereitung	40
3.4.1. Übersicht der verschiedenen Anlagen	41
3.4.2. Messdaten	42
3.4.3. Digitalisierung	43
3.4.4. Definition des Laufschaufelwinkels	44
3.4.5. Darstellungsform	47
4. Vergleich der gewählten Anlagen	50
4.1. Vergleich der einzelnen Anlagenmesswerte	50
4.2. Vergleich der Geometrien	56
4.3. Auftreten des maximalen hydraulischen Laufschaufelmoments	60
5. Laufschaufelmoment infolge der Fliehkraft	63
5.1. Daten aus Messung	63
5.2. Daten aus analytischer Berechnung	64
5.3. Vergleich: Messung - Analytische Berechnung	65

5.4. Zusammensetzung und Größenordnung der Laufschaufelmomente	67
6. Hydraulisches Laufschaufelmoment	69
6.1. Hydraulisches Laufschaufelmoment bei Durchgang unter σ -high	69
6.1.1. Daten aus Messung	70
6.1.2. CFD-Berechnung	73
6.1.2.1. Methode und Randbedingungen	74
6.1.2.2. Daten aus der CFD-Berechnung	76
6.1.3. Vergleich von Messung und CFD-Berechnung	77
6.2. Hydraulisches Laufschaufelmoment bei Durchgang mit σ -Einfluss	82
6.2.1. Daten aus Messung	83
6.2.2. CFD-Berechnung	85
6.2.2.1. Anpassung an das richtige Druckniveau (p_{Shift})	85
6.2.2.2. Abschneiden mit dem Dampfdruck (p_{Cut})	89
6.2.2.3. Berechnung des hydraulischen Laufschaufelmoments an-	
hand des geschobenen und durch den Dampfdruck be-	
grenzten Drucks	90
6.2.2.4. Sensitivitätsanalyse	91
6.2.2.5. CFD-Ergebnisse	93
6.2.3. Vergleich von Messung und CFD-Berechnung	95
6.3. Vergleich der Kavitationsfläche zw. CFD und Messung	98
6.4. Ergebnisse der kavitationsfreien Rechnung über σ variiert	102
7. Zusammenfassung und Ausblick	107
A. Anhang	A 1

Abbildungsverzeichnis

1.1. Bezugshöhen einer Kaplanmaschine (modifiziert von Jaberg, 2012, S.349)	2
1.2. Vereinfachte Lastannahme	3
2.1. Wirkungsgradkennlinie einer Kaplanmaschine, erstellt aus den Kennlinien von Propellerturbinen mit unterschiedlichen Laufradstellungen (Giesecke & Mosonyi, 2009, S.525)	5
2.2. Aufbau einer Kaplanmaschine (Giesecke & Mosonyi, 2009, S.571)	6
2.3. Einsatzbereich verschiedener Turbinentypen in Abhängigkeit der Fallhöhe und der spezifischen Drehzahl (modifiziert von Voith, o.J)	7
2.4. Einsatzbereich verschiedener Turbinentypen in Abhängigkeit der Fallhöhe und des Durchflusses (Höller & Grein, 1984)	7
2.5. Koordinatensystem und Zapfenachse	8
2.6. Profilschnitt mit dem Radius (R) an Schaufel mit beliebigen Laufschaufelwinkel (β)	9
2.7. Ein- und Austrittswinkel an einer Laufschaufel in einem mittleren Zylinderschnitt	10
2.8. Sehne und relative Sehnenlänge (Jaberg, 2012, S.100)	11
2.9. Staupunkt eines umströmten Körpers (Spurk & Aksel, 2008, S.328)	12
2.10. Wirkungsrichtung des Laufschaufelmoments TB	13
2.11. Berechnung des hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh)	18
2.12. Druckverteilung über der relativen Sehnenlänge für einen On-Cam BP (links) und Off-Cam BP (rechts) in einem beliebigen mittleren Profilschnitt	19
2.13. Berechnung des Laufschaufelmoments infolge der Fliehkraft (TBc)	21
2.14. Allgemeines Geschwindigkeitsdreieck	23
2.15. Aufbau eines Geschwindigkeitsdreiecks	23
2.16. Aufbau eines Geschwindigkeitsdreiecks mit drallfreiem Austritt	25
2.17. Einfluss einer Durchflussänderung auf das Geschwindigkeitsdreieck	26
2.18. Einfluss einer Fallhöhenänderung auf das Geschwindigkeitsdreieck	27
2.19. Beispiel für ein Geschwindigkeitsdreieck bei Durchgang	27
2.20. Wandnahe Implosion von Dampfblasen (modifiziert von Barth, 2004, S.16)	28
2.21. Definition der Saughöhe H_s (modifiziert von Jaberg, 2012, S.349)	29
3.1. Aufwertbare und nicht aufwertbare Verluste (IECNorm, 1999, S.511)	37
3.2. Aufwertung (Scale-Up) zwischen Modell und Prototyp (modifiziert von IECNorm, 1999, S.513)	38
3.3. Prüfstandsaufbau für Kaplanmaschinen (Hydro, 2010)	39
3.4. Beispielmessung des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh_{ED}) bei Durchgang anhand der Anlage $K5 - 655$ (Hydro, 2006a, S.10)	43

3.5.	Definition des Laufschaufelwinkels (β) durch Andritz Hydro Linz (β -Definition) (Hydro, 2008, S.1)	45
3.6.	Definition des Laufschaufelwinkels (β) durch Andritz Hydro GE Canada bzw. Finnland (β -Definition) (GE-Canada, o. J., S.2)	46
3.7.	Einheitliche Darstellungsform des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh_{ED}) über dem spezifischen Durchfluss (Q_{ED}) anhand der Anlage $K5 - 2106$	47
3.8.	Einheitliche Darstellungsform der spezifischen Drehzahl (n_{ED}) über dem spezifischen Durchfluss (Q_{ED}) anhand der Anlage $K5 - 2106$	48
4.1.	Vergleich der einzelnen Anlagen für den Bereich bis $\alpha_{max} = 40^\circ$	54
4.2.	Vergleich der einzelnen Anlagen für den Bereich bis $\alpha_{max} = 60^\circ$	54
4.3.	Vergleich von n_{ED} , Q_{ED} und TBh_{ED} der Anlagen $K5-2106$, $K5-605AR$ und $K5 - 540F$	55
4.4.	Durchmesser (205 und 270mm), an denen die Profilschnitte durchgeführt werden, anhand der Anlage $K5 - 2106$	56
4.5.	Profilschnitte der einzelnen Flügel bei den Durchmessern 205 mm (links) und 270 mm (rechts)	57
4.6.	Abstand der Eintrittskante und Austrittskante zur Zapfenachse in einem Profilschnitt anhand der Anlage $K5 - 2106$	58
4.7.	Vergleich der Abstände a und b der einzelnen Anlagen	58
4.8.	Profilschnitte der untersuchten Anlagen bei den Durchmessern 205 mm (unten) und 270 mm (oben) übereinandergelegt	59
4.9.	Bereich des Laufschaufelwinkels β , in dem das maximale spezifische hydraulische Laufschaufelmoment auftritt	61
5.1.	Messung des Laufschaufelmoments infolge der Fliehkraft (TBc) anhand der Anlage $K5 - 540F$	64
5.2.	Analytische Berechnung des Laufschaufelmoments infolge der Fliehkraft (TBc) anhand der Anlage $K5 - 540F$	65
5.3.	Vergleich von Messung und analytischer Berechnung des Laufschaufelmoments infolge der Fliehkraft (TBc)	66
5.4.	Zusammensetzung und Größenordnung des Laufschaufelmoments (TB)	68
6.1.	Beispiel einer Messung anhand der Anlage $K5 - 2106$	71
6.2.	Messung des hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh) der Anlagen $K5 - 2106$, $K5 - 605AR$, $K5 - 540F$ und $K5 - 725$	72
6.3.	Messung des hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh) der Anlagen $K5 - 416$, $K5 - 655$ und $K5 - 560$	73
6.4.	Aufbau des verwendeten CFD-Modells	75
6.5.	Ergebnisse für das spezifische hydraulische Laufschaufelmoment (TBh_{ED}) der CFD-Berechnungen unter σ -high	76
6.6.	Vergleich des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh) von CFD-Rechnung und Messung	77
6.7.	Vergleich des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh) von CFD-Rechnung und Messung	78

6.8. Vergleich des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh) von CFD-Rechnung und Messung über dem Laufschaufelwinkel (β)	80
6.9. Fehler durch Ausgleichskurve	81
6.10. Messung des hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh_{ED}) bei variablem σ der Anlage $K5 - 605AR$ bei $\beta = 35.31^\circ$	83
6.11. Messung des hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh_{ED}) bei variablem σ der Anlage $K5 - 605AR$ bei $\beta = 26.31^\circ$ und $\beta = 16.31^\circ$	84
6.12. Druckverlauf über der Fläche der Laufschaufel für einen BP bei Durchgang anhand der Anlage $K5 - 605AR$	86
6.13. Anpassung an das richtige Druckniveau	86
6.14. Abschneiden mit dem Dampfdruck	90
6.15. Einfluss der untersuchten Parameter auf das hydraulische Laufschaufelmoment anhand der Anlage $K5 - 605AR$	93
6.16. Berechnung des hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh_{ED}) mit variabler Thoma-Zahl (σ) der Anlage $K5 - 605AR$ bei einem Laufschaufelwinkel von $\beta = 35.31^\circ$ und $\beta = 26.31^\circ$	94
6.17. Berechnung des hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh_{ED}) mit variabler Thoma-Zahl (σ) der Anlage $K5 - 605AR$ bei einem Laufschaufelwinkel von $\beta = 16.31^\circ$	95
6.18. Vergleich des hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh_{ED}) mit variabler Thoma-Zahl (σ) der Anlage $K5 - 605AR$ bei einem Laufschaufelwinkel von $\beta = 35.31^\circ$ und $\beta = 26.31^\circ$	96
6.19. Vergleich des hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh_{ED}) mit variabler Thoma-Zahl (σ) der Anlage $K5 - 605AR$ bei einem Laufschaufelwinkel von $\beta = 16.31^\circ$	97
6.20. Kavitationsbild im On-Cam Betrieb bei BP2026 anhand der Anlage $K5 - 2106$	99
6.21. Druckverteilung an der Saugseite (SS) der Laufschaufel aus der CFD-Berechnung im On-Cam Betrieb bei BP2026 anhand der Anlage $K5 - 2106$	99
6.22. Kavitationsbild im On-Cam Betrieb bei BP1527 anhand der Anlage $K5 - 2106$	101
6.23. Druckverteilung an der Saugseite (SS) der Laufschaufel aus der CFD-Berechnung im On-Cam Betrieb bei BP1527 anhand der Anlage $K5 - 2106$	101
6.24. Druckverteilung über der Fläche der Laufschaufel in einem On-Cam BP (links) und Off-Cam (rechts) anhand der Anlage $K5 - 2106$	102
6.25. Einfluss der Thoma-Zahl (σ) auf die spezifische Drehzahl (n_{ED}) und den spezifischen Durchfluss (Q_{ED}) (IEC Norm, 1999, S.335)	103
6.26. Vergleich des hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh_{ED}) der σ -high Rechnung über der Thoma-Zahl (σ) variiert anhand der Anlage $K5 - 605AR$ bei einem Laufschaufelwinkel von $\beta = 35.31^\circ$ und $\beta = 26.31^\circ$. .	104
6.27. Vergleich des hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh_{ED}) der σ -high Rechnung über der Thoma-Zahl (σ) variiert anhand der Anlage $K5 - 605AR$ bei einem Laufschaufelwinkel von $\beta = 16.31^\circ$	105
6.28. Werte für das spezifische hydraulische Laufschaufelmoment der σ -high Berechnung auf σ_{Plant} umgerechnet anhand der Anlage $K5 - 605AR$. .	106

A.1. Vergleich des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh_{ED}) abhängig von der Thoma-Zahl (σ) der Anlage $K5 - 2106$	A 3
A.2. Vergleich des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh_{ED}) abhängig von der Thoma-Zahl (σ) der Anlage $K5 - 655$	A 3
A.3. Vergleich des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh_{ED}) abhängig von der Thoma-Zahl (σ) der Anlage $K5 - 540F$	A 4
A.4. Vergleich des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh_{ED}) abhängig von der Thoma-Zahl (σ) der Anlage $K5 - 605AR$	A 5
A.5. Vergleich des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh_{ED}) abhängig von der Thoma-Zahl (σ) der Anlage $K5 - 605AR$	A 6
A.6. Vergleich des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh_{ED}) bei σ -high (links) und σ_{Plant} (rechts) der Anlage $K5 - 2106$	A 6
A.7. Vergleich des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh_{ED}) bei σ -high (links) und σ_{Plant} (rechts) der Anlage $K5 - 540F$	A 7
A.8. Vergleich des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh_{ED}) bei σ -high (links) und σ_{Plant} (rechts) der Anlage $K5 - 655$	A 7
A.9. Vergleich des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh_{ED}) bei σ -high (links) und σ_{Plant} (rechts) der Anlage $K5 - 416$	A 7
A.10. Vergleich des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh_{ED}) bei σ -high (links) und σ_{Plant} (rechts) der Anlage $K5 - 725$	A 8
A.11. Vergleich des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh_{ED}) bei σ -high (links) und σ_{Plant} (rechts) der Anlage $K5 - 605AR$	A 8
A.12. Vergleich des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh_{ED}) bei σ -high (links) und σ_{Plant} (rechts) der Anlage $K5 - 560$	A 8

Tabellenverzeichnis

2.1. Unterschiedliche Bereiche der Durchgangsdrehzahl für Kaplan turbinen .	16
2.2. Verschiedene Definitionen der dimensionslosen Kennzahlen (VATECH, o.J.)	32
3.1. Übersicht der behandelten Anlagen	42
3.2. Unterschiedliche Definition des Laufschaufelwinkels (β)	44
4.1. Anlagenwerte für den Betrachtungsbereich von $\alpha = 20^\circ$ bis 40°	51
4.2. Anlagenwerte für den Betrachtungsbereich von $\alpha = 20^\circ$ bis 60°	52
4.3. Bereich des Laufschaufelwinkels (β), in dem das maximale spezifische hydraulische Laufschaufelmoment ($T B h_{ED}$) auftritt	62
6.1. Übersicht der maximalen Abweichung des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments ($T B h_{ED}$) aller untersuchten Anlagen	79
6.2. Werte für Sensitivitätsanalyse	92
6.3. Eckdaten der Betriebspunkte für den Vergleich der Kavitationsfläche . .	98

Abkürzungsverzeichnis

AK	Austrittskante
BP	Betriebspunkt
CAD	Computer Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
DMS	Dehnmessstreifen
DS	Druckseite
EK	Eintrittskante
FEM	Finite Elemente Methode
IEC	International Electrotechnical Commission
SS	Saugseite

Variablenverzeichnis

Lateinische Buchstaben

A	m^2	Fläche
a	m	Abstand zw. EK und Zapfenachse in einem Profilschnitt
B^*	m	reduzierter Barometerstand
b	m	Abstand zw. AK und Zapfenachse in einem Profilschnitt
c	m/s	Absolutgeschwindigkeit
c_m	m/s	Meridiangeschwindigkeit
c_p	1	normierter Druck
c_u	m/s	Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit
D	m	Durchmesser
D_H	m	Nabendurchmesser
D_M	m	Modelldurchmesser
D_S	m	Außendurchmesser
F_R	N	Fliehkraft
g	m/s^2	Erdbeschleunigung
H	m	Fallhöhe
H_{amb}	m	Atmosphärenhöhe
HCL	m	Höhe Centerline
HOW	m	Höhe des Oberwassers
H_s	m	Saughöhe
HUW	m	Höhe des Unterwassers
H_{va}	m	Dampfdruckhöhe

I_{yz}	kg m ²	Deviationsmoment um die x-Achse
LDR	1	Drehsinn des Laufrades
L_r	1	relative Sehenlänge
N	1	Nabenverhältnis
$NPSH$	m	Net positive suction head
n	1/min	Drehzahl
n_N	1/min	Nenndrehzahl
n_q	1/min	spezifische Drehzahl
n_R	1/min	Durchgangsdrehzahl
n_s	1/min	spezifische Drehzahl
P	W	Leistung
p	Pa	Druck
p_{amb}	Pa	Atmosphärendruck
p_{va}	Pa	Dampfdruck
Q	m ³ /s	Durchfluss
R	m	Radius
Re	1	Reynolds-Zahl
TB	N m	Laufschaufelmoment
TBc	N m	Laufschaufelmoment infolge der Fliehkraft
TBh	N m	hydraulisches Laufschaufelmoment
u	m/s	Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades
w	m/s	Relativgeschwindigkeit
x	m	x-Abstand

Y	m^2/s^2	spezifische Stutzenarbeit
y	m	y-Abstand
z	m	z-Abstand

Griechische Buchstaben

α	$^\circ$	Leitschaufelwinkel
β	$^\circ$	Laufschaukelwinkel
β_a	$^\circ$	Austrittswinkel
β_e	$^\circ$	Eintrittswinkel
Δ	1	Differenz
δ	1	Durchmesserziffer
η	1	Wirkungsgrad
λ	1	Leistungsziffer
ν	m^2/s	kinematische Viskosität
ρ	kg/m^3	Dichte
σ	1	Thoma-Zahl
σ_L	1	Laufziffer
φ	1	Durchflussziffer
ψ	1	Druckziffer
ω	1/s	Winkelgeschwindigkeit

Hinweis: Alle Abkürzungen und Formelzeichen, welche nicht in der Nomenklatur angeführt sind, gehen aus dem Textzusammenhang hervor.

1. Einleitung

In der Energiewirtschaft herrscht ein harter Wettbewerb. Um sich am Markt behaupten zu können, müssen immer leistungsstärkere und besonders effiziente Wasserkraftanlagen konstruiert werden. Hohe Wirkungsgrade können nur mit sehr aufwändigen Schaufelgeometrien erreicht werden, welche jedoch auch unter extremen Lastfällen wie Durchgang (siehe Kapitel 2.4) nicht an ihre Belastungsgrenzen stoßen dürfen. Je genauer die auftretenden Belastungen bekannt sind, desto freier ist man in der Wahl der Geometrie, wodurch ein Wettbewerbsvorteil geschaffen werden kann.

Zu Beginn dieser Arbeit wird die Aufgabenstellung, die Zielsetzung und die Vorgehensweise dieser Masterthesis vorgestellt, um einen kurzen Überblick zu erhalten.

1.1. Aufgabenstellung und Zielsetzung

Die Form der Kaplanschaufeln wird je nach Anforderungsprofil von einem Ingenieur ausgelegt, mit Computational Fluid Dynamics (CFD) optimiert und anschließend mit Finite Elemente Methode (FEM) hinsichtlich der Spannungen und Verformungen geprüft. Der Normalbetrieb kann über die Druckverteilung der CFD-Berechnungen problemlos abgebildet werden. Eine CFD-Berechnung für Durchgang ist wesentlich problematischer und wird daher nicht standardmäßig durchgeführt. Die Belastungen der Schaufeln sind bei Durchgang wesentlich höher als bei Normalbetrieb, weshalb besonders in diesem Lastfall entsprechende Spannungs- und Deformationskriterien eingehalten werden müssen, was bisher mit Hilfe von vereinfachten Lastannahmen (siehe Kapitel 1.2) gewährleistet wird. Ziel dieser Arbeit ist es, mit Hilfe von Messungen und CFD-Rechnungen, repräsentative Druckverteilungen für die FEM zu entwickeln, um eine effiziente Auslegung zu ermöglichen.

1.2. Vereinfachte Lastannahme

Die auftretenden Belastungen für den Lastfall Durchgang sind bisher nicht mit CFD berechnet worden und daher ist auch kein Druckverlauf zur Berechnung der Kräfte

bekannt. Um den benötigten Festigkeitsnachweis erstellen zu können, müssen vereinfachte Lastannahmen getroffen werden, wobei hier von der höchstmöglichen Belastung der Laufschaufeln ausgegangen werden muss, welche bei der maximalen Höhe ($H_{L\max}$) zu Stande kommt. Diese berechnet sich aus der Differenz der Höhe des Oberwassers (HOW) und Höhe Centerline (HCL) plus der Atmosphärenhöhe (siehe Formel 1.1). Dabei ist zu beachten, dass die größte Höhe des Oberwassers verwendet wird.

$$H_{L\max} = HOW - HCL + H_{\text{amb}} \quad [m] \quad (1.1)$$

Abbildung 1.1 zeigt eine Übersicht einer Wasserkraftanlage, worin HOW und HCL graphisch dargestellt sind. HOW ist der Höhenunterschied zwischen Oberwasser und der Bezugskote $z = 0$. Als Bezugskote dient ein beliebig gewählter Punkt im Gelände, von dem aus alle Höhen bestimmt werden. Die Höhendifferenz zwischen Laufrad Mitte (engl.: Centerline) und der Bezugskote wird als HCL definiert.

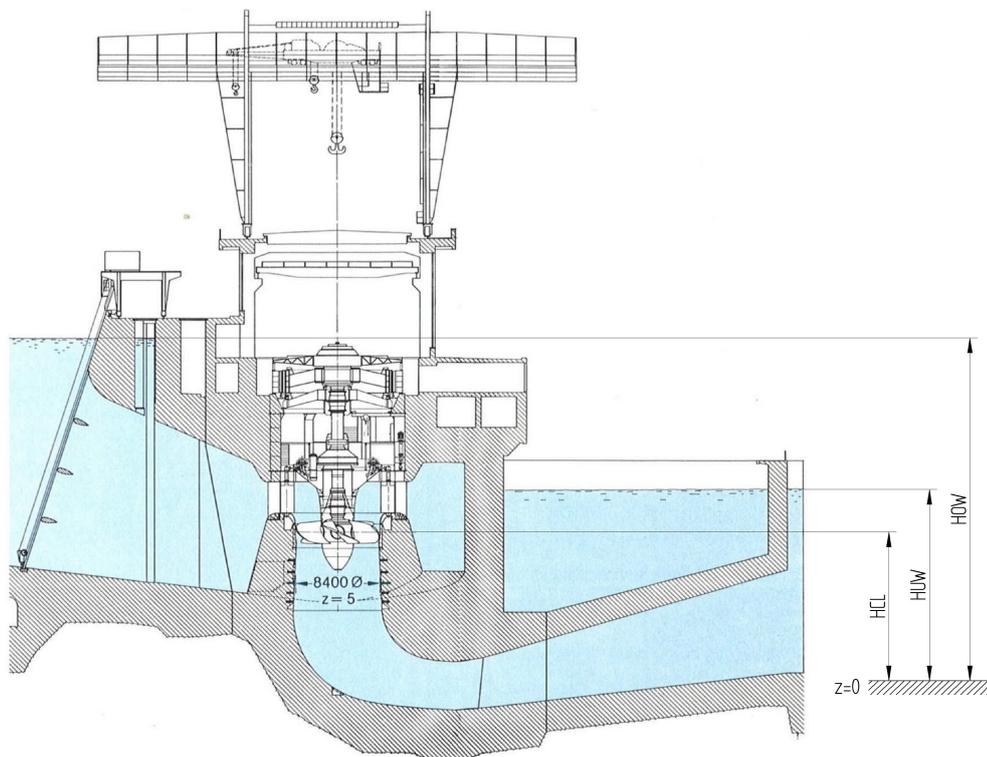


Abbildung 1.1.: Bezugshöhen einer Kaplanturbine (modifiziert von Jaberg, 2012, S.349)

Der Verlauf dieser Last wird als Rechteckverteilung angenommen, welche dann links und rechts der Zapfenachse (siehe Kapitel 2.3) aufgetragen wird. Da bei Durchgang das

Moment immer öffnend wirkt (siehe Kapitel 2.3), wird auch für die vereinfachte Lastannahme die Anordnung so gewählt. Das bedeutet: Von der Eintrittskante (EK) bis zur Zapfenachse wird die Last auf der Saugseite (SS) aufgetragen und von der Zapfenachse bis zur Austrittskante (AK) die Last auf der Druckseite (DS). Das größtmögliche Moment tritt dann auf, wenn auf der jeweils gegenüberliegenden Seite Vakuum (d.h. Höhe Null) angenommen wird. In Abbildung 1.2 ist diese Lastannahme an einem Flügel im Profilschnitt für einen beliebigen Laufschaufelwinkel graphisch dargestellt.

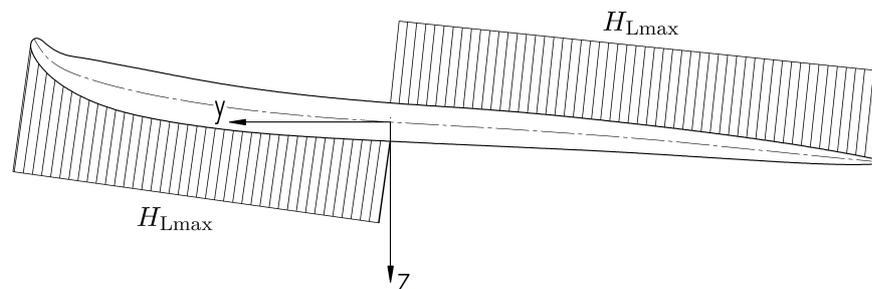


Abbildung 1.2.: Vereinfachte Lastannahme

1.3. Vorgehensweise

Um einen Einblick in die Thematik zu bekommen, werden zuerst die Grundlagen der Kaplan-turbinen veranschaulicht. Weiters werden die Zusammensetzung der Schaufelmomente und die Hintergründe der Modellmessung beschrieben.

Aus einer Vielzahl an Messungen werden zu Beginn dieser Arbeit mehrere Anlagen ausgewählt, mit denen die nachfolgenden Untersuchungen durchgeführt werden. Relevant sind hierfür jene Messungen, bei denen für den Lastfall Durchgang die Laufschaufelmomente gemessen wurden.

Die gewählten Anlagen müssen im Anschluss auf eine einheitliche Form gebracht werden, um sie miteinander vergleichen zu können. Dies ist notwendig, da die Messungen dieser Anlagen von verschiedenen Firmen durchgeführt wurden und somit in teilweise sehr unterschiedlicher Form vorliegen.

Für die gewählten Anlagen werden CFD-Rechnungen durchgeführt, welche in weiterer Folge mit den Messungen verglichen werden. Damit die Rechnungen bzw. die Rechenzeiten nicht zu umfangreich werden, wird versucht, das Setup so einfach wie möglich zu gestalten.

Der Vergleich der CFD-Rechnungen mit den Messungen soll veranschaulichen, dass die CFD-Rechnungen ein geeignetes Mittel sind, um die Laufschaufelmomente bei Durchgang zu ermitteln.

2. Grundlagen

Dieses Kapitel bildet die Basis für die weitere Arbeit und gibt einen kurzen Überblick über die Funktionsweise und den Einsatzbereich von Kaplan turbinen. Es wird der Lastfall Durchgang und auch weitere wichtige Grundlagen wie die Entstehung und Zusammensetzung der Laufschaufelmomente, Geschwindigkeitsdreiecke und die Thoma-Zahl beschrieben. Im Anschluss wird ein kurzer Überblick der Modellmessung mit ihren physikalischen Hintergründen gegeben.

2.1. Funktionsprinzip und Aufbau von Kaplan turbinen

Die Kaplan turbine ist eine Weiterentwicklung der Propellerturbine und wurde 1913 von Viktor Kaplan entwickelt und patentiert (Giesecke & Mosonyi, 2009, S.7). Es handelt sich dabei um eine axiale Überdruckturbine, welche im Nieder- und Mitteldruckbereich, sowohl in vertikaler als auch in horizontaler Bauweise, zum Einsatz kommt. Genutzt wird im Gegensatz zu einer Gleichdruckturbine (z.B.: Peltonturbine) nicht der Staudruck, sondern der Tragflügeleffekt (Schwab, 2012, S.199). Eine Besonderheit dieser Turbine ist, dass neben den verstellbaren Leitschaufeln auch die Laufschaufeln beweglich sind, was eine Doppelregulierung ermöglicht. Der Wirkungsgradverlauf einer Kaplan turbine ergibt sich durch die verstellbaren Laufschaufeln aus den Maximalwerten der einzelnen Propellerturbinen (Giesecke & Mosonyi, 2009, S.524f). Eine mögliche Wirkungsgradkennlinie (Kaplan kurve) mit den darunterliegenden Propellerkurven ist in Abbildung 2.1 graphisch dargestellt.

Eine Kaplan turbine besteht je nach Größe aus Spirale, Stützschaufelring, Leitschaufeln, Laufrad und Saugrohr. Kleinere Anlagen besitzen einen Einlaufschacht bzw. eine vereinfachte Halbspirale. Large Hydro Anlagen (Großwasserkraftanlagen) weisen eine Einlaufspirale auf, die bis zu einer Fallhöhe von ca. 20m aus Beton und darüber als Stahlspirale ausgebildet wird. In der Spirale wird die potentielle Energie in kinetische Drallenergie umgewandelt und dem Laufrad gleichmäßig, das heißt mit gleicher Geschwindigkeit entlang des Umfangs, zugeführt (Jaberg, 2012, S.87). Reguliert wird die Beaufschlagung durch die verstellbaren Leitschaufeln, welche bei Kaplan turbinen auch als Verschlussorgan dienen. Die Turbine wird durch das zugeführte Wasser, welches eine

auf die Flügel wirkende Impulskraft auslöst, in Rotation versetzt. Die Kraft wird über die Zapfenachse, welche in der Laufradnabe gelagert ist, auf die Turbinenwelle übertragen, welche wiederum den Generator antreibt. Bei kleineren Turbinen ist es durchaus üblich ein Getriebe zur Steigerung der Generator Drehzahl einzusetzen, wodurch der Generator kostengünstiger ausgeführt werden kann.

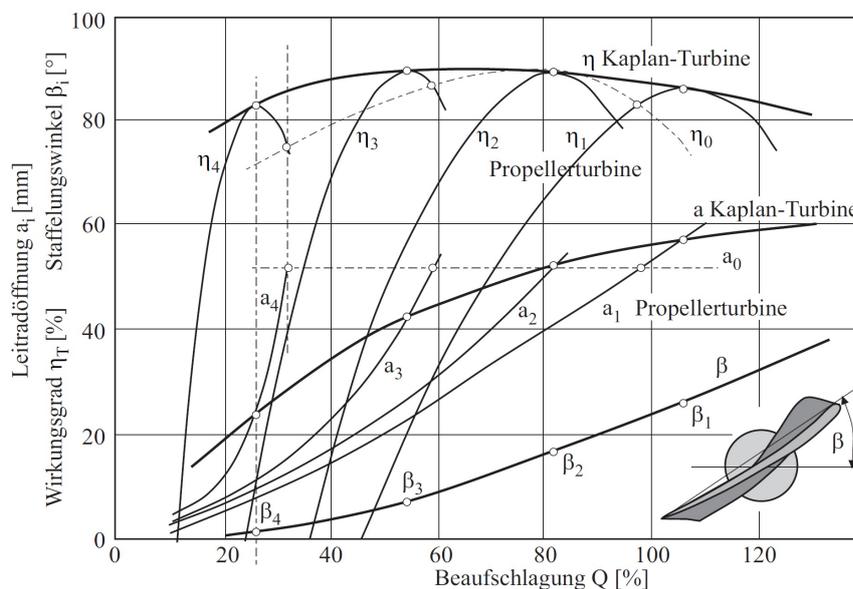


Abbildung 2.1.: Wirkungsgradkennlinie einer Kaplan-Turbine, erstellt aus den Kennlinien von Propellerturbinen mit unterschiedlichen Laufradstellungen (Giesecke & Mosonyi, 2009, S.525)

Das nach der Turbine in Strömungsrichtung folgende Saugrohr ist besonders wichtig, da das Wasser nach dem Laufradaustritt immer noch energiebehaftet ist. Mit Hilfe des Saugrohrs kann ein Teil der Geschwindigkeitshöhe, des aus dem Laufrad strömenden Wassers, zurückgewonnen werden, indem der Höhenunterschied zwischen dem Unterwasserspiegel und dem Laufradaustritt genutzt wird (Giesecke & Mosonyi, 2009, S.570ff).

Je nach Fallhöhe und Durchfluss variiert die Laufschaufelanzahl. Mit steigender spezifischen Drehzahl sinkt die Anzahl der Schaufeln. Normalerweise werden Kaplan-turbinen mit drei bis acht Schaufeln ausgeführt.

In dieser Arbeit werden ausschließlich vertikale Kaplan-turbinen behandelt, weswegen in Abbildung 2.2 auch eine Kaplan-turbine in vertikaler Bauweise mit ihren einzelnen Komponenten dargestellt ist. Zusätzlich wird der Verstellmechanismus der Laufschaufeln veranschaulicht.

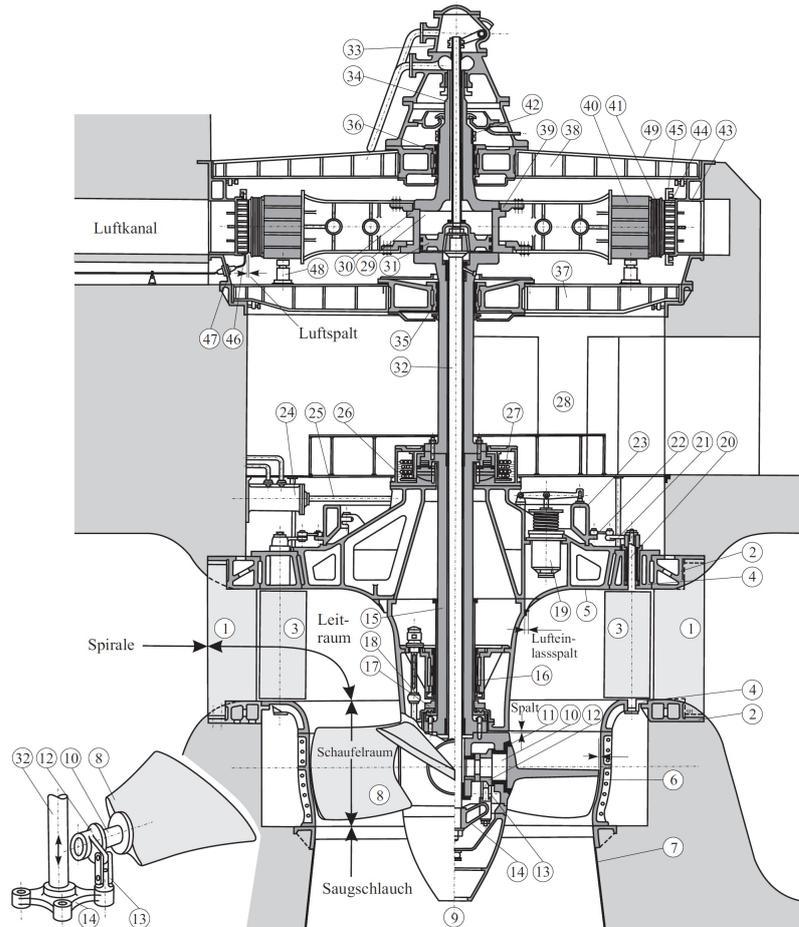


Abbildung 2.2.: Aufbau einer Kaplanmaschine (Giesecke & Mosonyi, 2009, S.571)

2.2. Einsatzbereich von Kaplanmaschinen

Welcher Turbinentyp zum Einsatz kommt, hängt vor allem von der Fallhöhe (H), dem zur Verfügung stehenden Durchfluss (Q) und der Drehzahl (n) ab. Kaplanmaschinen werden generell bei großem Durchfluss und eher geringer Fallhöhe eingesetzt. Einen guten Überblick über den Einsatzbereich der unterschiedlichen Turbinenarten ermöglicht auch die Betrachtung der spezifischen Drehzahl (n_q). Sie stellt eine der wichtigsten Kennzahlen bei Turbinen dar und wird in Kapitel 2.3 ausführlicher behandelt.

In Abbildung 2.3 und 2.4 ist der Einsatzbereich verschiedener Turbinentypen in Abhängigkeit der spezifischen Drehzahl (n_{qr}), der Fallhöhe (H_r) und des Durchflusses (Q) veranschaulicht. Der rot hervorgehobene Bereich in Abbildung 2.3 stellt dabei den Einsatzbereich von vertikalen Kaplanmaschinen dar.

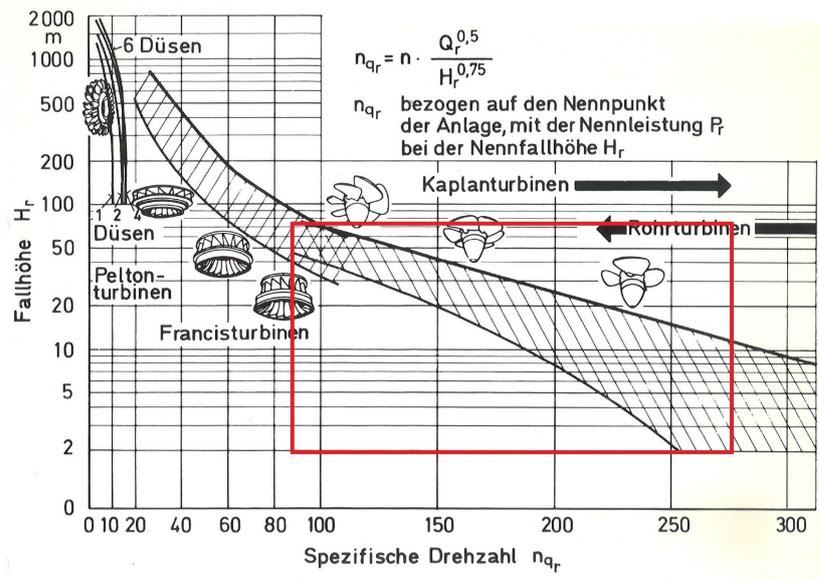


Abbildung 2.3.: Einsatzbereich verschiedener Turbinentypen in Abhängigkeit der Fallhöhe und der spezifischen Drehzahl (modifiziert von Voith, o.J)

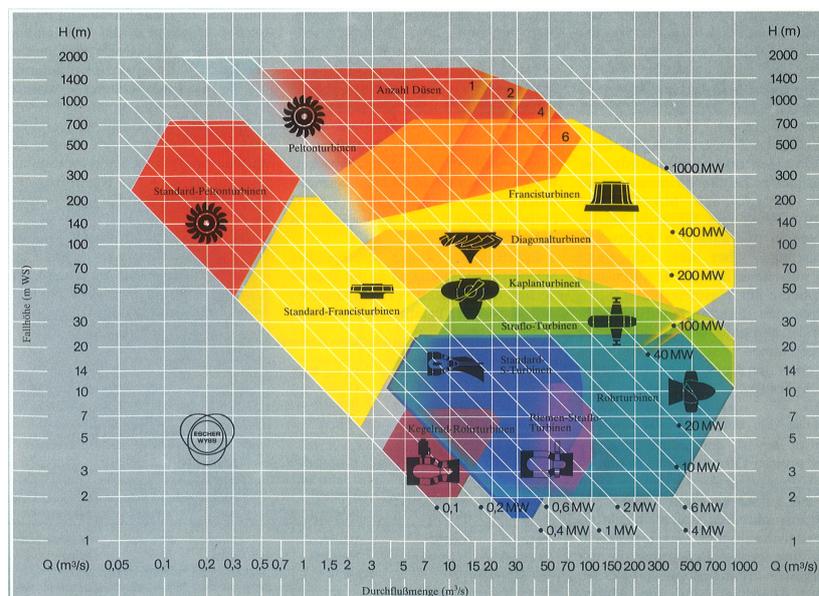


Abbildung 2.4.: Einsatzbereich verschiedener Turbinentypen in Abhängigkeit der Fallhöhe und des Durchflusses (Höller & Grein, 1984)

Aus diesen zwei Abbildungen ist zu erkennen, dass Kaplan-turbinen bis zu einer Fallhöhe von ca. 70 m und bei spezifischen Drehzahlen von 90 – 280 zum Einsatz kommen.

2.3. Grundkenntnisse

Zapfenachse und Definition des Koordinatensystems

Als Zapfenachse wird die Drehachse der Laufschaufeln bezeichnet. Sie ermöglicht das Verstellen der Laufschaufeln und steht im rechten Winkel zur Turbinenwelle. Die Zapfenachse wird als x-Achse definiert, um die das Laufschaufelmoment (T_B) wirkt (Hydro, 2003b, S.8).

In Abbildung 2.5 ist das definierte Koordinatensystem und die Zapfenachse graphisch dargestellt. Die Turbinenwelle ist als z-Achse festgelegt und zeigt in Strömungsrichtung. Durch die Definition der x- und z-Achse ist auch die y-Achse bekannt. Der Drehsinn des Laufrades (LDR) ist technisch positiv ($LDR = +1$), wenn das Laufrad von oben in Strömungsrichtung betrachtet wird (d.h. in z-Richtung) und die Turbine im Uhrzeigersinn dreht. Dreht sie jedoch gegen den Uhrzeigersinn, so hat das Laufrad einen technisch negativen Drehsinn ($LDR = -1$).

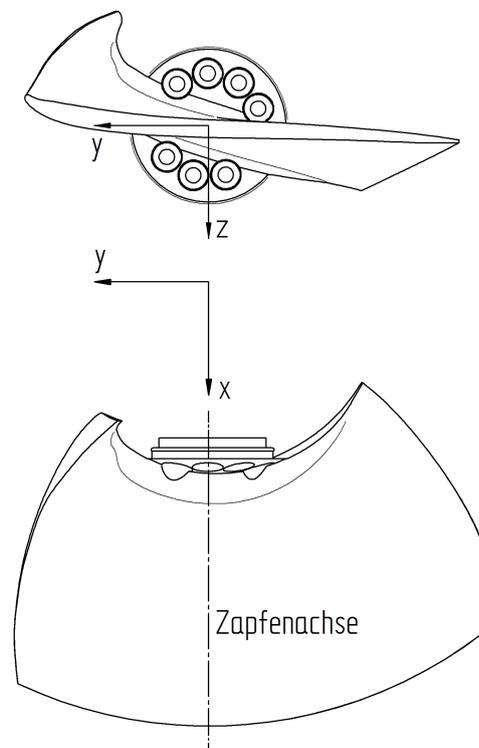


Abbildung 2.5.: Koordinatensystem und Zapfenachse

Leitschaufelwinkel (α) und Laufschaufelwinkel (β)

Der Leitschaufelwinkel gibt den Winkel der Leitschaufeln und somit die Öffnung des Leitapparats an. Durch ihn wird der Durchfluss und die Strömung zur Turbine geregelt.

Ein Leitschaufelwinkel (α) von null bedeutet, dass der Leitapparat geschlossen ist und somit seine Zweitfunktion als Verschlussorgan erfüllt.

Die Laufschaufeln sind nur bei Kaplan-turbinen verstellbar und können um die Zapfenachse gedreht werden. Der Laufschaufelwinkel (β), welcher in Kapitel 3.4.4 ausführlicher behandelt wird, gibt den Winkel der Schaufeln an und ist somit ein Maß für die Öffnung der Turbine. Beide zusammen sind für die Doppelregulierung der Turbine zuständig und ermöglichen eine flache Wirkungsgradkurve (siehe Abbildung 2.1).

Betriebspunkt (BP)

Als Betriebspunkt wird ein Zustand bezeichnet, in dem die Turbine betrieben wird. Er ist durch die Höhe des Oberwassers (HOW), Höhe des Unterwassers (HUW), den Laufschaufelwinkel (β) und den Leitschaufelwinkel (α) bei konstanter Drehzahl ($n = const.$) genau definiert.

Profilschnitt

Ein Schnitt entlang eines beliebigen Radius (R) durch die Laufschaufel wird in eine Ebene abgewickelt. Dieser Schnitt wird als Profilschnitt bezeichnet und ist in Abbildung 2.6 dargestellt. Mit Hilfe eines Profilschnitts können unterschiedliche Flügel gut miteinander verglichen werden.

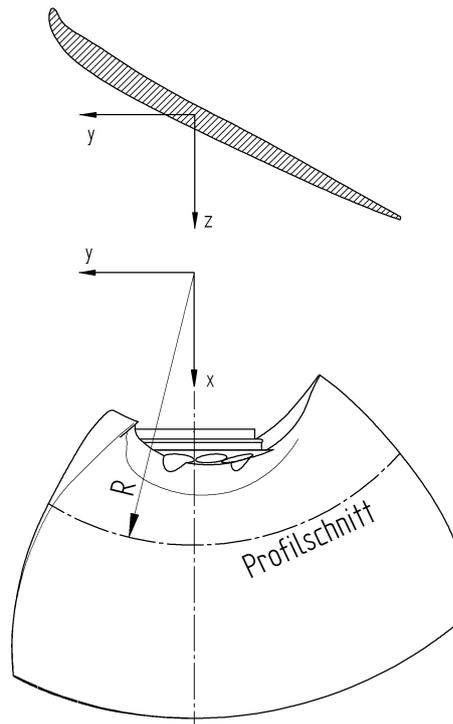


Abbildung 2.6.: Profilschnitt mit dem Radius (R) an Schaufel mit beliebigem Laufschaufelwinkel (β)

Dampfdruck (p_{va})

Der Dampfdruck (engl.: vapour pressure) von Wasser ist derjenige Druck, bei dem ein Gleichgewicht zwischen flüssiger und gasförmiger Phase herrscht. Er ist ein Maß für das Bestreben eines Stoffes, in seine Gasphase überzutreten, und ist nur von der Temperatur abhängig. Eine Zunahme der Temperatur bedeutet eine Erhöhung des Dampfdruckes. Der Dampfdruck kann entweder aus Dampfdrucktafeln abgelesen oder mit Hilfe verschiedener Formeln berechnet werden.

Eintrittswinkel (β_e)

Als Eintrittswinkel wird jener Winkel bezeichnet, mit dem die Strömung auf die Schaufel trifft. Die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades (u) und die Relativgeschwindigkeit (w) an der Eintrittskante (siehe Abbildung 2.7) legen den Eintrittswinkel (β_e) fest. Bei bestem Wirkungsgrad, d.h. im optimalen Betriebspunkt (BP), ist der Eintrittswinkel beinahe ident mit dem Laufschaufelwinkel (siehe Kapitel 3.4.4), wodurch eine optimale Anströmung der Schaufel erreicht wird (Jaberg, 2011, S.54).

Austrittswinkel (β_a)

Der Winkel, unter dem die Strömung von der Austrittskante (AK) der Schaufel abströmt, wird als Austrittswinkel (β_a) bezeichnet. Er wird durch die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades (u) und der Relativgeschwindigkeit (w) an der Austrittskante (siehe Abbildung 2.7) gebildet. Da bei endlicher Schaufelzahl eine Minderleistung auftritt, würde der Austrittswinkel nur bei unendlich vielen Schaufeln mit dem Schaufelwinkel übereinstimmen.

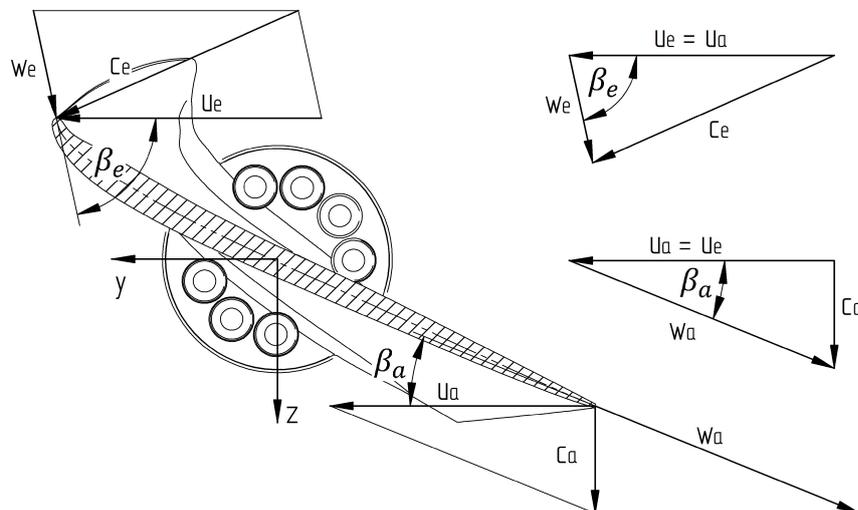


Abbildung 2.7.: Ein- und Austrittswinkel an einer Laufschaufel in einem mittleren Zylinderschnitt

Absolutsystem

In einem Absolutsystem wird die Strömung aus einem feststehenden System, wie z.B.: aus dem Gehäuse der Turbine (Gehäusefestes System), betrachtet.

Relativsystem

Hier erfolgt die Betrachtung der Strömung aus einem bewegten Relativsystem. Dieses System liegt auf einer Schaufel der Turbine (Schaufelfestes System) und rotiert mit der Winkelgeschwindigkeit (ω) um die Turbinenwelle, wodurch die Schaufel für den Beobachter zu einem feststehenden Objekt wird (Bräunling, 2009, S.587).

Nabenverhältnis (N)

Als Nabenverhältnis wird das Verhältnis zwischen Nabendurchmesser (D_H) (engl.: Hub) und Außendurchmesser (D_S) (engl.: Shroud) des Laufrades bezeichnet und wird durch Formel 2.1 beschrieben.

$$N = \frac{D_H}{D_S} \quad [1] \quad (2.1)$$

Das Nabenverhältnis hat einen wesentlichen Einfluss auf den Wirkungsgrad und die Gestaltungsfreiheit des Laufrades, ist jedoch aus Festigkeitsgründen begrenzt. Da bei Durchgang hohe Laufschaufelmomente auftreten und somit die Nabe stark belastet wird, ist es besonders wichtig, die auftretenden Momente genau zu kennen, damit die Nabe optimal ausgelegt werden kann.

Sehne und relative Sehnenlänge

Eine Sehne ist eine gedachte Gerade zwischen Ein- und Austrittskante einer Laufschaufel. In Abbildung 2.8 liegt diese Gerade auf der x-Achse und besitzt die Länge (L).

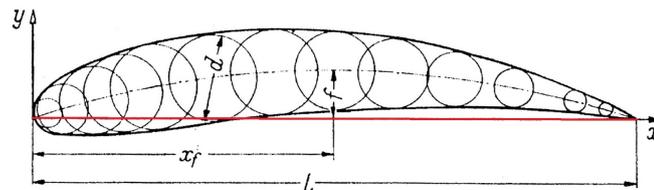


Abbildung 2.8.: Sehne und relative Sehnenlänge (Jaberg, 2012, S.100)

Als relative Sehnenlänge (L_r) wird das Verhältnis der gewählten Länge (x_f), bezogen auf die gesamte Sehnenlänge (L), bezeichnet (siehe Formel 2.2). Sie ist dimensionslos und liegt zwischen null und eins, was bedeutet, dass mit einer relativen Sehnenlänge von $L_r = 0$ die Eintrittskante (EK) und mit einer relativen Sehnenlänge von $L_r = 1$ die Austrittskante (AK) gemeint ist.

$$L_r = \frac{x_f}{L} \quad [1] \quad (2.2)$$

Staupunkt

Auf der Oberfläche eines von einem Fluid angeströmten Körpers gibt es mindestens einen Punkt, in dem die Strömung senkrecht auftrifft (siehe Abbildung 2.9).

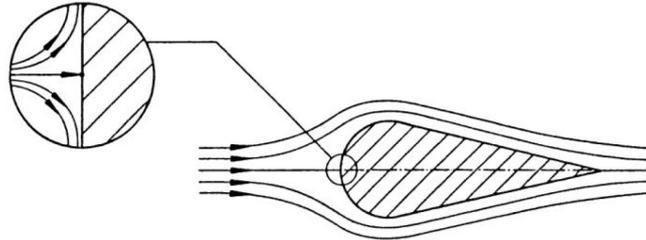


Abbildung 2.9.: Staupunkt eines umströmten Körpers (Spurk & Aksel, 2008, S.328)

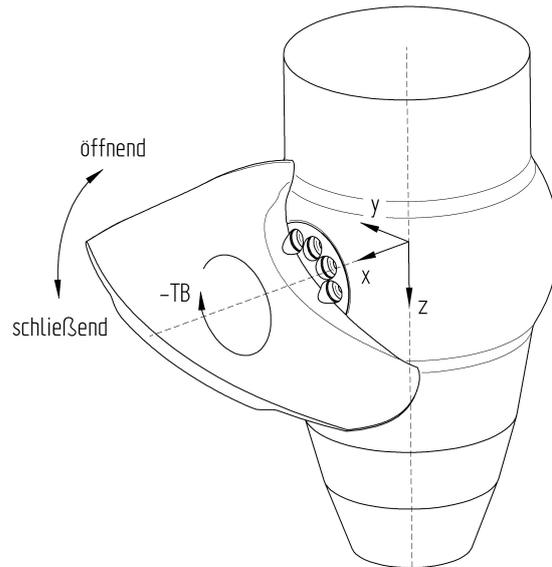
Die Strömungsgeschwindigkeit (Relativgeschwindigkeit) ist in diesem sogenannten Staupunkt gleich null, so dass die kinetische Energie vollständig in Druckenergie umgewandelt wird. Aus diesem Grund besitzt der Staupunkt den höchsten Druck der gesamten Oberfläche des umströmten Körpers (Spurk & Aksel, 2008, S.328).

Wirkungsrichtung des Laufschaufelmoments (TB)

Bei den Schaufelmomenten ist zwischen einem öffnenden und einem schließenden Moment zu unterscheiden. Ein öffnendes Moment bedeutet, dass das Schaufelmoment eine öffnende Wirkung, d.h. ein Bestreben aufweist, den Laufschaufelwinkel (β) zu vergrößern. Dagegen bedeutet ein schließendes Moment, dass die Laufschaufeln das Bestreben haben, sich in ihre Nullstellung, d.h. der Laufschaufelwinkel (β) wird kleiner, zu bewegen. Durch die Festlegung eines Haupt-Koordinatensystems (siehe Kapitel 2.3 Definition des Koordinatensystem) und den daraus resultierenden Teil-Koordinatensystemen ergeben sich für ein öffnend bzw. schließend wirkendes Moment folgende Vorzeichen (Hydro, 2003a, S.3).

öffnendes Moment	→	negatives Vorzeichen
schließendes Moment	→	positives Vorzeichen

In Abbildung 2.10 ist ein öffnendes Laufschaufelmoment (TB), d.h. ein Moment mit negativem Vorzeichen dargestellt. Wird das Moment vom Koordinatensystem aus betrachtet (in x-Richtung), so dreht ein öffnendes Moment gegen und ein schließendes Moment im Uhrzeigersinn.

Abbildung 2.10.: Wirkungsrichtung des Laufschaufelmoments TB

Spezifische Drehzahl (n_q)

Die spezifische Drehzahl ist die Drehzahl einer geometrisch ähnlichen Strömungsmaschine, die einen Durchfluss (Q) von $1 \text{ m}^3/\text{s}$ bei einer Fallhöhe (H) von 1 m aufweist (Jaberg, 2011, S.102). Sie ist unabhängig von der Größe der Maschine, wodurch sie eine der wichtigsten Kennzahlen bei Strömungsmaschinen ist. Mit der spezifischen Drehzahl (n_q) lassen sich nicht nur bestimmte Turbinentypen zuordnen, sondern auch verschiedene Betriebseigenschaften wie Kennlinienverlauf, Wirkungsgrad, usw. ableiten (Giesecke & Mosonyi, 2009, S.516). Formel 2.3 zeigt, wie die spezifische Drehzahl berechnet wird.

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad [\text{min}^{-1}] \quad (2.3)$$

In der Literatur findet man anstelle von n_q noch oft n_s . Die spezifische Drehzahl (n_s) (siehe Formel 2.4) ist die Drehzahl einer geometrisch ähnlichen Maschine, die bei einer Fallhöhe (H) von 1 m eine Leistung (P_T) von 1 kW erzeugt. In der Turbinenleistung (P_T) ist jedoch der Turbinenwirkungsgrad (η_T) enthalten, wodurch eine Vergleichbarkeit mit ähnlichen Strömungsmaschinen nur bedingt möglich ist (Giesecke & Mosonyi, 2009, S.519).

$$n_s = n \frac{\sqrt{P_T}}{H^{\frac{5}{4}}} \quad [\text{min}^{-1}] \quad (2.4)$$

Der Zusammenhang zwischen den spezifischen Drehzahlen n_q und n_s wird anhand von Formel 2.5 dargestellt.

$$n_s = 3,65 \cdot n_q \quad (2.5)$$

Eulersche Turbomaschinenhauptgleichung

Die Eulersche Turbomaschinenhauptgleichung wird durch Formel 2.6 beschrieben und ist immer gültig, d.h. sie ist für kompressible, inkompressible, reibungsbehaftete und reibungsfreie Strömungen anwendbar (Bräunling, 2004, S.534). Ihr Einsatz wird jedoch auf stationäre Strömungen und Rotationssymmetrie, d.h., dass alle Schaufelkanäle dieselbe Zu- und Abströmung besitzen, begrenzt.

$$Y = \frac{P}{\dot{m}} = H g = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1} \quad \left[\frac{m^2}{s^2} \right] = \left[\frac{J}{kg} \right] = \left[\frac{Nm}{kg} \right] \quad (2.6)$$

Die Eulersche Turbomaschinenhauptgleichung stellt einen Zusammenhang zwischen Energieumsatz und dem Geschwindigkeitsdreieck (siehe Kapitel 2.6) dar. Bei Turbinen ist $H \cdot g$ bzw. die spezifische Stutzenarbeit (Y) immer kleiner als null, was für die Euler-Gleichung bedeutet, dass folgende Bedingung erfüllt sein muss.

$$u_2 c_{u2} < u_1 c_{u1} \quad (2.7)$$

Die größten Werte für H bzw. Y werden laut Formel 2.6 erzielt, wenn $c_{u2} = 0$ oder $c_{u2} < 0$ ist, und des Weiteren c_{u1} so groß wie möglich ist. Das bedeutet, dass in der Strömung zum Laufrad möglichst viel Drall vorhanden sein muss und gleichzeitig die Abströmung drallfrei oder mit Gegendrall erfolgt. Turbinen werden aus Gründen der Kavitation (siehe Kapitel 2.8) normalerweise so ausgelegt, dass die Strömung drallfrei ($u_2 = 0$) austritt (Jaberg, 2012, S.33).

Da bei Kaplan turbinen die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades (u) am Ein- und Austritt gleich ist (siehe Kapitel 2.6), lässt sich aus Formel 2.6 erkennen, dass eine Arbeitsumsetzung im Rotor (Y) immer gleichzusetzen ist mit einer Dralländerung (Δc_u).

$$Y = H g = u (c_{u2} - c_{u1}) = u \Delta c_u \quad \left[\frac{m^2}{s^2} \right] = \left[\frac{J}{kg} \right] = \left[\frac{Nm}{kg} \right] \quad (2.8)$$

Aus Formel 2.8 lässt sich erkennen, dass die Fallhöhe (H) bzw. die spezifische Stutzenarbeit (Y) nur von der Umfangsgeschwindigkeit (u) und der Dralländerung (Δc_u)

abhängt.

Bernoulli Gleichung

Die stationäre Bernoulli Gleichung ist ein Sonderfall der Navier-Stokes-Gleichungen und gibt das Gesetz der Erhaltung der Energie an. Sie ist für stationäre, reibungsfreie, inkompressible und eindimensionale Strömungen gültig. Der Strömung werden des Weiteren keine Energien zu- bzw. abgeführt und es finden auch keinerlei chemische Reaktionen statt. Allgemein lässt sich die Bernoulli Gleichung nach Formel 2.9 ausdrücken.

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{w_1^2}{2} + z_1 g = \frac{p_2}{\rho} + \frac{w_2^2}{2} + z_2 g = \text{const.} \quad (2.9)$$

Die Gesamtenergie bleibt längs des Stromfadens eines strömenden Fluids konstant und setzt sich aus der Druckenergie ($\frac{p}{\rho}$), der kinetischen Energie ($\frac{w^2}{2}$) und der potentiellen Energie ($z g$) zusammen. Da die einzelnen Terme dieser Gleichung Energien widerspiegeln, wird diese Form der Bernoulli-Gleichung auch als Energieform bezeichnet (Grolius, 2008, S.22). Durch einfaches Umformen der Gleichung ergeben sich die Weiteren Darstellungsmöglichkeiten. Die Höhenform wird durch Formel 2.10 ausgedrückt, die Druckform wiederum wird durch Formel 2.11 beschrieben.

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g} + z_2 = \text{const.} \quad (2.10)$$

$$p_1 + \frac{w_1^2}{2} \rho + z_1 g \rho = p_2 + \frac{w_2^2}{2} \rho + z_2 g \rho = \text{const.} \quad (2.11)$$

Alle Formen liefern die gleiche Aussage, jedoch ist es in der Strömungslehre üblich, dass die Bernoulli-Gleichung in der Druckform formuliert wird. Diese Form setzt sich zusammen aus dem statischen Druck (p), dem dynamischen Druck ($\frac{w^2}{2} \rho$) und dem geodätischen Druckanteil ($z g \rho$). In manchen Fällen kann die geodätische Höhe als $z = \text{const.}$ angenommen werden, wodurch sich ein direkter Zusammenhang zwischen dem Druck (p) und der Strömungsgeschwindigkeit (w) ergibt (siehe Formel 2.12).

$$p_1 + \frac{w_1^2}{2} \rho = p_2 + \frac{w_2^2}{2} \rho = \text{const.} \quad (2.12)$$

Mit steigender Geschwindigkeit sinkt somit der Druck, wodurch bei zu starkem Druckabfall Kavitation auftreten kann. Durch die Erweiterung der Bernoulli-Gleichung mit zusätzlichen Termen können Verluste, wie z.B. Rohrleitungsverluste, berücksichtigt wer-

den. Wird des Weiteren noch ein zeitlicher Term berücksichtigt, so ist die Bernoulli-Gleichung sogar für instationäre, eindimensionale Strömungen anwendbar (Oertel et al., 2011, S.80). In dieser Arbeit werden diese zusätzlichen Terme nicht benötigt, weswegen sie auch nicht näher behandelt werden.

2.4. Lastfall Durchgang

Durchgang (engl.: runaway) ist ein besonders komplexer Zustand und tritt normalerweise nur sehr selten auf. Zum Durchgehen der Maschine kommt es nur unter Zusammenspiel mehrerer Faktoren. Wenn durch z.B. Blitzschlag oder Kurzschluss die Last an der Turbine plötzlich abfällt und gleichzeitig auch die Steuerung der Lauf- und Leitschaukeln versagt, so stellt sich für diesen Betriebspunkt (BP) die höchstmögliche Drehzahl, die sogenannte Durchgangsdrehzahl, der Turbine ein. Abschluss- und Notschlussorgane können zur Vermeidung von Druckstößen, auch in diesem Fall, nur relativ langsam geschlossen werden. Fällt nun auch deren Regelung aus und besitzt die Anlage keine weiteren Mechanismen, wodurch selbstschließende Effekte auftreten, kommt es zum Durchgehen der Maschine, wobei die der Turbine zur Verfügung stehende Energie vollständig in Energieverluste wie Wärme und Schall umgewandelt wird (Giesecke & Mosonyi, 2009, S.527). Der Wirkungsgrad und die Leistung der Turbine gehen dabei gegen null. Ein kleines Drehmoment bleibt allerdings an der Turbine vorhanden, welches jedoch nur so groß ist wie die Lager- und Dichtungsverluste. Die Durchgangsdrehzahl (n_R) hängt von der Lauf- und Leitradstellung ab und liegt im Bereich vom 1,8-fachen bis zum 3,2-fachen der Nenndrehzahl (n_N). Dabei finden sich in der Literatur unterschiedliche Angaben, welche in Tabelle 2.1 zusammengefasst sind.

Quelle	Bereich von n_R/n_N
(Hydro, 1990, S.7)	2.5 – 2.7
(Giesecke & Mosonyi, 2009, S.527)	2.2 – 2.7
(Zahoransky et al., 2010, S.261)	2.2 – 2.8
(Pfleiderer & Petermann, 2005, S.248)	2.3 – 3.0
(Raabe, o. J., S.273)	1.8 – 3.2

Tabelle 2.1.: Unterschiedliche Bereiche der Durchgangsdrehzahl für Kaplan-turbinen

In diesem Zustand wirken, aufgrund der hohen Drehzahl und dem großen Durchfluss, hohe Belastungen auf Turbine und Generator, welchen sie standhalten müssen. Der hohe Durchfluss führt zu großen Geschwindigkeiten in der Maschine, wodurch der Druck (p) unter den Dampfdruck (p_{va}) sinken kann. Tritt dies ein, so entsteht in der Turbine Kavitation (siehe Kapitel 2.8), wodurch die Laufschaufeln beschädigt werden können.

2.5. Zusammensetzung der Laufschaufelmomente

Als Laufschaufelmoment (TB) wird jenes Moment bezeichnet, welches der Servomotor aufbringen muss, um den Laufschaufelwinkel (β) während des Betriebs zu verändern. TB bedeutet Torque Blade und ist die englische Übersetzung des Laufschaufelmoments. Es setzt sich aus einem hydraulischen- (Torque Blade hydraulic TBh) und einem Fliehkraftanteil (Torque Blade centrifugal TBc) zusammen (siehe Formel 2.13) und wirkt um die Zapfenachse (Hydro, 2003a, S.3).

$$TB = TBh + TBc \quad [Nm] \quad (2.13)$$

2.5.1. Hydraulisches Laufschaufelmoment (TBh)

An der Schaufeloberfläche herrscht an jedem Punkt ein unterschiedlicher Druck. Dieser Druck kann über die relative Sehnenlänge (siehe Kapitel 2.3) aufgetragen werden, woraus sich eine Druckverteilung für die Druckseite (DS) und Saugseite (SS) eines Profilschnittes ergibt (siehe Abbildung 2.12). Der Druck (p) auf das infinitesimal kleine Flächenstück (dA) ergibt eine Kraft. Das hydraulische Laufschaufelmoment berechnet sich durch die Multiplikation dieser Kraft mit dem Abstand zur Zapfenachse, d.h. laut der Definition des Koordinatensystems, dem y -Abstand (siehe Formel 2.14).

$$TBh = \int_A p y dA \quad [Nm] \quad (2.14)$$

Mit $dA = dx dy$ berechnet sich das hydraulische Laufschaufelmoment (TBh) wie folgt.

$$TBh = \int_x \int_y p y dx dy \quad [Nm] \quad (2.15)$$

In Abbildung 2.11 ist die Zusammensetzung des hydraulischen Laufschaufelmoments

(*Tbh*) graphisch dargestellt. Die Fläche (dA), welche rot markiert ist, ist das Produkt aus dx und dy . Der Abstand (y) ist der Abstand der Fläche (dA) zur Zapfenachse, welche laut Kapitel 2.3 der x-Achse entspricht.

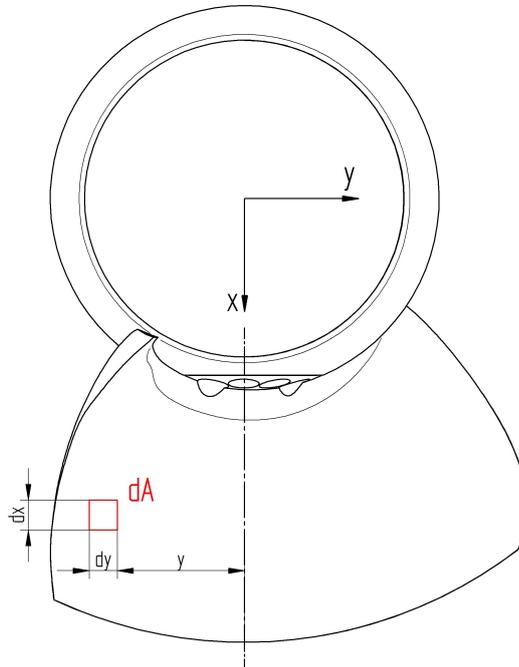


Abbildung 2.11.: Berechnung des hydraulischen Laufschaufelmoments (*Tbh*)

Das hydraulische Laufschaufelmoment kann, wie bereits in Kapitel 2.3 erwähnt, öffnend bzw. schließend wirken. Bei Durchgang wirkt es beinahe immer stark öffnend (negatives Vorzeichen) und ist um ein Vielfaches größer als im Normalbetrieb (Hydro, 2003a, S.3).

Ein typischer Druckverlauf für On-Cam und Off-Cam (siehe Kapitel 2.7) über die relative Sehnenlänge für Druckseite (DS) und Saugseite (SS) ist in Abbildung 2.12 graphisch dargestellt. Ermittelt wurden diese Verläufe mit Hilfe von CFD-Rechnungen für einen beliebigen mittleren Profilschnitt (siehe Kapitel 2.3). Links ist ein On-Cam Betriebspunkt (BP), d.h. ein BP, für den die Turbine ausgelegt wurde, und rechts ein Off-Cam Durchgangspunkt dargestellt.

In diesen Diagrammen ist anstelle des Drucks (p) der normierte Druck (c_p) aufgetragen, welcher mit Hilfe von Formel 2.16 berechnet werden kann. Es wird vom Druck (p) der Dampfdruck (p_{va}) abgezogen und anschließend auf die Dichte (ρ), die Erdbeschleunigung (g) und die Fallhöhe (H) bezogen.

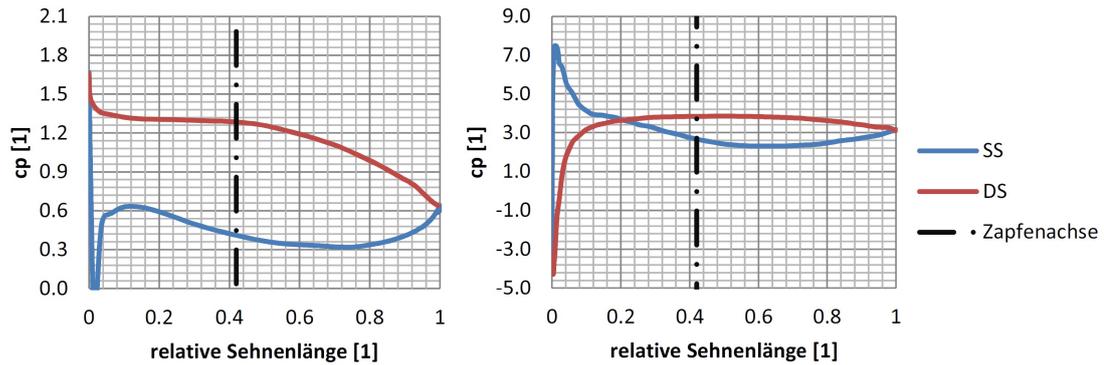


Abbildung 2.12.: Druckverteilung über der relativen Sehnenlänge für einen On-Cam BP (links) und Off-Cam BP (rechts) in einem beliebigen mittleren Profilschnitt

$$cp = \frac{p - p_{va}}{\rho g H} \quad [1] \quad (2.16)$$

Für den On-Cam BP lässt sich an der Eintrittskante (EK), d.h. einer relativen Sehnenlänge von null, erkennen, dass der Druck stark abfällt, was auf einen Eintrittskantenstoß schließen lässt. Der normierte Druck sinkt unter null, wodurch laut Formel 2.16 der Druck (p) unter den Dampfdruck (p_{va}) fällt und somit an dieser Stelle Kavitation (siehe Kapitel 2.8) auftreten wird. In Abbildung 2.16 rechts ist gut zu erkennen, dass der normierte Druck (cp) im Eintrittskantenbereich auch unter null fällt und somit hier ebenfalls Kavitation auftreten wird.

2.5.2. Laufschaufelmoment infolge der Fliehkraft (TBc)

Das Fliehkraftmoment entsteht durch die Asymmetrie der Laufschaufel. Die Hauptträgheitsachse der Schaufel fällt nicht mit der Rotationsachse der Turbine zusammen. Ein rotierender Körper, der nicht um seine Hauptträgheitsachse rotiert, hat immer das Bestreben, dies zu ändern. Beschrieben wird dieses Verhalten durch das Deviationsmoment (I_{yz}) (siehe Formel 2.17), das ein Massenmoment 2. Ordnung ist, welches nur von der Geometrie des rotierenden Körpers abhängt und somit analytisch ermittelt werden kann (Hydro, 2006b, S.1).

$$I_{yz} = \int yz \, dm \quad [kg \cdot m^2] \quad (2.17)$$

Wird das Deviationsmoment (I_{yz}) mit der Winkelgeschwindigkeit (ω) um die z-Achse zum Quadrat multipliziert, so erhält man das Laufschaufelmoment infolge der Fliehkraft (siehe Formel 2.18).

$$TBc = \omega_z^2 I_{yz} \quad [Nm] \quad (2.18)$$

Die Herleitung (Hydro, 2006b, S.1f) dieses Moments erfolgt mit Hilfe der Abbildung 2.13, in der eine Laufschaufel mit beliebigem Laufschaufelwinkel (β) dargestellt ist. Die Fliehkraft (F_R) berechnet sich aus der Multiplikation der Winkelgeschwindigkeit (ω) zum Quadrat mit dem Massenelement (dm) und dem Radius (R) (siehe Formel 2.19).

$$dF_R = \omega_z^2 R \, dm \quad (2.19)$$

Mit Hilfe der Winkelfunktionen lässt sich die Fliehkraft in eine x- und y-Komponente aufteilen (siehe Formel 2.20).

$$dF_{Ry} = dF_R \sin \alpha \quad (2.20)$$

Die y-Komponente der Fliehkraft (dF_{Ry}) ergibt in Verbindung mit dem Abstand in z-Richtung ein Moment, welches um die Zapfenachse wirkt (Formel 2.21).

$$dT Bc = z \, dF_{Ry} \quad (2.21)$$

Abbildung 2.13 zeigt die Herleitung des Laufschaufelmoments infolge der Fliehkraft ($T B c$). Das Koordinatensystem ist so gewählt (siehe Kapitel 2.3), dass das Schaufelmoment um die x -Achse (Zapfenachse) wirkt und die Drehachse der Turbine der z -Achse entspricht.

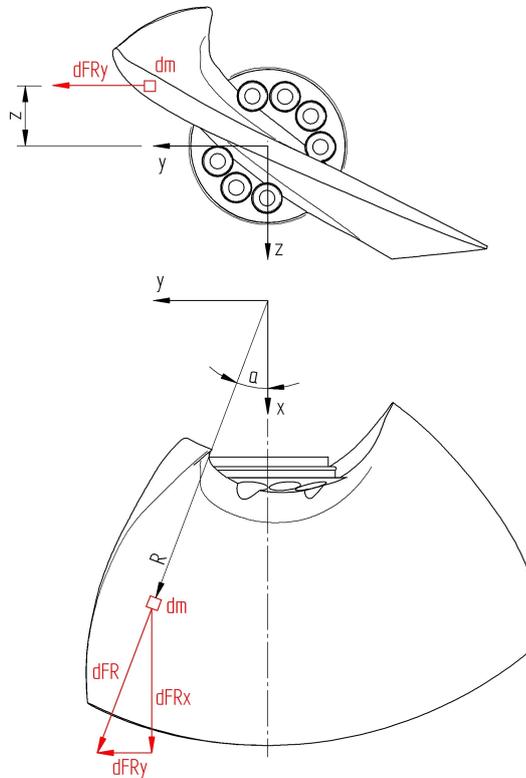


Abbildung 2.13.: Berechnung des Laufschaufelmoments infolge der Fliehkraft ($T B c$)

Setzt man nun Formel 2.19 und 2.20 in die Formel für das Laufschaufelmoment infolge der Fliehkraft 2.21 ein, so ergibt sich daraus Formel 2.22.

$$dT B c = z dF_R \sin \alpha = z \omega_z^2 R dm \sin \alpha \quad (2.22)$$

Der y -Abstand kann mit Hilfe der Abbildung 2.13 und der Winkelfunktion ($\sin \alpha$) berechnet und anschließend umgeformt werden. Durch diese Umformung wird Formel 2.23 gebildet.

$$y = R \sin \alpha \longrightarrow \sin \alpha = \frac{y}{R} \quad (2.23)$$

Durch Einsetzen in Formel 2.22 ergibt sich für das Laufschaufelmoment infolge der Fliehkraft die Formel 2.24.

$$dTBC = \omega_z^2 z y dm \quad (2.24)$$

Wird nun das Integral der Formel 2.24 gebildet und des Weiteren das Deviationsmoment (I_{yz}) eingesetzt, so ergibt sich das Laufschaufelmoment infolge der Fliehkraft (TBC) nach Formel 2.25.

$$TBC = \int dTBC = \omega_z^2 \int z y dm = \omega_z^2 I_{yz} \quad [Nm] \quad (2.25)$$

Das Laufschaufelmoment infolge der Fliehkraft ist somit nur von zwei Faktoren abhängig. Dem Deviationsmoment, welches nur von der Geometrie abhängig ist und somit sehr einfach mit Hilfe von Computer Aided Design (CAD) Programmen ermittelt werden kann, und von der Winkelgeschwindigkeit (ω) bzw. der Drehzahl (n). Diese ist jedoch in der Formel quadratisch vorhanden, wodurch TBC mit zunehmender Drehzahl stark ansteigt, was vor allem bei Durchgang von Bedeutung sein kann.

Das Laufschaufelmoment infolge der Fliehkraft hat immer eine schließende Wirkung (positives Vorzeichen) und wirkt somit bei Durchgang dem hydraulischen Laufschaufelmoment ($T Bh$) entgegen, welches, wie bereits erwähnt, eine öffnende Wirkung aufweist. In Folge daraus wird das gesamte Schaufelmoment ($T B$) etwas kleiner als das hydraulische Laufschaufelmoment.

2.6. Das Geschwindigkeitsdreieck

Mit Hilfe des Geschwindigkeitsdreieckes können die Zusammenhänge der einzelnen Geschwindigkeiten mit den Schaufelwinkeln grafisch veranschaulicht werden. Es ist eine vektorielle Verknüpfung der Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades (\vec{u}), der Relativgeschwindigkeit (\vec{w}) und der Absolutgeschwindigkeit (\vec{c}), welche in Gleichung 2.26 veranschaulicht wird (Jaberg, 2011, S.51).

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \quad (2.26)$$

Abbildung 2.14 zeigt ein allgemeines Geschwindigkeitsdreieck mit ihren einzelnen Geschwindigkeitsvektoren \vec{u} , \vec{w} und \vec{c} .

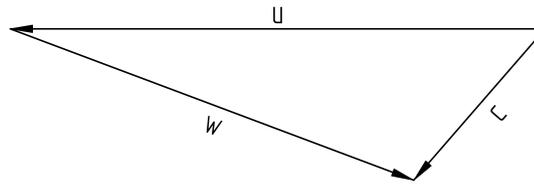


Abbildung 2.14.: Allgemeines Geschwindigkeitsdreieck

Der Aufbau eines allgemeinen Geschwindigkeitsdreiecks einer Kaplan turbine in einem mittleren Zylinderschnitt wird in Abbildung 2.15 veranschaulicht. Die Geschwindigkeiten, die an der Eintrittskante (EK) und Austrittskante (AK) angreifen, können jeweils in einem Geschwindigkeitsdreieck zusammengefasst und im Anschluss übereinander gelegt werden. Die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades ist bei einer Kaplan turbine am Ein- und Austritt gleich ($u_e = u_a$), da sich der Durchmesser (D) bzw. der Radius (R) nicht ändert.

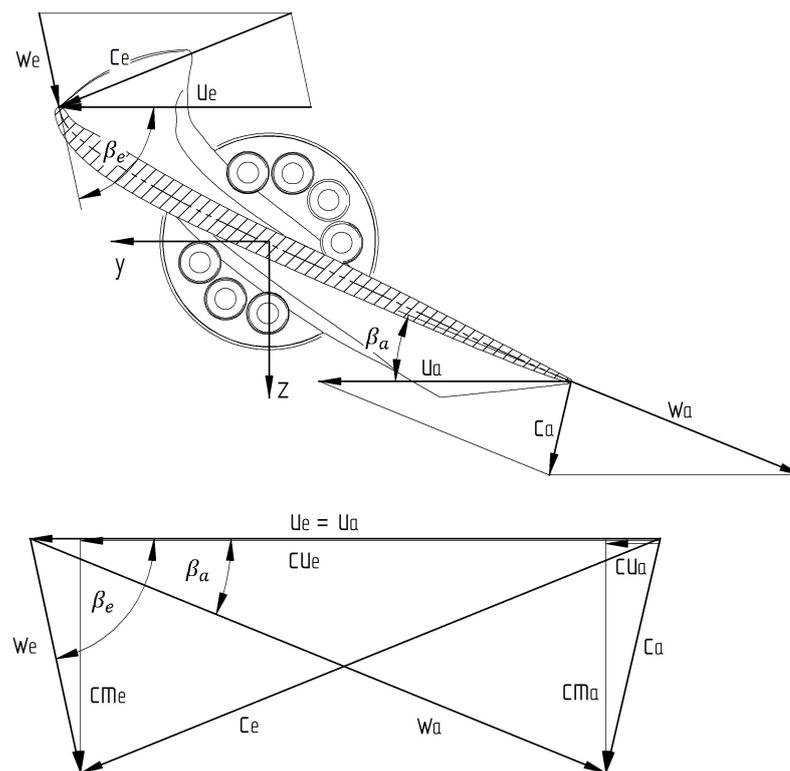


Abbildung 2.15.: Aufbau eines Geschwindigkeitsdreiecks

Die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades (u) hängt von der Drehzahl (n) der Turbine und dem Radius (r) bzw. dem Durchmesser (d) ab (Siehe Formel 2.27).

$$u = \omega r = \pi n d \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (2.27)$$

Die Strömungsgeschwindigkeit, mit der die Schaufeln einer Turbine umströmt werden, wird als Relativgeschwindigkeit (w) bezeichnet. Betrachtet wird sie aus einem beweglichen Relativsystem, welches mit der Winkelgeschwindigkeit ω , so wie die Laufschaufeln, um die Turbinenachse (z -Achse) rotiert (siehe Kapitel 2.3). Als Absolutgeschwindigkeit (c) wird jene Strömungsgeschwindigkeit bezeichnet, welche in die Laufschaufeln hinein bzw. aus ihnen heraus strömt. Sie wird aus einem feststehendem Absolutsystem (siehe Kapitel 2.3) betrachtet (Bräunling, 2004, S.528).

Der Eintrittswinkel (β_e) und der Austrittswinkel (β_a) werden, wie bereits in Kapitel 2.3 beschrieben, durch die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades (u) und Relativgeschwindigkeit (w) am Aus- und Eintritt der Laufschaufeln definiert (siehe Abbildung 2.15).

Die Absolutgeschwindigkeit (c) kann in ihre zwei Komponenten aufgeteilt werden. Die Komponente in Umfangsrichtung (c_u) ist ein Maß für den Drall, die Axialkomponente (c_m) wiederum gibt in Verbindung mit der Fläche den Durchfluss an.

Aus Kavitationsgründen werden Kaplan-turbinen üblicherweise so ausgelegt, dass die Abströmung im Normalbetrieb drallfrei erfolgt, d. h. der Drall am Austritt gleich null ($c_{ua} = 0$) ist (Jaberg, 2012, S.33). Aus Kapitel 2.3 ist bekannt, dass die größten Höhen laut Euler Gleichung bei $c_{ua} = 0$ bzw. $c_{ua} < 0$ abgebaut werden. Ein c_{ua} von unter null bedeutet Gegendrall, wodurch die Gefahr, dass Kavitation eintreten kann, steigt. Ohne Gegendrall werden die größten Höhen somit bei einem c_{ua} von null ($c_{ua} = 0$), d.h. bei drallfreiem Austritt, erzielt. Dargestellt ist ein Geschwindigkeitsdreieck mit drallfreier Abströmung in Abbildung 2.16, worin auch zu erkennen ist, dass am Austritt der Laufschaufeln die Axialkomponente (c_{ma}) der Absolutgeschwindigkeit (c_a) entspricht.

Bei Durchgang liegt aufgrund der größeren Drehzahl und dem erhöhten Durchfluss eine nicht optimale Anströmung der Laufschaufeln vor, wodurch sich auch die Abströmung anders, als vom ausgelegten Geschwindigkeitsdreieck vorgegeben, ausbildet. Dieses *Off-Design Behaviour* beschreibt das Betriebsverhalten abseits eines optimalen Betriebspunkt (BP) und wird in Kapitel 2.7 genauer behandelt.

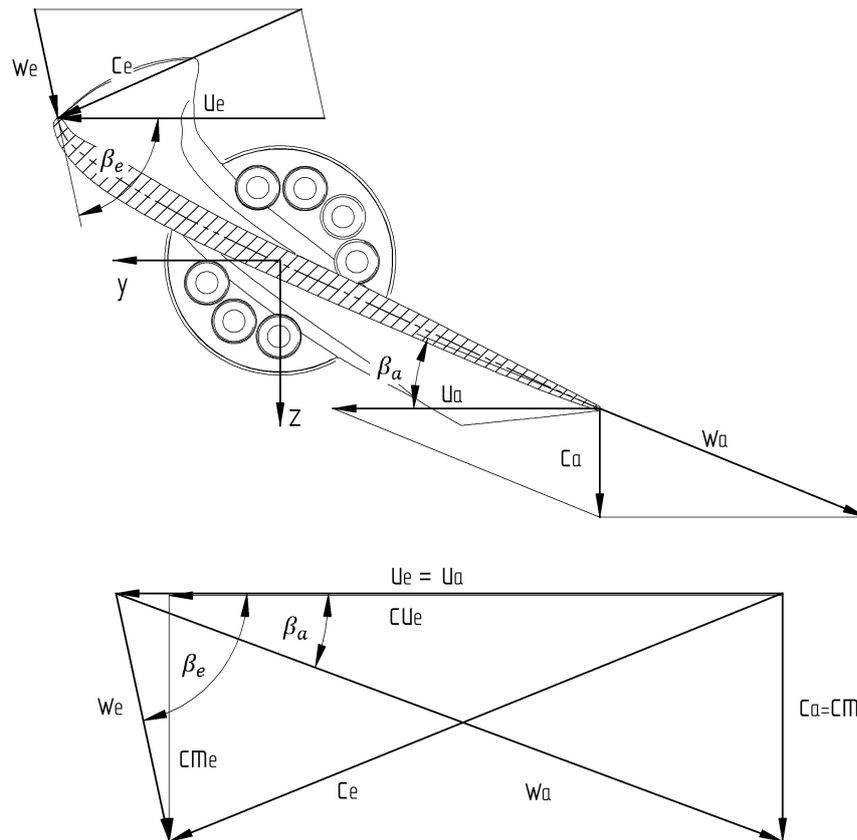


Abbildung 2.16.: Aufbau eines Geschwindigkeitsdreiecks mit drallfreiem Austritt

2.7. Off-Design Behaviour von Kaplan turbinen

Das Off-Design Behaviour beschreibt das Verhalten der Turbine in einem nicht ausgelegten Betriebspunkt (BP), d.h. im Betrieb mit verändertem Durchsatz, Fallhöhe oder Drehzahl. In der Literatur ist für den Off-Design-Betrieb auch die Bezeichnung Off-Cam üblich, für den Normalbetrieb wiederum ist die Bezeichnung On-Cam zu finden.

Im Normalbetrieb (On-Cam) bedeutet eine Änderung des Durchflusses Q , dass die Laufschaufeln steiler bzw. flacher gestellt werden müssen, damit am Turbinenaustritt Gegendrall verhindert wird. Zusätzlich wird das Leitrad nachgeführt, um dem Anstieg der Höhe (H) entgegenzuwirken. Dagegen muss bei einer Fallhöhenänderung nicht das Laufrad, sondern das Leitrad nachgestellt werden (Jaberg, 2012, S.363f).

Auswirkungen bei einer Änderung des Durchflusses (Q)

In Abbildung 2.17 ist der Einfluss einer Durchflussänderung auf das Geschwindigkeitsdreieck graphisch veranschaulicht. Dabei werden die Drehzahl (n) und die Fallhöhe (H) konstant gehalten, wohingegen der Durchfluss (Q) erhöht wird, was gleichzusetzen ist mit einer Erhöhung der Axialkomponente der Absolutgeschwindigkeit (c_m).

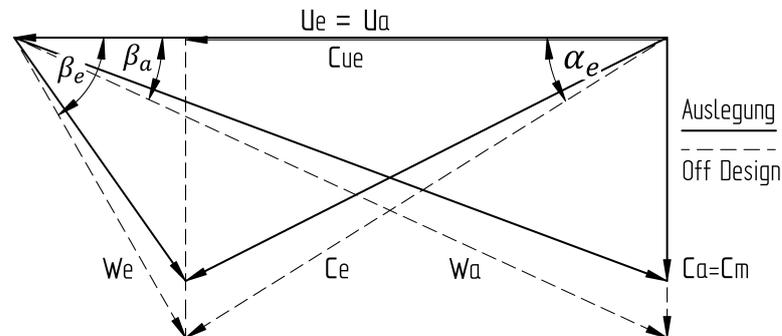


Abbildung 2.17.: Einfluss einer Durchflussänderung auf das Geschwindigkeitsdreieck

Dabei ist zu erkennen, dass der Eintrittswinkel (β_e) mit dem Durchfluss (Q) steigt. Um eine Falschanströmung der Laufschaufeln zu vermeiden, müssen diese steiler gestellt werden. Aus der Eulergleichung (siehe Kapitel 2.3) ist für den Normalbetrieb, d.h. bei drallfreiem Austritt, zu erkennen, dass der Drall am Eintritt bei erhöhtem c_m unverändert bleibt (siehe Formel 2.28).

$$c_{ue} = \frac{g H}{u_e} \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (2.28)$$

Aus dem Geschwindigkeitsdreieck in Abbildung 2.17 ist zu erkennen, dass bei gleichem Eintrittsdrall und erhöhtem Durchfluss (Q) die Leitschaufeln steiler gestellt werden müssen.

Auswirkung bei einer Änderung der Fallhöhe (H)

Der Einfluss einer Fallhöhenänderung auf das Geschwindigkeitsdreieck ist in Abbildung 2.18 dargestellt. Die Drehzahl (n) und der Durchfluss (Q) bleiben konstant, die Fallhöhe (H) wird jedoch erhöht. Bei drallfreiem Austritt ist laut Eulergleichung (siehe Kapitel 2.3) eine Vergrößerung der Fallhöhe (H) bei konstanter Drehzahl (n) gleichzusetzen mit einer Erhöhung der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit (c_{ue}), d.h. einer Erhöhung des Dralls (siehe Formel 2.28). Aus dem Geschwindigkeitsdreieck ist zu erkennen, dass der Austrittswinkel (β_a) unverändert bleibt, da der Durchfluss

(Q) und somit die Axialkomponente der Absolutgeschwindigkeit (c_m) konstant gehalten werden. Die Laufschaufelstellung wird somit nicht verändert, was in weiterer Folge zu einer Falschanströmung führt, wodurch ein Eintrittskantenstoß entsteht, was wiederum negative Auswirkungen auf Wirkungsgrad und Kavitation hat. Die Leitschaufeln müssen im Gegensatz zu den Laufschaufeln bei größeren Fallhöhen (H) flacher gestellt werden.

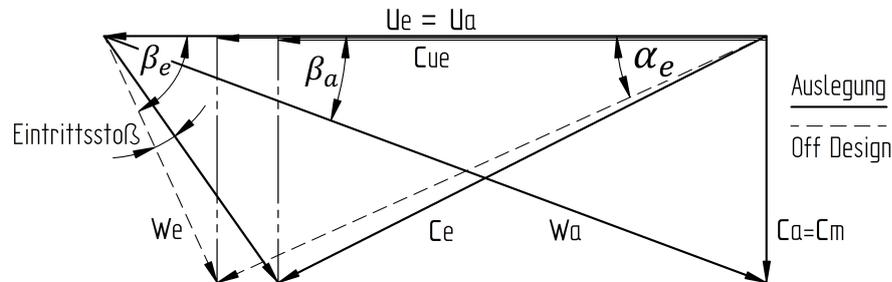


Abbildung 2.18.: Einfluss einer Fallhöhenänderung auf das Geschwindigkeitsdreieck

Durchgang

Bei Durchgang handelt es sich um einen Off-Cam Betrieb der Turbine. Lauf- und Leitschaufelwinkel bleiben unverändert, jedoch steigt der Durchfluss (Q), d.h. die Axialkomponente der Absolutgeschwindigkeit (c_m) wird größer. Gleichzeitig steigt auch die Drehzahl (n) auf die Durchgangsdrehzahl (siehe Kapitel 2.4) an, was gleichzusetzen ist mit einer Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit (u). Da bei Durchgang weder das Lauf- noch das Leitrad nachgestellt werden kann, werden die Laufschaufeln falsch angeströmt, wodurch sich am Laufradaustritt keine drallfreie Abströmung ausbilden kann (siehe Abbildung 2.19). Die Falschanströmung der Laufschaufeln ergibt an deren Eintrittskante EK einen Eintrittskantenstoß. An der Austrittskante AK der Laufschaufeln stellt sich je nach Lauf- und Leitradwinkel sowie Q und H mehr oder weniger Drall ein.

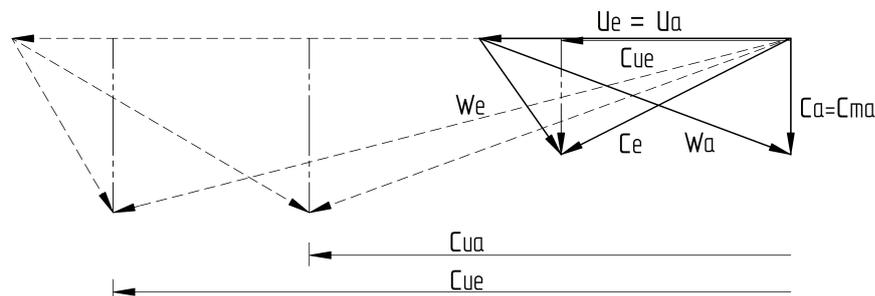


Abbildung 2.19.: Beispiel für ein Geschwindigkeitsdreieck bei Durchgang

2.8. Thoma-Zahl (σ)

Die Thoma Zahl ist eine dimensionslose Kennzahl und beschreibt das Kavitationsverhalten von inkompressiblen Strömungen. Kavitation tritt auf, wenn lokal der Druck (p) unter den Dampfdruck (p_{va}) sinkt, wodurch sich Dampfblasen bilden. Durch die Strömung werden diese Dampfblasen in Gebiete mit höherem Druck transportiert, in denen sie wieder zusammenbrechen bzw. implodieren. Dabei bilden sich sogenannte Mikrojets (siehe Abbildung 2.20), in denen Drücke von mehreren 1000 bar entstehen können, wodurch Material von den Wänden bzw. den Laufschaufeln abgetragen wird (Jaberg, 2011, S.74ff).

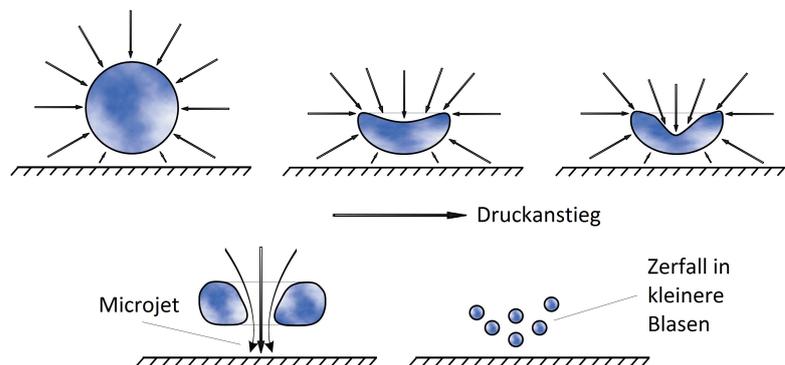


Abbildung 2.20.: Wandnahe Implosion von Dampfblasen (modifiziert von Barth, 2004, S.16)

Die Thoma-Zahl berechnet sich aus dem Quotienten der Net positive suction head ($NPSH$) und der Fallhöhe (H) (siehe Formel 2.29). Dabei gibt die Net positive suction head die Druckhöhe über dem Sättigungsdruck des Wassers an. Sie setzt sich aus der Saughöhe (H_s), der Atmosphärenhöhe (H_{amb}) und der Dampfdruckhöhe (engl.: Vapor pressure head H_{va}) zusammen. Der Dampfdruck ist, wie bereits in Kapitel 2.3 erwähnt, nur von der Temperatur abhängig. Je höher die Temperatur, desto höher ist der Dampfdruck, wodurch die Kavitationsempfindlichkeit steigt.

$$\sigma = \frac{NPSH}{H} \quad [1] \quad (2.29)$$

Die Saughöhe H_s wird aus der Differenz der Höhe des Unterwassers (H_{UW}) und der Höhe Centerline (H_{CL}) gebildet und ist in Abbildung 2.21 graphisch dargestellt. Eine positive Saughöhe ($+H_s$) bedeutet, dass die Turbine unter dem Unterwasserspiegel eingebaut ist, d.h. die Mitte der Turbine H_{CL} unter H_{UW} liegt. Eine negative Saughöhe ($-H_s$) bedeutet wiederum, dass die Turbine über dem Unterwasserspiegel liegt.

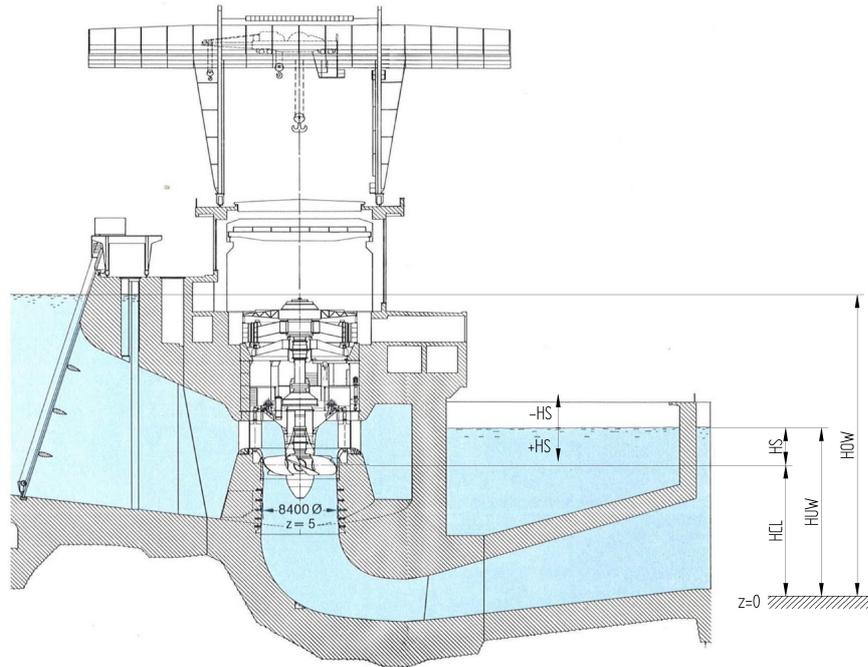


Abbildung 2.21.: Definition der Saughöhe H_s (modifiziert von Jaberg, 2012, S.349)

Zu unterscheiden ist nach den verschiedenen Normen, ob der kinetische Anteil (Geschwindigkeitsanteil) berücksichtigt wird oder nicht. IEC 193 berücksichtigt den Geschwindigkeitsanteil nicht, in IEC 60193 wird er jedoch mit eingerechnet.

Die Thoma-Zahl wird somit laut IEC193 durch Formel 2.30 beschrieben (IEC Norm, 1999, S.555). Die Atmosphärenhöhe (H_{amb}) und die Höhe des Dampfdrucks (H_{va}) werden zum reduzierten Barometerstand (B^*) zusammengefasst.

$$\sigma = \frac{NPSH}{H} = \frac{\frac{\Delta p + p_{amb} - p_{va}}{\rho g}}{H} = \frac{H_{amb} - H_{va} + H_s}{H} = \frac{B^* + (H_{uw} - H_{cl})}{H} \quad (2.30)$$

Wird der Geschwindigkeitsanteil, wie in IEC 60193 angegeben, berücksichtigt, so wird die Thoma-Zahl nach Formel 2.31 berechnet. Hier wird in der Net positive suction head ($NPSH$) der kinetische Anteil ($\frac{c^2}{2g}$) miteinbezogen.

$$\sigma = \frac{\frac{\Delta p + p_{amb} - p_{va}}{\rho g} + \frac{c^2}{2g}}{H} = \frac{H_{amb} - H_{va} + H_s + H_c}{H} = \frac{B^* + (H_{uw} - H_{cl}) + \left(\frac{Q}{A}\right)^2 \frac{1}{2g}}{H} \quad (2.31)$$

Allgemein ist aus Formel 2.30 und 2.31 zu erkennen, dass der beeinflussbare Faktor die Saughöhe H_s ist. Je größer diese ist, d.h. je weiter unterhalb des Unterwasserspiegels die Turbine verbaut ist, desto höher ist die Thoma-Zahl, wodurch die Gefahr von Kavitation sinkt. Weiters ist zu sagen, dass Kavitation nur in Wandnähe Schaden anrichtet. Tritt Kavitation von den Wänden entfernt auf, so wird nur der Geräuschpegel erhöht.

2.9. Dimensionslose Kennzahlen

Damit Strömungsmaschinen ausgelegt, verglichen und beurteilt werden können, kommen dimensionslose Kennzahlen zum Einsatz. Grundsätzlich können die dimensionslosen Kennzahlen, in Kennzahlen für den Betrieb und in Kennzahlen zur Typisierung eingeteilt werden.

Kennzahlen für den Betrieb

Als Kennzahlen für den Betrieb von Strömungsmaschinen, d.h. zur Beschreibung des Betriebsverhaltens, werden Durchfluss-, Druck-, und Leistungsziffer verwendet.

Durchflussziffer (φ)

Die Durchflussziffer (φ) ist in der Literatur auch oft als Förderziffer bzw. Förderzahl zu finden. Mit Hilfe der Geschwindigkeit in Axial-Richtung ($c_m = \frac{Q}{A}$) ergibt sich für die Durchflussziffer (φ) folgender Zusammenhang.

$$\varphi = \frac{Q}{A u} = \frac{c_m}{u} \quad [1] \quad (2.32)$$

Druckziffer (ψ)

Aus dem Verhältnis der spezifischen Stutzenarbeit (Y) zur Umfangsgeschwindigkeit (u) ergibt sich die Druckziffer (ψ). Für hydraulische Maschinen ergibt sich mit Hilfe der spezifischen Stutzenarbeit ($Y = g H$) folgende Formel für die Druckziffer (Jaberg, 2011, S.94ff).

$$\psi = \frac{2 Y}{u^2} = \frac{2 g H}{u^2} \quad [1] \quad (2.33)$$

Leistungsziffer (λ)

Die Leistungsziffer (λ) ermöglicht eine dimensionslose Betrachtung der Leistung (P) einer Anlage. Sie unterscheidet sich für Turbinen und Pumpen. Für Turbinen wird der Wirkungsgrad (η) mit der Förder- und Druckziffer multipliziert, bei Pumpen jedoch dividiert. Formel 2.34 beschreibt die Leistungsziffer für Turbinen.

$$\lambda = \varphi \psi \eta \quad [1] \quad (2.34)$$

Kennzahlen zur Typisierung

Laufziffer, Durchmesserziffer und spezifische Drehzahl werden als dimensionslose Kennzahlen zur Typisierung der Strömungsmaschine verwendet und beschreiben deren Bauart. So liegt eine typische Bauart, wie zum Beispiel "Axial" oder "Radial", immer in einem bestimmten Bereich der spezifischen Drehzahl.

Laufziffer (σ_L)

Die Laufziffer (σ_L) ist in der Literatur auch als Schnelllaufzahl zu finden. Zum Einsatz kommt sie vor allem bei der Dimensionierung von Strömungsmaschinen und zur Abschätzung der Kavitation. Bei der Betrachtung der spezifischen Drehzahl ist in weiterer Folge zu erkennen, dass ein direkter Zusammenhang zwischen der Laufziffer (σ_L) und der spezifischen Drehzahl (n_q) besteht (Giesecke & Mosonyi, 2009, S.520f).

$$\sigma_L = \frac{\varphi^{\frac{1}{2}}}{\psi^{\frac{3}{4}}} \quad [1] \quad (2.35)$$

Durchmesserziffer (δ)

Die Durchmesserziffer (δ) ist wie die spezifische Drehzahl (n_q) und die Laufziffer (σ_L) eine dimensionslose Kennzahl zur Typisierung einer hydraulischen Strömungsmaschine und wird durch Formel 2.36 beschrieben.

$$\delta = D \frac{H^{\frac{1}{4}}}{Q^{\frac{1}{2}}} \quad [1] \quad (2.36)$$

Wird nun die Förderziffer (φ) auf den Durchfluss (Q) und die Druckziffer (ψ) auf die Höhe (H) umgeformt und in Gleichung 2.36 eingesetzt, so ergibt sich die Durchmesserziffer nach Formel 2.37.

$$\delta = 0.5361 \frac{\varphi^{\frac{1}{4}}}{\psi^{\frac{1}{2}}} \quad [1] \quad (2.37)$$

Spezifische Drehzahl (n_q)

Die spezifische Drehzahl ist eine der wichtigsten dimensionslosen Kennzahlen und wurde daher bereits in Kapitel 2.3 genauer behandelt. Der Durchfluss (Q) und die Fallhöhe (H) können wie bei der Durchmesserziffer wieder durch die Förder- und Druckziffer ausgedrückt werden. Für die spezifische Drehzahl ergibt sich dadurch folgende Form.

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} = 157.8 \frac{\varphi^{\frac{1}{2}}}{\psi^{\frac{3}{4}}} = 157,8 \sigma_L \quad (2.38)$$

Weitere dimensionslose Kennzahlen

Neben den bereits erwähnten dimensionslosen Kennzahlen kommen noch weitere Kennwerte, wie zum Beispiel der spezifische Durchfluss oder das spezifische Drehmoment, zum Einsatz.

Kennzahl	SH Definition	MCE Definition	IEC Definition
spez. Drehzahl	$K_u = \frac{D n \pi}{60 \sqrt{2 g H}}$	$n_{11} = \frac{n D}{\sqrt{H}}$	$n_{ED} = \frac{n D}{\sqrt{g H}}$
spez. Durchfluss	$K_{cm} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D^2 \sqrt{2 g H}}$	$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}}$	$Q_{ED} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{g H}}$
spez. Leistung	$K_P = \frac{P}{\frac{\pi}{4} \frac{\rho}{2} D^2 (2 g H)^{\frac{3}{2}}}$	$P_{11} = \frac{P}{D^2 H^{\frac{3}{2}}}$	$P_{ED} = \frac{P}{\rho D^2 (g H)^{\frac{3}{2}}}$
spez. Drehmoment	$K_T = \frac{T}{\frac{\pi}{8} \rho g H D^3}$	$T_{11} = \frac{T}{H D^3}$	$T_{ED} = \frac{T}{\rho g H D^3}$

Tabelle 2.2.: Verschiedene Definitionen der dimensionslosen Kennzahlen (VATECH, o.J.)

Diese sind besonders wichtig, da die vorliegenden Messungen bei unterschiedlichen Firmen durchgeführt wurden, in denen auch verschiedene Modelldurchmesser zum Einsatz kamen. Es können somit keine absoluten Werte verglichen werden, sondern nur deren dimensionsloser Kennwert. Bei den einzelnen Firmen sind auch unterschiedliche Definitionen der dimensionslosen Kennzahlen verwendet worden, welche in Tabelle 2.2 dargestellt sind.

Im weiteren Verlauf dieser Arbeit wird die Kennzahlendefinition nach IEC-Norm (IEC60193) verwendet, welche die Absolutwerte auf 1 m Fallhöhe und 1 m Durchmesser normiert und die Erdbeschleunigung (g) verwendet, um dimensionslose Kennzahlen zu erhalten (IECNorm, 1999, S.55).

3. Messung am Modell

Die Entwicklung von großen hydraulischen Strömungsmaschinen kann aufgrund der Ähnlichkeitsgesetze am Modell durchgeführt werden. Hier können hydraulisch ähnliche Bedingungen, wie sie auf der Großanlage vorhanden sind, simuliert werden. Bei den Modellmessungen kommen Turbinen mit einem Laufraddurchmesser von 300 – 500 mm (Giesecke & Mosonyi, 2009, S.516) zum Einsatz. Die Ergebnisse dieser Messungen werden im Anschluss mit Hilfe der dimensionslosen Kennzahlen (siehe Kapitel 2.9) und Aufwertungen auf die Großanlage übertragen.

3.1. Ähnlichkeitsgesetze

Eine hydraulische Ähnlichkeit von Modell und Großanlage liegt vor, wenn geometrische, kinematische und dynamische Ähnlichkeit erfüllt ist (Jaberg, 2011, S.83).

Geometrische Ähnlichkeit

Geometrische Ähnlichkeit liegt vor, wenn alle Maße von Modell und Großanlage, d.h. Längen, Flächen und Volumen, in einem bestimmten Verhältnis zueinander stehen. Dieses Verhältnis wird auch als Längenmaßstab bzw. Modellmaßstab bezeichnet. Des Weiteren muss eine Proportionalität zwischen den Rauigkeiten (Oberflächenbeschaffenheit) bestehen, was in der Praxis jedoch meist nicht exakt erfüllt werden kann (Sigloch, 2006, S.99), wodurch die Grenzschichtströmung nicht immer ohne Weiteres übertragbar ist.

Kinematische Ähnlichkeit

Von kinematischer Ähnlichkeit wird gesprochen, wenn alle Geschwindigkeiten von Modell und Original in einem festen Verhältnis zueinander stehen. Dies wird als Zeitmaßstab bezeichnet. Dabei bildet der Turbulenzgrad und der Umschlag von laminar auf turbulent die Grenze für die Ähnlichkeit. Strömt das Fluid in Schichten, die sich nicht vermischen, so wird von einer laminaren Strömung gesprochen. Wird diese jedoch durch eine unregelmäßige Schwankung, welche zu einer verstärkten Vermischung bzw. Verwirbelung der Strömung führt, überlagert, so wird die Strömung als turbulent bezeichnet

(Schade & Kunz, 2007, S.98f). Die Grenze dieser beiden Strömungszustände hängt von der Reynolds-Zahl (Re) ab und wird als kritische Reynolds-Zahl (Re_{krit}) bezeichnet. Je weniger Störungen von außen eingebracht werden, desto größer ist die kritische Reynolds-Zahl (Re_{krit}). Bei einer Rohrströmung mit vielen Störeinflüssen schlägt die Strömung bereits bei einer Reynolds-Zahl von etwa 2300 um. Kaplan-turbinen werden ausschließlich im hochturbulenten Strömungsbereich betrieben.

Dynamische Ähnlichkeit

Dynamische Ähnlichkeit bezieht sich auf die in der Strömung wirkenden Kräfte. Stehen sie zwischen Modell und Großanlage in einem festen Verhältnis (Kräftemaßstab) ist eine Ähnlichkeit vorhanden. Für die dynamische Ähnlichkeit gibt es zwei Kennzahlen. Die Froude-Zahl und die Reynolds-Zahl, wobei bei Turbinen nur die Reynolds-Zahl relevant ist, da diese Reibungseffekte beschreibt. Die Froude-Zahl ist nur für Wehre, Schleusen, Schiffe und Oberflächenwellen von Bedeutung, weswegen sie in dieser Arbeit nicht ausführlicher behandelt wird.

Reynolds-Zahl

$$Re = \frac{\text{Trägheitskraft}}{\text{Reibungskraft}} = \frac{cl}{\nu} = \frac{cD}{\nu} \quad [1] \quad (3.1)$$

Meist gelingt es nicht, dass alle Kennzahlen von Modell und Großanlage übereinstimmen. Unterschiede in der dynamischen Ähnlichkeit können häufig akzeptiert werden, ohne die Übertragbarkeit der Modellergebnisse auf die Großanlage zu gefährden (Ja-berg, 2011, S.84ff). Die Ähnlichkeit von Reibungseffekten, d.h. der Reynolds-Zahl, kann meist nicht verwirklicht werden, weswegen sie bei Modellversuchen mit hydraulischen Strömungsmaschinen normalerweise vernachlässigt wird. Dies hat Auswirkungen auf die Wirkungsgradmessung, was jedoch mit Hilfe von Aufwertungsformeln kompensiert werden kann.

Mit Hilfe der einzelnen Maßstäbe (Längen-, Zeit- und Kraftmaßstab) können die wichtigsten Ähnlichkeitsbeziehungen zwischen Modell und Großanlage, mit den Formeln 3.2 bis 3.6, beschrieben werden.

Strahlensatz der Geschwindigkeitsdreiecke

$$\frac{c_1}{c_2} = \frac{u_1}{u_2} = \frac{n_1}{n_2} \frac{D_1}{D_2} \quad (3.2)$$

Förderhöhe

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \quad (3.3)$$

Durchfluss

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \quad (3.4)$$

Leistung

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^5 \quad (3.5)$$

Kräfte

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^4 \quad (3.6)$$

Wie bereits erwähnt, wird für die Berücksichtigung der Reibungseffekte eine Aufwertungsformel benötigt. Eine mögliche Aufwertungsformel bietet Ackeret (Jaberg, 2011, S.89), welche in Formel 3.7 beschrieben ist.

$$\frac{Verluste_1}{Verluste_2} = \frac{1 - \eta_{i1}}{1 - \eta_{i2}} = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \left(\frac{Re_2}{Re_1}\right)^{0.2} = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \left(\frac{D_2 \sqrt{H_2}}{D_1 \sqrt{H_1}}\right)^{0.2} \quad (3.7)$$

Laut Ackeret sind 50% Re-abhängige Verluste aufwertbar (Reibungsverluste) und 50% Re-unabhängige Verluste nicht aufwertbar (Stoß-, Misch-, und Austrittsverluste). Eine Aufwertungsrechnung kann nur durch die Einzelbewertung der Teilverluste mit einer Messung in Übereinstimmung gebracht werden. Zusätzlich muss noch der mechanische Wirkungsgrad eliminiert werden.

Ähnlich wird laut IEC 60193 vorgegangen. Hier wird ebenfalls zwischen aufwertbaren und nicht aufwertbaren Verlusten unterschieden. Wie aus Abbildung 3.1 zu erkennen ist, sind alle nicht aufwertbaren Verluste ($\delta_{ns\ opt\ M}$) (engl.: non-scalable losses) unabhängig von der Reynolds-Zahl und somit konstant. Die teilweise aufwertbaren Verluste ($\delta_{opt\ M}$) (engl.: scalable losses) sind von der Reynolds-Zahl abhängig und durch eine Aufwertungskurve (eng.: Scale-up curve) begrenzt. Dabei ist zu erkennen, dass mit zunehmender Reynolds-Zahl die teilweise aufwertbaren Verluste ($\delta_{opt\ M}$) kleiner werden und somit der optimale Wirkungsgrad ($\eta_{h\ opt}$) steigt.

Messungen können bei konstanter Reynolds-Zahl (Re_{M^*}), aber auch bei variabler Reynolds-Zahl (Re_M) durchgeführt werden. Ist eine Messungen bei variabler Reynolds-Zahl ermittelt worden, so müssen diese zuerst auf eine konstante Reynolds-Zahl (Re_{M^*}) skaliert

werden (IECNorm, 1999, S.300). Da die meisten Messungen bei konstanter Reynolds-Zahl durchgeführt werden und auch alle vorliegenden Messungen bei konstanter Reynolds-Zahl gemessen wurden, wird dies in dieser Arbeit nicht weiter ausgeführt.

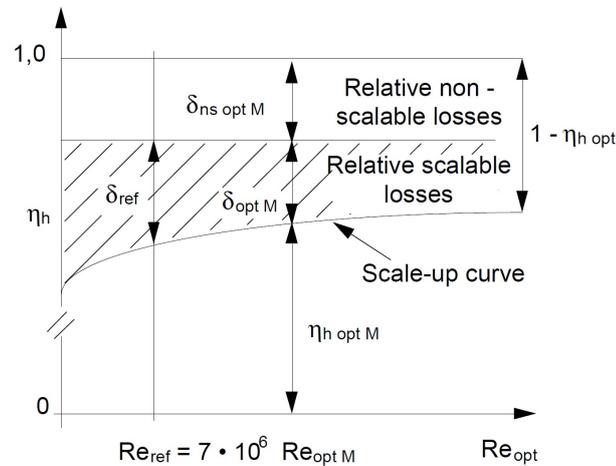


Abbildung 3.1.: Aufwertbare und nicht aufwertbare Verluste (IECNorm, 1999, S.511)

Als Referenzpunkt wird eine Reynolds-Zahl von $Re_{ref} = 7 \cdot 10^6$ angenommen (IECNorm, 1999, S.301). Die teilweise aufwertbaren Verluste an diesem Referenzpunkt (δ_{ref}) können durch Formel 3.8 berechnet werden, wobei die Werte für V_{ref} zwischen den einzelnen Turbinentypen variieren und der IEC-Norm 60193 zu entnehmen sind.

$$\delta_{ref} = \frac{1 - \eta_{h \text{ opt } M}}{\left[\left(\frac{Re_{ref}}{Re_{opt M}} \right)^{0,16} + \frac{1 - V_{ref}}{V_{ref}} \right]} \quad (3.8)$$

Die Aufwertung (engl.: Scale-Up) zwischen Modell und Prototyp wird durch Formel 3.9 beschrieben und ist in Abbildung 3.2 graphisch dargestellt. Der Scale-Up $((\Delta\eta_h)_{M^* \rightarrow P})$ zwischen Modell und Prototyp ist die Differenz der teilweise aufwertbaren Verluste von Modell (δ_{M^*}) und Prototyp (δ_P).

$$(\Delta\eta_h)_{M^* \rightarrow P} = \delta_{ref} \left[\left(\frac{Re_{ref}}{Re_{M^*}} \right)^{0,16} - \left(\frac{Re_{ref}}{Re_P} \right)^{0,16} \right] \quad (3.9)$$

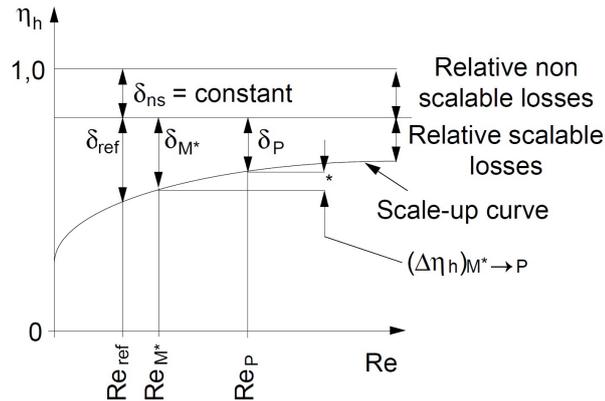


Abbildung 3.2.: Aufwertung (Scale-Up) zwischen Modell und Prototyp (modifiziert von IECNorm, 1999, S.513)

3.2. Prüfstand

Ein Prüfstand besteht aus einem Wasserkreislauf, in dem das zu untersuchende Modell eingebaut ist. Weiters sind zahlreiche zusätzliche Einrichtungen wie zum Beispiel Vorrattank, Saugtank, Durchflussmessgeräte oder Kalibriereinrichtungen vorhanden. Eine schematische Darstellung eines Prüfstandes der Firma Andritz Hydro wird in Abbildung 3.3 veranschaulicht. Im geschlossenen Wasserkreislauf, welcher blau hinterlegt ist, sitzt das Modell, welches aus Spirale, Stützschaufeln, Leitschaufeln, Turbine und Saugrohr besteht. In Abbildung 3.3 ist das zu untersuchende Modell grün und alle zusätzlich benötigten Einrichtungen, wie zum Beispiel Vorrattank oder Kalibriereinrichtungen, gelb hinterlegt. Alle am Standort Linz gemessenen Laufräder sind auf einen Durchmesser von 340 mm skaliert. Mit Hilfe von Pumpen wird der Wasserkreislauf in Bewegung versetzt und somit der benötigte Durchfluss (Q) erzeugt. Der Saugtank (engl.: Suction Tank) dient dazu den Unterwasserspiegel bzw. die Einbautiefe der Turbine (Saughöhe) zu variieren. Je höher der Unterwasserspiegel, desto tiefer ist die Turbine eingebaut, was mit einer größeren Saughöhe gleichzusetzen ist (siehe Kapitel 2.8). Die Regelung erfolgt mit Hilfe von Vakuumpumpen, wodurch der Druck im Saugtank verändert werden kann, was somit Messungen bei unterschiedlichen Saughöhen (H_s) ermöglicht. Dadurch sind sogar kavitationsfreie Messungen, d.h. bei großen Saughöhen bzw. hohen Unterwasserspiegeln, durchführbar. Messungen bei auftretender Kavitation sind aufgrund von Druckschwankungen und instationären Vorgängen problematisch bzw. aufwändiger, weswegen Durchgang sehr oft kavitationsfrei gemessen wird.

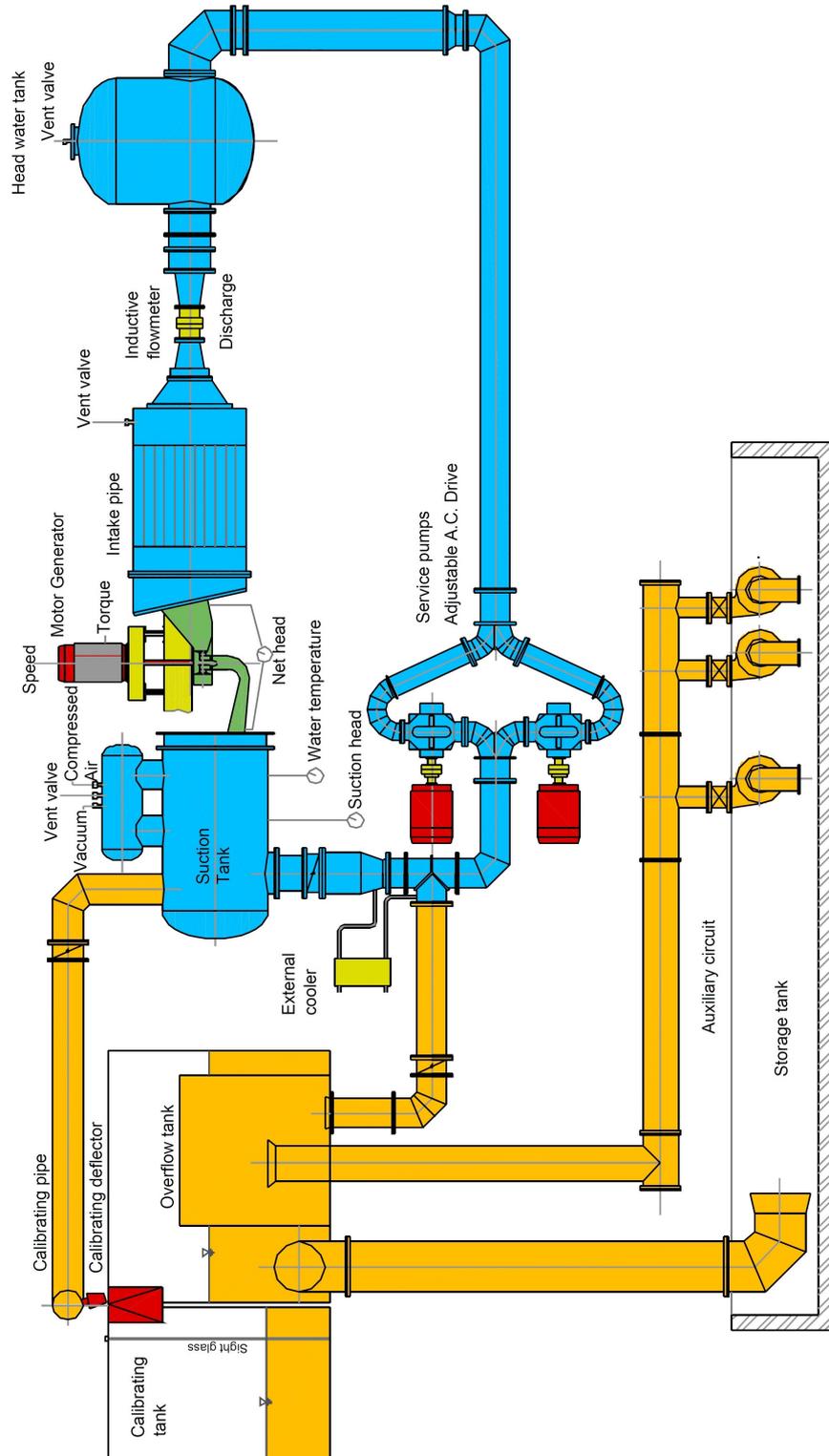


Abbildung 3.3.: Prüfstands Aufbau für Kaplan turbinen (Hydro, 2010)

3.3. Messung des Schaufelmoments

In den meisten Fällen wird eine Messung des Schaufelmoments durch die Messung einer Verformung mit Hilfe von Dehnmessstreifen (DMS) durchgeführt. Dabei wird entweder eine Torsions- oder Biegeverformung erfasst. Nach IEC-Norm wird üblicherweise die Verformung des Drehzapfens, d.h. die Torsionsverformung, untersucht (IECNorm, 1999, S.445). Da der Messbereich nicht immer im Trockenen liegt, ist besonders der Oberflächenschutz der DMS gegen Feuchtigkeit wichtig.

Für die Messung einzelner Betriebspunkt (BP) wird die spezifische Drehzahl (n_{ED}), der spezifische Durchfluss (Q_{ED}) und der Leitschaufelwinkel (α) variiert. Da bei den meisten Modellen keine hydraulische Verstellung der Laufschaufeln möglich ist, wird der Laufschaufelwinkel (β) normalerweise im Stillstand eingestellt und im Anschluss die Messungen des Laufschaufelmoments (TB) bei konstantem Winkel durchgeführt. Messungen bei auftretender Kavitation sind kompliziert, weswegen Durchgang meist unter hohen Thoma-Zahlen (σ -high), d.h. kavitationsfrei, gemessen wird. Das Laufschaufelmoment wird jedoch durch das Auftreten von Kavitation beeinflusst, weswegen auch Messungen bei niedrigen Thoma-Zahlen teilweise durchgeführt werden müssen.

Der genaue Messaufbau, Messvorgang und die Kalibrierung sind in IEC-Norm 60193 angeführt und werden hier nicht genauer behandelt.

3.4. Datensammlung und Datenaufbereitung

Die vorliegenden Messungen wurden auf unterschiedlichen Prüfständen von verschiedenen Firmen durchgeführt. Der Modelldurchmesser variiert von Prüfstand zu Prüfstand zwischen 308 und 340 mm. Es ist somit nicht möglich, absolute Werte zu vergleichen, weswegen dimensionslose Kennzahlen zum Einsatz kommen (siehe Kapitel 2.9). Da die einzelnen Firmen hierfür unterschiedliche Definitionen verwenden, ist es nötig, alle Daten auf eine einheitliche Form überzuführen. Wie bereits in Kapitel 2.9 erwähnt, wird in dieser Arbeit ausschließlich die IEC-Norm verwendet.

Damit die gewünschten Untersuchungen durchgeführt werden können, sind bestimmte Daten erforderlich. Ausgangsbasis ist immer eine Messung des Laufschaufelmoments (TB) bei Durchgang für unterschiedliche Lauf- und Leitradstellungen. Des Weiteren wird für die CFD-Rechnung die Lauf- und Leitschaufelgeometrie sowie die hydraulische Kontur benötigt. Ergebnis der CFD-Rechnungen sind die hydraulischen Laufschaufelmomente (TBh). Bei einer Messung kann jedoch nur das gesamte Laufschaufelmoment (TB) oder das reine Laufschaufelmoment infolge der Fliehkraft (TBc) ermittelt werden

(siehe Kapitel 5). Das Laufschaufelmoment setzt sich, wie bereits in Kapitel 2.5 erwähnt, aus einem hydraulisch- und einem fliehkraftbedingten Teil zusammen. Um das hydraulische Laufschaufelmoment ($T Bh$) zu erhalten, muss das Laufschaufelmoment infolge der Fliehkraft von dem gesamten Laufschaufelmoment abgezogen werden, was mit Hilfe von Formel 3.10 veranschaulicht wird (siehe Kapitel 2.5).

$$T Bh = TB - TBc \quad [Nm] \quad (3.10)$$

Für diese Arbeit ist somit eine Messung des Fliehkraftmoments ($T Bc$) erforderlich, welche jedoch nicht immer durchgeführt wurde. Da der Laufschaufelwinkel (β) von jeder Firma anders definiert ist, muss dieser auf eine gewählte Definition übergeführt werden, was in Kapitel 3.4.4 ausführlicher behandelt wird. Für zusätzliche Untersuchungen werden noch Messungen bei variabler Thoma-Zahl benötigt. Hierfür muss die Saughöhe (H_s), welche bereits in Kapitel 2.8 behandelt wurde, bekannt sein.

Zusammengefasst werden folgende Daten benötigt

- Messung der Laufschaufelmomente bei verschiedenen Lauf- und Leitradstellungen ($T B$, $T Bc$, α , β)
- Definition des Laufschaufelwinkels (β)
- Messung des Laufschaufelmoments über der Thoma-Zahl (σ , H_s)
- Lauf- und Leitschaufelgeometrie und hydraulische Kontur

3.4.1. Übersicht der verschiedenen Anlagen

Aus einer Vielzahl vorhandener Messungen unterschiedlicher Anlagen wurden jene ausgewählt, bei denen alle bzw. die meisten der benötigten Daten vorhanden sind. Die Auswahl ist begrenzt, da Daten benötigt werden, welche vertraglich nicht immer gefordert und somit auch nicht standardmäßig gemessen werden. Eine Messung ist immer mit hohen Kosten verbunden, weswegen auf eine Durchgangsmessung teilweise verzichtet wird.

Um die einzelnen Anlagen besser miteinander vergleichen zu können, wurde die Auswahl auf „5-Flügler“, d.h. Kaplanturbinen mit fünf Laufschaufeln, eingeschränkt. Ein weiterer Grund für diese Begrenzung ist die Relevanz und die große Verbreitung von 5-flügeligen Kaplanturbinen. Tabelle 3.1 gibt einen kurzen Überblick über die verwendeten Anlagen mit ihren wichtigsten Daten. Dabei ist zu beachten, dass das Optimum der einzelnen Anlagen bereits bei einem Laufschaufelwinkel nach Linzer Definition (siehe Kapitel 3.4.4) angegeben ist.

Anlage	D_M [m]	n_q [min^{-1}]	β_{opt} [$^\circ$]
K5-2106	0.34	113	23.02
K5-416	0.34	134	19.62
K5-540F	0.308	136	20.97
K5-560	0.34	122	20.65
K5-605AR	0.308	160	25.31
K5-655	0.308	154	28.79
K5-725	0.34	126	20.02

Tabelle 3.1.: Übersicht der behandelten Anlagen

Die Bezeichnung *K5* bedeutet, dass es sich um eine Kaplanturbine mit fünf Laufschaufeln handelt. Der Modelldurchmesser (D_M) hängt, wie bereits erwähnt, vom verwendeten Prüfstand ab und liegt bei 308 bzw. 340 mm.

3.4.2. Messdaten

Die verwendeten Messungen liegen teilweise in komplett unterschiedlicher Form vor. Manche Messungen sind sehr ausführlich dokumentiert, wogegen andere sehr knapp gehalten wurden, was jedoch nichts über ihre Genauigkeit aussagt. Des Weiteren liegen einige Messungen digital in Form von Messfiles, andere wiederum nur als Bericht in Tabellenform bzw. als Diagramm vor. Jene Messungen, welche nur in graphischer Form vorhanden sind, müssen für die weitere Datenaufbereitung vorerst digitalisiert werden (siehe Kapitel 3.4.3). Für einige Anlagen liegt eine Messung des Laufschaufelmoments infolge der Fliehkraft ($T B c$) vor. Bei diesen Messungen ist meist das hydraulische Laufschaufelmoment ($T B h$) als Ergebnis angegeben, welches aber auch, falls es nicht angegeben ist, sehr einfach ermittelt werden kann (siehe Kapitel 2.5). Für jene Anlagen, bei denen keine Messung des Fliehkraftmoments durchgeführt wurde, kann mit Hilfe der analytischen Berechnung des Laufschaufelmoments infolge der Fliehkraft (siehe Kapitel 2.5.2) das hydraulische Laufschaufelmoment ebenfalls ermittelt werden.

Eine Überprüfung der analytischen Berechnung anhand der vorhandenen Messungen erfolgt in Kapitel 5.

Abbildung 3.4 stellt eine Messung des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh_{ED}) über der spezifischen Drehzahl (Ku) bei Durchgang anhand der Anlage K5 – 655 dar. Für jede Lauf- und Leitradstellung stellt sich eine Durchgangsdrehzahl mit dem dazugehörigen Laufschaufelmoment ein. Jede durchgezogene Linie steht für einen konstanten Laufschaufelwinkel (β) bei unterschiedlichen Leitschaufelwinkeln (α). Dabei ist zu beachten, dass der Laufschaufelwinkel nach Züricher Definition (siehe Kapitel 3.4.4) festgelegt ist.

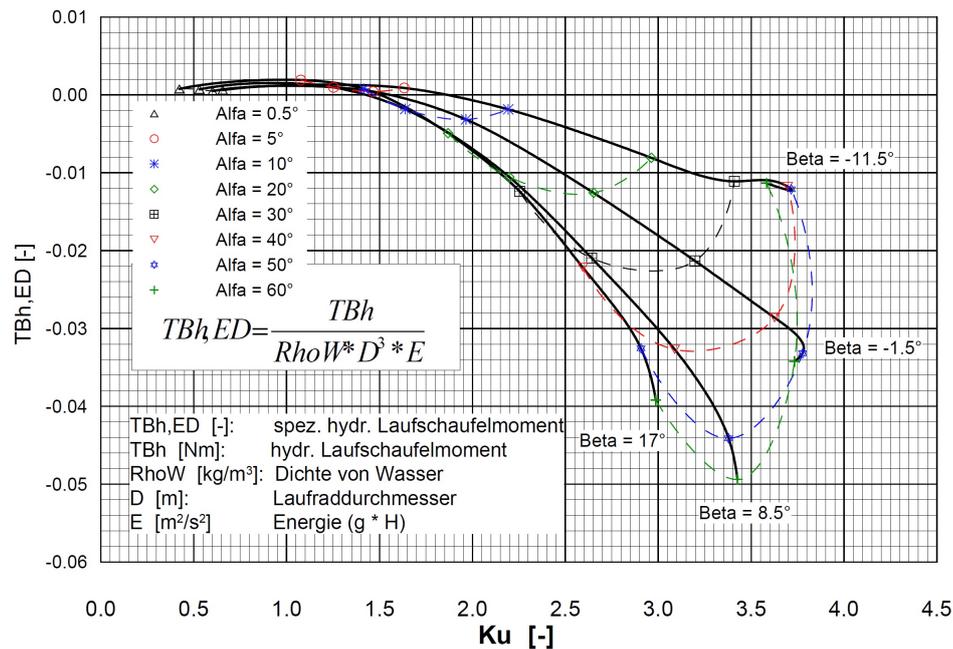


Abbildung 3.4.: Beispielmessung des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh_{ED}) bei Durchgang anhand der Anlage K5 – 655 (Hydro, 2006a, S.10)

Da für diese Anlage eine Messung des Fliehkraftmoments durchgeführt wurde, ist hier nicht das gesamte Laufschaufelmoment (TB), sondern bereits das gewünschte spezifische hydraulische Laufschaufelmoment (TBh_{ED}) aufgetragen.

3.4.3. Digitalisierung

Wie bereits in Kapitel 3.4.2 erwähnt, liegen einige Messungen nur in graphischer Form vor und müssen für die weitere Bearbeitung zuerst digitalisiert werden. Für diese Auf-

gabe wurde das Programm *GetData Graph Digitizer (Version 2.25.0.32)* von der Firma Andritz Hydro zur Verfügung gestellt. Mit Hilfe dieses Programms werden der Koordinatenursprung und anschließend die x- und y-Achse mit Start- und Endwert festgelegt, wodurch ein Raster erstellt wird. Durch Markieren der Messpunkte mit dem Cursor werden die einzelnen Punkte mit ihren x- und y-Koordinaten in eine Excel Datei exportiert, wo sie im Anschluss weiter bearbeitet werden können.

3.4.4. Definition des Laufschaufelwinkels

Die vorliegenden Messungen wurden von mehreren Firmen durchgeführt, welche den Laufschaufelwinkel (β) jeweils unterschiedlich definieren. Tabelle 3.2 gibt einen Überblick über die unterschiedlichen Definitionen der β -null-Stellung der einzelnen Firmen.

Definition	Bezug	Art
Linz	Geometrie	β -null-Stellung durch Messpunkte auf Zylinderschnitt
GE Canada	Geometrie	β -null-Stellung durch Messpunkte abhängig vom Modelldurchmesser auf einer Geraden
GE Finland	Geometrie	β -null-Stellung durch Messpunkte abhängig vom Modelldurchmesser auf einer Geraden
Zürich	Rechnung	β -null-Stellung bei angenommenen Optimum
Schweden	Rechnung	β -null-Stellung bei angenommenen Optimum

Tabelle 3.2.: Unterschiedliche Definition des Laufschaufelwinkels (β)

Damit die einzelnen Anlagen miteinander verglichen werden können, müssen alle in eine einheitlich gewählte β -Definition übergeführt werden. Im weiteren Verlauf dieser Arbeit wird der Laufschaufelwinkel (β) ausschließlich nach Linzer Definition angegeben. Wie die einzelnen β -Definitionen festgelegt sind, wird in den nächsten Punkten ausführlicher behandelt.

Andritz Hydro Linz

Nach Linzer Definition (geometriebezogen) ist die Nullstellung des Laufschaufelwinkels (β) erreicht, wenn der vertikale Abstand (A) zwischen den zwei Messpunkten auf der Druckseite ($MP1$ und $MP2$) gleich null ist. Diese Messpunkte befinden sich entlang des Radius (R), sind auf die Zapfenachse bezogen und weisen den Abstand ($X1$) in Richtung Eintrittskante (EK) (engl.: Leading Edge) und den Abstand ($X2$) in Richtung Austrittskante (AK) (engl.: Trailing Edge) auf. Diese Definition des Laufschaufelwinkels kann auf jeden beliebigen Modelldurchmesser skaliert werden. Abbildung 3.5 veranschaulicht graphisch, wie die β -null-Stellung durch Andritz Hydro Linz festgelegt wird.

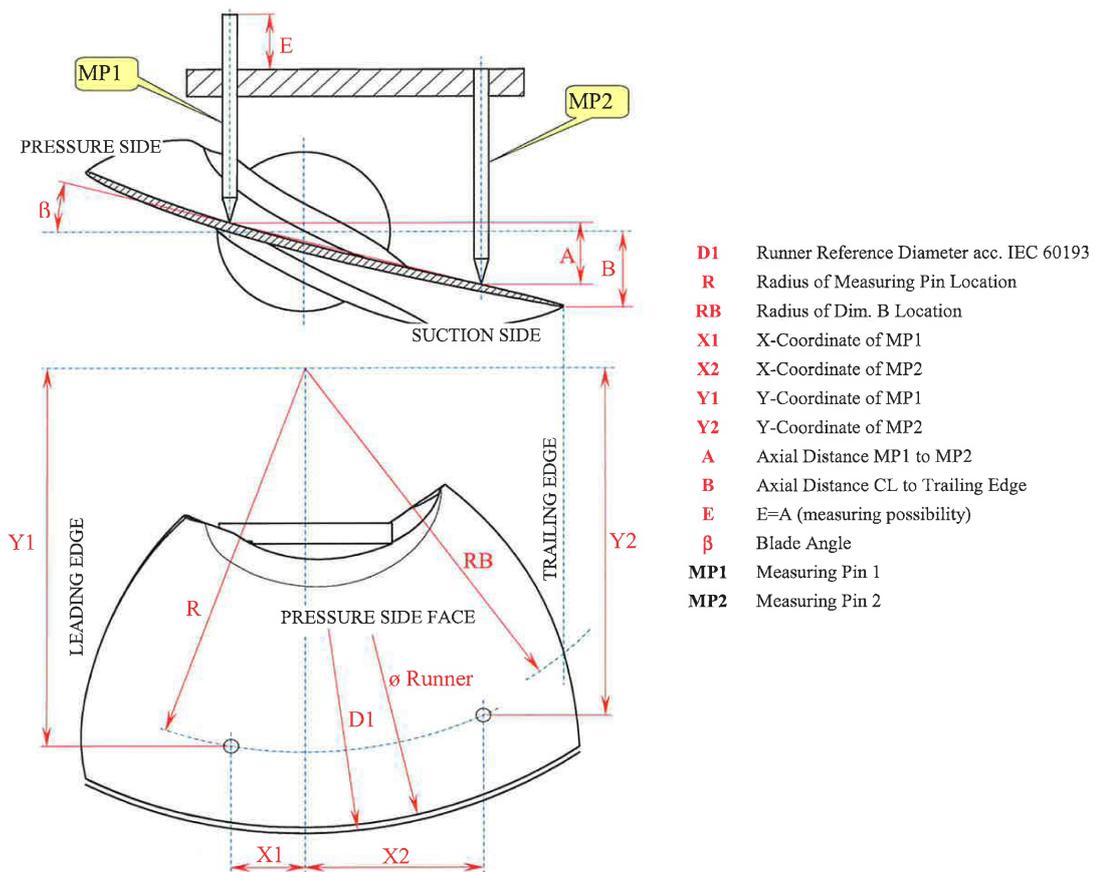


Abbildung 3.5.: Definition des Laufschaufelwinkels (β) durch Andritz Hydro Linz (β -Definition) (Hydro, 2008, S.1)

Wie bereits erwähnt, wird der Laufschaufelwinkel (β) im weiteren Verlauf dieser Arbeit immer, wie in Abbildung 3.5 beschrieben, ermittelt.

Andritz Hydro GE Canada / Finland

Die Definition des Laufschaufelwinkels (β) nach GE Canada bzw. Finnland ist in Abbildung 3.6 dargestellt. Die Nullstellung des Laufschaufelwinkels (β) wird wie bei der Linzer Definition durch Geometriefaktoren festgelegt. Ist der senkrechte Abstand zwischen den zwei Messspitzen und der Zapfenachse gleich groß, d.h. $N = T$, so befindet sich der Flügel in der β -null-Stellung. Im Gegensatz zur Linzer Definition ist die Anordnung der Messspitzen entlang einer horizontalen Gerade, welche normal auf die Zapfen- und Turbinenachse steht. Diese Gerade ist um den Abstand (X) von der Turbinenachse entfernt. Der Messpunkt ($P1$) ist um den Abstand (K) von der Zapfenachse in Richtung Eintrittskante und der Messpunkt ($P2$) um den Abstand (J) von der Zapfenachse in Richtung Austrittskante verschoben. In der Definition des Laufschaufelwinkels durch GE Canada / Finland sind alle Abstände in Prozent auf den Modelldurchmesser bezogen, wodurch sie für alle Modellgrößen geeignet ist.

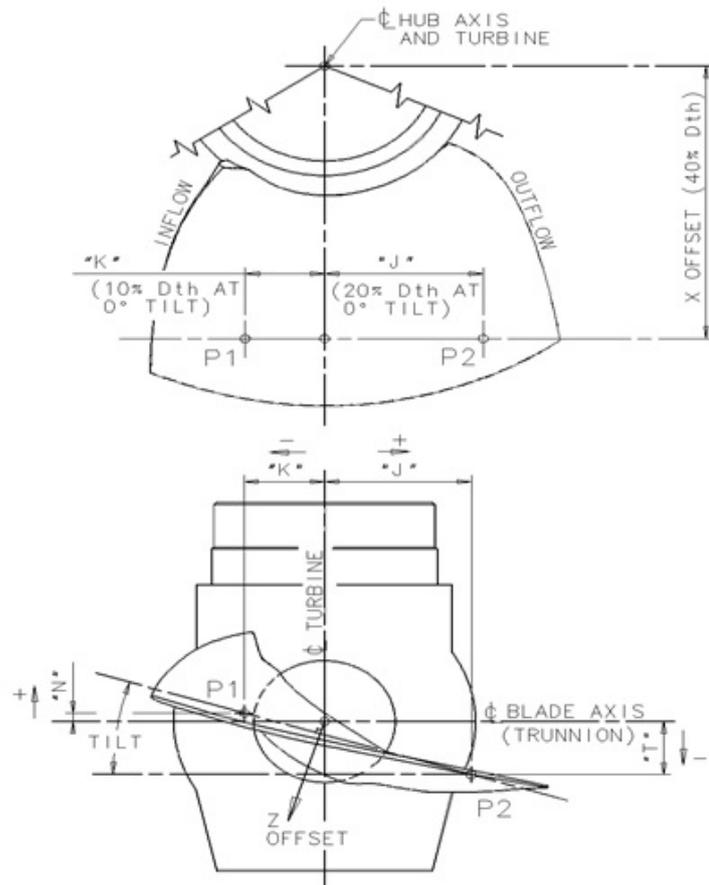


Abbildung 3.6.: Definition des Laufschaufelwinkels (β) durch Andritz Hydro GE Canada bzw. Finnland (β -Definition) (GE-Canada, o. J., S.2)

Andritz Hydro Zürich / Schweden

Die Definition der β -null-Stellung ist laut Zürich und Schweden von der Berechnung abhängig. Dabei wird der Laufschaufelwinkel in jener Stellung als Null definiert, in der der vermutete beste Wirkungsgrad auftritt. Der höchste Wirkungsgrad tritt je nach Anlage bei unterschiedlichen Laufschaufelwinkeln auf, weswegen eine allgemeine Umrechnung auf die Linzer Definition nicht möglich ist. Der Unterschied zur Linzer Definition ($\Delta\beta$) kann nur ermittelt werden, wenn der Laufschaufelwinkel nach Züricher bzw. Schwedischer Definition der CAD-Datei bekannt ist und somit die Differenz zur Linzer Definition im CAD-Programm ausgemessen werden kann.

3.4.5. Darstellungsform

Um die einzelnen Anlagen miteinander vergleichbar zu machen, ist eine einheitliche Darstellungsform notwendig. Hierfür wird das spezifische hydraulische Laufschaufelmoment (TBh_{ED}) und die spezifische Drehzahl (n_{ED}) über dem spezifischen Durchfluss (Q_{ED}) aufgetragen (siehe Abbildung 3.7 und 3.8). Jede durchgezogene Kurve steht dabei für einen Laufschaufelwinkel (β), wobei eine strichlierte Kurve einen Leitschaufelwinkel (α) darstellt. Wichtig dabei ist, dass der Laufschaufelwinkel (β) bei jedem der verschiedenen Flügel in der Linzer β -Definition angegeben wird.

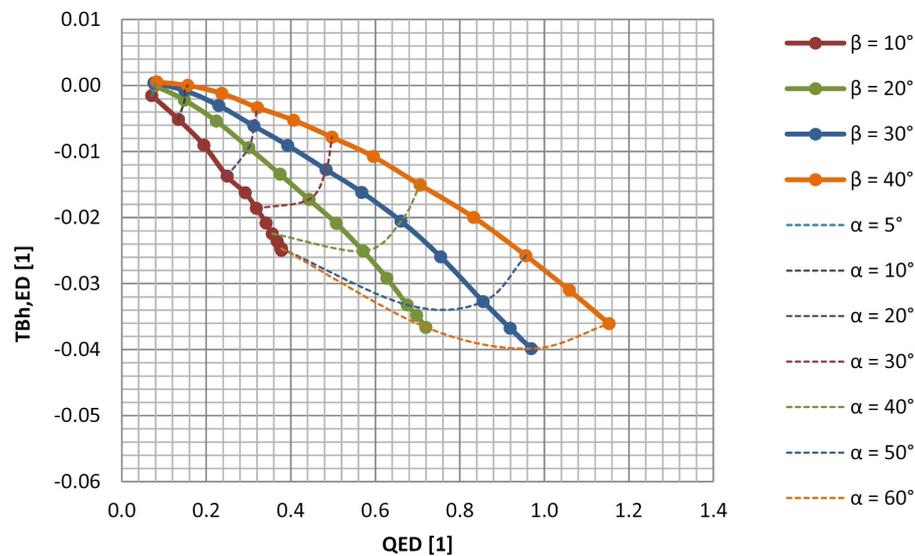


Abbildung 3.7.: Einheitsliche Darstellungsform des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh_{ED}) über dem spezifischen Durchfluss (Q_{ED}) anhand der Anlage $K5 - 2106$

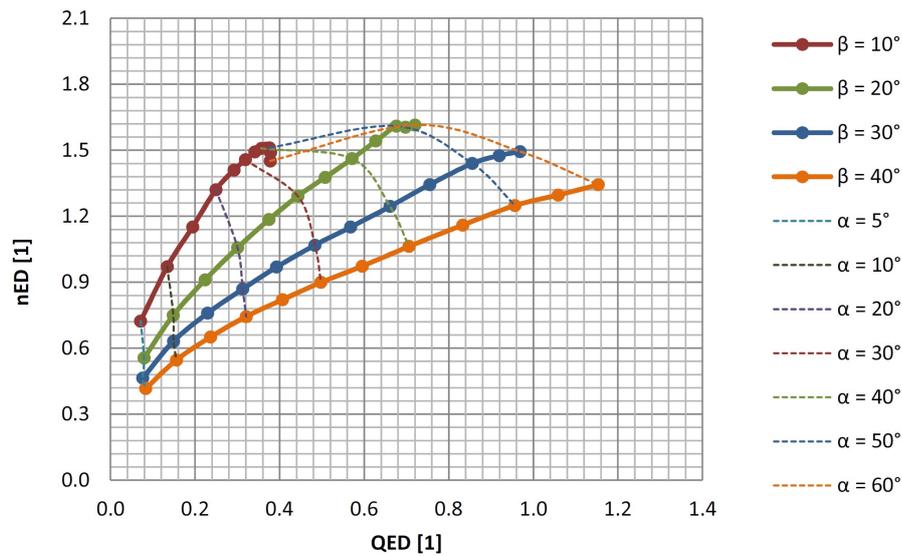


Abbildung 3.8.: Einheitsliche Darstellungsform der spezifischen Drehzahl (n_{ED}) über dem spezifischen Durchfluss (Q_{ED}) anhand der Anlage $K5 - 2106$

Das Laufschaufelmoment infolge der Fliehkraft (TBc) wurde nicht bei allen Anlagen gemessen. Um einen Fehler zwischen der analytischen Berechnung des Fliehkraftmoments (siehe Kapitel 2.5.2) und der Messung zu vermeiden, wird für diese Arbeit immer das analytisch berechnete Laufschaufelmoment infolge der Fliehkraft verwendet. Daher muss bei allen Anlagen, bei denen eine Messung des Fliehkraftmoments vorliegt, und daher bei den Messergebnissen direkt das hydraulische Laufschaufelmoment (TBh) angegeben wurde, das gemessene Fliehkraftmoment aufsummiert und im Anschluss das analytisch berechnete Fliehkraftmoment subtrahiert werden (siehe Formel 3.11).

$$TBh = TBh_{\text{Messung}} + TBc_{\text{Messung}} - TBc_{\text{Analytisch}} \quad [Nm] \quad (3.11)$$

Das hydraulische Laufschaufelmoment (TBh) berechnet sich für jene Anlagen, bei denen keine Messung des Fliehkraftmoments durchgeführt wurde, und daher das gesamte Laufschaufelmoment (TB) in den Messergebnissen angeführt ist, nach Formel 3.12.

$$TBh = TB - TBc_{\text{Analytisch}} \quad [Nm] \quad (3.12)$$

Wie bereits in Kapitel 2.9 erwähnt, werden die Drehzahl (n), der Durchfluss (Q) und das hydraulische Laufschaufelmoment ($T Bh$) laut IEC-Norm 60193 wie folgt normiert.

$$T Bh_{\text{ED}} = \frac{T Bh}{\rho g H D^3} \quad [1] \quad (3.13)$$

$$Q_{\text{ED}} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{g H}} \quad [1] \quad (3.14)$$

$$n_{\text{ED}} = \frac{n D}{\sqrt{g H}} \quad [1] \quad (3.15)$$

4. Vergleich der gewählten Anlagen

In diesem Kapitel werden die gewählten Anlagen untereinander auf Ähnlichkeiten überprüft. Dabei werden neben den einzelnen Anlagewerten bzw. Kennzahlen, wie zum Beispiel das spezifische hydraulische Laufschaufelmoment ($T B h_{ED}$), die spezifische Drehzahl (n_{ED}) usw., auch die unterschiedlichen Geometrien verglichen. Des Weiteren wird untersucht, unter welchen Umständen das maximale hydraulische Laufschaufelmoment der einzelnen Anlagen auftritt.

4.1. Vergleich der einzelnen Anlagenmesswerte

Die Messungen der einzelnen Anlagen wurden über unterschiedliche Bereiche des Leitschaufelwinkels (α) und des Laufschaufelwinkels (β) durchgeführt. Verglichen können jedoch nur jene Werte werden, welche in einem Bereich liegen, der bei allen Anlagen gemessen wurde. Daher wird für den Vergleich der Leitschaufelwinkel (α) auf den minimalen (α_{\min}) und auf den maximalen Wert (α_{\max}), der tatsächlich bei allen Anlagen gemessen wurde, begrenzt. Die untere Grenze (α_{\min}) ist bei den vorliegenden Anlagen mit $\alpha_{\min} = 20^\circ$ festgelegt. Der maximale Leitschaufelwinkel (α_{\max}) wird durch die Anlage *K5 – 560* vorgegeben und liegt bei $\alpha_{\max} = 40^\circ$. Die restlichen Anlagen wurden bis zu einem Leitschaufelwinkel (α) von mindestens 60° gemessen. Daher wird ein Vergleich aller Anlagen bis zu einem maximalen Leitschaufelwinkel von $\alpha_{\max} = 40^\circ$ und ein Vergleich ohne der Anlage *K5 – 560* bis zu $\alpha_{\max} = 60^\circ$ durchgeführt.

Da die Messungen von unterschiedlichen Firmen auf verschiedenen Prüfständen durchgeführt wurden, sind für den Laufschaufelwinkel (β), wie bereits in Kapitel 3.4.4 beschrieben, unterschiedliche Definitionen vorhanden. Übergeführt in die Linzer Definition des Laufschaufelwinkels lässt sich erkennen, dass auch der Laufschaufelwinkel (β) von den einzelnen Firmen über unterschiedliche Bereiche gemessen wurde. Damit die verschiedenen Anlagen untereinander verglichen werden können, wurde darauf geachtet, dass der Laufschaufelwinkel (β) annähernd über denselben Bereich betrachtet wird.

In Tabelle 4.1 sind die verschiedenen Werte bzw. Kennzahlen aller vorliegenden Anlagen für den begrenzten Bereich des Leitschaukelwinkels von $\alpha_{\min} = 20^\circ$ bis $\alpha_{\max} = 40^\circ$ dargestellt.

Anlage		K5- 2106	K5- 416	K5- 540F	K5- 560	K5- 605AR	K5- 655	K5- 725
$n_{ED \min}$	[1]	0.744	0.772	0.823	0.892	0.859	0.841	0.853
$n_{ED \max}$	[1]	1.509	1.591	1.761	1.426	1.920	1.665	1.924
$n_{ED \text{Band.}}$	[1]	0.764	0.820	0.937	0.534	1.061	0.823	1.071
$Q_{ED \min}$	[1]	0.249	0.246	0.297	0.194	0.250	0.314	0.246
$Q_{ED \max}$	[1]	0.706	0.702	0.829	0.566	0.767	0.729	0.702
$Q_{ED \text{Band.}}$	[1]	0.457	0.457	0.532	0.372	0.517	0.415	0.456
$TBh_{ED \min}$	[1]	-0.025	-0.022	-0.030	-0.025	-0.028	-0.033	-0.031
$TBh_{ED \max}$	[1]	-0.003	-0.006	-0.003	-0.006	-0.004	-0.005	-0.003
$TBh_{ED \text{Band.}}$	[1]	0.022	0.016	0.026	0.020	0.025	0.028	0.028
β_{\min}	[°]	10.00	8.00	10.92	8.93	6.31	7.34	7.50
β_{\max}	[°]	40.00	36.00	38.42	25.73	25.31	35.84	29.5
$\beta_{\text{Band.}}$	[°]	30.00	28.00	27.50	16.80	19.00	28.50	22.00
N	[1]	0.434	0.434	0.440	0.472	0.400	0.400	0.434
$n_{ED \text{opt.}}$	[1]	0.65	0.70	0.69	0.64	0.73	0.68	0.66
$Q_{ED \text{opt.}}$	[1]	0.36	0.33	0.35	0.33	0.43	0.47	0.33
$\beta_{\text{opt.}}$	[°]	23.02	19.62	20.97	20.65	25.31	28.79	20.02
n_q	$[\frac{1}{\min}]$	113	134	136	122	160	154	126

Tabelle 4.1.: Anlagenwerte für den Betrachtungsbereich von $\alpha = 20^\circ$ bis 40°

Tabelle 4.2 stellt die Kennzahlen der unterschiedlichen Anlagen für den begrenzten Bereich des Leitschaufelwinkels von $\alpha_{\min} = 20^\circ$ bis $\alpha_{\max} = 60^\circ$ dar. Dabei ist zu beachten, dass die Werte der Anlage *K5 – 560*, im Vergleich mit Tabelle 4.1, unverändert bleiben, da diese Anlage nur bis zu einem maximalen Leitschaufelwinkel von $\alpha_{\max} = 40^\circ$ gemessen wurde. Für den weiteren Vergleich der Anlagen bis zu einem Leitschaufelwinkel von $\alpha_{\max} = 60^\circ$ wird daher die Anlage *K5 – 560* nicht berücksichtigt.

Anlage		K5- 2106	K5- 416	K5- 540F	K5- 560	K5- 605AR	K5- 655	K5- 725
$n_{ED \min}$	[1]	0.744	0.772	0.823	0.892	0.859	0.841	0.853
$n_{ED \max}$	[1]	1.615	1.671	1.919	1.426	2.005	1.700	2.044
$n_{ED \text{Band.}}$	[1]	0.871	0.899	1.096	0.534	1.146	0.859	1.191
$Q_{ED \min}$	[1]	0.249	0.246	0.297	0.194	0.250	0.314	0.246
$Q_{ED \max}$	[1]	1.153	0.958	1.395	0.566	1.075	1.000	1.171
$Q_{ED \text{Band.}}$	[1]	0.904	0.712	1.098	0.372	0.825	0.685	0.924
$TBh_{ED \min}$	[1]	-0.040	-0.035	-0.052	-0.025	-0.039	-0.050	-0.050
$TBh_{ED \max}$	[1]	-0.003	-0.006	-0.003	-0.006	-0.004	-0.005	-0.003
$TBh_{ED \text{Band.}}$	[1]	0.037	0.029	0.049	0.020	0.035	0.045	0.048
β_{\min}	[°]	10.00	8.00	10.92	8.93	6.31	7.34	7.50
β_{\max}	[°]	40.00	36.00	38.42	25.73	25.31	35.84	29.5
$\beta_{\text{Band.}}$	[°]	30.00	28.00	27.50	16.80	19.00	28.50	22.00
N	[1]	0.434	0.434	0.440	0.472	0.400	0.400	0.434
$n_{ED \text{opt.}}$	[1]	0.65	0.70	0.69	0.64	0.73	0.68	0.66
$Q_{ED \text{opt.}}$	[1]	0.36	0.33	0.35	0.33	0.43	0.47	0.33
$\beta_{\text{opt.}}$	[°]	23.02	19.62	20.97	20.65	25.31	28.79	20.02
n_q	$[\frac{1}{\min}]$	113	134	136	122	160	154	126

Tabelle 4.2.: Anlagenwerte für den Betrachtungsbereich von $\alpha = 20^\circ$ bis 60°

Alle Werte aus Tabelle 4.1 und 4.2 werden für den Vergleich normiert und können somit jeweils in einem Diagramm dargestellt werden. Hierfür wird der Mittelwert, das Maximum und das Minimum einer Kennzahl aus allen betrachteten Anlagen gebildet und mit Hilfe von Formel 4.1 der normierte Wert berechnet.

$$x_n = \frac{x - \bar{x}}{x_{\max} - x_{\min}} \quad [1] \quad (4.1)$$

x_n	normierter Wert
x	Wert
\bar{x}	Mittelwert
x_{\max}	Maximum
x_{\min}	Minimum

In Abbildung 4.1 und 4.2 sind die normierten Werte von Tabelle 4.1 und 4.2 graphisch veranschaulicht. Daraus ist ersichtlich, dass das Verhalten der verschiedenen Anlagen bei Betrachtung der Bereiche bis $\alpha_{\max} = 40^\circ$ bzw. bis $\alpha_{\max} = 60^\circ$ sehr ähnlich ist. Es geht hervor, dass die Anlagen $K5 - 655$ und $K5 - 605AR$ eine höhere spezifische Drehzahl (n_q) besitzen. Das Optimum dieser Anlagen befindet sich bei einem größeren Laufschaufelwinkel (β) und einem höheren spezifischen Durchfluss (Q_{ED}). Ansonsten liegt das Optimum aller Anlagen annähernd im selben Bereich. Weiters ist zu erkennen, dass das Nabenverhältnis (N) ebenfalls keine großen Unterschiede aufweist.

Der Laufschaufelwinkel (β) wurde bei den Anlagen je nach Firma und Prüfstand bei unterschiedlichen Winkeln gemessen und besitzt daher unterschiedliche Minima und Maxima, wodurch auch dessen Bandbreite variiert. Die kleinste Bandbreite des Laufschaufelwinkels weist dabei die Anlage $K5 - 560$ auf. Diese besitzt daher auch eine geringere Bandbreite der spezifischen Drehzahl (n_{ED}) und des spezifischen Durchflusses (Q_{ED}). Die größten Unterschiede sind bei dem kleinsten hydraulischen Laufschaufelmoment ($TBh_{ED \text{ MIN}}$) zu erkennen.

Die spezifische Drehzahl (n_{ED}), der spezifische Durchfluss (Q_{ED}) und das spezifische hydraulische Laufschaufelmoment (TBh_{ED}) hängen von den betrachteten Laufschaufelwinkeln (β) ab. Da dieser bei den untersuchten Anlagen variiert, können keine aussagekräftigen Zusammenhänge gefunden werden.

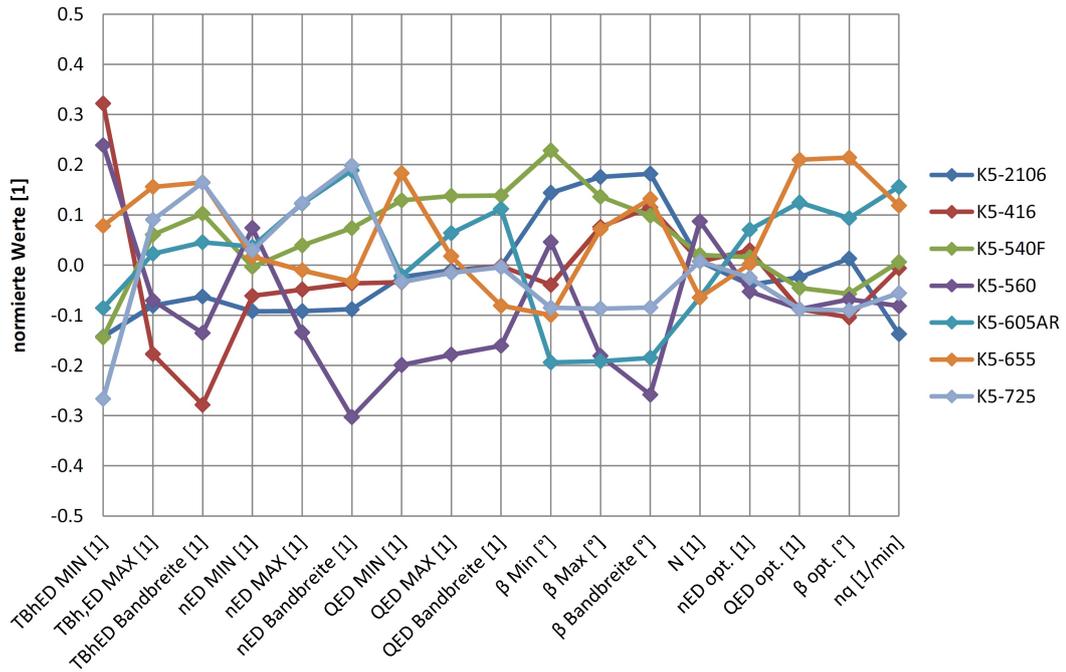


Abbildung 4.1.: Vergleich der einzelnen Anlagen für den Bereich bis $\alpha_{\max} = 40^\circ$

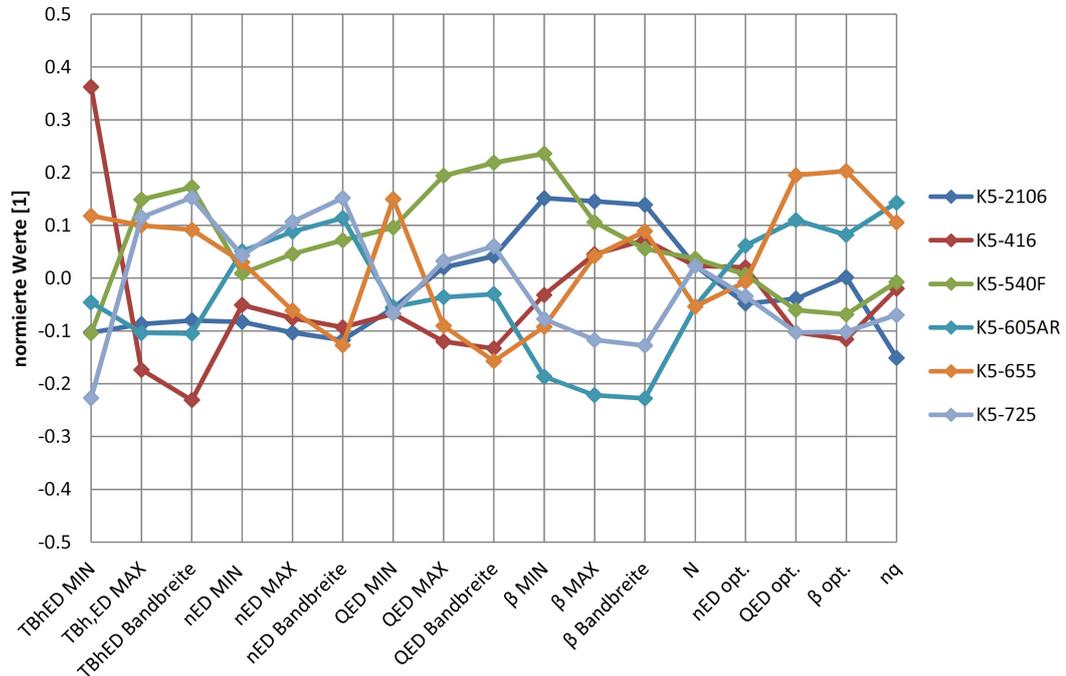


Abbildung 4.2.: Vergleich der einzelnen Anlagen für den Bereich bis $\alpha_{\max} = 60^\circ$

Ein Grund dafür ist, dass jede Anlage bei mehreren Laufschaufelwinkeln (β) gemessen wurde, welche sich jedoch von Anlage zu Anlage unterscheiden. Es besteht die Möglichkeit, dass sich zwischen den einzelnen gemessenen Laufschaufelwinkel ein Maximum bzw. Minimum befindet, welches allerdings durch die Messung nicht erfasst wurde. In Abbildung 4.3 sind die Anlagen $K5 - 2106$, $K5 - 605AR$ und $K5 - 540F$ gegenübergestellt. Dabei ist das spezifische hydraulische Laufschaufelmoment (TBh_{ED}) und die spezifische Drehzahl (n_{ED}) über dem spezifischen Durchfluss (Q_{ED}) für unterschiedliche Leit- und Laufschaufelwinkel dargestellt.

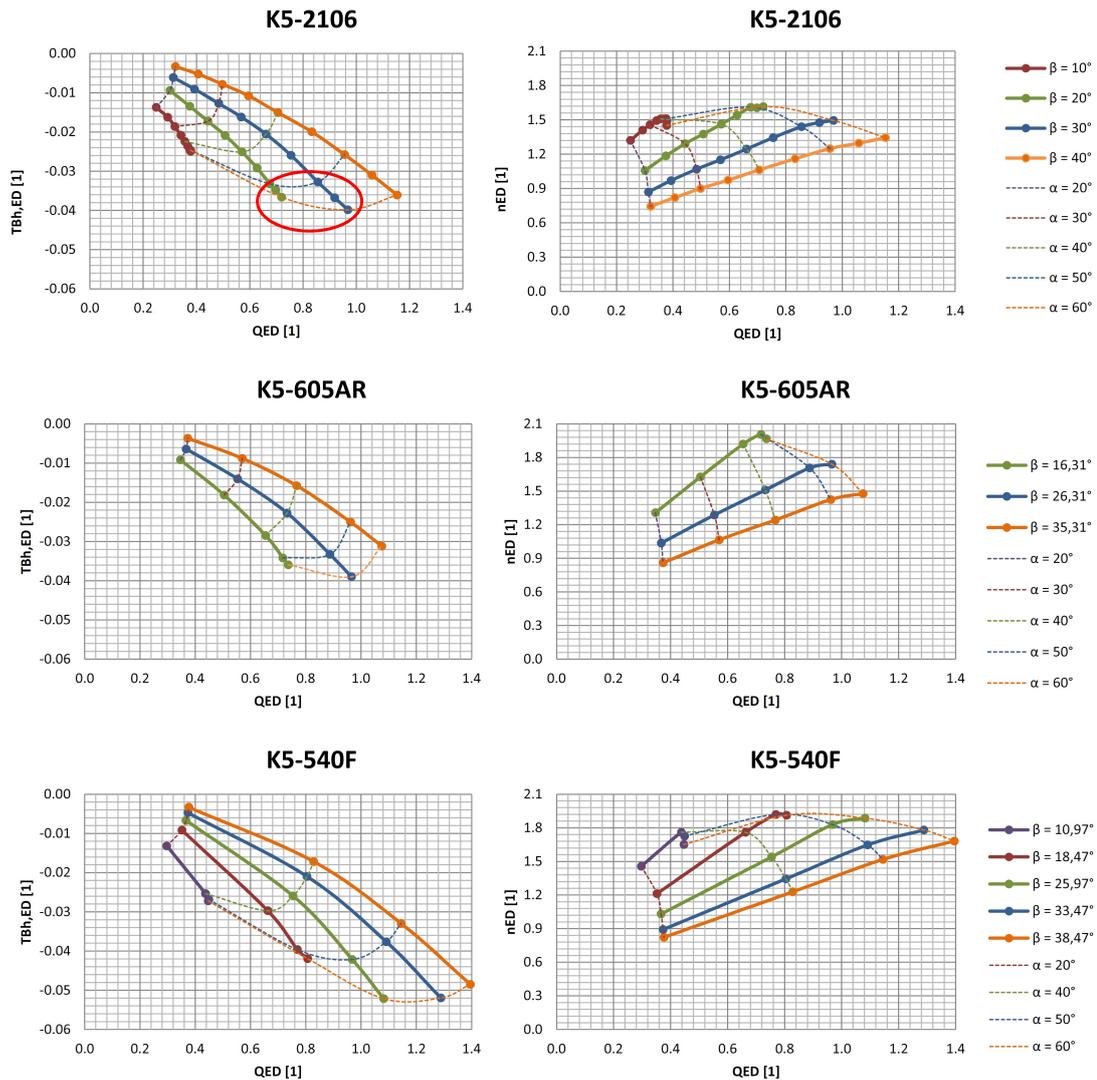


Abbildung 4.3.: Vergleich von n_{ED} , Q_{ED} und TBh_{ED} der Anlagen $K5 - 2106$, $K5 - 605AR$ und $K5 - 540F$

Das betragsmäßig größte spezifische hydraulische Laufschaufelmoment (TBh_{ED}) der An-

lagen $K5 - 605AR$ und $K5 - 540F$ liegt bei einem Laufschaufelwinkel (β) von ca. 26° . Bei der Anlage $K5 - 2106$ befindet sich der betragsmäßig größte gemessene Wert jedoch bei einem Laufschaufelwinkel von 30° . Der nächst kleinere untersuchte Laufschaufelwinkel liegt bei 20° . Der Bereich zwischen diesen Winkeln (rot markiert) wurde jedoch nicht untersucht. Es ist somit möglich, dass das tatsächliche Maximum der Anlage $K5 - 2106$ ebenfalls bei einem Laufschaufelwinkel von ca. 26° liegt.

Durch diese sehr grobe Unterteilung des Laufschaufelwinkels können keine exakten Aussagen darüber getroffen werden, bei welchem Laufschaufelwinkel (β) das größte spezifische hydraulische Laufschaufelmoment ($T B h_{ED}$) auftritt. Hierfür ist eine genauere Untersuchung notwendig, welche in Kapitel 4.3 durchgeführt wird.

4.2. Vergleich der Geometrien

Neben dem Vergleich der verschiedenen Kennzahlen der Anlagen wird auch ein Vergleich der Geometrien durchgeführt. Wie in Kapitel 3.4.1 bereits erwähnt, weisen die vorhandenen Anlagen unterschiedliche Modelldurchmesser auf. Um sie miteinander vergleichen zu können, wurden alle Anlagen auf einen einheitlichen Modelldurchmesser von 340 mm skaliert und im Anschluss in ihre β -null-Stellung (Linzer Definition) gedreht (siehe Kapitel 3.4.4). Für den Vergleich wurden Profilschnitte (siehe Kapitel 2.3) bei den Durchmessern 205 mm und 270 mm durchgeführt. In Abbildung 4.4 sind die Durchmesser, an denen die Profilschnitte durchgeführt werden, graphisch dargestellt, wobei gut zu erkennen ist, dass ein Durchmesser von 205 mm etwa einem Drittel und ein Durchmesser von 270 mm etwa zwei Drittel der radialen Schauffellänge entspricht.

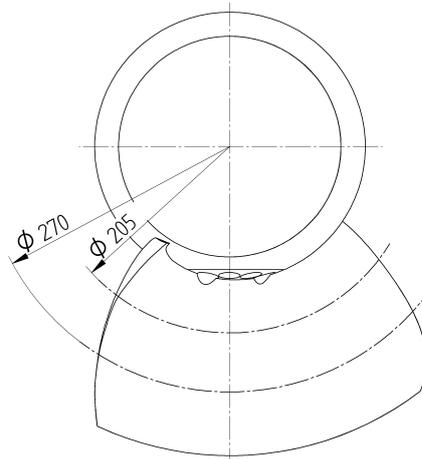


Abbildung 4.4.: Durchmesser (205 und 270 mm), an denen die Profilschnitte durchgeführt werden, anhand der Anlage $K5 - 2106$

In Abbildung 4.5 sind die Profilschnitte der verschiedenen Anlagen bei einem Durchmesser von 205 mm links und jene, welche bei einem Durchmesser von 270 mm durchgeführt wurden, rechts dargestellt. Die Bemaßung der Eintrittskante zur Zapfenachse ist in Prozent angegeben, welche auf die Gesamtlänge der Schaufel bezogen ist.

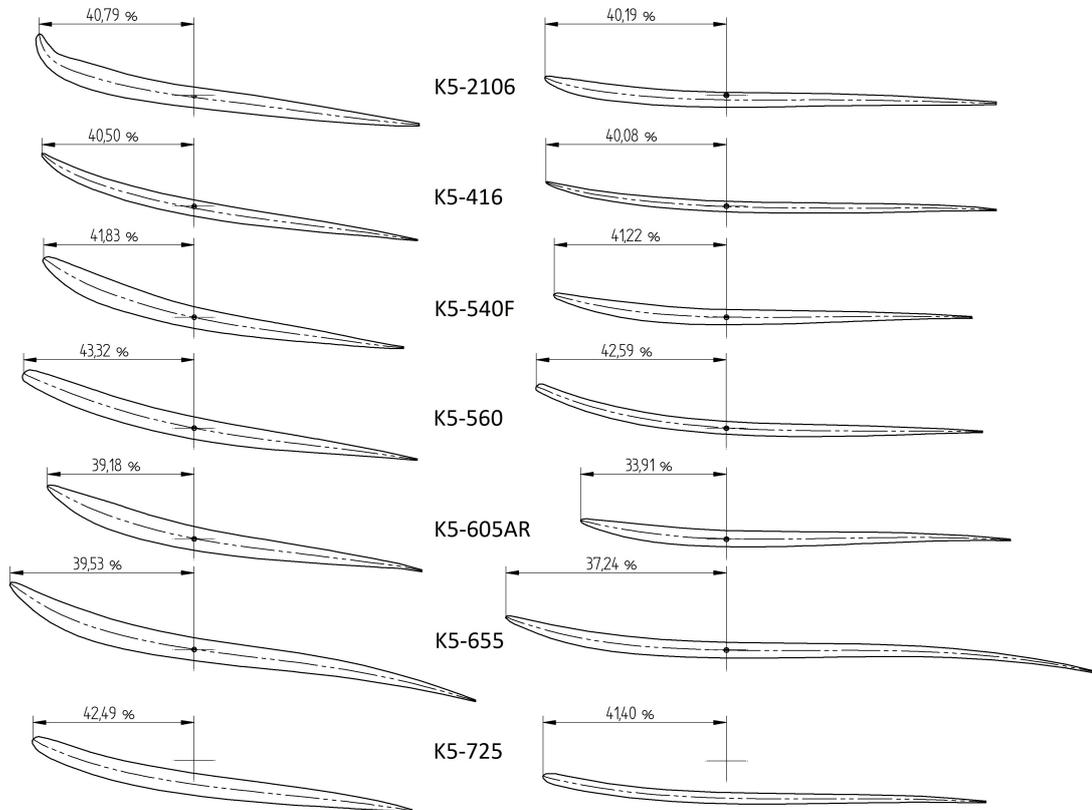


Abbildung 4.5.: Profilschnitte der einzelnen Flügel bei den Durchmessern 205 mm (links) und 270 mm (rechts)

Aus Abbildung 4.5 ist der Unterschied der Schaufelgeometrien gut ersichtlich. Besonders auffällig ist die Anlage $K5 - 655$, da die Schaufel im Vergleich zu den anderen Anlagen deutlich länger ausfällt und die Austrittskante sehr stark nach unten gebogen ist. Anhand der Lage der Zapfenachse ist bei der Anlage $K5 - 725$ zu erkennen, dass die Schaufel stark abgesenkt wurde. Die Schaufel der Anlage $K5 - 2106$ wurde ebenfalls leicht abgesenkt. Die Eintrittskante wurde teilweise sehr spitz ($K5 - 416$), teilweise aber auch sehr rund ($K5 - 560$) ausgeführt. Prozentuell betrachtet liegt die Eintrittskante der Anlage $K5 - 605AR$ am nächsten an der Zapfenachse und die Eintrittskante der Anlage $K5 - 560$ am weitesten davon entfernt.

Werden die Abstände der Eintrittskante und der Austrittskante zur Zapfenachse in absoluten Zahlen betrachtet und wie in Kapitel 4.1 beschrieben normiert, so können sie in einem Diagramm miteinander verglichen werden. Dabei wird der Abstand zwischen Eintrittskante und Zapfenachse in einem Profilschnitt mit a und der Abstand zwischen Austrittskante und Zapfenachse in einem Profilschnitt mit b bezeichnet (siehe Abbildung 4.6).

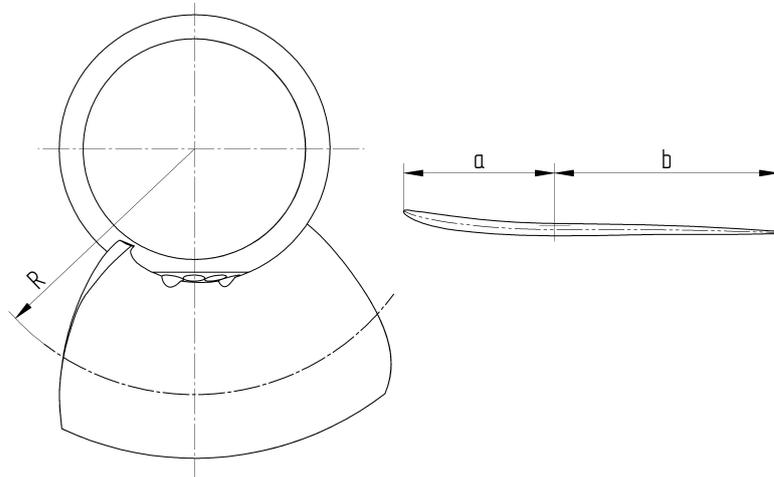


Abbildung 4.6.: Abstand der Eintrittskante und Austrittskante zur Zapfenachse in einem Profilschnitt anhand der Anlage K5 – 2106

In Abbildung 4.7 sind die normierten Werte der Abstände a und b in den Profilschnitten mit den Durchmessern 205 mm und 270 mm dargestellt.

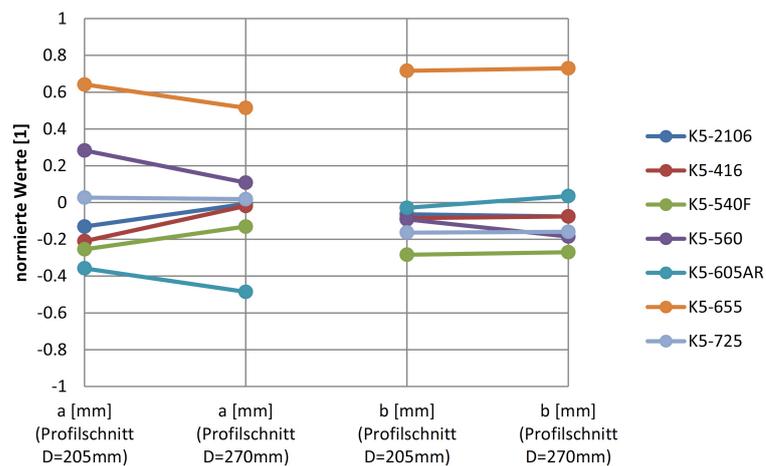


Abbildung 4.7.: Vergleich der Abstände a und b der einzelnen Anlagen

Hier lässt sich, wie bereits in Abbildung 4.5, sehr deutlich erkennen, dass die Anlage $K5 - 655$ weit über den restlichen liegt. Weiters ist ersichtlich, dass der Abstand der Austrittskante zur Zapfenachse (b) bei allen Anlagen mit Ausnahme der Anlage $K5 - 655$ an beiden Profilschnitten ähnlich ausfällt. Der Abstand der Eintrittskante (a) der Anlage $K5 - 605AR$ liegt besonders im Profilschnitt bei einem Durchmesser von 270mm unterhalb der vergleichbaren Anlagen, was aus Abbildung 4.5 ebenfalls gut hervorgeht. Die Eintrittskante der Anlage $K5 - 560$ liegt in einem Profilschnitt mit dem Durchmesser 205mm weiter von der Zapfenachse entfernt als bei den restlichen Anlagen.

Der Unterschied zwischen den jeweiligen Schaufelgeometrien wird weiter verdeutlicht, indem die Profilschnitte der einzelnen Anlagen übereinandergelegt werden. Um die Profilschnitte der einzelnen Schaufeln unterscheiden zu können, werden sie eingefärbt und in Abbildung 4.8 graphisch dargestellt.

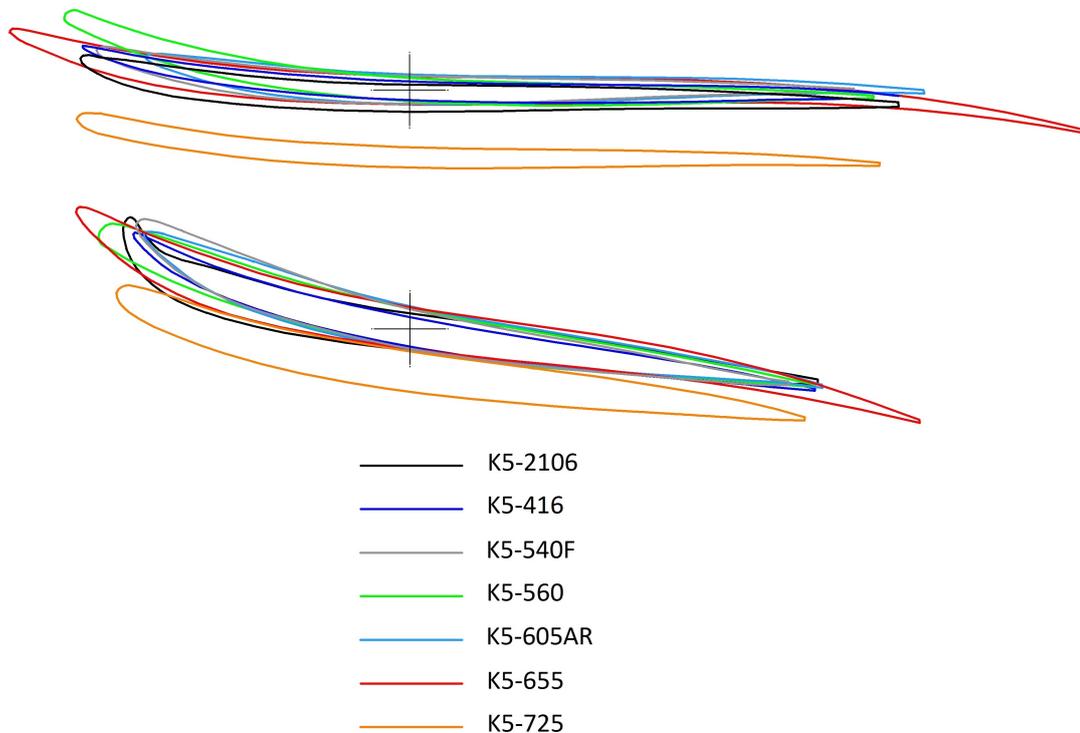


Abbildung 4.8.: Profilschnitte der untersuchten Anlagen bei den Durchmessern 205mm (unten) und 270mm (oben) übereinandergelegt

Auffällig dabei ist die Eintrittskante der Anlage $K5 - 2106$ im Profilschnitt bei einem Durchmesser von 205mm , da sie im Vergleich um einiges stärker nach oben gebogen ist. Des Weiteren lässt sich aus Abbildung 4.8 die Absenkung der Anlage $K5 - 725$

und die extreme Schauffellänge der Anlage $K5 - 655$ gut erkennen. Im Profilschnitt bei einem Durchmesser von 270mm ist die im Vergleich stark nach oben gebogene Eintrittskante der Anlage $K5 - 560$ auffällig. Ansonsten lassen sich durchaus Gemeinsamkeiten zwischen den Geometrien der einzelnen Anlagen erkennen. Da jedoch besonders die Eintrittskante (EK) und die Austrittskante (AK) das Verhalten der Anlage beeinflussen und diese teilweise sehr große Unterschiede aufweisen, kann von doch sehr verschiedenen Schauffelgeometrien gesprochen werden.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass alle untersuchten Anlagen sowohl anhand ihrer Kennzahlen als auch in ihrer Geometrie unterschiedlich sind. Für die weiteren Untersuchungen ist somit eine große Bandbreite verschiedener Laufschauffelgeometrien abgedeckt.

4.3. Auftreten des maximalen hydraulischen Laufschauffelmoments

Wie bereits beschrieben, wurden die Messungen von jeder Firma bei unterschiedlichen Stellungen des Laufschauffelwinkels (β) durchgeführt. Dadurch ergibt sich für jede Anlage ein maximales spezifisches hydraulisches Laufschauffelmoment (TBh_{ED}) bei einem bestimmten Laufschauffelwinkel. Das tatsächliche Maximum der Anlage könnte jedoch, wie bereits erwähnt, zwischen zwei gemessenen Stellungen des Laufschauffelwinkels auftreten.

Um dies zu untersuchen, wurde das spezifische hydraulische Laufschauffelmoment (TBh_{ED}) über dem Laufschauffelwinkel (β) für alle Anlagen bei bestimmten Leitschauffelwinkeln (α) aufgetragen. Anschließend wird durch die Messwerte eine Kurve gelegt, wodurch ein Verlauf des spezifischen hydraulischen Laufschauffelmoments über dem Laufschauffelwinkel entsteht. Anhand dieses Verlaufs soll abgeschätzt werden, bei welcher Laufradstellung das Maximum des hydraulischen Laufschauffelmoments auftritt.

Das spezifische hydraulische Laufschauffelmoment (TBh_{ED}) ist bei großen Leitschauffelwinkeln (α) am größten und somit für die Festigkeitsauslegung relevant. Daher werden für diesen Vergleich die Leitschauffelwinkel (α) von 40° , 50° und 60° untersucht. Der Verlauf des spezifischen hydraulischen Laufschauffelmoments (TBh_{ED}) über dem Laufschauffelwinkel (β) ist für die bereits erwähnten Leitschauffelwinkel in Abbildung 4.9 dargestellt.

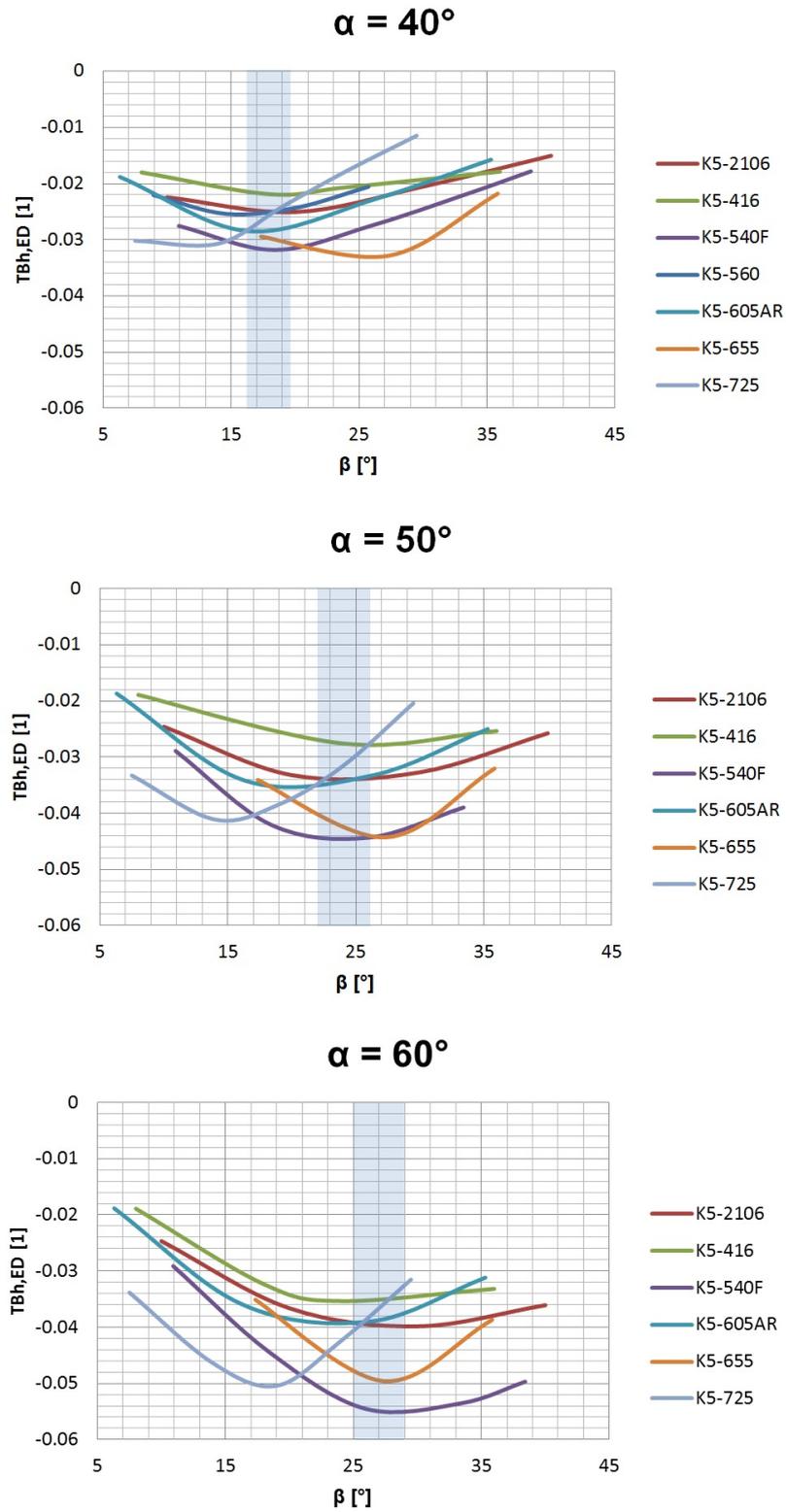


Abbildung 4.9.: Bereich des Laufschaufelwinkels β , in dem das maximale spezifische hydraulische Laufschaufelmoment auftritt

Es ist zu erkennen, dass das Maximum des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments der Anlage $K5 - 725$, im Vergleich mit den restlichen Anlagen, bei jeder Leitschaufelstellung immer bei kleineren Laufschaufelwinkeln liegt. Ein Grund dafür liegt in der Absenkung dieser Schaufel, wodurch das hydraulische Laufschaufelmoment zu kleineren Laufschaufelwinkeln verschoben wird. Die Anlage $K5 - 655$ weicht bei kleineren Leitschaufelwinkeln ebenfalls von den restlichen Anlagen ab. Ein Grund dafür kann in der außergewöhnlichen Schaufelgeometrie liegen. Ansonsten können zwischen den Anlagen jedoch Ähnlichkeiten erkannt werden. Die maximalen spezifischen hydraulischen Laufschaufelmomente ($T Bh_{ED}$) treten alle bei ähnlichen Laufschaufelwinkeln (β) auf. Dadurch kann ein Bereich (blau hervorgehoben) festgelegt werden, in dem das maximale Moment auftreten wird. Des Weiteren ist zu erkennen, dass das Maximum des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments bei kleineren Leitschaufelwinkeln zu kleineren Laufschaufelwinkeln wandert.

Die Bereiche des Laufschaufelwinkels, in dem das maximale spezifische hydraulische Laufschaufelmoment ($T Bh_{ED \max}$) auftritt, sind je nach Leitschaufelwinkel (α) in Tabelle 4.3 abgebildet.

α	β -Bereich von $T Bh_{ED \max}$
[°]	[°]
40	16 - 20
50	22 - 26
60	25 - 29

Tabelle 4.3.: Bereich des Laufschaufelwinkels (β), in dem das maximale spezifische hydraulische Laufschaufelmoment ($T Bh_{ED}$) auftritt

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass das maximale spezifische hydraulische Laufschaufelmoment bei fast allen untersuchten Anlagen in einem ähnlichen Bereich aufgetreten ist. Exakte Aussagen können jedoch durch die eher grobe Unterteilung des Laufschaufelwinkels und die begrenzte Anzahl an Anlagen nicht getroffen werden. Aussagekräftige Zusammenhänge können nur durch zusätzliche Messungen des maximalen spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments bei verschiedenen Laufschaufelwinkel und deren anschließender Analyse getroffen werden.

5. Laufschaufelmoment infolge der Fliehkraft

Laufschaufelmomente infolge der Fliehkraft entstehen, wie bereits in Kapitel 2.3 beschrieben, durch die Asymmetrie der Laufschaufeln. Am Prüfstand kann immer nur das gesamte Laufschaufelmoment (TB), welches sich aus dem Laufschaufelmoment infolge der Fliehkraft (TBc) und dem hydraulischen Laufschaufelmoment (TBh) zusammensetzt (siehe Kapitel 2.5), oder nur das Fliehkraftmoment (TBc), gemessen werden. Eine Messung des reinen hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh) ist nicht möglich. Mit Hilfe der CFD-Rechnungen können die hydraulischen Laufschaufelmomente berechnet werden. Um einen Vergleich der Messergebnisse mit den Ergebnissen der CFD-Rechnungen zu ermöglichen, ist es notwendig, von dem gemessenen Laufschaufelmoment (TB) das Laufschaufelmoment infolge der Fliehkraft (TBc) abzuziehen.

$$TBh = TB - TBc \quad [Nm] \quad (5.1)$$

Bei einigen der untersuchten Anlagen wurde jedoch eine Messung des reinen Fliehkraftmoments (TBc) nicht durchgeführt. Hier ist es notwendig das Laufschaufelmoment infolge der Fliehkraft analytisch zu berechnen, was in Kapitel 2.5.2 bereits veranschaulicht wurde. Nun ist zu überprüfen, ob die Messung mit der analytischen Rechnung übereinstimmt.

5.1. Daten aus Messung

Eine Messung des Laufschaufelmoments infolge der Fliehkraft ist möglich, indem das Laufrad in Luft gedreht und dabei das Moment, wie bereits in Kapitel 3.3 beschrieben, gemessen wird. Für jeden Laufschaufelwinkel (β) muss eine Messung über einen gewählten Drehzahlbereich durchgeführt werden. Gemessen wurde das Laufschaufelmoment infolge der Fliehkraft anhand der Anlagen $K5 - 540F$, $K5 - 605AR$ und $K5 - 655$.

Eine Messreihe des Laufschaufelmoments infolge der Fliehkraft (TBc) für unterschied-

liche Laufschaufelwinkel (β) ist in Abbildung 5.1 grafisch dargestellt. Es handelt sich dabei um eine Messung der Anlage $K5 - 540F$, bei der TBc über die Drehzahl (n) betrachtet wird. Hier ist zu erkennen, dass das Fliehkraftmoment mit der Drehzahl stark ansteigt und aufgrund des positiven Vorzeichens (siehe Kapitel 2.3) eine schließende Wirkung aufweist.

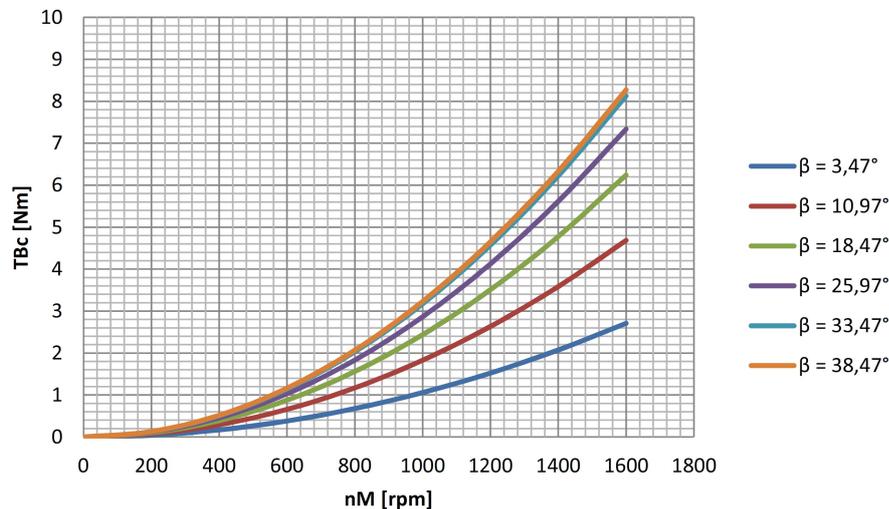


Abbildung 5.1.: Messung des Laufschaufelmoments infolge der Fliehkraft (TBc) anhand der Anlage $K5 - 540F$

5.2. Daten aus analytischer Berechnung

Da das Laufschaufelmoment infolge der Fliehkraft nur von der Geometrie der Schaufel und der Drehzahl (n) abhängig ist, kann es analytisch ermittelt werden. Die Herleitung bzw. Zusammensetzung wurde bereits in Kapitel 2.3 erläutert. Berechnet wird das Fliehkraftmoment (TBc) mit Hilfe der Formel 5.2.

$$TBc = \omega_z^2 I_{yz} \quad [Nm] \quad (5.2)$$

Das Deviationsmoment (I_{yz}) ist vom Laufschaufelwinkel (β) abhängig und muss somit für jede Laufradstellung ermittelt werden. Die reine Abhängigkeit von der Geometrie der Schaufel ermöglicht eine einfache Ableitung des Deviationsmoments (I_{yz}) aus dem CAD-Programm *Unigraphics NX 8.0 (Version 8.0.3.4)*. Die einzelnen β -Kurven können somit durch Multiplikation des Deviationsmoments (I_{yz}) mit der Winkelgeschwindigkeit um die z-Achse (ω_z) zum Quadrat berechnet und in einem Diagramm aufgetragen werden.

Das analytisch ermittelte Laufschaufelmoment infolge der Fliehkraft (T_{Bc}) ist in Abbildung 5.2 über der Drehzahl (n) anhand der Anlage $K5 - 540F$ graphisch dargestellt.

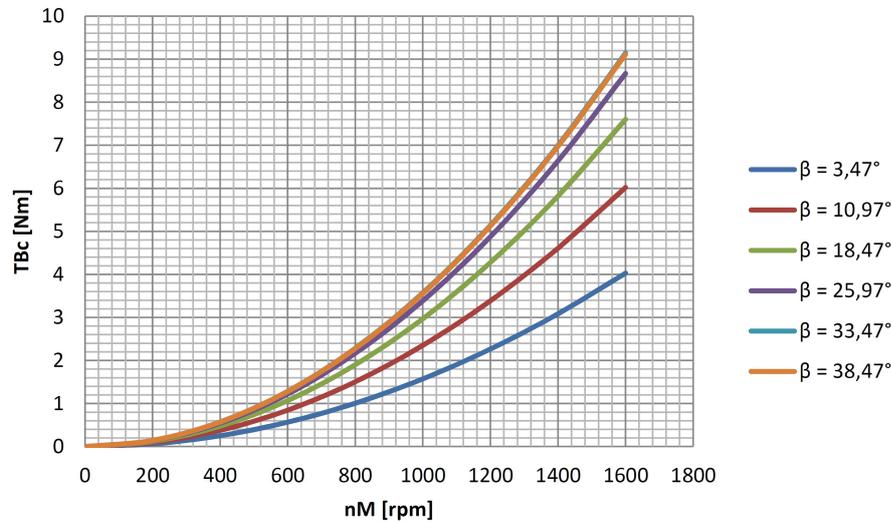


Abbildung 5.2.: Analytische Berechnung des Laufschaufelmoments infolge der Fliehkraft (T_{Bc}) anhand der Anlage $K5 - 540F$

Bereits hier lässt sich durch den Vergleich von Abbildung 5.1 mit Abbildung 5.2 ein Zusammenhang zwischen Messung und analytischer Berechnung des Laufschaufelmoments infolge der Fliehkraft erkennen.

5.3. Vergleich: Messung - Analytische Berechnung

Anhand der Anlagen $K5-540F$, $K5-605AR$ und $K5-655$ ist ein Vergleich der Messung mit der analytischen Berechnung des Laufschaufelmoments infolge der Fliehkraft (T_{Bc}) möglich. Bei jeder dieser Laufschaufeln wurden Messungen unter verschiedenen Laufschaufelwinkeln (β) durchgeführt. Diese Winkel variieren jedoch von Anlage zu Anlage. Um sie miteinander vergleichen zu können, müssen die Messungen zuerst auf einheitlich gewählte Laufschaufelwinkel (β) interpoliert werden. Hierfür werden die Winkel $10, 15, 20, 25, 30$ und 35° nach Linzer β -Definition gewählt. Mit Hilfe der prozentualen Abweichung des Fliehkraftmoments der einzelnen Anlagen zwischen Messung und analytischer Berechnung wird gezeigt, dass die analytische Berechnung ein geeignetes Mittel ist, um das Laufschaufelmoment infolge der Fliehkraft zu bestimmen. Jede Abweichung wird auf den Maximalbetrag des analytisch ermittelten Laufschaufelmoments infolge der Fliehkraft der jeweiligen Anlage bezogen, was anhand von Formel 5.3 veranschaulicht wird.

$$\Delta TBh = \frac{TBc_{\text{Analytisch}} - TBc_{\text{Messung}}}{TBc_{\text{maxAnalytisch}}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (5.3)$$

In Abbildung 5.3 sind die prozentualen Abweichungen des Fliehkraftmoments (ΔTBc) der Anlagen $K5 - 540F$, $K5 - 605AR$ und $K5 - 655$ bei den einheitlich festgelegten Laufschaufelwinkel (β) abgebildet.

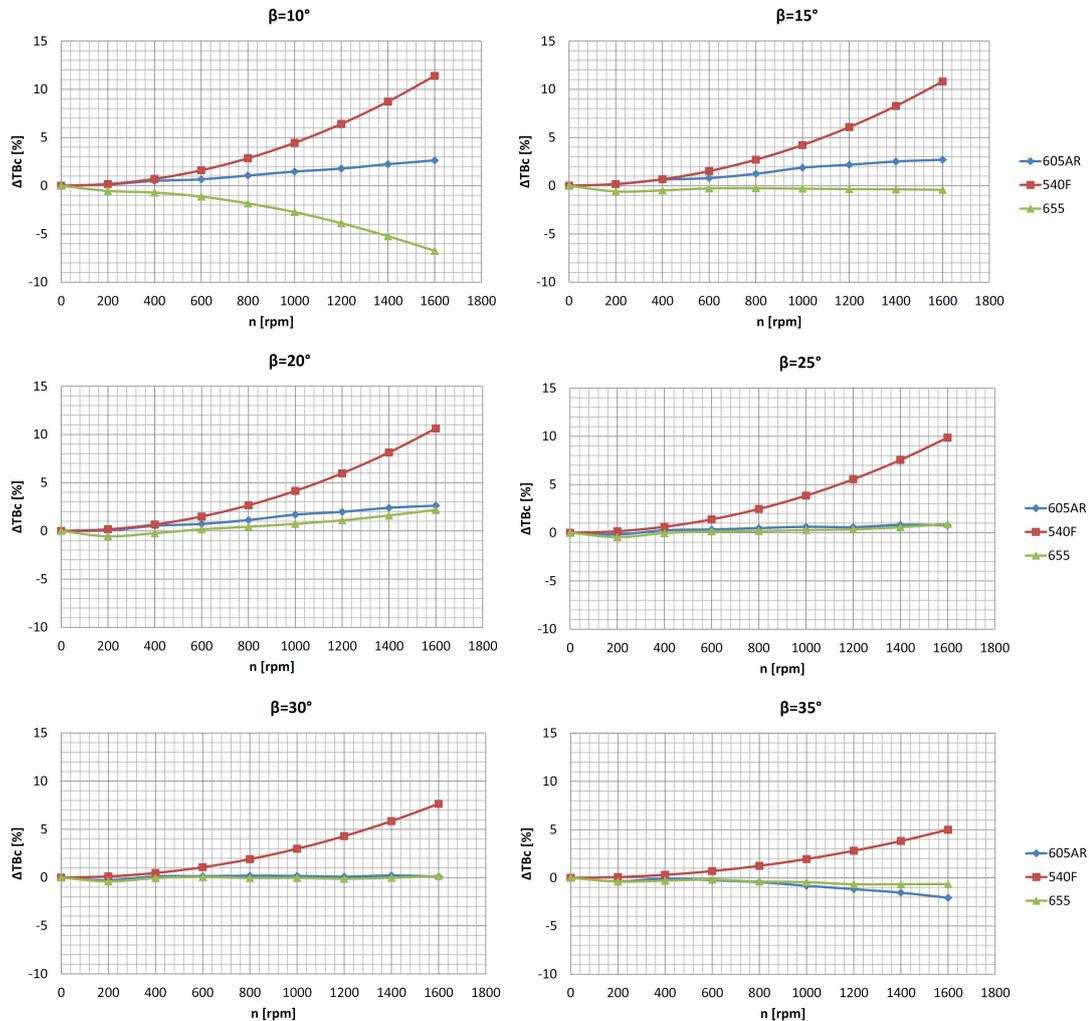


Abbildung 5.3.: Vergleich von Messung und analytischer Berechnung des Laufschaufelmoments infolge der Fliehkraft (TBc)

Die Anlagen $K5 - 605AR$ und $K5 - 655$ weisen bei kleinen Laufschaufelwinkel (β) ein unterschiedliches, bei großen Laufschaufelwinkeln allerdings ein sehr ähnliches Verhalten auf. Die Anlage $K5 - 540F$ zeigt jedoch bei allen Laufschaufelwinkeln eine völlig andere Charakteristik. Die Abweichung zwischen Messung und Rechnung und das

unterschiedliche Verhalten der einzelnen Anlagen kann auf mehrere Ursachen zurückgeführt werden. Ein Grund ist, dass die Messungen auf unterschiedlichen Prüfständen von verschiedenen Firmen durchgeführt wurden und teilweise schon länger zurückliegen. Messfehler und Messungenauigkeiten können ebenfalls eine Rolle spielen. Ein weiterer wichtiger Punkt ist das zum Einsatz gekommene Material der Laufschaufeln, welches bei den älteren Messungen teilweise nicht mehr nachvollzogen werden kann. Die Dichte der möglichen Materialien variiert jedoch nur gering, weswegen die Messungen trotzdem zum Vergleich herangezogen werden können. Da die Messungen unter Luft und nicht im Vakuum vorgenommen wurden, sind die Ergebnisse durch die Förderung von Luft während des Messvorgangs zusätzlich verfälscht.

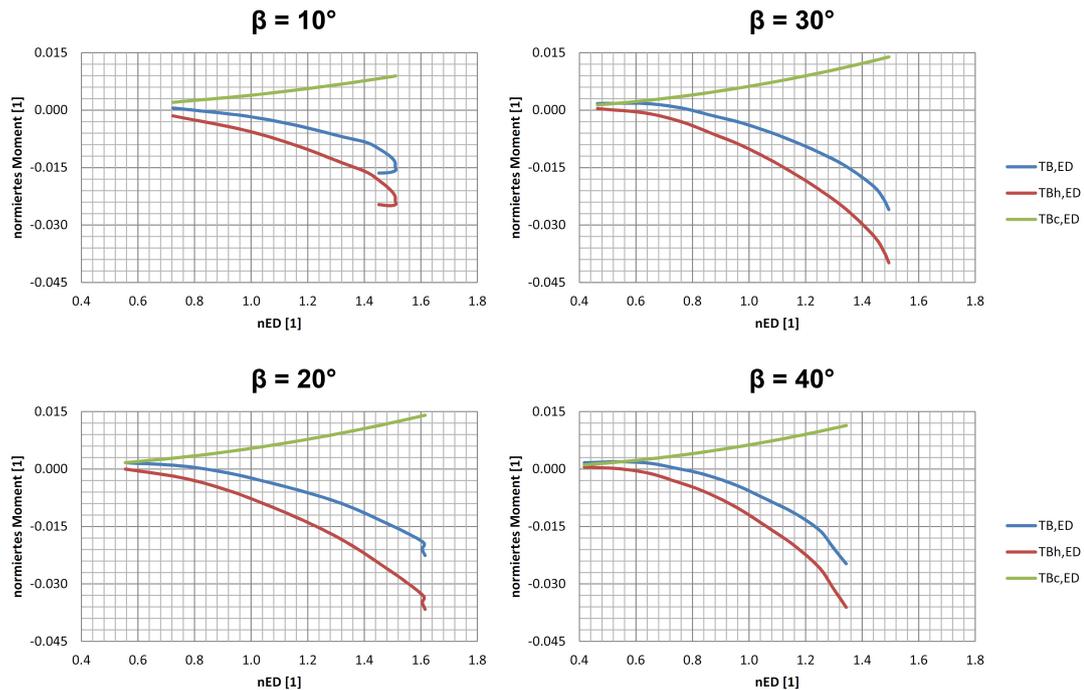
Zusammenfassend kann gesagt werden, dass durch die geringe Anzahl der zur Verfügung stehenden Messungen und dem unterschiedlichen Verhalten der einzelnen Anlagen keine aussagekräftige Charakteristik ermittelt werden kann. Die größte prozentuale Abweichung tritt bei einem kleinen Laufschaufelwinkel von $\beta = 10^\circ$ auf und liegt bei ca. 12%. Das maximale Laufschaufelmoment (TB) tritt jedoch bei größeren Laufschaufelwinkel auf, wo die prozentuale Abweichung etwas geringer ausfällt. Heutzutage kann durch den Einsatz von CAD-Programmen das Deviationsmoment und daraus das Laufschaufelmoment infolge der Fliehkraft exakt ermittelt werden, weswegen die analytische Methode für das weitere Vorgehen in dieser Arbeit verwendet wird.

5.4. Zusammensetzung und Größenordnung der Laufschaufelmomente

Wie bereits erwähnt wurde, setzt sich das Laufschaufelmoment (TB) aus einem hydraulischen Laufschaufelmoment (TBh) und einem Laufschaufelmoment infolge der Fliehkraft (TBc) zusammen (siehe Formel 5.4). Aus Kapitel 2.4 ist bekannt, dass die Drehzahl einer Kaplan turbine bei Durchgang das bis zu 3.2-fache der Nenndrehzahl (n_N) erreichen kann. Daher treten bei Durchgang hohe Fliehkkräfte und dementsprechend auch ein hohes Laufschaufelmoment infolge der Fliehkraft auf. Wie groß dieses im Vergleich zum hydraulischen Laufschaufelmoment ist, wird in diesem Kapitel veranschaulicht.

$$TB = TBc + TBh \quad [Nm] \quad (5.4)$$

Um einen Eindruck über die Größenordnung der jeweiligen Momente zu bekommen, wurde anhand der Anlage $K5-2106$ das spezifische Laufschaufelmoment (TB_{ED}) mit ihrem hydraulischen und fliehkraftbedingten Anteil über der spezifischen Drehzahl (n_{ED}) für unterschiedliche Laufschaufelwinkel (β) aufgetragen (siehe Abbildung 5.4).

Abbildung 5.4.: Zusammensetzung und Größenordnung des Laufschaufelmoments (TB)

Daraus ist ersichtlich, dass das Laufschaufelmoment infolge der Fliehkraft immer ein positives Vorzeichen aufweist und somit schließend wirkt. Das hydraulische Laufschaufelmoment weist im Gegensatz dazu ein negatives Vorzeichen auf, was einer öffnenden Wirkung entspricht (siehe Kapitel 2.3). Der fliehkraftbedingte Anteil des Laufschaufelmoments wirkt somit dem hydraulischen Anteil entgegen und verringert das gesamte Laufschaufelmoment (TB). Dabei kann der hydraulische Anteil bis zu dreimal so groß wie der fliehkraftbedingte Anteil werden.

6. Hydraulisches Laufschaufelmoment

Das hydraulische Laufschaufelmoment (T_{Bh}) entsteht, wie bereits in Kapitel 2.5.1 erwähnt, durch die unterschiedliche Druckverteilung an Druck- und Saugseite. Der Druck (p) auf ein infinitesimal kleines Flächenstück ergibt eine Kraft, welche wiederum durch Multiplikation mit dem Normalabstand zur Zapfenachse ein Moment ergibt. Wird nun die gesamte Fläche der Laufschaufel in infinitesimal kleine Flächenstücke unterteilt und diese Flächenstücke mit dem jeweils darauf wirkenden Druck und dem dazugehörigen Abstand zur Zapfenachse multipliziert, so ergibt sich das hydraulische Laufschaufelmoment (T_{Bh}).

Wie bereits in Kapitel 3 erwähnt, wird Durchgang (engl.: runaway) oft bei σ -high, d.h. kavitationsfrei, untersucht. Kavitation hat jedoch durchaus Einfluss auf das hydraulische Laufschaufelmoment und tritt bei Durchgang auch auf, weswegen sie nicht einfach vernachlässigt werden darf.

In diesem Kapitel soll zuerst untersucht werden, ob mit Hilfe von CFD-Rechnungen das hydraulische Laufschaufelmoment (T_{Bh}) bei Durchgang unter σ -high, d.h. kavitationsfrei, ermittelt werden kann. Dabei werden die Ergebnisse der CFD-Rechnungen mit den Messergebnissen verglichen und die dabei auftretenden Abweichungen untersucht. Im Anschluss soll der Einfluss der Kavitation auf das hydraulische Laufschaufelmoment analysiert werden.

6.1. Hydraulisches Laufschaufelmoment bei Durchgang unter σ -high

Kavitation ist sehr komplex und kann anhand von CFD-Rechnungen nur bedingt bzw. sehr schwierig dargestellt werden. Bei Durchgang wird die Turbine im Off-Cam Bereich betrieben, wobei die Laufschaufeln falsch angeströmt werden. Dadurch können komplexe Strömungen entstehen, welche durch CFD-Rechnungen ohnehin schwierig abzubilden sind. Daher wird zunächst das hydraulische Laufschaufelmoment (T_{Bh}) unter σ -high, d.h. ohne Kavitation, untersucht.

6.1.1. Daten aus Messung

Ergebnis der CFD-Rechnungen ist immer das hydraulische Laufschaufelmoment (TBh), weswegen als Ergebnis der Messungen ebenfalls das hydraulische Laufschaufelmoment benötigt wird. Eine direkte Messung ist jedoch, wie bereits in Kapitel 3.4 erwähnt, nicht möglich. Gemessen wird immer das gesamte Laufschaufelmoment (TB), welches sich aus einem hydraulischen und einem fliehkraftbedingten Teil zusammensetzt. Um das hydraulische Laufschaufelmoment (TBh) zu erhalten, muss vom gesamten Laufschaufelmoment (TB) das Laufschaufelmoment infolge der Fliehkraft (TBc) abgezogen werden (siehe Formel 6.1).

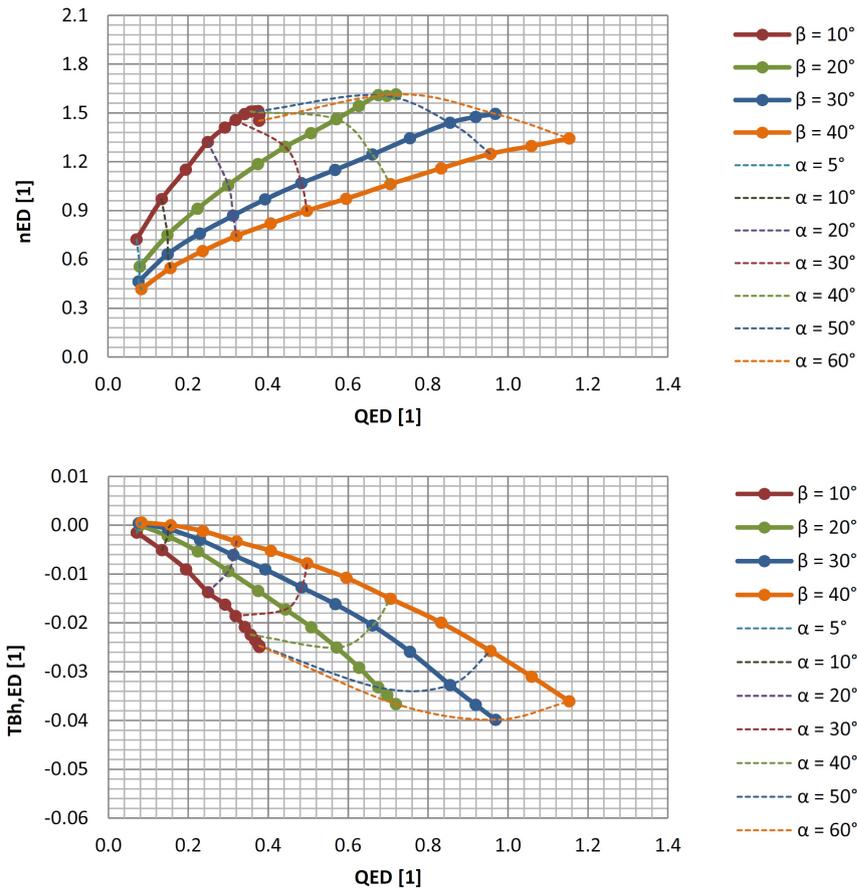
$$TBh = TB - TBc \quad [Nm] \quad (6.1)$$

Dabei ist zu beachten, dass, wie bereits in Kapitel 3.4.5 beschrieben, immer das analytisch berechnete Laufschaufelmoment infolge der Fliehkraft abgezogen wird. Grund dafür ist die einheitliche Darstellung der zu untersuchenden Anlagen und das Ausgleichen des Fehlers zwischen gemessenem und berechnetem Fliehkraftmoment. Dass die analytische Berechnung ein geeignetes Mittel ist, um das Fliehkraftmoment zu bestimmen, wurde bereits in Kapitel 5 bewiesen.

In Abbildung 6.1 ist eine Messung anhand der Anlage $K5 - 2106$ graphisch dargestellt. Dabei wird, wie bereits in Kapitel 3.4.5 beschrieben, die einheitliche Darstellungsform verwendet, in der das spezifische hydraulische Laufschaufelmoment (TBh_{ED}) sowie die spezifische Drehzahl (n_{ED}) über dem spezifischen Durchfluss (Q_{ED}) aufgetragen wird. Die Messungen wurden dabei für jeden Laufschaufelwinkel (β) bei unterschiedlichen Leitschaufelwinkeln (α) durchgeführt.

Diese Anlage wurde über einen sehr großen Bereich des Leitschaufelwinkels (α) von 5 bis 60° gemessen. Einige der ebenfalls untersuchten Anlagen wurden jedoch nur über einen viel kleineren Bereich gemessen. Des Weiteren ist zu erkennen, dass jede Laufradstellung bei sehr vielen Leitschaufelstellungen untersucht wurde, was bei einigen anderen Anlagen nicht der Fall ist.

Die größten Werte für das spezifische hydraulische Laufschaufelmoment (TBh_{ED}) treten, wie aus Abbildung 6.1 ersichtlich ist, bei großen Leitschaufelwinkel (α) auf. Da für die Festigkeitsauslegung besonders diese relevant sind und viele der zu untersuchenden Anlagen nur ab einem Leitschaufelwinkel von $\alpha = 20^\circ$ gemessen wurden, werden alle weiteren Untersuchungen auch erst ab diesem Leitschaufelwinkel durchgeführt.

Abbildung 6.1.: Beispiel einer Messung anhand der Anlage *K5 – 2106*

In Abbildung 6.2 und 6.3 sind alle Messwerte der einzelnen Anlagen auf eine einheitliche Form gebracht und ab einem Leitschaufelwinkel von $\alpha = 20^\circ$ dargestellt. Dabei sind alle Diagramm gleich eingefärbt und skaliert. Die untersuchten Anlagen weisen ein durchaus ähnliches Verhalten bzw. ähnliche Tendenzen auf. Bei genauerer Betrachtung ist zu erkennen, dass die Messungen teilweise sehr unterschiedlich ausgeführt wurden. Sie unterscheiden sich sowohl in der Anzahl der Messwerte als auch über den Messbereich des Lauf- und Leitschaufelwinkels. Die Anlage *K5 – 560* wurde zum Beispiel als einzige der untersuchten Anlagen nur bis zu einem Leitschaufelwinkel von $\alpha = 44^\circ$ untersucht. In diesem kleineren Messbereich liegen allerdings mehr Messpunkte als bei manch anderer Anlage.

Ein ausführlicher Vergleich der einzelnen Anlagen untereinander wurde bereits in Kapitel 4.1 durchgeführt, weswegen hier nicht näher auf die Unterschiede eingegangen wird. In Kapitel 4.1 wurde auch auf die unterschiedlichen Bereiche von Lauf- und Leitschaufelwinkel und deren Auswirkungen eingegangen.

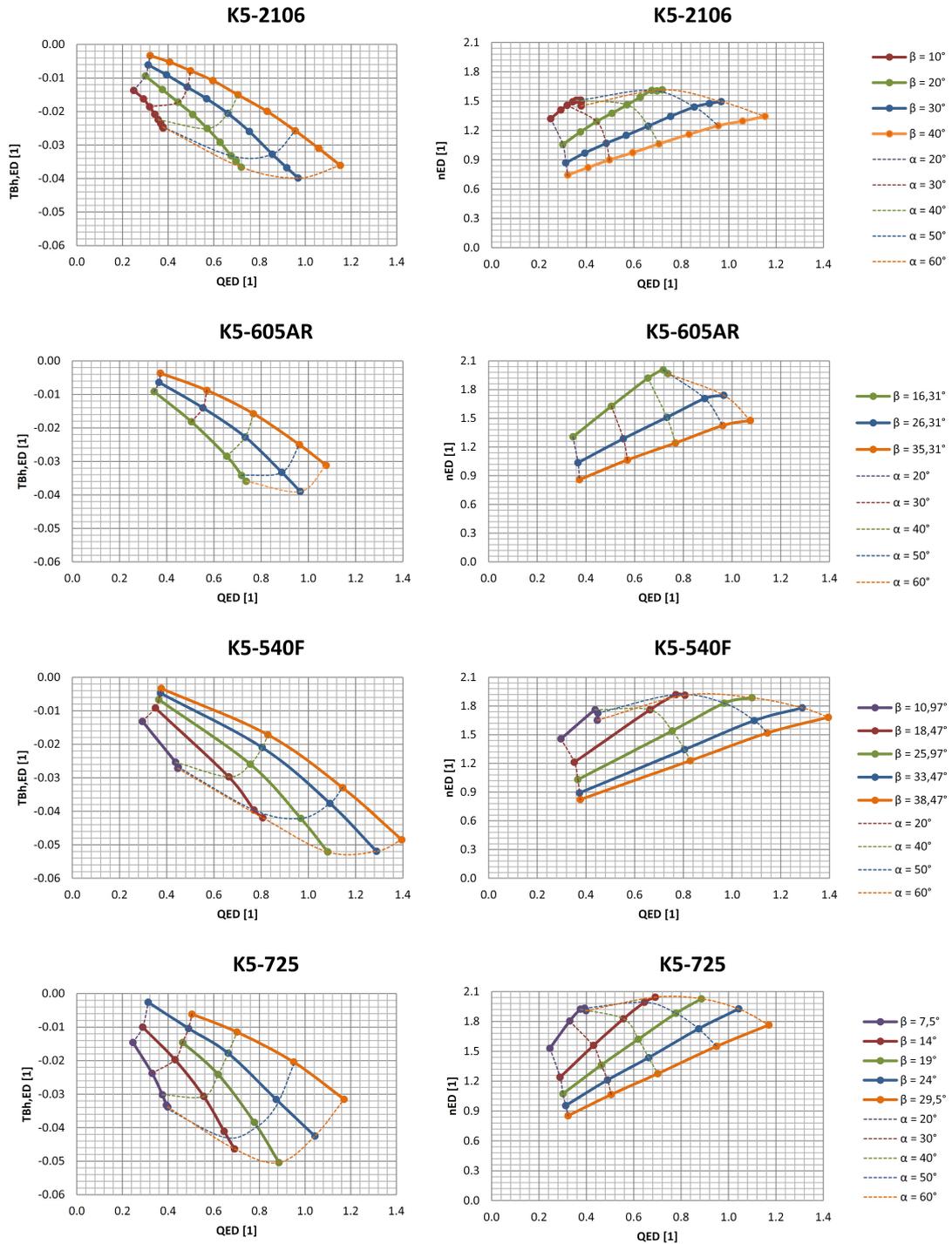


Abbildung 6.2.: Messung des hydraulischen Laufschaufelmoments (T_{Bh}) der Anlagen $K5 - 2106$, $K5 - 605AR$, $K5 - 540F$ und $K5 - 725$

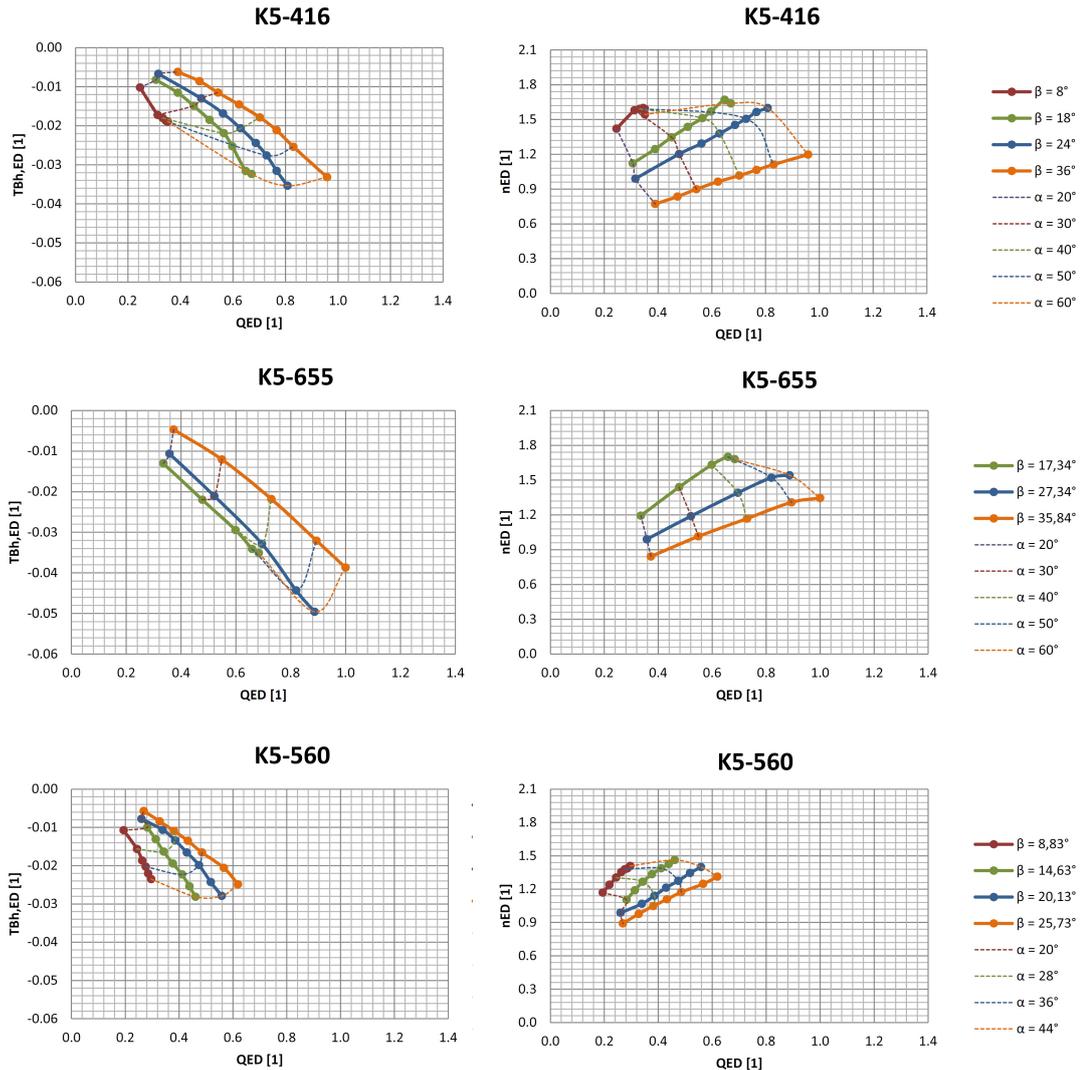


Abbildung 6.3.: Messung des hydraulischen Laufschaufelmoments (T_{Bh}) der Anlagen K5 – 416, K5 – 655 und K5 – 560

6.1.2. CFD-Berechnung

Ziel dieser Arbeit ist es eine repräsentative Druckverteilung für die FEM-Berechnung zu erhalten, damit das hydraulische Laufschaufelmoment (T_B) abgeschätzt werden kann und somit Laufschaufeln, Nabe, Servomotor usw. mechanisch ausgelegt werden können. Diese Druckverteilungen sollen mit Hilfe von CFD-Berechnungen erzeugt werden. Darum ist zu überprüfen, ob Durchgang (engl.: runaway) unter σ -high, d.h. kavitationsfrei, mit Hilfe von CFD-Berechnungen ermittelt werden kann.

6.1.2.1. Methode und Randbedingungen

Die Messwerte aus Kapitel 6.1.1 werden dazu verwendet, die CFD Rechnungen aufzusetzen. Dafür werden Betriebspunkte-Files mit den für die CFD-Berechnung notwendigen Informationen erstellt. Zu den wichtigsten Informationen des Betriebspunkte-Files gehören vor allem:

- Laufschaufelwinkel (β)
- Leitschaufelwinkel (α)
- Fallhöhe (H)
- Durchfluss (Q)
- Drehzahl (n)
- Lauf- und Leitschaufelgeometrie sowie die hydraulische Kontur
- etc.

Alle CFD-Berechnungen werden, wie die Messung, anhand des Modells durchgeführt. Dafür steht das Programm *Ansys CFX (Version 14.0)* zur Verfügung. Mit Hilfe der Andritz Hydro CFD-Abteilung werden die Messergebnisse des hydraulischen Laufschaufelmoments der zu untersuchenden Anlagen nachgerechnet.

Um den Aufwand und die Rechenzeit möglichst gering zu halten, wird das Setup der CFD-Rechnungen so einfach wie möglich gewählt. Für die Simulation wird ein Kanal des Modells, d.h. eine Leitschaufel und eine Laufschaufel, verwendet. Dieser Kanal wurde mit einem strukturierten Gitter und Randschichtverdichtung, mit Einstellungen, welche durch die Firma Andritz Hydro erprobt sind, vernetzt. Da die Laufschaufeln im Gegensatz zu den Leitschaufeln rotieren, muss zwischen diesen ein Übergang geschaffen werden. Neben diesen müssen noch periodische Übergangsbedingungen definiert werden, da die Simulation an nur einem Kanal durchgeführt wird. Am Eintritt (engl.: Inlet) wird der Durchfluss (Q) bezogen auf einen Kanal angegeben. Der Durchfluss ergibt in Verbindung mit der Fläche des Eintritts eine Geschwindigkeit, welche als Randbedingung definiert wird. Am Austritt (engl.: Outlet) wird eine offene Fläche mit einem konstanten mittleren statischen Druck von 1 bar als Randbedingung festgelegt. Die daraus resultierenden Drücke sind somit immer relativ zum Austrittsdruck zu sehen. Die Simulationen werden somit mit Hilfe einer Geschwindigkeits- und einer Druckrandbedingung durchgeführt. Als Turbulenzmodell wurde ein Zweigleichungsmodell (SST-Modell) verwendet, da dieses besonders dann zum Einsatz kommt, wenn der Transport von Turbulenz eine Rolle spielt (Laurien & Oertel, 2009, S.176) und mit diesem Modell sowohl am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen an der Technischen Universität Graz als auch bei der Firma Andritz Hydro sehr gute Erfahrungen gemacht wurden.

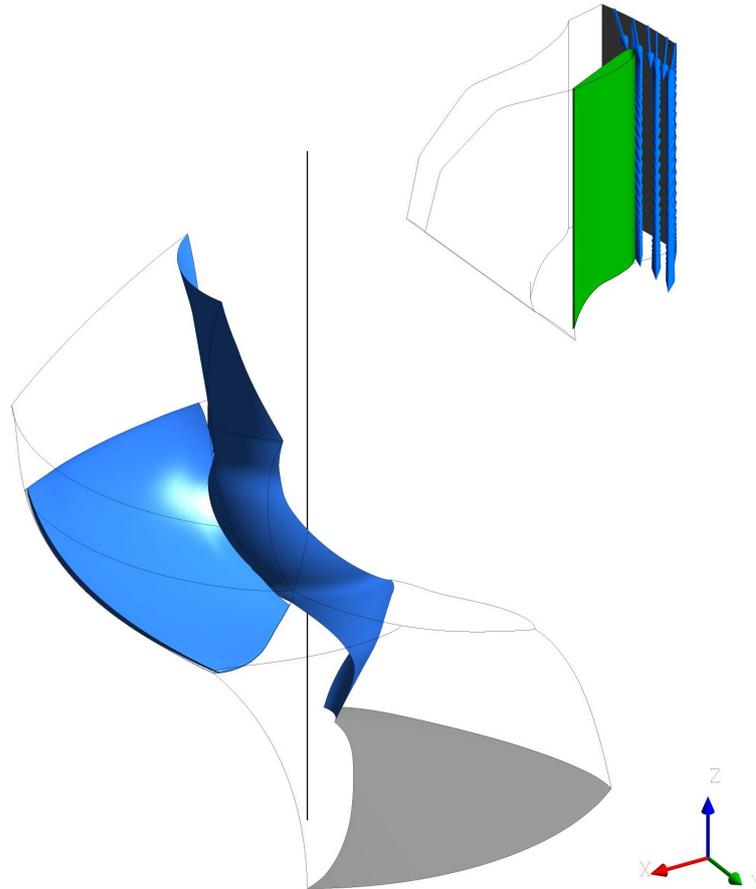


Abbildung 6.4.: Aufbau des verwendeten CFD-Modells

In Abbildung 6.4 ist ein CFD-Modell aus einem Kanal, d.h. eine Leit- und eine Laufschaufel, abgebildet. Dabei sind alle rotierenden Teile wie Laufschaufel und Turbinenwelle blau und die feststehende Leitschaufel grün eingefärbt. Am Inlet ist die Geschwindigkeitsrandbedingung anhand von Pfeilen dargestellt. Das Outlet mit konstantem mittleren statischen Druck ist grau hervorgehoben. Die Drehachse entspricht der z-Achse und ist als durchgehende schwarze Linie dargestellt.

Dieses Modell entstand in Zusammenarbeit mit der CFD-Abteilung der Firma Andritz Hydro. Dabei wurde von einem komplexeren Modell, welches das gesamte Leit- und Laufrad, d.h. alle Kanäle, und ein Saugrohr mit Ausgangsblock enthält, ausgegangen und das hydraulische Laufschaufelmoment berechnet. Das Modell wurde immer weiter vereinfacht und das berechnete hydraulische Laufschaufelmoment mit dem des komplexen Modells verglichen. Daraus entstand das oben beschriebene Modell, welches für das weitere Vorgehen in dieser Arbeit verwendet wird.

6.1.2.2. Daten aus der CFD-Berechnung

Ergebnis der CFD-Berechnung ist das hydraulische Laufschaufelmoment (T_{Bh}) jeder Anlage bei unterschiedlichen Lauf- und Leitradstellungen ohne Kavitationseinfluss.

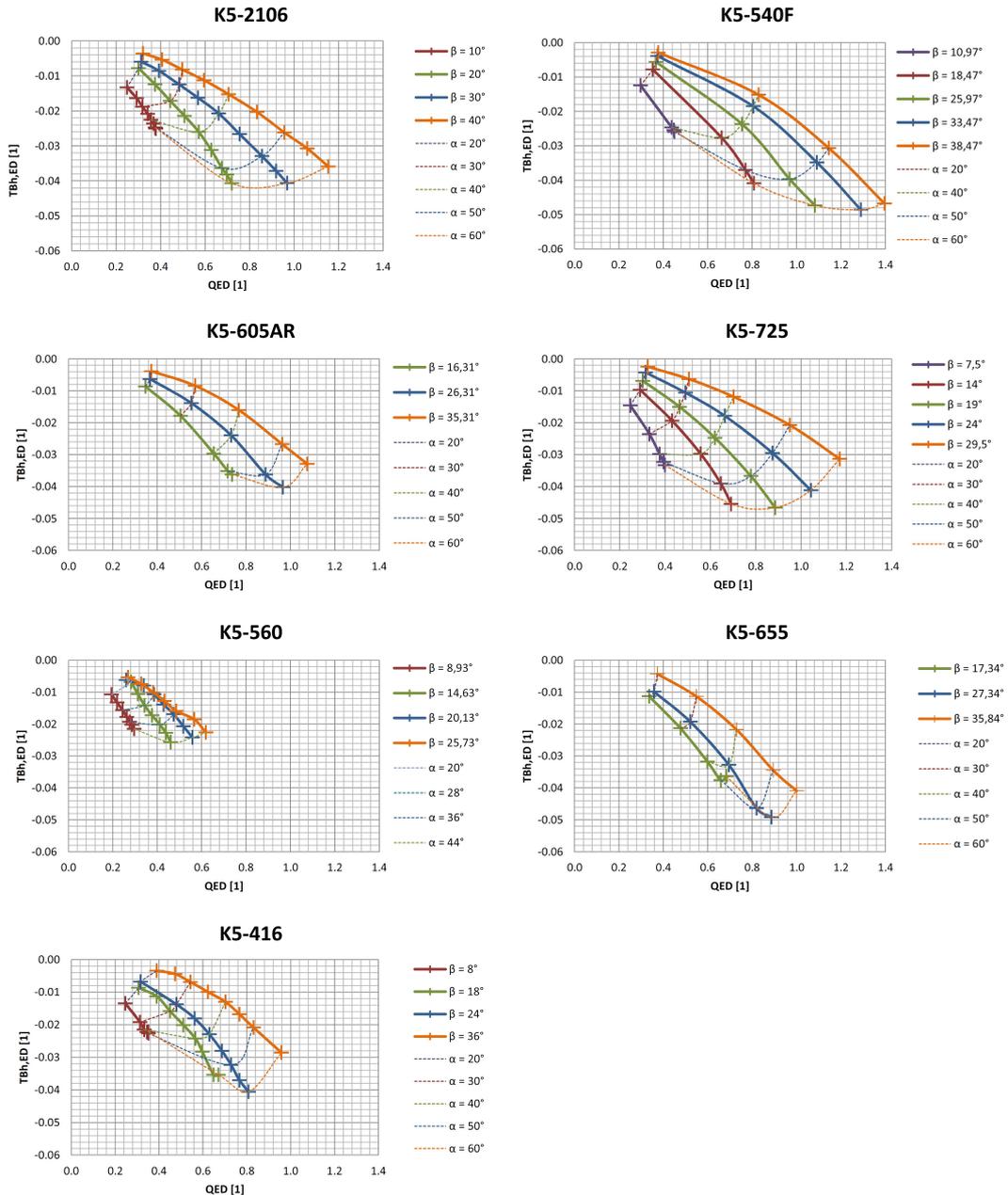


Abbildung 6.5.: Ergebnisse für das spezifische hydraulische Laufschaufelmoment ($T_{Bh_{ED}}$) der CFD-Berechnungen unter σ -high

Dieses wird in der, wie in Kapitel 3.4.5 beschrieben, einheitlichen Darstellungsform abgebildet (siehe Abbildung 6.5). Hier lässt sich bereits ohne ausführlicheren Vergleich eine Ähnlichkeit mit den Messwerten aus Abbildung 6.2 und 6.3 erkennen. Die Abweichung des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments der CFD-Ergebnisse von den Messergebnissen wird im nächsten Kapitel genauer behandelt.

6.1.3. Vergleich von Messung und CFD-Berechnung

Verglichen werden die durch CFD-Simulation ermittelten hydraulischen Laufschaufelmomente mit denen der Messungen, indem sie in einem Diagramm eingezeichnet werden. In Abbildung 6.6 sowie 6.7 geben die durchgezogenen Linien mit Kreisen die Messwerte an. Jedes Kreuz gibt hingegen den durch die CFD-Berechnung ermittelten Wert des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh_{ED}) an.

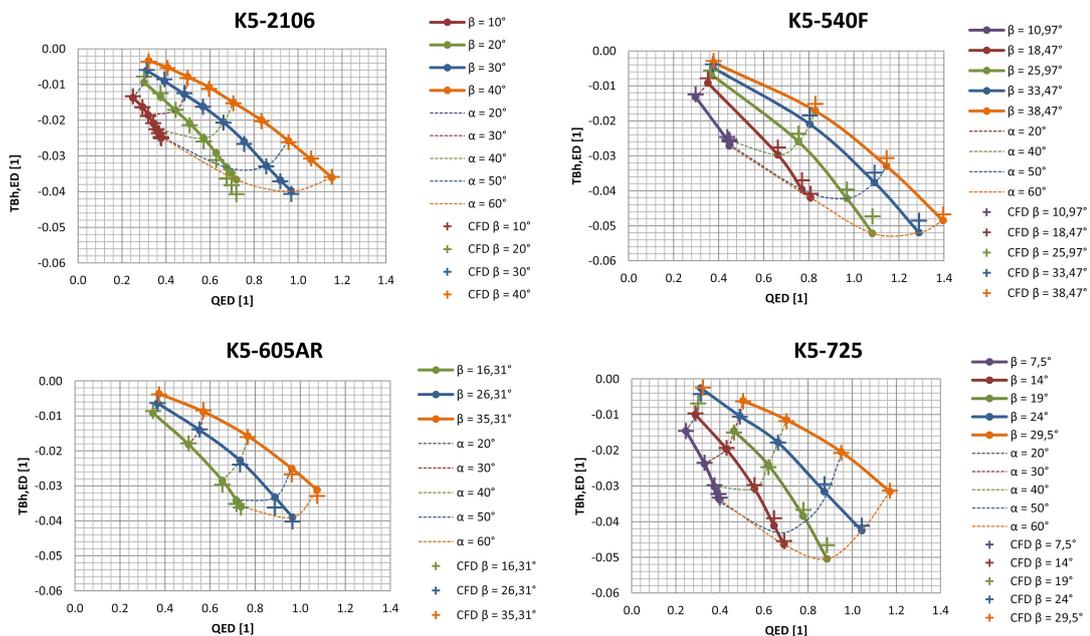


Abbildung 6.6.: Vergleich des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh) von CFD-Rechnung und Messung

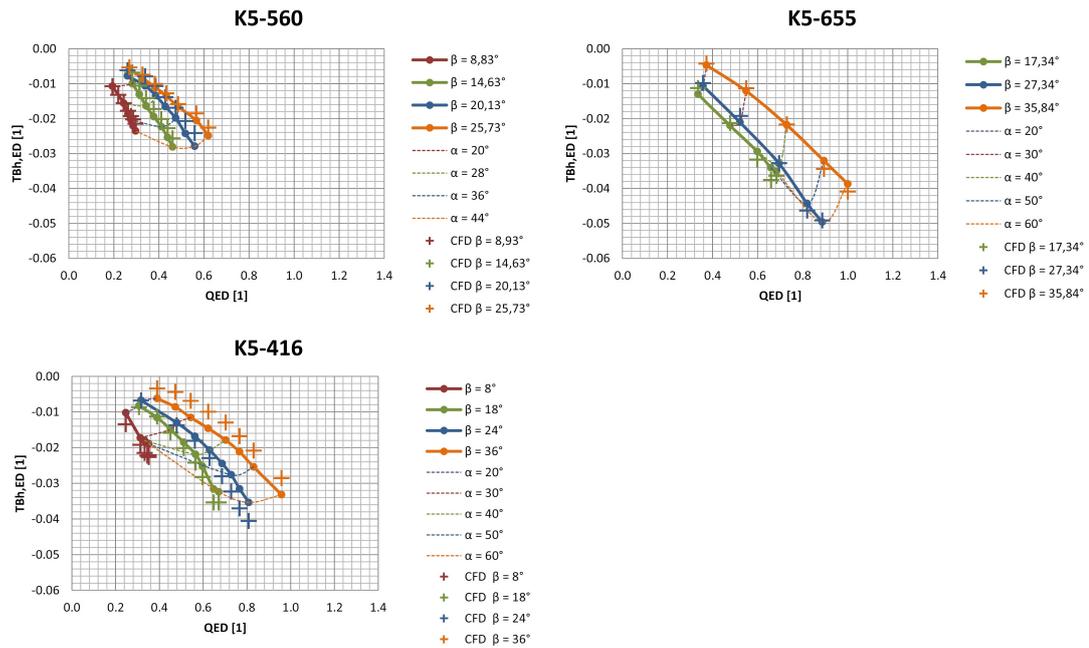


Abbildung 6.7.: Vergleich des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh) von CFD-Rechnung und Messung

Die Abweichung des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments (ΔTBh_{ED}) der CFD-Berechnung von der Messung kann mit Hilfe von Formel 6.2 berechnet werden. Dabei wird der Messwert des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments von dem numerisch ermittelten Wert abgezogen und auf die Bandbreite bezogen. Diese wird wiederum aus der Differenz zwischen Maximum und Minimum der durch die Simulation berechneten Werte des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments gebildet.

$$\Delta TBh_{ED} = \frac{(TBh_{ED\text{ CFD}} - TBh_{ED\text{ Messung}}) \cdot 100}{TBh_{ED\text{ CFD max}} - TBh_{ED\text{ CFD min}}} \quad [\%] \quad (6.2)$$

Die maximale Abweichung jeder Anlage ist in Tabelle 6.1 zusammengefasst. Die größte Abweichung weist dabei die Anlage K5 – 560 mit 16.65% auf. Bei den meisten Anlagen befindet sich die maximale Abweichung jedoch in einem Bereich von ca. 10%, was für das weitere Vorgehen in dieser Arbeit durchaus ausreichend ist.

Anlage	$\Delta TBh_{ED_{max}}$ [%]
K5-2106	10.96
K5-416	14.66
K5-540F	9.58
K5-560	16.65
K5-605AR	8.04
K5-655	9.35
K5-725	8.70

Tabelle 6.1.: Übersicht der maximalen Abweichung des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh_{ED}) aller untersuchten Anlagen

Der Vergleich wird etwas anschaulicher, wenn das spezifische hydraulische Laufschaufelmoment (TBh_{ED}), wie in Abbildung 6.8, über den Laufschaufelwinkel (β) aufgetragen wird. Dabei stellen die durchgezogenen Linien das spezifische hydraulische Laufschaufelmoment der Messung und die strichlierten Linien das der CFD-Berechnung dar. Jede Farbe steht dabei für einen Leitschaufelwinkel (α).

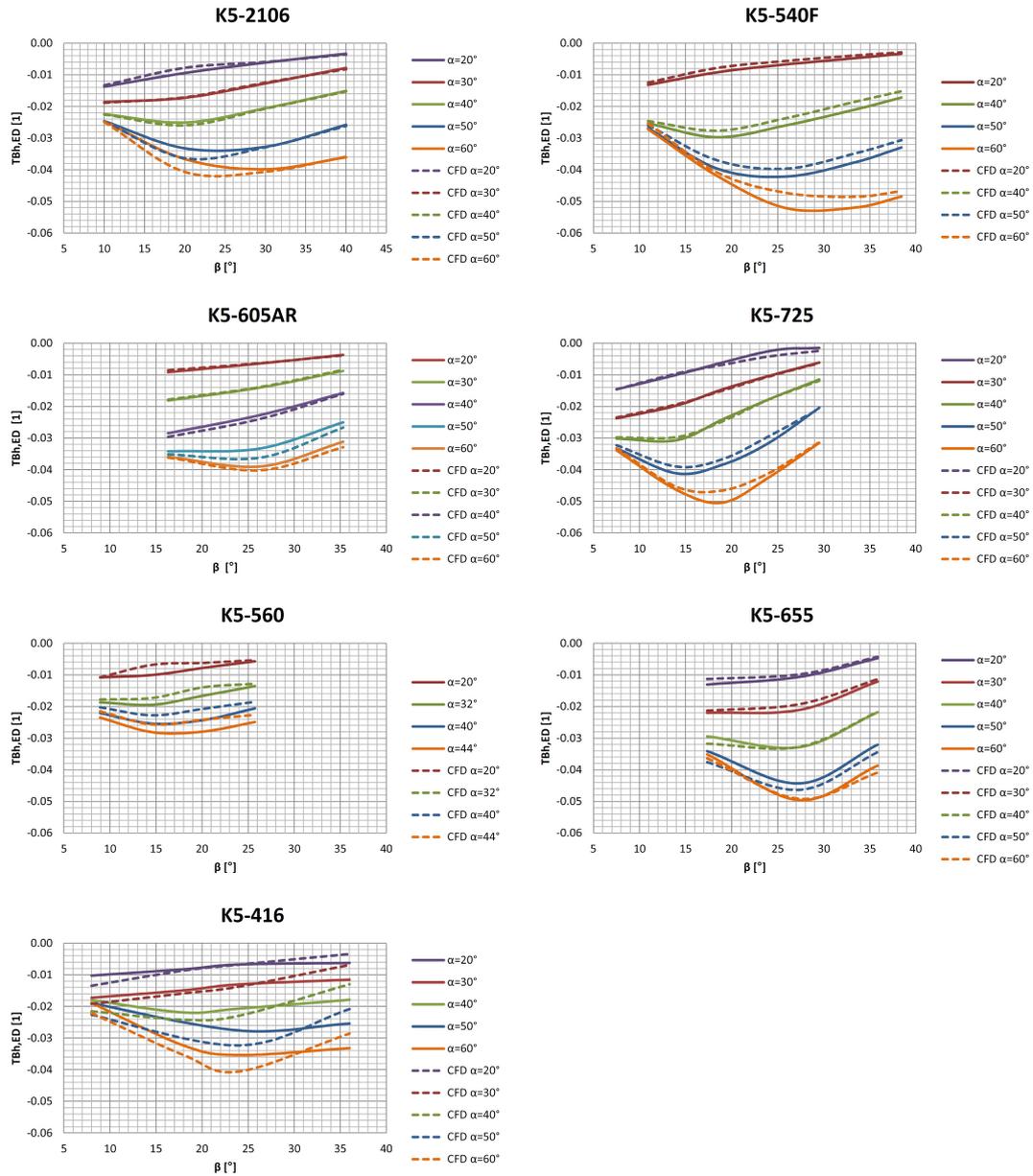


Abbildung 6.8.: Vergleich des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments (T_{Bh}) von CFD-Rechnung und Messung über dem Laufschaufelwinkel (β)

Gründe für die Abweichungen

Ein Grund für die Abweichungen liegt darin, dass die Messwerte teilweise aus Diagrammen digitalisiert wurden. In diesen Diagrammen sind durch die einzelnen Messwerte Ausgleichskurven gelegt, wodurch die β - und α -Kurven entstehen. Durch die Digitalisierung erhält man somit nicht die exakten Messwerte, sondern die Werte der Schnittpunkte der einzelnen Ausgleichskurven. Werden diese Werte für die CFD-Berechnung herangezogen, so besteht die Möglichkeit, dass die Ergebnisse von den Messergebnissen abweichen.

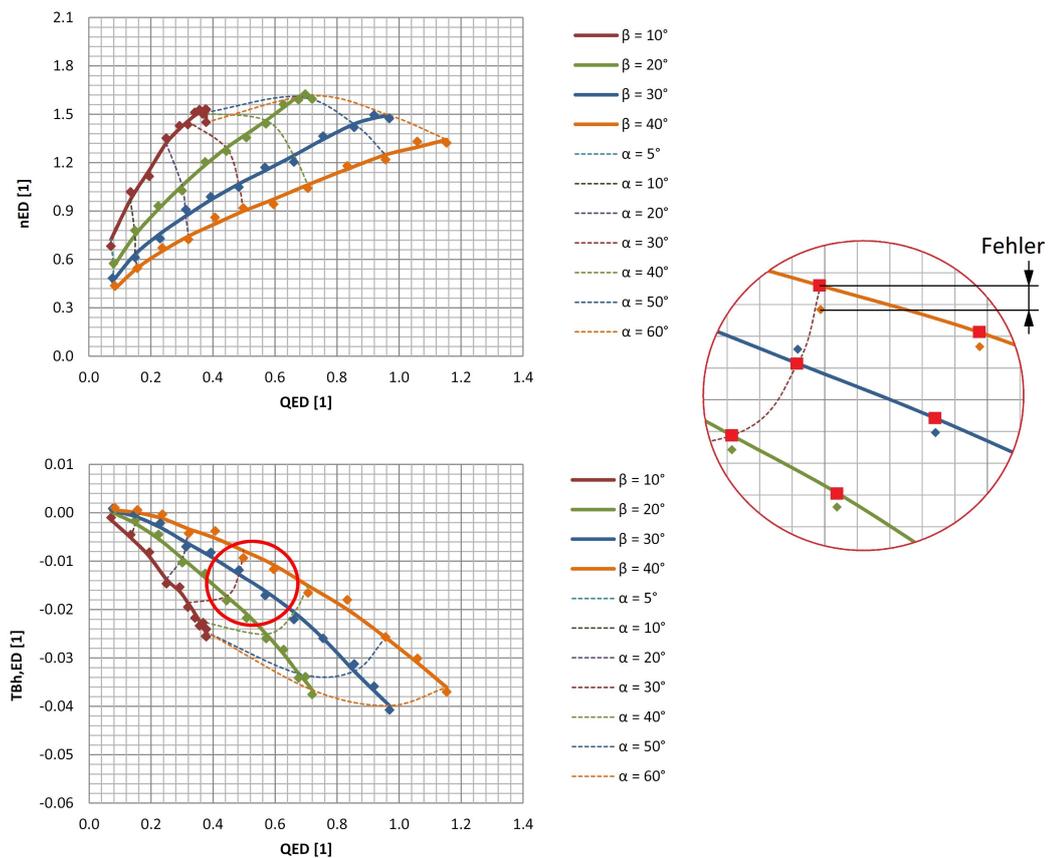


Abbildung 6.9.: Fehler durch Ausgleichskurve

In Abbildung 6.9 sind die Ausgleichskurven durch die Messwerte als durchgezogene Linie dargestellt. Im Detail lässt sich gut erkennen, dass die tatsächlichen Messwerte nicht direkt auf den Ausgleichskurven liegen. Da bei den digitalisierten Diagrammen meist nur die Ausgleichskurven angegeben sind, können nur deren Schnittpunkte (rot gekennzeichnet) digitalisiert werden. Dabei tritt zwischen dem digitalisierten Wert und

dem tatsächlichen Messwert ein Fehler auf, wodurch auch die Ergebnisse der CFD-Berechnung verfälscht werden.

Des Weiteren können Messfehler und Messungenauigkeiten ebenfalls zu Abweichungen der CFD-Ergebnissen führen. Bei den CFD-Berechnungen wurde erkannt, dass diese sehr sensibel auf Änderungen des Laufschaufelwinkels (β) reagieren. Die zu untersuchenden Anlagen wurden teilweise von unterschiedlichen Firmen gemessen und müssen somit zuerst auf die Linzer Definition des Laufschaufelwinkels (siehe Kapitel 3.4.4) übergeführt werden. Treten dabei Ungenauigkeiten auf, so wird das Ergebnis der CFD-Berechnung beeinflusst.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die CFD-Berechnung relativ gut mit den Messungen übereinstimmen. Die maximale Abweichung aller Anlagen liegt bei ca. 17%. Bei den meisten Anlagen befindet sich die maximale Abweichung jedoch in einem Bereich von ca. 10%, was für eine Abschätzung des hydraulischen Laufschaufelmoments durchaus genau genug ist. Somit ist die CFD-Berechnung für das weitere Vorgehen in dieser Arbeit ein geeignetes Mittel.

6.2. Hydraulisches Laufschaufelmoment bei Durchgang mit σ -Einfluss

In Kapitel 6.1 wurde gezeigt, dass das hydraulische Laufschaufelmoment ($T Bh$) bei Durchgang anhand von CFD-Berechnungen bestimmt werden kann. Im weiteren Verlauf wird nun der Einfluss der Kavitation auf das hydraulische Laufschaufelmoment untersucht.

Ziel dieser Arbeit ist eine Abschätzung des hydraulischen Laufschaufelmoments bei Durchgang, weswegen die Vorgehensweise bzw. die CFD-Berechnung möglichst einfach ausfallen soll. Daher wird auf eine direkte Kavitationsrechnung (zweiphasig, d.h. mit Phasenübergang) verzichtet und statt dessen versucht, mit einfachen Methoden in der Auswertung (engl.: Post-Processing) den Einfluss der Kavitation auf das hydraulische Laufschaufelmoment ($T Bh$) zu simulieren.

Kavitation tritt auf, wenn der statische Druck (p) unter den Dampfdruck (p_{va}) fällt. Grundidee für die Auswertung ist, dass der statische Druck mit dem Dampfdruck begrenzt wird, d.h. dass der statische Druck an jenen Stellen, wo er unter den Dampfdruck fällt, abgeschnitten und auf den Dampfdruck gesetzt wird.

Um zu überprüfen, ob dieser Ansatz die gewünschten Ergebnisse liefert, wird er mit Messungen bei variabler Thoma-Zahl (σ) verglichen. Diese Messungen werden vom Kunden nicht immer ausdrücklich gewünscht, weswegen sie auch nur teilweise vorhanden sind.

6.2.1. Daten aus Messung

Eine Messung ist immer mit hohen Kosten verbunden, weshalb eine Messung des hydraulischen Laufschaufelmoments bei Durchgang und variabler Thoma-Zahl (σ) meist nur dann durchgeführt wird, wenn sie vertraglich vom Kunden gewünscht ist. Für die weiteren Untersuchungen stehen daher nur bei einigen der betrachteten Anlagen die benötigten Daten zur Verfügung. Bei einer vollständigen Messung wurden das spezifische hydraulische Laufschaufelmoment (TBh_{ED}) sowie der spezifische Durchfluss (Q_{ED}) und die spezifische Drehzahl (n_{ED}) gemessen. Dabei sind die Messungen der Anlagen teilweise sehr umfangreich, teilweise aber auch nur sehr knapp durchgeführt worden. Messungen liegen bei den Anlagen $K5 - 605AR$, $K5 - 540F$ und $K5 - 2106$ vor. Die gesamte Untersuchung des Kavitationseinflusses auf das hydraulische Laufschaufelmoment wird anhand der Anlage $K5 - 605AR$ veranschaulicht, da bei dieser die ausführlichste Messung durchgeführt wurde. Alle weiteren Anlagen sind im Anhang angeführt. In Abbildung 6.10 und 6.11 sind die Messungen des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh_{ED}) über der Thoma-Zahl (σ) der Anlage $K5 - 605AR$ bei verschiedenen Lauf- und Leitschaufelwinkeln abgebildet.

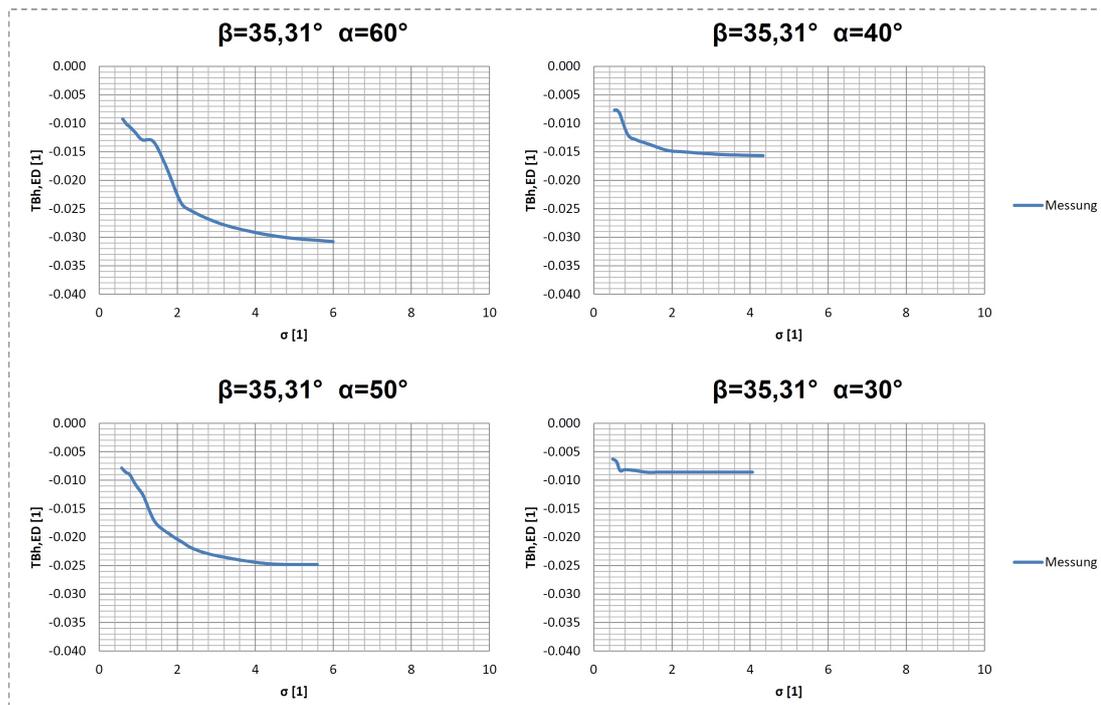


Abbildung 6.10.: Messung des hydraulischen Laufschaufelmoments (TBh_{ED}) bei variablem σ der Anlage $K5 - 605AR$ bei $\beta = 35,31^\circ$

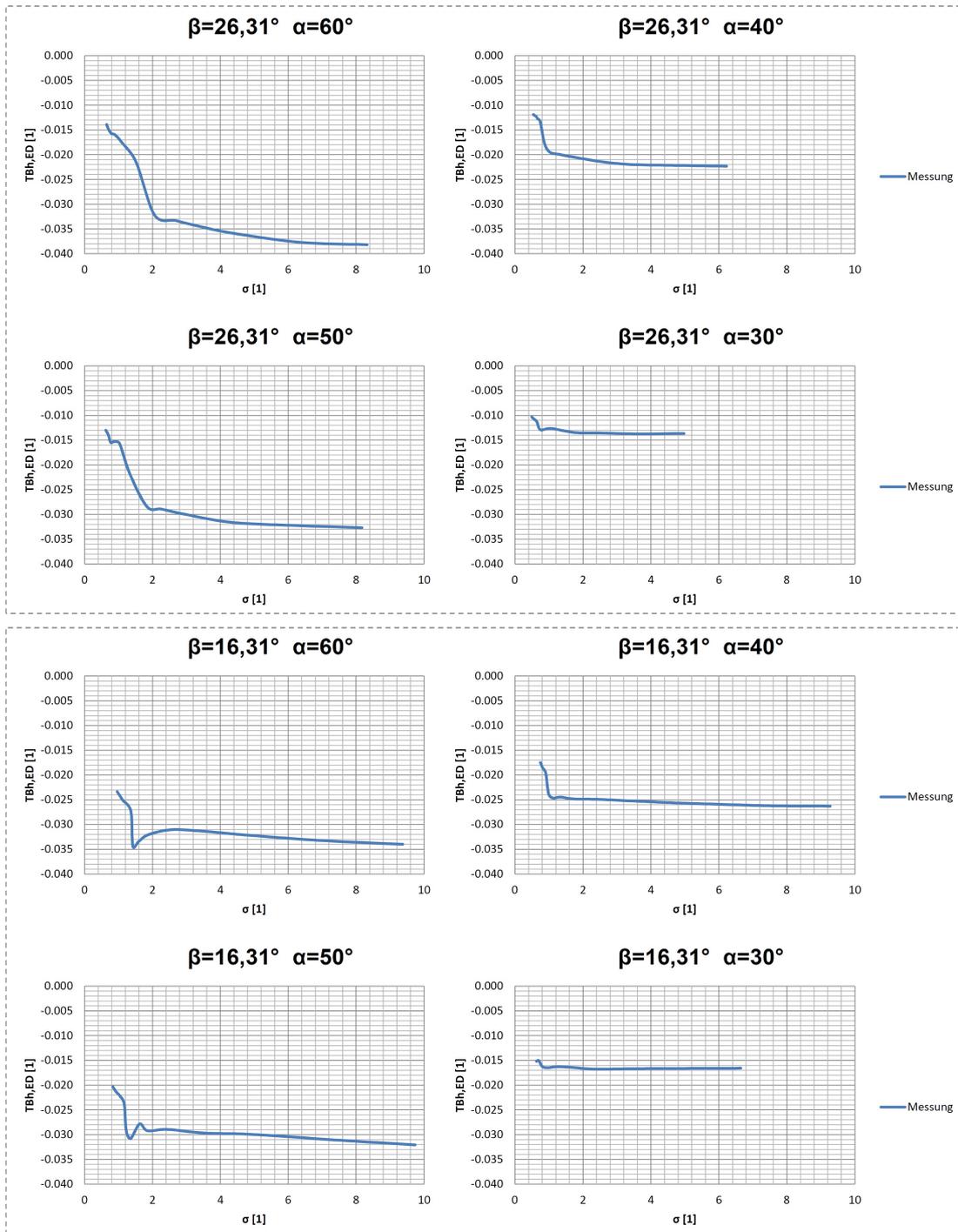


Abbildung 6.11.: Messung des hydraulischen Laufschaufelmoments ($T_{Bh,ED}$) bei variablem σ der Anlage $K5 - 605AR$ bei $\beta = 26,31^\circ$ und $\beta = 16,31^\circ$

Die Werte für das spezifische hydraulische Laufschaufelmoment ($T B h_{ED}$) bei hoher Thoma-Zahl (σ) entsprechen dabei den Werten der kavitationsfreien Messung, d.h. unter σ -high, welche in Kapitel 6.1.1 ermittelt wurden. Des Weiteren ist zu erkennen, dass mit kleiner werdender Thoma-Zahl (σ) das spezifische hydraulische Laufschaufelmoment abnimmt. Grund dafür ist, dass bei niedrigen σ -Werten Kavitation auftritt, wodurch das hydraulische Laufschaufelmoment beeinflusst wird.

6.2.2. CFD-Berechnung

Alle CFD-Rechnungen werden, wie in Kapitel 6.1.2.1 beschrieben, durchgeführt. Dabei werden wie bisher die Werte der Messungen verwendet und das hydraulische Laufschaufelmoment nachgerechnet. Bei diesem berechneten hydraulischen Laufschaufelmoment ($T B h$) ist jedoch der Einfluss der Kavitation noch nicht berücksichtigt. Daher soll diese in der Auswertung simuliert werden, indem der statische Druck (p) mit dem Dampfdruck (p_{va}) begrenzt wird. Wie bereits bekannt ist, wurde am Outlet ein konstanter mittlerer statischer Druck von 1 bar angenommen. Alle daraus resultierenden Drücke sind somit relativ zum Austrittsdruck zu sehen. Um die Kavitation richtig simulieren zu können, muss jedoch der richtige mittlere statische Druck am Outlet ermittelt werden.

6.2.2.1. Anpassung an das richtige Druckniveau (p_{Shift})

Im weiteren Verlauf dieser Arbeit soll der Druck, der auf die Laufschaufel wirkt, überall dort, wo er unter den Dampfdruck (p_{va}) sinkt, abgeschnitten werden. Damit dabei nicht zu viel bzw. zu wenig abgeschnitten wird, muss der Druck zuerst auf das richtige Druckniveau gebracht werden. Dies ist nötig, da bei den CFD-Rechnungen immer ein konstanter mittlerer Druck am Austritt (engl.: Outlet) von 1 bar angenommen wurde. Für eine Berechnung des hydraulischen Laufschaufelmoments ($T B h$) unter σ -high, d.h. kavitationsfrei, ist diese Annahme korrekt. Es könnte auch ein völlig anderer Wert angenommen werden. Dies würde nur eine Parallelverschiebung des Drucks bewirken, was jedoch keine Auswirkungen auf das hydraulische Laufschaufelmoment hat.

In Abbildung 6.12 ist ein typischer Druckverlauf über der Fläche der Laufschaufel (engl.: Area) dargestellt. Der Druckverlauf bei einem mittleren statischen Druck am Austritt von 1 bar ist dabei in Rot dargestellt. Der blaue Druckverlauf stellt eine Verschiebung zu einem etwas kleineren Druckniveau dar. Wird nun der Druck (p) durch den Dampfdruck (p_{va}) begrenzt, so ist das richtige Druckniveau entscheidend, wie viel abgeschnitten wird. Es ist zu erkennen, dass bei einer Verringerung des Druckniveaus deutlich mehr abgeschnitten wird. Das bedeutet, dass auf einer größeren Fläche der Laufschaufeln Kavitation auftritt, was wiederum das hydraulische Laufschaufelmoment beeinflusst.

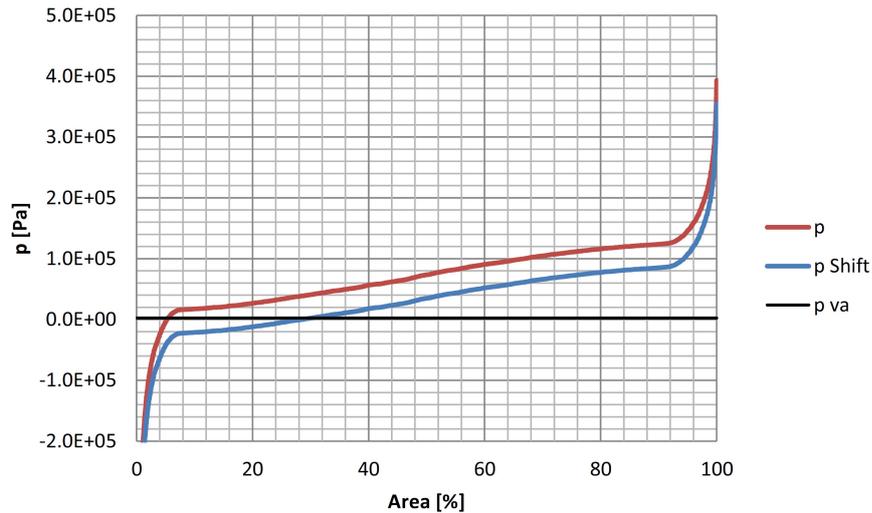


Abbildung 6.12.: Druckverlauf über der Fläche der Laufschaufel für einen BP bei Durchgang anhand der Anlage *K5 – 605AR*

Daher muss der tatsächliche mittlere Druck, der am Outlet auftritt, bestimmt werden. Das Druckniveau ist von der Einbautiefe der Turbine und somit auch vom Unterwasserspiegel abhängig. Der Abstand zwischen Unterwasserspiegel (*HUW*) und Höhe Centerline (*HCL*) wird, wie bereits aus Kapitel 2.8 bekannt ist, als Saughöhe (H_s) bezeichnet und ist in Abbildung 6.13 graphisch dargestellt.

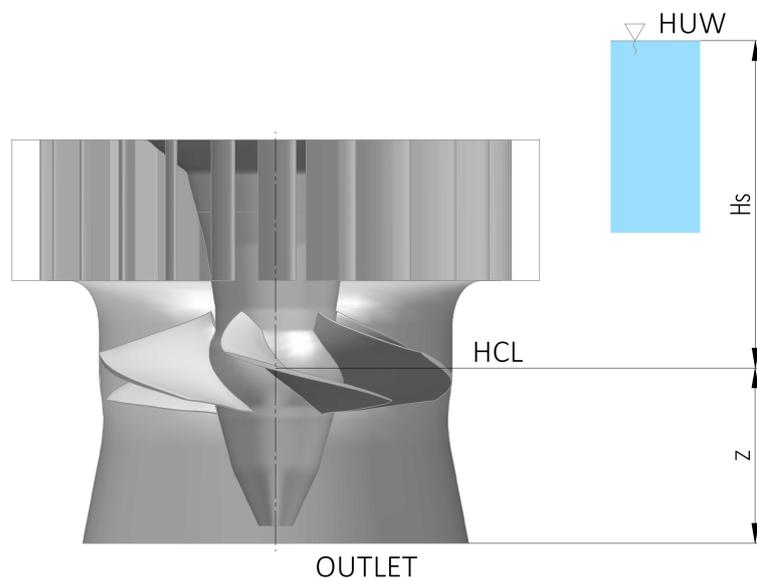


Abbildung 6.13.: Anpassung an das richtige Druckniveau

Um den Druck auf das richtige Druckniveau zu verschieben (engl.: Shift), wird vom statischen Druck (p) der mittlere statische Druck am Outlet ($\overline{p_{\text{Outlet}}}$) abgezogen und dafür der Druck der Saughöhe (H_s) und der Atmosphärendruck (p_{amb}) addiert. Dies wird im *CFX-Post* mit Expressions (siehe Anhang) umgesetzt und ist anhand von Formel 6.3 dargestellt. Alle CFD-Berechnungen werden am Modell durchgeführt, weswegen der Abstand (z) zwischen Outlet und Höhe Centerline vernachlässigt werden kann, da er nur wenige Zentimeter beträgt.

$$p_{\text{Shift}} = p - \overline{p_{\text{Outlet}}} + H_s \cdot g \cdot \rho + p_{\text{amb}} \quad [Pa] \quad (6.3)$$

Wie bereits aus Kapitel 2.8 bekannt ist, besteht zwischen der Thoma-Zahl (σ) und der Saughöhe (H_s) ein Zusammenhang. Das Verschieben des Drucks auf das richtige Druckniveau ist daher von der Thoma-Zahl abhängig. Dabei ist von Bedeutung, ob die Thoma-Zahl bei der Messung nach IEC 193 oder IEC 60193 berechnet wurde, da sie sich durch einen Geschwindigkeitsterm unterscheiden. Die Firma Andritz berechnet die Thoma-Zahl ausschließlich nach IEC 193, weswegen Formel 6.4 standardmäßig verwendet werden kann.

$$\sigma = \frac{B^* + H_s}{H} = \frac{p_{\text{amb}} - p_{\text{va}} + H_s}{\rho g H} \quad [1] \quad (6.4)$$

Wird diese Formel auf die Saughöhe (H_s) umgeformt, so ergibt sich Formel 6.5.

$$H_s = \sigma H - \frac{p_{\text{amb}} - p_{\text{va}}}{g \rho} \quad [m] \quad (6.5)$$

Die Formel der Saughöhe kann somit in Formel 6.3 eingesetzt werden, wodurch der Atmosphärendruck (p_{amb}) herausfällt (siehe Formel 6.6).

$$p_{\text{Shift}} = p - \overline{p_{\text{Outlet}}} + \sigma \cdot H \cdot g \cdot \rho - p_{\text{amb}} + p_{\text{va}} + p_{\text{amb}} \quad [Pa] \quad (6.6)$$

Die Verschiebung des Drucks ist somit von der Thoma-Zahl (σ), der Fallhöhe (H) und dem Dampfdruck (p_{va}) abhängig. Der Dampfdruck ist temperaturabhängig und liegt bei einer Temperatur von beispielsweise $20^\circ C$ bei $p_{\text{va}} = 2340 Pa$. Im Temperaturbereich, in dem sich die Wasserkraft normalerweise befindet, hat der Dampfdruck somit, im Vergleich zu den anderen Faktoren, kaum Einfluss auf das Verschieben des Drucks.

Der Einfluss des Saugrohrs (engl.: Draft Tube) wurde bis jetzt noch nicht berücksichtigt. Dieser kann mit Hilfe des Saugrohrwirkungsgrads (η_{DT}) und der Bernoulli-Gleichung mit einbezogen werden. Der Saugrohrwirkungsgrad berechnet sich aus der realen Druckdifferenz zwischen Eintritt und Austritt des Saugrohrs (Δp_R), bezogen auf die durch die Bernoulli-Gleichung berechnete Druckdifferenz (Δp_B), und wird anhand von Formel 6.7 veranschaulicht.

$$\eta_{DT} = \frac{\Delta p_R}{\Delta p_B} \quad [1] \quad (6.7)$$

Wie bereits erwähnt, werden alle Rechnungen am Modell durchgeführt, weswegen die Höhendifferenz zwischen Eintritt und Austritt des Saugrohrs, da sie nur wenige Zentimeter beträgt, in der Bernoulli-Gleichung vernachlässigt werden kann. Die Bernoulli-Gleichung ergibt sich für das Saugrohr somit nach Formel 6.8 bzw. 6.9.

$$\frac{p_E}{\rho g} + \frac{c_E^2}{2g} + z_E = \frac{p_A}{\rho g} + \frac{c_A^2}{2g} + z_A \quad (6.8)$$

$$\frac{p_E - p_A}{\rho g} = \frac{c_A^2 - c_E^2}{2g} \quad (6.9)$$

Wird die Druckdifferenz zwischen Eintritt und Austritt des Saugrohrs zu Δp_B zusammengefasst und darauf umgeformt, so ergibt sich Formel 6.10.

$$\Delta p_B = \frac{\rho}{2}(c_A^2 - c_E^2) \quad [Pa] \quad (6.10)$$

Nun kann die Kontinuitätsgleichung (siehe Formel 6.11) auf das Saugrohr angewendet und in Formel 6.10 eingesetzt werden, wodurch sich Formel 6.12 ergibt.

$$c_E \cdot A_E = c_A \cdot A_A \quad (6.11)$$

$$\Delta p_B = \rho \frac{c_A^2}{2} \left(1 - \left(\frac{A_A}{A_E} \right)^2 \right) \quad [Pa] \quad (6.12)$$

Das Flächenverhältnis aus Eintritt und Austritt des Saugrohrs ($\frac{A_E}{A_A}$) wird üblicherweise als $A_{DT \text{ Ratio}}$ bezeichnet. Unter Berücksichtigung des Saugrohrwirkungsgrads aus Formel

6.7 ergibt sich für die reale Druckdifferenz des Saugrohrs somit folgender Zusammenhang (siehe Formel 6.13).

$$\Delta p_R = \eta_{DT} \frac{c_A^2}{2} \rho \left(1 - \frac{1}{A_{DT \text{ Ratio}}^2} \right) \quad [Pa] \quad (6.13)$$

Um diese Druckdifferenz muss der statische Druck (p) noch zusätzlich verringert werden. Setzt man Formel 6.13 in Formel 6.6 ein, so ergibt sich der tatsächliche Druck durch Formel 6.14.

$$p_{\text{Shift}} = p - \overline{p_{\text{Outlet}}} + \sigma \cdot H \cdot g \cdot \rho + p_{va} - \eta_{DT} \frac{c_A^2}{2} \rho \left(1 - \frac{1}{A_{DT \text{ Ratio}}^2} \right) \quad [Pa] \quad (6.14)$$

Der Saugrohrwirkungsgrad ist bei Durchgang theoretisch in jedem Betriebspunkt anders. Erfahrungswerte der Firma Andritz Hydro belegen jedoch, dass er in einem Bereich von 70% bis 80% liegt. Je größer der Saugrohrwirkungsgrad, desto größer ist die reale Druckdifferenz (Δp_R), wodurch der Druck (p) zu kleineren Werten verschoben wird. Dies bedeutet, dass der Druck auf einer größeren Fläche unterhalb des Dampfdrucks liegt und somit auf dieser Fläche Kavitation auftritt, wodurch das hydraulische Laufschaufelmoment verringert wird. Aus Sicherheitsgründen wird daher im weiteren Verlauf dieser Arbeit der Saugrohrwirkungsgrad mit $\eta_{DT} = 0.7$ angegeben.

6.2.2.2. Abschneiden mit dem Dampfdruck (p_{Cut})

Um den Einfluss der Kavitation zu simulieren, wird der auf das richtige Druckniveau geschobene statische Druck (p_{Shift}) überall dort abgeschnitten, wo er unter den Dampfdruck fällt. An diesen Stellen wird er durch den Dampfdruck (p_{va}) ersetzt. Dies kann mit Hilfe einer *IF*-Bedingung verwirklicht werden, welche anhand von Formel 6.15 veranschaulicht wird. In *CFX-Post* wird dies anhand von Expressions umgesetzt, welche im Anhang angeführt sind.

$$p_{\text{Cut}} = IF(p_{\text{Shift}} \geq p_{va}, p_{\text{Shift}}, p_{va}) \quad [Pa] \quad (6.15)$$

In Abbildung 6.14 ist die mit dem Dampfdruck abgeschnittene Druckverteilung (p_{Cut}) über der Fläche der Laufschaufel in Prozent (engl.: Area) dargestellt. Hier ist noch-

mals gut zu erkennen, dass das tatsächliche Druckniveau ausschlaggebend ist, wie viel weggeschnitten wird bzw. wie groß die Fläche ist, auf der Kavitation auftritt.

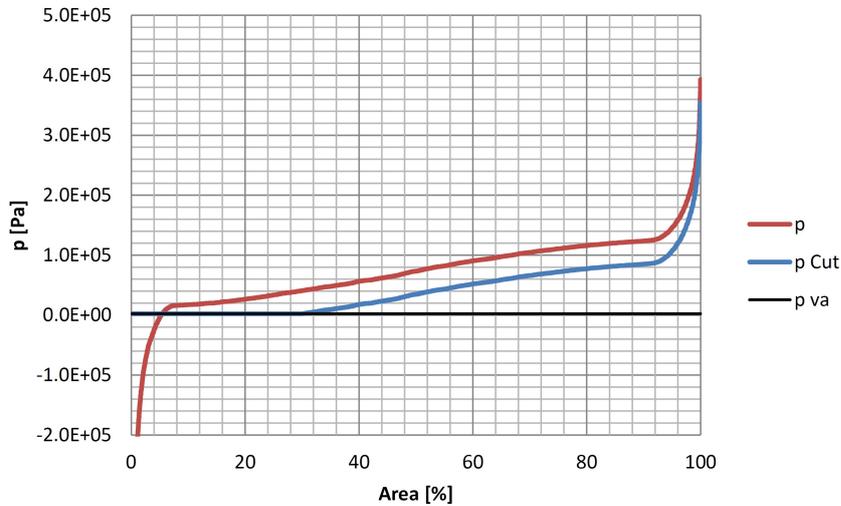


Abbildung 6.14.: Abschneiden mit dem Dampfdruck

6.2.2.3. Berechnung des hydraulischen Laufschaufelmoments anhand des geschobenen und durch den Dampfdruck begrenzten Drucks

Das hydraulische Laufschaufelmoment (T_{Bh}) wird normalerweise durch eine Funktion ($torque_x@Blade$) berechnet. Diese Funktion bezieht sich dabei auf den Absolutdruck (p_{abs}) und hängt somit auch vom Atmosphärendruck (p_{amb}) ab. Da sie nicht auf einen anderen Druck, wie zum Beispiel p_{Cut} , bezogen werden kann, ist der Einsatz dieser Funktion nicht möglich. Daher ist es notwendig eine äquivalente Formel zu entwickeln, welche das hydraulische Laufschaufelmoment anhand des geschobenen und abgeschnittenen Drucks (p_{Cut}) berechnen kann.

Die Funktion zur Berechnung des hydraulischen Laufschaufelmoments ($torque_x@Blade$) ist ein Vektorkreuzprodukt ($r_i \times F_i$) aus Abstandsvektor zur Zapfenachse (r_i) und Kraftvektor (F_i). Der Kraftvektor setzt sich dabei aus Druckkräften und Scherkräften zusammen. Das hydraulische Laufschaufelmoment (T_{Bh}), unter Berücksichtigung der Kavitation, kann somit durch Formel 6.16 ausgedrückt werden. Dabei steht TVX für das Laufschaufelmomente infolge der Scherkräfte und TPX für das der Druckkräfte.

$$T_{Bh} = TPX + TVX \quad [Nm] \quad (6.16)$$

Das Laufschaufelmoment infolge der Druckkräfte kann anhand von Formel 6.17 ausgedrückt werden. Die Scherkräfte verursachen ebenfalls ein Laufschaufelmoment, welches durch Formel 6.18 veranschaulicht wird.

$$TPX = \int_A p_{\text{Cut}} \cdot r_i \cdot dA \quad [Nm] \quad (6.17)$$

$$TVX = \int_A \text{Scherspannung} \cdot r_i \cdot dA \quad [Nm] \quad (6.18)$$

Wie diese Funktionen im *CFX-Post* umgesetzt wurden, ist im Anhang unter Expressions ausführlich dargestellt.

6.2.2.4. Sensitivitätsanalyse

Da bisher einige Annahmen bzw. Vereinfachungen, wie zum Beispiel das Vernachlässigen des Abstandes zwischen Outlet und Zapfenachse, getroffen wurden, wird in diesem Kapitel eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt. Dabei werden unterschiedliche Einflussfaktoren, welche bisher angenommen bzw. nicht berücksichtigt wurden, auf ihre Auswirkung auf das hydraulische Laufschaufelmoment unter simulierter Kavitation untersucht. Zusätzlich werden noch numerische Ausreißer der CFD-Rechnungen eliminiert.

Zu den untersuchten Einflussfaktoren gehören folgende Parameter.

- Da die Dichte (ρ) des Wassers von der Temperatur abhängig ist und diese bei den Messungen der Anlagen unterschiedliche Werte aufweist, wird der Einfluss der Dichte auf das hydraulische Laufschaufelmoment untersucht.
- Die Messungen der einzelnen Anlagen wurden von unterschiedlichen Firmen, welche sich an verschiedenen Orten befinden, durchgeführt. Die Erdbeschleunigung (g) ist vom Standort abhängig, weswegen ihr Einfluss untersucht wird. Der Atmosphärendruck (p_{amb}) ist von der Seehöhe und somit auch vom Standort abhängig. Dieser muss jedoch nicht untersucht werden, da er, wie bereits in Kapitel 6.2.2.1 beschrieben, aus der Gleichung herausfällt.
- Der Dampfdruck (p_{va}) ist so wie die Dichte (ρ) von der Temperatur abhängig. Kavitation tritt dort auf, wo der statische Druck (p) unter den Dampfdruck (p_{va}) fällt. Für die Simulation der Kavitation wird der statische Druck an diesen Stellen mit dem Dampfdruck abgeschnitten. Da die Temperatur bei den Messungen der verschiedenen Anlagen variiert und der Dampfdruck Einfluss auf das hydraulische Laufschaufelmoment hat, wird seine Auswirkung ebenfalls untersucht.

- Bei numerischen Simulationen, wie zum Beispiel CFD-Rechnungen, gibt es immer Knotenpunkte, an denen überdurchschnittlich hohe bzw. niedrige Werte auftreten. Diese werden als numerische Ausreißer bezeichnet und treten in der Realität nicht auf, weswegen sie eliminiert werden müssen. Erfahrungen des Instituts für Hydraulische Strömungsmaschinen an der Technischen Universität Graz und der Firma Andritz Hydro haben gezeigt, dass auf ca. zwei Promille der Laufschaufelfläche numerische Ausreißer auftreten. An diesen Stellen wird der statische Druck (p) auf den maximalen statischen Druck, welcher auf der gesamten Laufschaufelfläche mit Ausnahme dieser zwei Promille auftritt, gesetzt.
- Wie bereits in Kapitel 6.2.2.1 beschrieben, wurde der z-Abstand, welcher dem Höhenunterschied zwischen Zapfenachse und Outlet entspricht, nicht berücksichtigt, da die CFD-Berechnungen so wie die Messungen am Modell durchgeführt wurden und der Höhenunterschied somit nur wenige Zentimeter beträgt. Für die Sensitivitätsanalyse wird dieser nun berücksichtigt und dessen Auswirkung untersucht.

Alle bisherigen Annahmen sind so wie die tatsächlichen Werte in Tabelle 6.2 abgebildet.

	ρ	g	p_{va}	z
	$[kg/m^3]$	$[m/s^2]$	$[Pa]$	$[m]$
bisherige Annahme	997	9.81	2340	0
tatsächlicher Wert	998.2	9.8066	2061	0.2

Tabelle 6.2.: Werte für Sensitivitätsanalyse

Jeder dieser Parameter wird in der Auswertung einzeln berücksichtigt und das Ergebnis des hydraulischen Laufschaufelmoments jeweils mit dem Originalverlauf der CFD-Auswertung verglichen (siehe Abbildung 6.15). Dabei tritt eine maximale Abweichung von ca. 0.9 % auf. Des Weiteren ist zu erkennen, dass jeder dieser Parameter, mit Ausnahme der numerischen Ausreißer, nur bei kleinen σ -Werten und somit erst beim Auftreten von Kavitation Einfluss auf das hydraulische Laufschaufelmoment hat. Die numerischen Ausreißer bewirken hingegen eine kontinuierliche Änderung des hydraulischen Laufschaufelmoments von ca. 0.3%. Dabei bedeutet eine positive Änderung, dass das spezifische hydraulische Laufschaufelmoment kleiner wird.

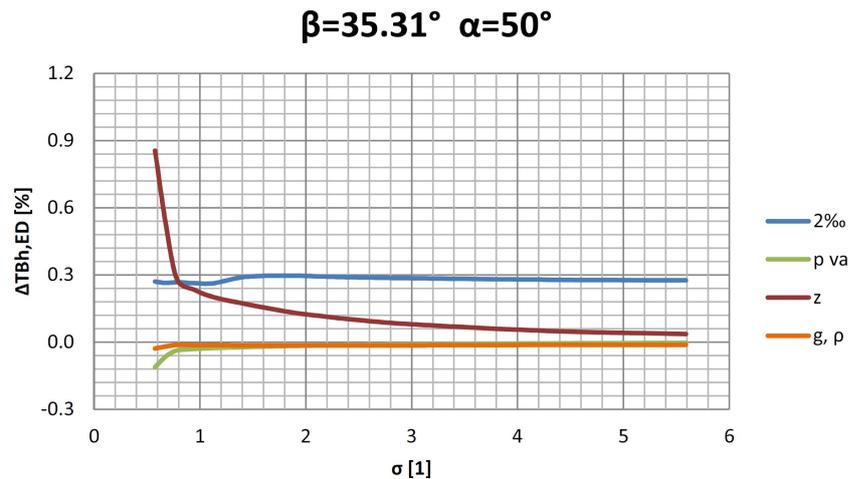


Abbildung 6.15.: Einfluss der untersuchten Parameter auf das hydraulische Laufschaufelmoment anhand der Anlage *K5 – 605AR*

Es wurde somit veranschaulicht, dass das Abschneiden mit dem Dampfdruck nicht sensibel auf die untersuchten Parameter reagiert. Der Einfluss auf das hydraulische Laufschaufelmoment ist kleiner als 1 %, weswegen im weiteren Verlauf dieser Arbeit immer mit den bereits gewählten Annahmen gerechnet werden kann.

6.2.2.5. CFD-Ergebnisse

Mit Hilfe der Messwerte für die spezifische Drehzahl (n_{ED}) und den spezifischen Durchfluss (Q_{ED}) wird das hydraulische Laufschaufelmoment, wie in Kapitel 6.1.2.1 beschrieben, nachgerechnet. Ergebnis der CFD-Rechnungen sind die hydraulischen Laufschaufelmomente ohne Berücksichtigung der Kavitation. Durch die beschriebene Auswertung aus Kapitel 6.2.2.1 bis 6.2.2.3 wird im *CFX-Post* das hydraulische Laufschaufelmoment mit simulierter Kavitation berechnet. Über der Thoma-Zahl (σ) aufgetragen, und gleich wie die Messung skaliert, ergeben sich für die Anlage *K5 – 605AR* folgende Verläufe (siehe Abbildung 6.16 bis 6.17). Die Verläufe aller weiteren untersuchten Anlagen sind, wie bereits erwähnt, im Anhang angeführt.

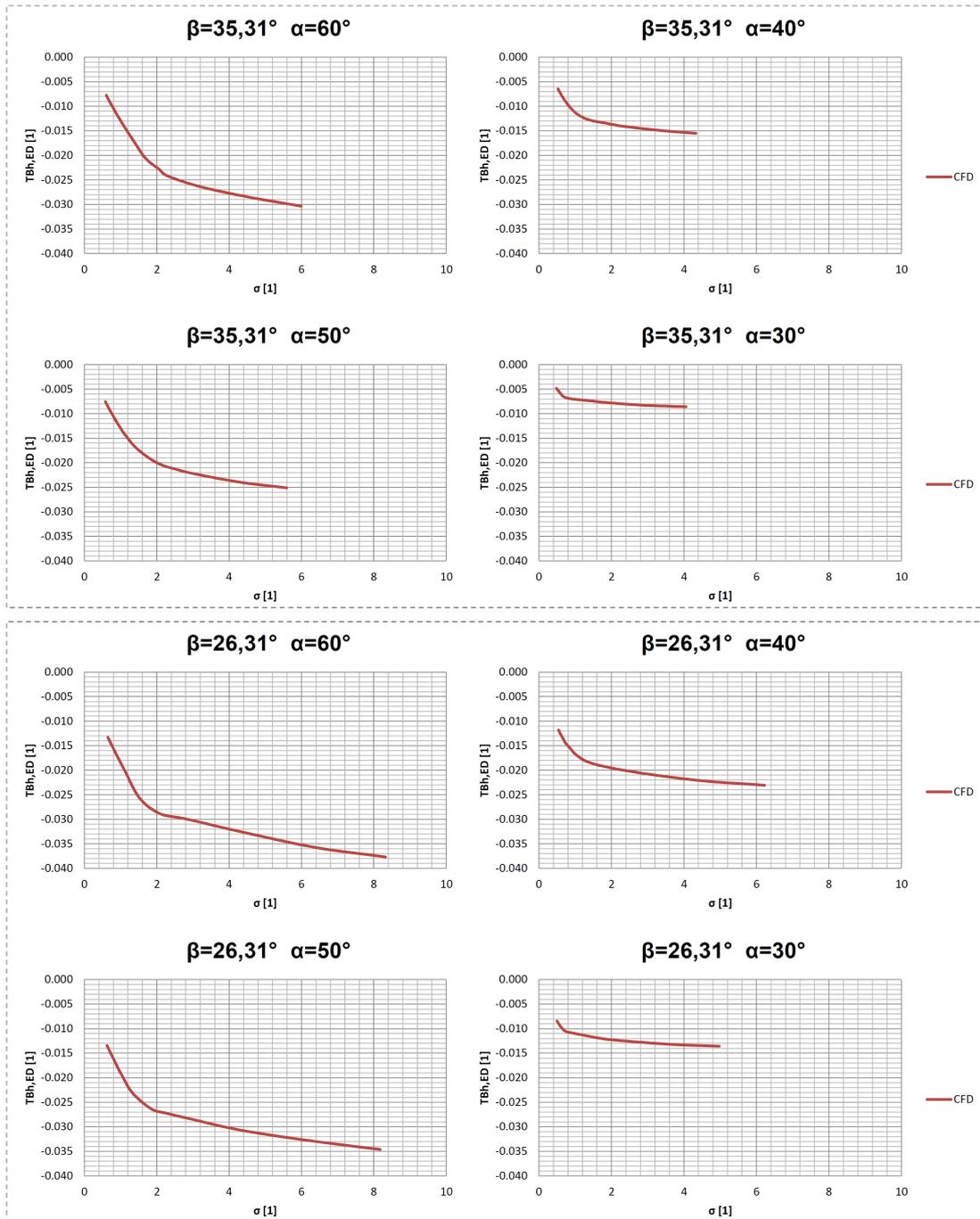


Abbildung 6.16.: Berechnung des hydraulischen Laufschaufelmoments ($T_{Bh,ED}$) mit variabler Thoma-Zahl (σ) der Anlage $K5 - 605AR$ bei einem Laufschaufelwinkel von $\beta = 35,31^\circ$ und $\beta = 26,31^\circ$

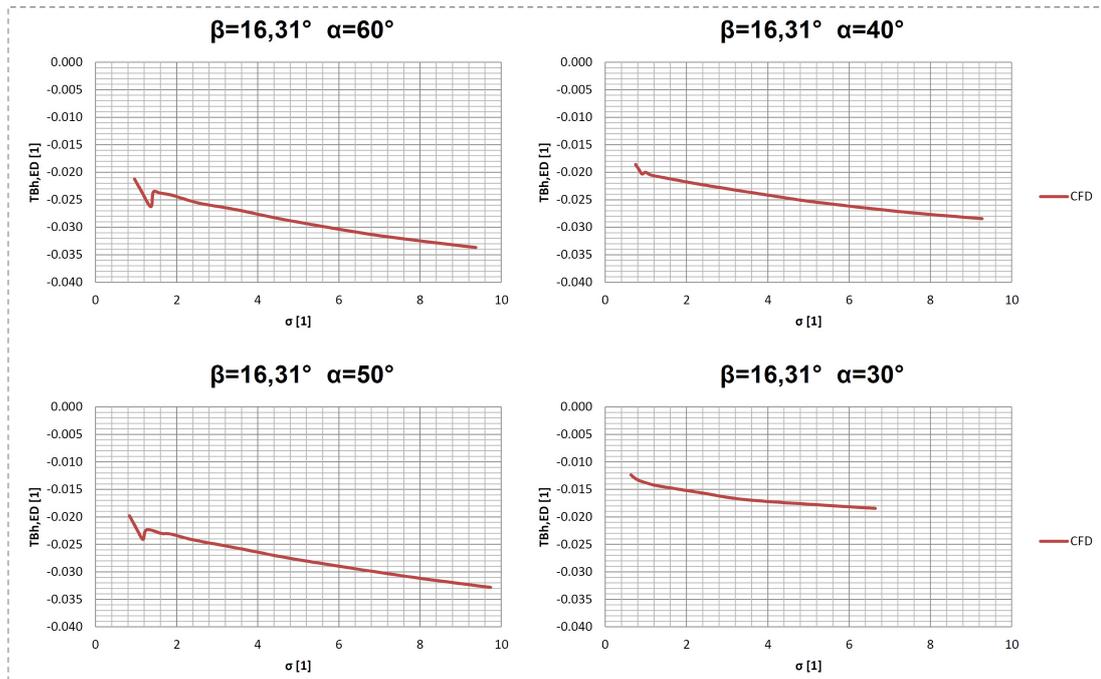


Abbildung 6.17.: Berechnung des hydraulischen Laufschaufelmoments ($TB_{h,ED}$) mit variabler Thoma-Zahl (σ) der Anlage $K5 - 605AR$ bei einem Laufschaufelwinkel von $\beta = 16,31^\circ$

6.2.3. Vergleich von Messung und CFD-Berechnung

Der Vergleich wird, wie bereits die Messung und CFD-Berechnung selbst, an der Anlage $K5 - 605AR$ veranschaulicht. Hierfür werden die Ergebnisse der Messungen und der CFD-Berechnungen jeweils in einem Diagramm übereinandergelegt, wodurch Abweichungen gut erkannt werden können (siehe Abbildungen 6.18 und 6.19). Die Vergleiche aller weiteren untersuchten Anlagen sind im Anhang angeführt.

Die Verläufe des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments ($TB_{h,ED}$) über der Thoma-Zahl (σ), der Messung und der CFD-Berechnung weisen, wie aus Abbildung 6.18 und 6.19 zu erkennen ist, ein sehr ähnliches Verhalten auf. Ziel dieser Arbeit ist das Abschätzen des hydraulischen Laufschaufelmoments bei Durchgang, weswegen die geringen Abweichungen zwischen Messung und CFD-Berechnung akzeptiert werden können. Die größten Abweichungen treten bei Werten von σ knapp über zwei auf. Die tatsächlichen σ -Werte der Anlage (σ_{Plant}), welche für die Auslegung relevant sind, liegen jedoch darunter. Hier sind die Abweichungen viel geringer, weswegen die simulierte Kavitation geeignet ist, um das hydraulische Laufschaufelmoment bei Durchgang zu

berechnen.

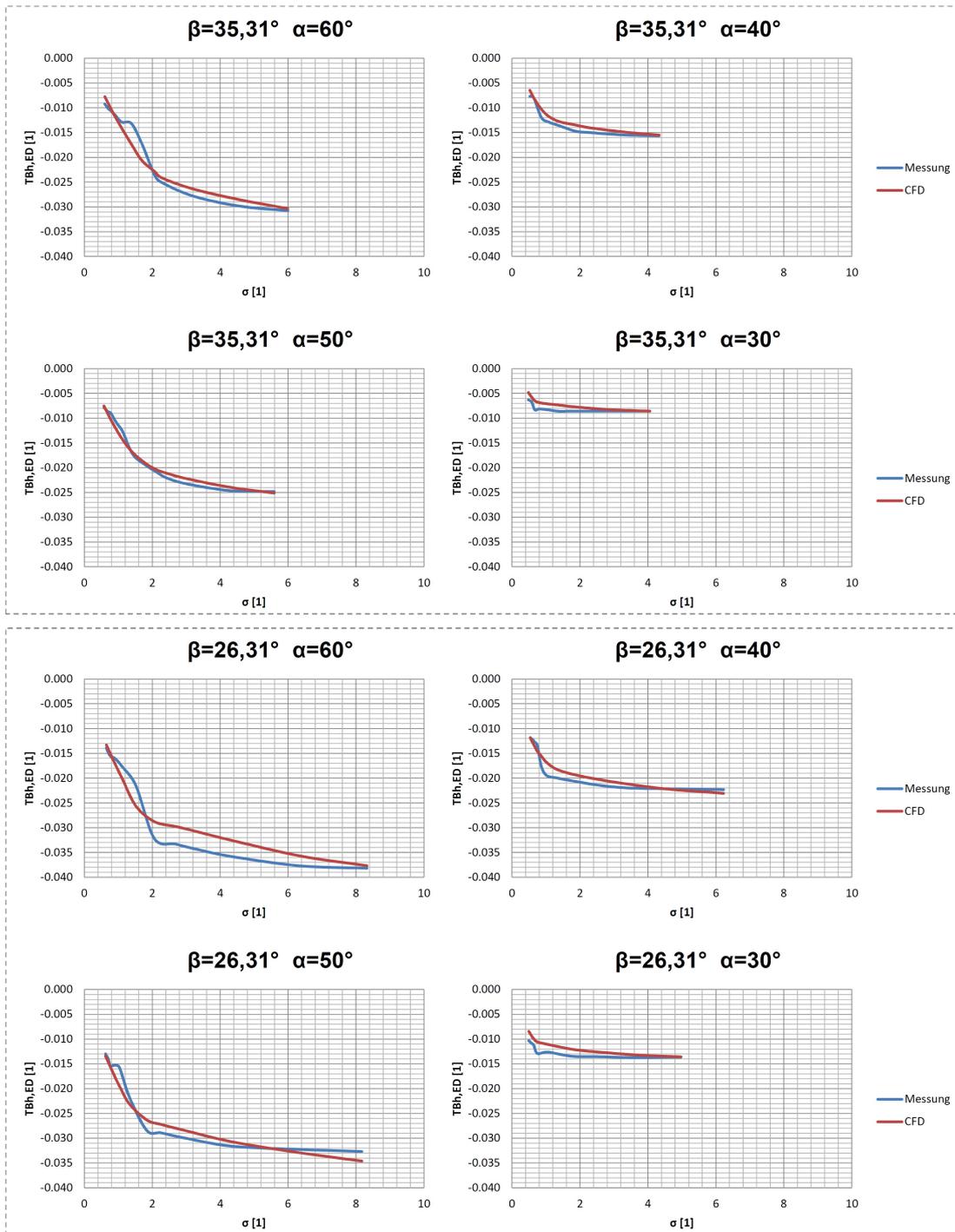


Abbildung 6.18.: Vergleich des hydraulischen Laufschaufelmoments ($T_{Bh,ED}$) mit variabler Thoma-Zahl (σ) der Anlage $K5 - 605AR$ bei einem Laufschaufelwinkel von $\beta = 35.31^\circ$ und $\beta = 26.31^\circ$

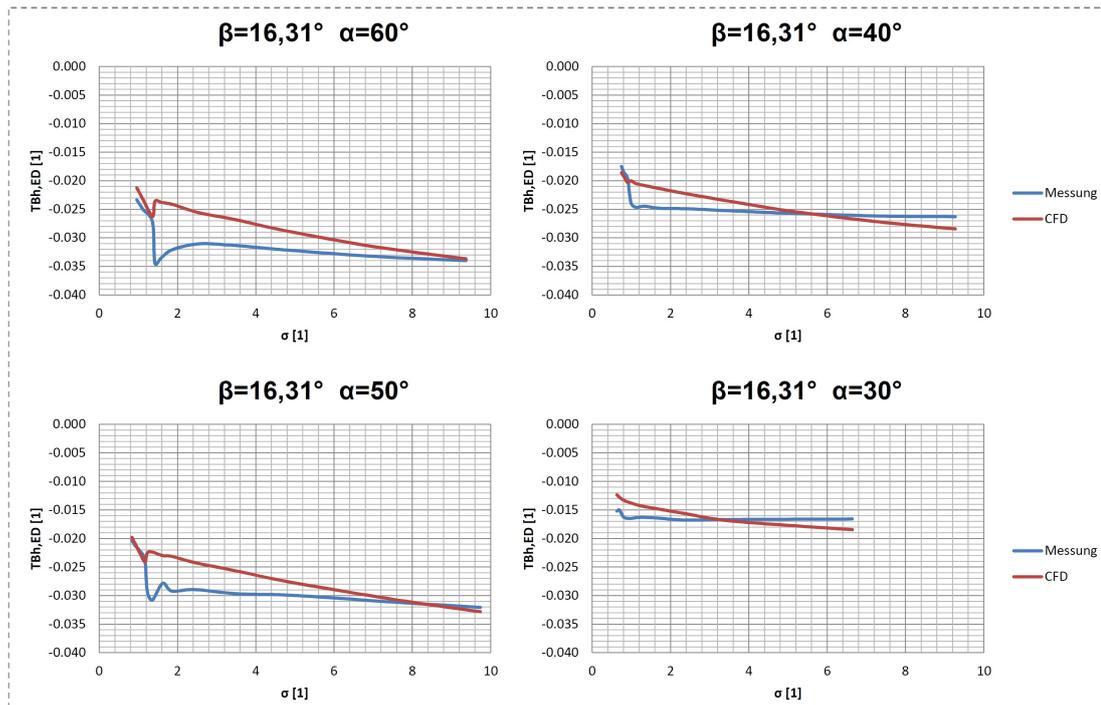


Abbildung 6.19.: Vergleich des hydraulischen Laufschaufelmoments ($TB_{h,ED}$) mit variabler Thoma-Zahl (σ) der Anlage $K5 - 605AR$ bei einem Laufschaufelwinkel von $\beta = 16,31^\circ$

Die Abweichungen, welche zwischen Messung und CFD-Berechnung zu erkennen sind, können auf mehrere Gründe zurückgeführt werden.

- Das Volumen dehnt sich beim Verdampfen des Wassers aus und verdrängt somit zusätzlich Wasser, wodurch das Kavitationsgebiet vergrößert wird. Das berechnete Kavitationsgebiet ist daher immer kleiner als das tatsächliche.
- Ein weiterer Grund für die Abweichung ist, dass die Dampfblasen durch die Strömung weiter transportiert werden. Das berechnete Kavitationsgebiet, welches mit dem Dampfdruck abgeschnitten wird, ist somit nicht korrekt, da der Blasen-transport nicht berücksichtigt wurde. Kavitation tritt daher in der Realität auf einer größeren Fläche auf.
- Der Saugrohrwirkungsgrad ist (bei Durchgang) in jedem Betriebspunkt anders. Angenommen wurde dieser jedoch standardmäßig mit 70 %, was allerdings nur auf einige Betriebspunkte zutrifft. Ein höherer Saugrohrwirkungsgrad würde einen geringeren Druck an den Laufschaufeln bewirken, wodurch das Kavitationsgebiet größer ausfallen würde.

- Der Verlauf des Drucks (p) über der Fläche der Laufschaufel ($Area$) wird mit kleiner werdendem Laufschaufelwinkel (β) flacher, wodurch das Abschneiden mit dem Dampfdruck viel sensibler wird. Daher muss der tatsächliche Druck exakt getroffen werden, damit nicht zu viel bzw. zu wenig abgeschnitten wird und somit das hydraulische Laufschaufelmoment verfälscht wird.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die Verläufe der CFD-Berechnungen sehr gut mit denen der Messungen übereinstimmen. Es wurde somit veranschaulicht, dass die Simulation der Kavitation ein geeignetes Mittel ist, um das hydraulische Laufschaufelmoment bei Durchgang zu berechnen.

6.3. Vergleich der Kavitationsfläche zw. CFD und Messung

Bisher wurde veranschaulicht, dass das Abschneiden mit dem Dampfdruck eine geeignete Methode ist, um das hydraulische Laufschaufelmoment zu ermitteln. Es wurde jedoch noch nicht untersucht, an welchen Stellen dabei Kavitation auftritt. In diesem Kapitel wird ein Vergleich der Kavitationsflächen zwischen CFD-Berechnung und Messung erstellt.

Kavitationsbilder der Messung stehen nur bei der Anlage $K5 - 2106$ zur Verfügung. Diese wurden im On-Cam Betrieb bei unterschiedlichen σ -Werten erstellt. Für den Vergleich wurden zwei der Kavitationsbilder genauer betrachtet. Die wichtigsten Eckdaten dieser Betriebspunkte sind in Tabelle 6.3 angeführt.

	β	α	σ	n_{ED}	Q_{ED}
	[°]	[°]	[1]	[1]	[1]
BP2026	20	26.5	0.34	0.619	0.300
BP1527	15	27,5	0.27	0.750	0.276

Tabelle 6.3.: Eckdaten der Betriebspunkte für den Vergleich der Kavitationsfläche

In Abbildung 6.21 ist die Druckverteilung an der Saugseite der Laufschaufel dargestellt. Dabei sind alle Bereiche, an denen der statische Druck unter den Dampfdruck fällt und somit Kavitation entsteht, in dunkelblau dargestellt.

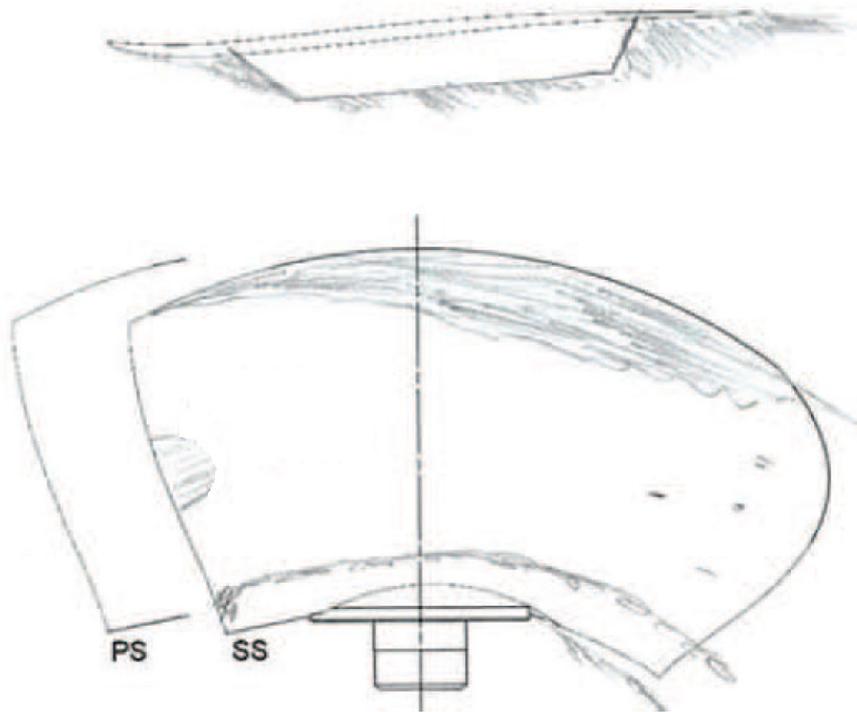


Abbildung 6.20.: Kavitationsbild im On-Cam Betrieb bei BP2026 anhand der Anlage *K5 – 2106*

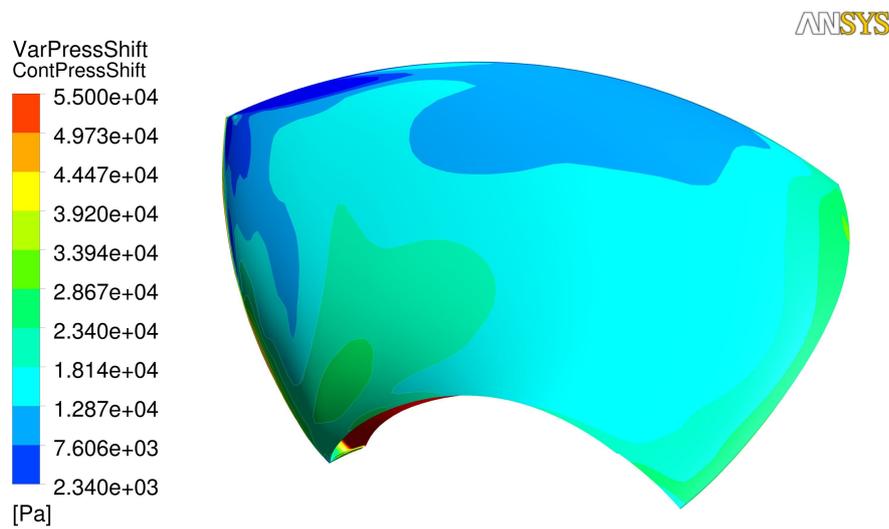


Abbildung 6.21.: Druckverteilung an der Saugseite (SS) der Laufschaufel aus der CFD-Berechnung im On-Cam Betrieb bei BP2026 anhand der Anlage *K5 – 2106*

Beim Vergleich mit dem Kavitationsbild der Messung (siehe Abbildung 6.20) sind durchaus Ähnlichkeiten zu erkennen. In dieser Abbildung wird die Saugseite (SS) betrachtet und die darauf auftretende Kavitation markiert. Dabei ist zu beachten, dass bei der Druckverteilung nur jene Stellen gekennzeichnet sind, an denen Kavitation tatsächlich entsteht. Der Transport der Dampfblasen durch die Strömung kann hier nicht abgebildet werden. Im Kavitationsbild der Messung ist hingegen jene Fläche der Laufschaufel markiert, an der Kavitation zu erkennen ist. Somit sind auch alle Bereiche gekennzeichnet, in die die Dampfblasen durch die Strömung transportiert werden. Aus den zwei Abbildungen ist jedoch gut zu erkennen, dass die Kavitation hauptsächlich an der Eintrittskante und in radialer Richtung an der Außenkante des Flügels entsteht. Durch die Strömung werden die Kavitationsbläschen transportiert, was ein Grund für die Abweichung der zwei Abbildungen ist. Ein weiterer Grund für die Abweichung ist, dass bei der Messung eine Kavitationsleiste angebracht wurde, welche bei der CFD-Berechnung jedoch nicht berücksichtigt wurde. Da sich beim Verdampfen von Wasser dessen Volumen vergrößert wird zusätzliches Wasser verdrängt, was jedoch in der CFD-Simulation nicht berücksichtigt wird, und somit ebenfalls zu Abweichungen führt.

Das Kavitationsbild des Betriebspunktes BP1527 ist in Abbildung 6.22 dargestellt. Betrachtet wird dabei wie in Abbildung 6.20 die Saugseite (SS) der Laufschaufel. Eine Ähnlichkeit mit dem Kavitationsbild des Betriebspunktes BP2026 ist dabei gut zu erkennen. Die Kavitation tritt etwas stärker, jedoch beinahe an den gleichen Stellen auf. Die Druckverteilung der CFD-Berechnung (siehe Abbildung 6.23) zeigt, dass die stärkste Kavitation, wie bereits bei BP2026, in radialer Richtung an der Außenkante des Flügels entsteht. Unter Berücksichtigung der gleichen Effekte, wie zum Beispiel den Transport der Dampfblasen durch die Strömung, sind zwischen Messung und CFD-Berechnung wieder Übereinstimmungen zu erkennen.

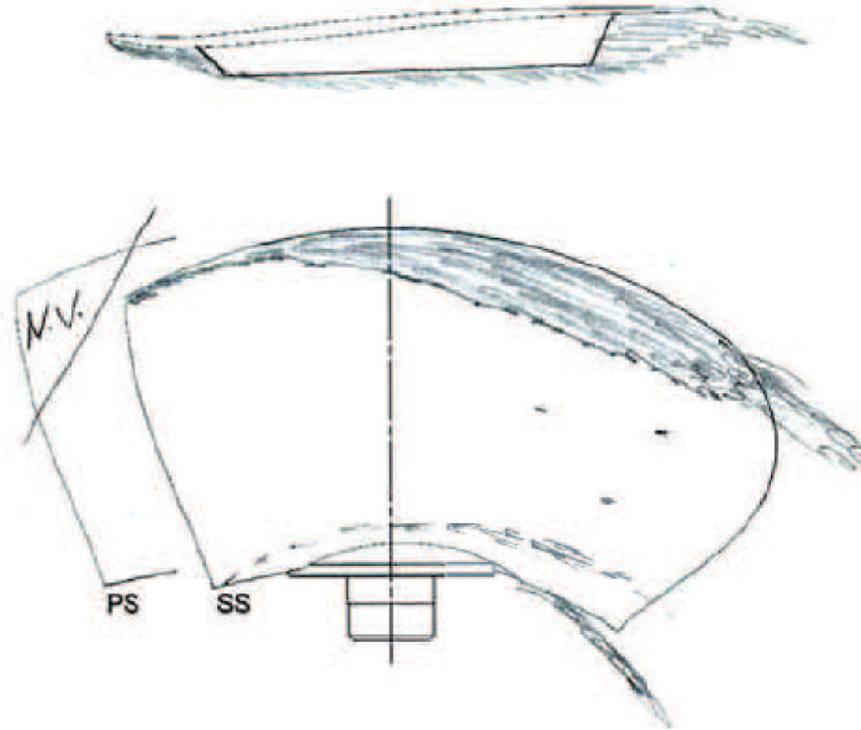


Abbildung 6.22.: Kavitationsbild im On-Cam Betrieb bei BP1527 anhand der Anlage K5 – 2106

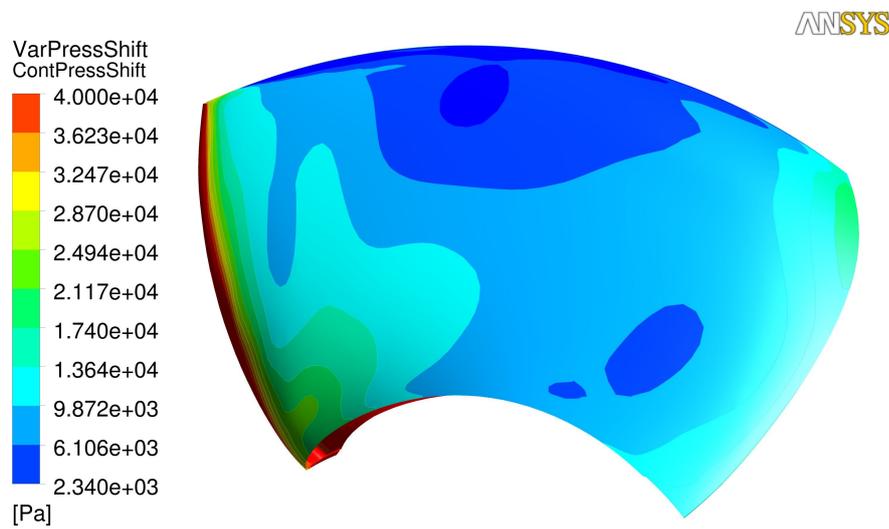


Abbildung 6.23.: Druckverteilung an der Saugseite (SS) der Laufschaufel aus der CFD-Berechnung im On-Cam Betrieb bei BP1527 anhand der Anlage K5 – 2106

Wird nun die Druckverteilung über der Fläche der Laufschaufel genauer betrachtet, so ist zu erkennen, dass diese im On-Cam Betrieb an der Saugseite sehr flach verläuft (siehe Abbildung 6.24 links). Dadurch ist das Verschieben des statischen Drucks sehr sensibel. Wird der Druck auf ein etwas zu geringes Druckniveau geschoben, so tritt an einer zu großen Fläche Kavitation auf. Wird er jedoch etwas zu wenig verschoben, so besteht die Möglichkeit, dass kaum Kavitation auftritt.

In Abbildung 6.24 ist links eine typische Druckverteilung über der Fläche im On-Cam Betrieb und rechts bei Durchgang dargestellt. Hier ist gut zu erkennen, dass der Druckverlauf bei Durchgang, im Vergleich zum On-Cam Betrieb, deutlich steiler verläuft wodurch das Verschieben des Drucks nicht so sensibel ist.

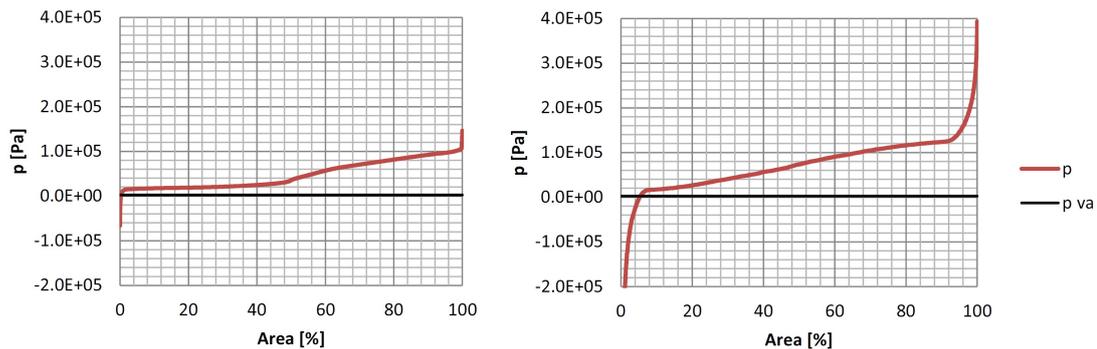


Abbildung 6.24.: Druckverteilung über der Fläche der Laufschaufel in einem On-Cam BP (links) und Off-Cam (rechts) anhand der Anlage *K5 – 2106*

Wird das tatsächliche Druckniveau durch das Verschieben des Drucks nicht korrekt getroffen, so tritt entweder zu viel oder zu wenig Kavitation auf. Dies ist ebenfalls ein Grund für die Abweichung zwischen dem Kavitationsbild der Messung und der Druckverteilung der CFD-Berechnung.

6.4. Ergebnisse der kavitationsfreien Rechnung über σ variiert

Eine Messung bei variabler Thoma-Zahl (σ), d.h. mit auftretender Kavitation, ist schwierig und wird daher nicht immer durchgeführt. In diesem Kapitel wird daher untersucht, wie sich das spezifische hydraulische Laufschaufelmoment ($T B h_{ED}$) verhält, wenn die Werte der kavitationsfreien Rechnung, d.h. unter σ -high, über der Thoma-Zahl variiert werden und das spezifische hydraulische Laufschaufelmoment neu berechnet wird. Dabei wird der statische Druck, so wie in Kapitel 6.2.2.1 und 6.2.2.2 beschrieben, auf das richtige Druckniveau geschoben und durch den Dampfdruck begrenzt.

Der spezifische Durchfluss (Q_{ED}) wird ebenso wie die spezifische Drehzahl (n_{ED}) durch das Auftreten von Kavitation beeinflusst (siehe Abbildung 6.25), weswegen diese von der Thoma-Zahl (σ) abhängig sind.

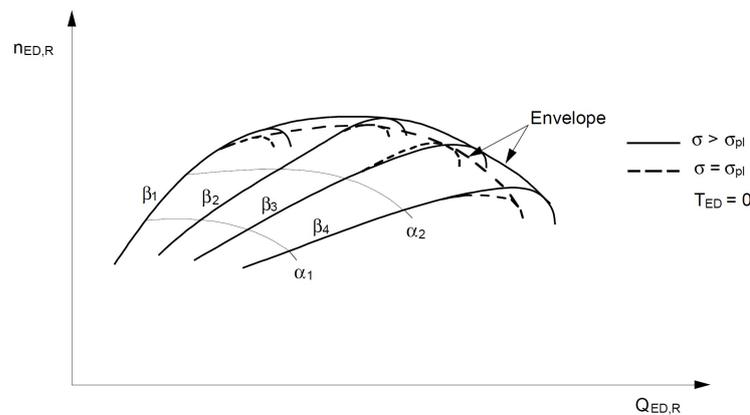


Abbildung 6.25.: Einfluss der Thoma-Zahl (σ) auf die spezifische Drehzahl (n_{ED}) und den spezifischen Durchfluss (Q_{ED}) (IECNorm, 1999, S.335)

Werden nun die unter σ -high berechneten Werte herangezogen und über σ variiert, so wird davon ausgegangen, dass der spezifische Durchfluss (Q_{ED}) und die spezifische Drehzahl (n_{ED}) konstant sind. Dieser Ansatz ist daher nicht völlig korrekt. Es soll jedoch untersucht werden, ob er für eine grobe Abschätzung des hydraulischen Laufschaufelmoments verwendet werden kann.

Veranschaulicht wird das Verhalten wie bisher anhand der Anlage *K5–605AR* (siehe Abbildung 6.26 und 6.27). Dabei werden die über σ variierten Werte der kavitationsfreien Rechnung mit den Messwerten verglichen. Zusätzlich werden diese noch mit den Werten der tatsächlichen CFD-Berechnung, d.h. den Werten der CFD-Berechnung, welche bei korrekten spezifischen Durchfluss (Q_{ED}) und spezifische Drehzahl (n_{ED}) ermittelt wurden, verglichen.

Wie aus Abbildung 6.26 und 6.27 ersichtlich ist, weist dieser Ansatz ein sehr ähnliches Verhalten wie die Messung auf, weswegen er für eine Abschätzung des hydraulischen Laufschaufelmoments verwendet werden kann. Somit wurde veranschaulicht, dass eine Messung des hydraulischen Laufschaufelmoments bei Durchgang mit Kavitationseinfluss nicht unbedingt notwendig ist. Für die Abschätzung des hydraulischen Laufschaufelmoments kann der viel einfacher zu messende σ -high Wert des hydraulischen Laufschaufelmoments verwendet und mit dem Ansatz aus Kapitel 6.2.2.1 und 6.2.2.2 auf σ_{Plant} umgerechnet werden.

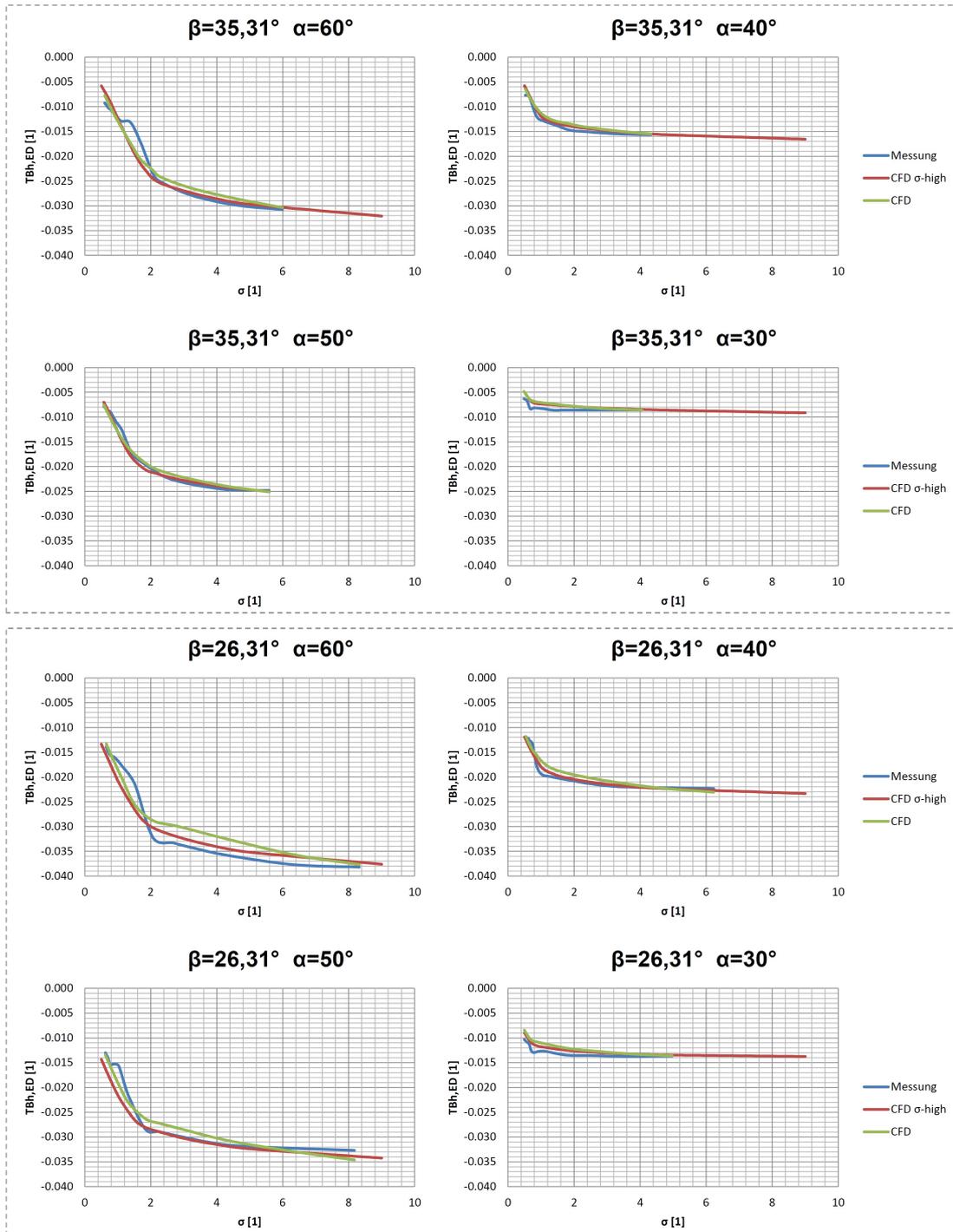


Abbildung 6.26.: Vergleich des hydraulischen Laufschaufelmoments ($T_{Bh,ED}$) der σ -high Rechnung über der Thoma-Zahl (σ) variiert anhand der Anlage $K5 - 605AR$ bei einem Laufschaufelwinkel von $\beta = 35,31^\circ$ und $\beta = 26,31^\circ$

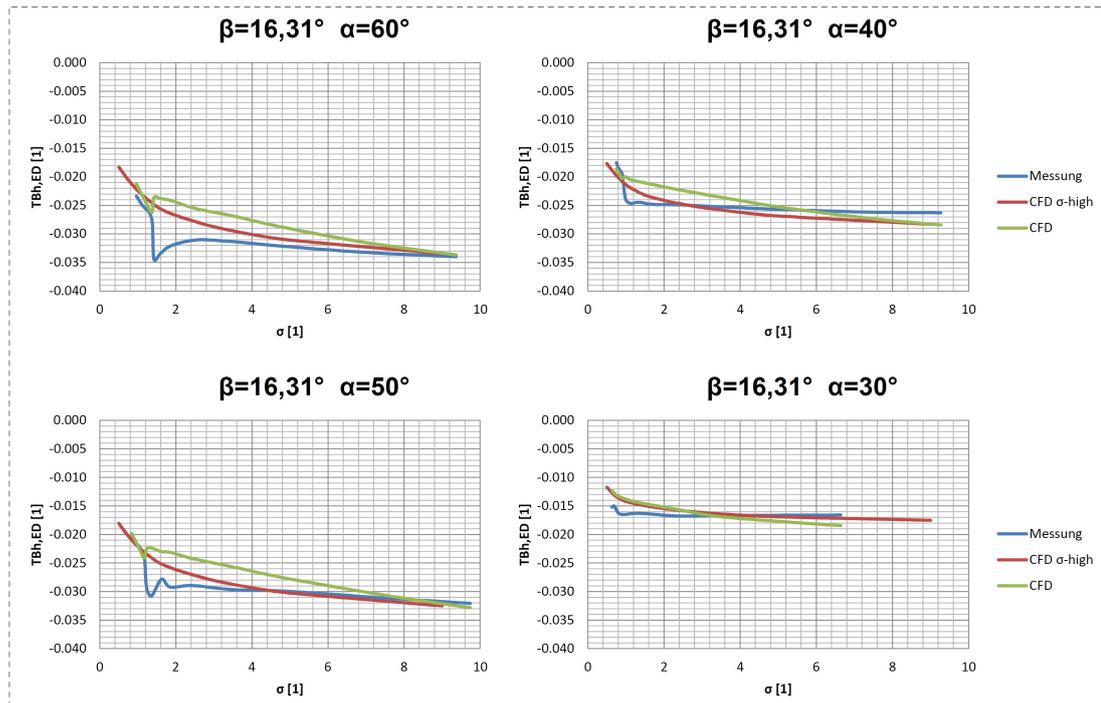


Abbildung 6.27.: Vergleich des hydraulischen Laufschaufelmoments ($TB_{h,ED}$) der σ -high Rechnung über der Thoma-Zahl (σ) variiert anhand der Anlage $K5 - 605AR$ bei einem Laufschaufelwinkel von $\beta = 16,31^\circ$

Wird nun die kavitationsfreie Rechnung, d.h. unter σ -high, mit diesem Ansatz auf σ_{Plant} umgerechnet, so ergibt sich für die Anlage $K5 - 605AR$ folgender Verlauf. Dabei ist in Abbildung 6.28 das spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments ($TB_{h,ED}$) über dem spezifischen Durchfluss (Q_{ED}) für unterschiedliche Lauf- und Leitschaufelwinkel abgebildet. Dabei ist zu erkennen, dass das maximale spezifische hydraulische Laufschaufelmoment wieder bei dem maximalen Leitschaufelwinkel (α), jedoch bei einem kleineren Laufschaufelwinkel (β) auftritt. Dieses Verhalten tritt auch bei den restlichen untersuchten Anlagen auf, welche im Anhang angeführt sind.

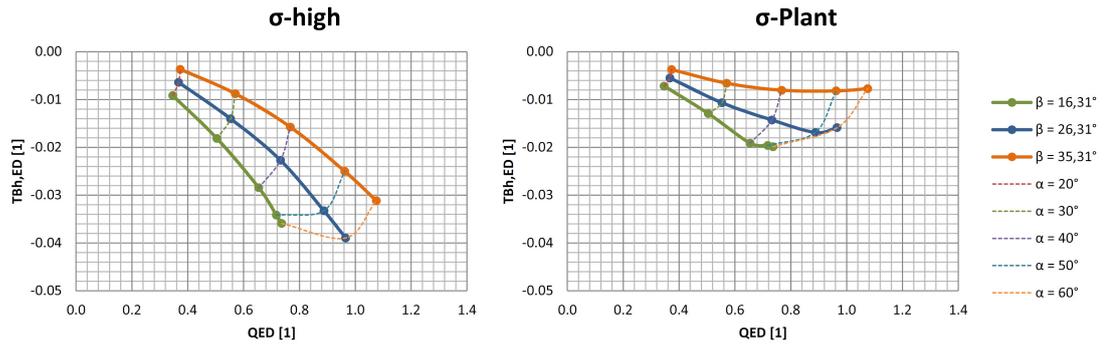


Abbildung 6.28.: Werte für das spezifische hydraulische Laufschaufelmoment der σ -high Berechnung auf σ_{Plant} umgerechnet anhand der Anlage $K5 - 605AR$

7. Zusammenfassung und Ausblick

Die Untersuchung der hydraulischen Laufschaufelmomente bei Durchgang von 5-Flügler Kaplan turbinen haben gezeigt, dass mit Hilfe von CFD-Berechnungen die Modellmessungen relativ gut abgebildet werden können. Dabei wurde zuerst veranschaulicht, dass das kavitationsfreie, d.h. unter σ -high ermittelte, hydraulische Laufschaufelmoment, nachgerechnet werden kann.

Da Kavitation bei Durchgang beinahe immer auftritt, wurde im nächsten Schritt ihr Einfluss auf das hydraulische Laufschaufelmoment untersucht. Damit die Rechnungen möglichst einfach ausfallen und der Rechenaufwand in Grenzen bleibt, wurde auf die komplexe Modellierung der Kavitation verzichtet und versucht, diesen Einfluss auf das hydraulische Laufschaufelmoment mit Methoden in der Auswertung zu berücksichtigen. Grundidee dafür ist, dass der statische Druck an all jenen Stellen, wo er unter den Dampfdruck fällt, abgeschnitten und auf den Dampfdruck gesetzt wird. Dabei wurde veranschaulicht, dass das Verschieben auf den tatsächlich auftretenden Druck ausschlaggebend für die korrekte "Simulation" der Kavitation ist. Hierfür wurden die Saughöhe und der Einfluss des Saugrohrs berücksichtigt, wodurch sich der Druck relativ gut dem tatsächlich auftretenden Druck annähert. Diese simulierte Kavitation kann jedoch zwei Faktoren nicht berücksichtigen. Ein Faktor ist, dass sich das Volumen von Wasser beim Verdampfen ausdehnt und somit zusätzliches Wasser verdrängt. Der zweite Faktor ist der Transport der Dampfblasen durch die Strömung. Trotz dieser Vereinfachungen weist das durch diesen Ansatz ermittelte hydraulische Laufschaufelmoment in Abhängigkeit von der Thoma-Zahl beinahe dasselbe Verhalten wie das der Messung auf.

Messungen bei Durchgang mit auftretender Kavitation sind sehr schwierig, weswegen versucht wurde, die gemessenen und berechneten Werte bei σ -high mit diesem Ansatz über σ zu variieren und dabei das hydraulische Laufschaufelmoment neu zu berechnen. Dabei wurde gezeigt, dass der Verlauf des hydraulischen Laufschaufelmoments relativ gut mit dem der Messung übereinstimmt.

Durch die begrenzte Anzahl an zur Verfügung stehenden Anlagen ist jedoch eine generelle Aussage über die Gültigkeit dieses Ansatzes nicht möglich. Da in dieser Arbeit ausschließlich 5-Flügler Kaplan turbinen behandelt wurden, wäre eine Untersuchung von Anlagen mit einer anderen Flügelzahl sinnvoll.

Literaturverzeichnis

- Barth T., 2004: *Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Kavitation in Kreiselpumpen sowie deren numerische Simulation*, Diplomarbeit, Hochschule für Technik, Wirtschaft und Kultur Leipzig.
- Bräunling W.J., 2004: *Flugzeugtriebwerke Grundlagen, Aero-Thermodynamik, Kreisprozesse, Thermische Turbomaschinen, Komponenten und Emissionen*, 2. Auflage, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg.
- Bräunling W.J., 2009: *Flugzeugtriebwerke Grundlagen, Aero-Thermodynamik, ideale und reale Kreisprozesse, Thermische Turbomaschinen, Komponenten, Emissionen und Systeme*, 3. Auflage, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg.
- GE-Canada, o. J.: Kaplan blade Tilt Definition and advantages v. other methods of defining blade angles, Technischer Bericht, Montreal.
- Giesecke J., Mosonyi E., 2009: *Wasserkraftanlagen Planung, Bau und Betrieb*, 5. Auflage, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg.
- Grollius H.W., 2008: *Grundlagen der Hydraulik*, 4. Auflage, Hanser Verlag, Leipzig.
- Höller H., Grein H., 1984: *Wasserkraftnutzung mit hydraulischen Maschinen*, Sulzer Escher Wyss, Winterthur.
- Hydro A., 1990: Turbinenauslegung: Richtlinien zur groben Bestimmung des Laufraddurchmessers, der Drehzahl, Einbautiefe und diversen techn. Daten, Technischer Bericht, Linz.
- Hydro A., 2003a: T-Vorschrift: Definition der Laufschaufelkräfte und Momente für Axialturbinen, Technischer Bericht, Linz.
- Hydro A., 2003b: T-Vorschrift: Koordinatensystem für Axial- und Diagonalturbinen, Technischer Bericht, Linz.

- Hydro A., 2006a: Axial turbines Runner blade torque measurement K5/0.40/655-17.5 Sp109K KLA11 As208*, Technischer Bericht, Linz.
- Hydro A., 2006b: Drehzahlbedingtes Flügelmoment analytisch ermitteln, Technischer Bericht, Linz.
- Hydro A., 2008: Kaplan Runner Blade Definition of Blade Angle 0°-Position, Technischer Bericht, Linz.
- Hydro A., 2010: Plakat Prüfstand 2a Kaplan, internes Dokument, Technischer Bericht, Linz.
- IECNorm, 1999: *Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines - Model acceptance tests*, 2. Auflage, Genf.
- Jaberg H., 2011: *Strömungsmaschinen Grundlagen*, Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen, Graz.
- Jaberg H., 2012: *Hydraulische Strömungsmaschinen*, Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen, Graz.
- Laurien E., Oertel H.j., 2009: *Numerische Strömungsmechanik Grundlagen und Modell-Lösungsmethoden - Qualität und Genauigkeit*, 3. Auflage, Vieweg + Teubner Verlag, Wiesbaden.
- Oertel H.j., Böhle M., Reviol T., 2011: *Strömungsmechanik Grundlagen, Grundgleichungen, Lösungsmethoden, Softwarebeispiele*, 6. Auflage, Vieweg + Teubner Verlag, Wiesbaden.
- Pfleiderer C., Petermann H., 2005: *Strömungsmaschinen*, 7. Auflage, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg.
- Raabe J., o. J.: *Ein Beitrag zur Begrenzung der Durchgangsdrehzahl von Kaplanmaschinen*, Wasserwirtschaft, 52 81962, Nr.10.
- Schade H., Kunz E., 2007: *Strömungslehre*, 3. Auflage, Gruyter, Berlin.
- Schwab A.J., 2012: *Elektroenergiesysteme*, 3. Auflage, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg.
- Sigloch H., 2006: *Strömungsmaschinen Grundlagen und Anwendungen*, 3. Auflage, Hanser Verlag, München.

Spurk J.H., Aksel N., 2008: *Fluid Mechanics*, 2. Auflage, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg.

VATECH, o.J.: Dimensionslose Kennzahlen Axialmaschinen & Francisturbinen, internes Dokument, Technischer Bericht, Linz.

Voith, o.J.: Ausführungsbeispiele von Turbinen und Absperrorganen, Technischer Bericht Druckschrift t2269.

Zahoransky R., Allelein H.J., Bollin E., Oehler H., Schelling U., 2010: *Energietechnik Systeme zur Energieumandlung. Kompaktwissen für Studium und Beruf*, 5. Auflage, Vieweg + Teubner Verlag, Wiesbaden.

A. Anhang

A.1. Expressions	A 2
A.2. Hydraulisches Laufschaufelmoment über der Thoma-Zahl	A 3
A.3. Hydraulisches Laufschaufelmoment bei σ_{Plant}	A 6

A.1. Expressions

$$Hs = \sigma \cdot H_{design} - (p_{amb} - p_{va}) / (g \cdot \rho) \quad [m]$$

$$\begin{aligned} PressShift = & Pressure - massFlowAve(Pressure) + Hs \cdot \rho \cdot g + p_{amb} \\ & - (\rho \cdot 0.5 \cdot \eta_{DT} \cdot (massFlowAve(Velocity \text{ in Stn Frame})@OUTLET)^2 \\ & \cdot (1 - (1/(AreaRatio_{DT}^2)))) \quad [Pa] \end{aligned}$$

$$PressCut = \text{if}(VarPressShift \geq p_{va}, VarPressShift, p_{va}) \quad [Pa]$$

$$TPXPressCut_y = PressCut \cdot y \quad [Nm]$$

$$TPXPressCut_z = PressCut \cdot z \quad [Nm]$$

$$\begin{aligned} TVX = & \text{areaInt}(WallShearY \cdot z)@Blade \\ & - \text{areaInt}(WallShearZ \cdot y)@Blade \quad [Nm] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} TPX = & \text{areaInt}_z(VarTPXPressCut_y)@Blade \\ & - \text{areaInt}_y(VarTPXPressCut_z)@Blade \quad [Nm] \end{aligned}$$

$$TBhPressCut = TPX + TVX \quad [Nm]$$

A.2. Hydraulisches Laufschaufelmoment über der Thoma-Zahl

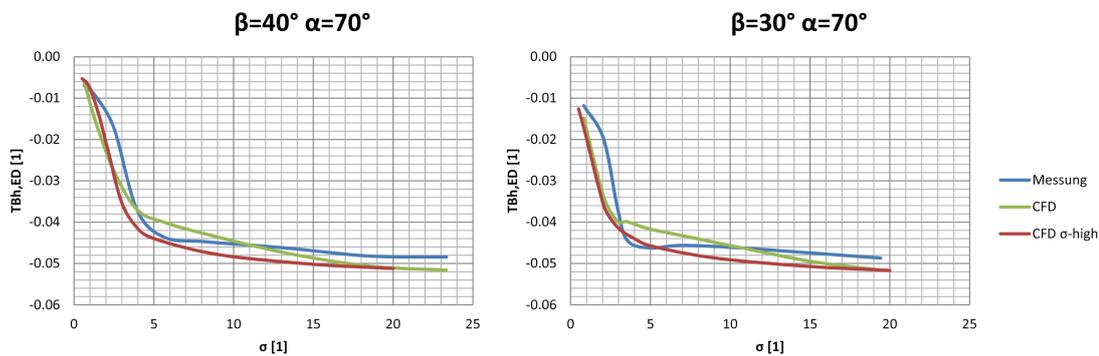


Abbildung A.1.: Vergleich des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments ($TB_{h,ED}$) abhängig von der Thoma-Zahl (σ) der Anlage K5 – 2106

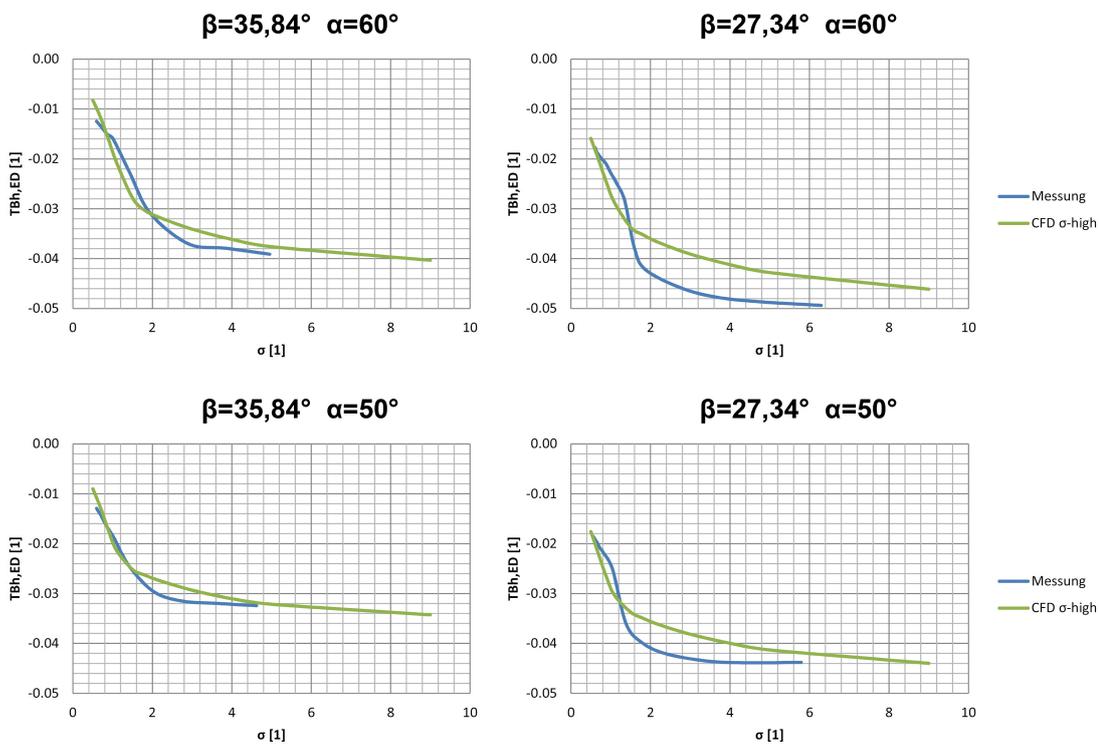


Abbildung A.2.: Vergleich des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments ($TB_{h,ED}$) abhängig von der Thoma-Zahl (σ) der Anlage K5 – 655

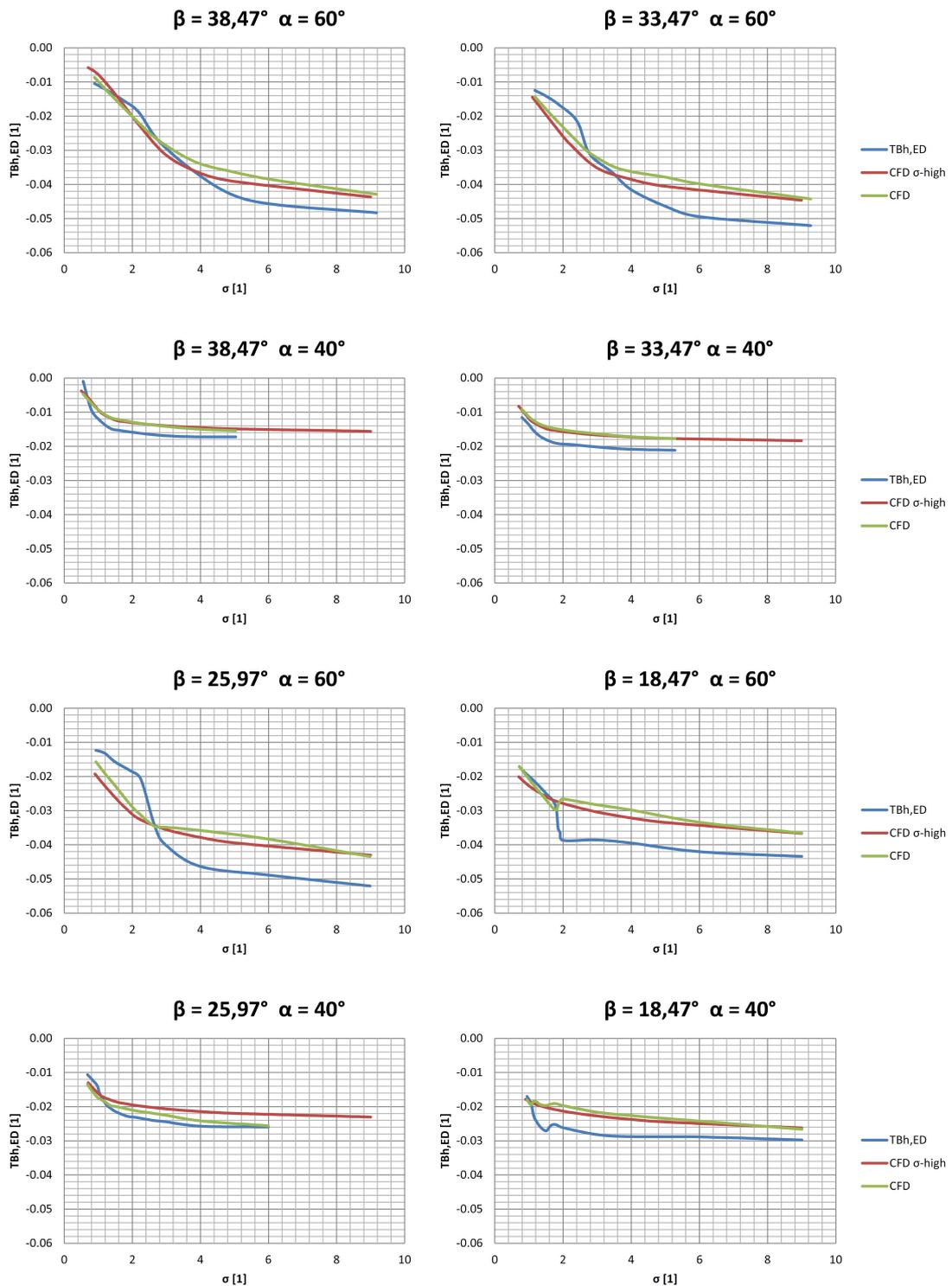


Abbildung A.3.: Vergleich des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments ($T_{Bh,ED}$) abhängig von der Thoma-Zahl (σ) der Anlage $K5 - 540F$

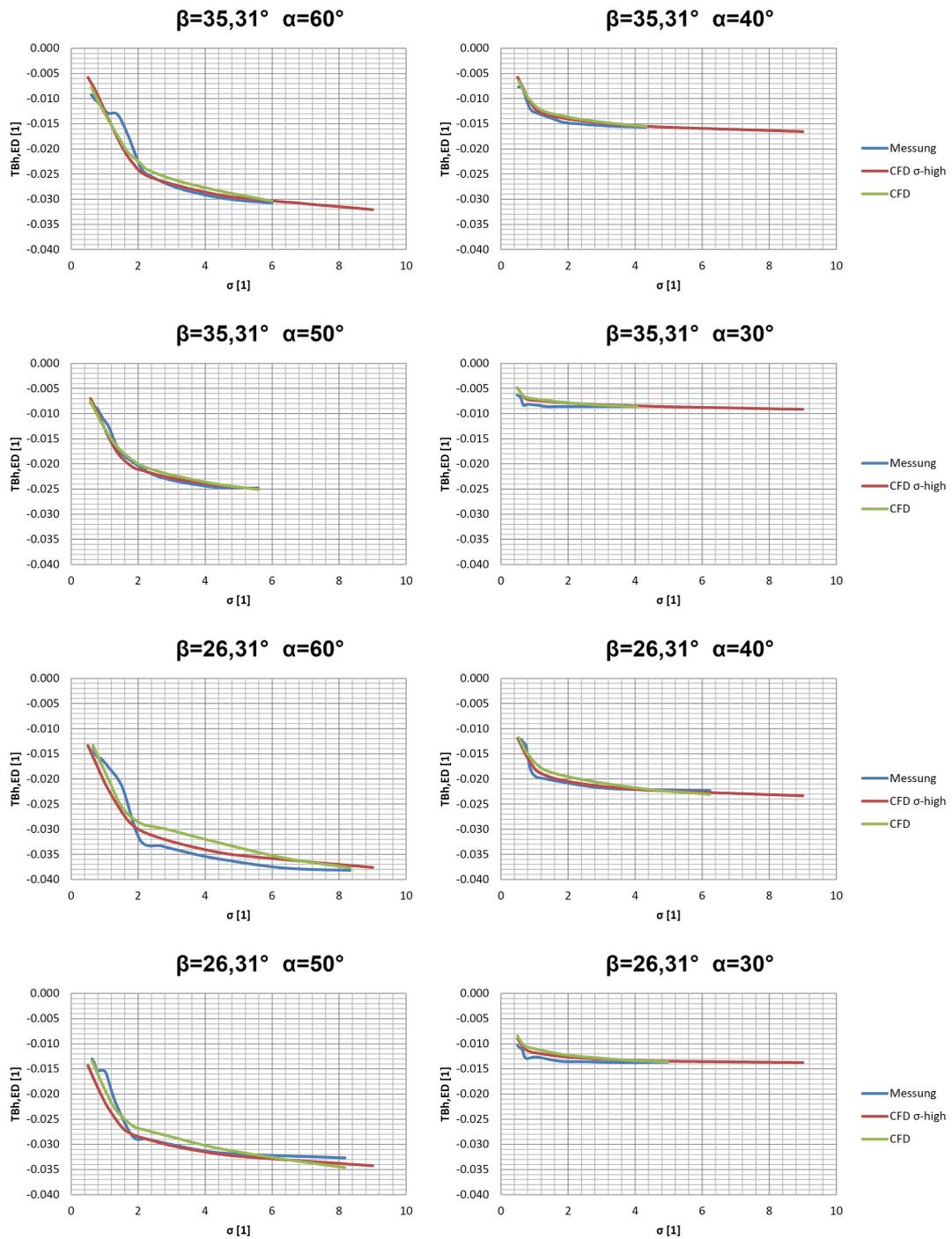


Abbildung A.4.: Vergleich des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments ($TB_{h,ED}$) abhängig von der Thoma-Zahl (σ) der Anlage *K5 – 605AR*

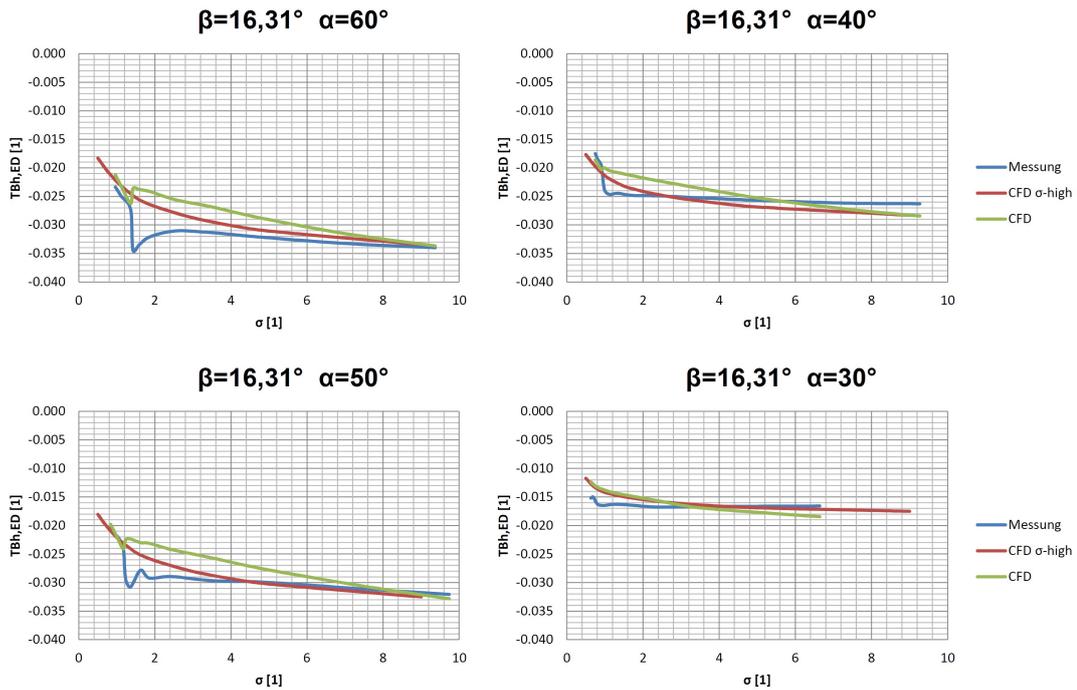


Abbildung A.5.: Vergleich des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments ($TB_{h,ED}$) abhängig von der Thoma-Zahl (σ) der Anlage $K5 - 605AR$

A.3. Hydraulisches Laufschaufelmoment bei σ_{Plant}

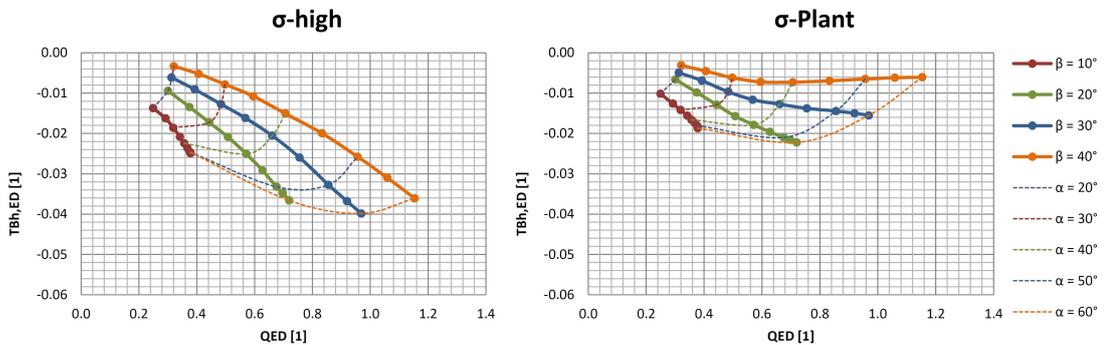


Abbildung A.6.: Vergleich des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments ($TB_{h,ED}$) bei σ -high (links) und σ_{Plant} (rechts) der Anlage $K5 - 2106$

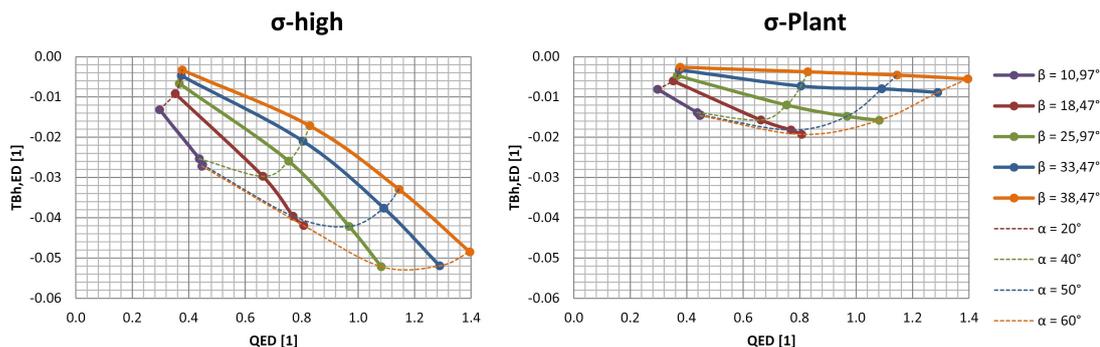


Abbildung A.7.: Vergleich des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments ($TB_{h,ED}$) bei σ -high (links) und σ_{Plant} (rechts) der Anlage $K5 - 540F$

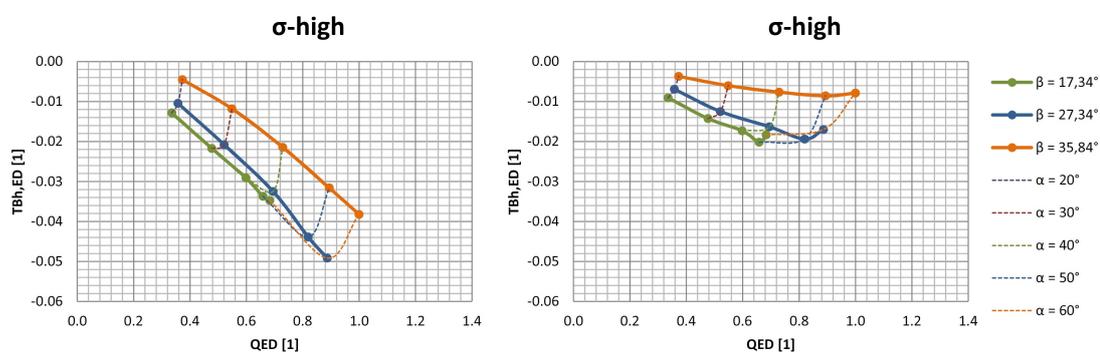


Abbildung A.8.: Vergleich des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments ($TB_{h,ED}$) bei σ -high (links) und σ_{Plant} (rechts) der Anlage $K5 - 655$

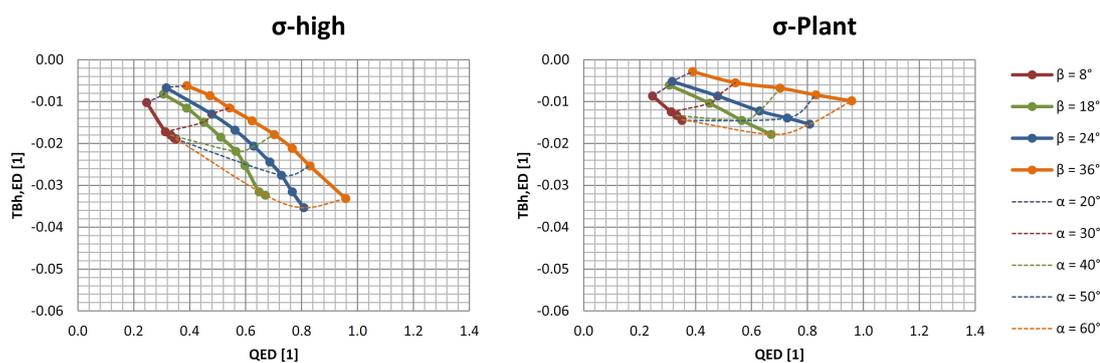


Abbildung A.9.: Vergleich des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments ($TB_{h,ED}$) bei σ -high (links) und σ_{Plant} (rechts) der Anlage $K5 - 416$

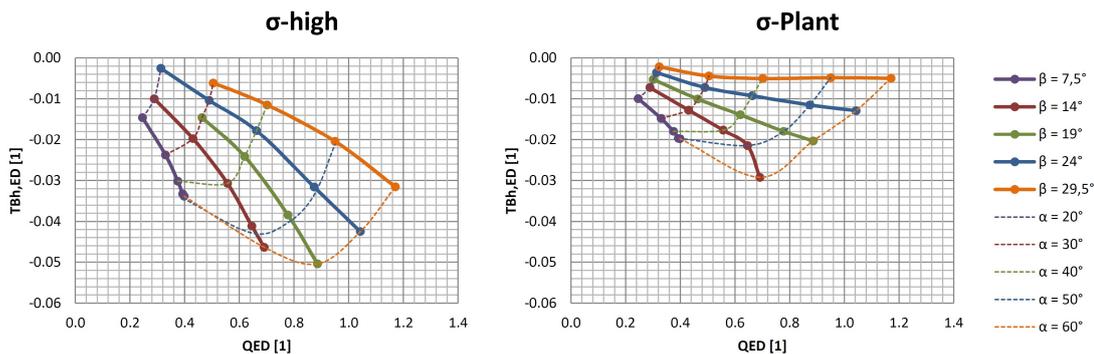


Abbildung A.10.: Vergleich des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments ($TB_{h,ED}$) bei σ -high (links) und σ_{Plant} (rechts) der Anlage K5 – 725

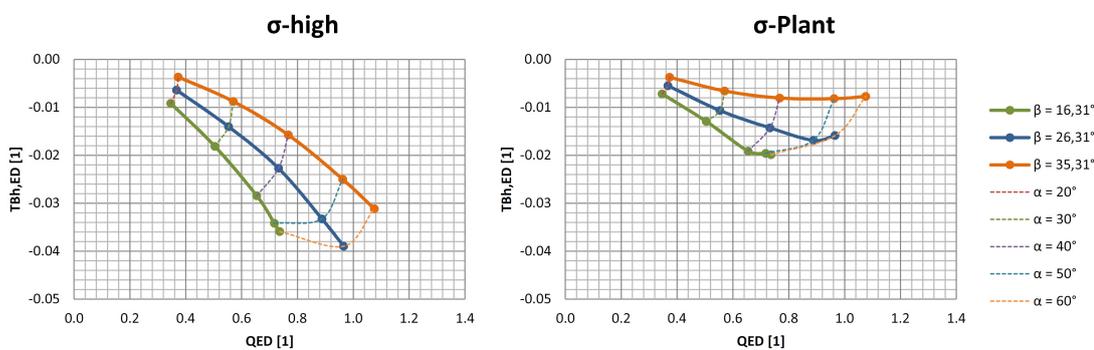


Abbildung A.11.: Vergleich des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments ($TB_{h,ED}$) bei σ -high (links) und σ_{Plant} (rechts) der Anlage K5 – 605AR

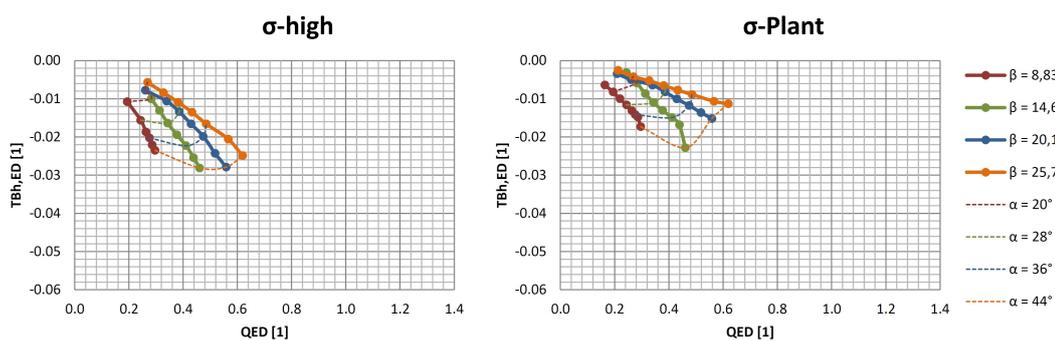


Abbildung A.12.: Vergleich des spezifischen hydraulischen Laufschaufelmoments ($TB_{h,ED}$) bei σ -high (links) und σ_{Plant} (rechts) der Anlage K5 – 560

